

Lehrstuhl für Thermische Kraftanlagen mit Heizkraftwerk

Analyse von Kraftwerksprozessen mit Gasturbinen unter energetischen, exergetischen und ökonomischen Aspekten

Christoph Kail

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. habil. Johannes Straub

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dietmar Hein
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Heiner Pfost, Universität Bochum

Die Dissertation wurde am 03.11.97 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 06.02.98 angenommen.

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit bei Siemens / KWU in Erlangen als Berechnungs- und Entwicklungsingenieur im Bereich Wärmetechnik.

Allen, die mich bei der Anfertigung dieser Arbeit unterstützt haben, möchte ich an dieser Stelle herzlich danken.

Mein besonderer Dank gilt zum einen Herrn Dr.-Ing. Bert Rukes, der mir bei Siemens / KWU sowohl in organisatorischen als auch in fachlichen Angelegenheiten hilfreich zur Seite stand, und zum anderen Herrn Prof. Dr.-Ing. Dietmar Hein von der Technischen Universität München sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Heiner Pfost von der Ruhr-Universität Bochum, die sich bereit erklärt haben, diese Arbeit zu betreuen und die Prüfung zu übernehmen.

Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. habil. Johannes Straub für die Übernahme des Vorsitzes in der Prüfungskommission.

Erlangen, im März 1998

Christoph Kail

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	5
1 Einleitung	7
2 Thermodynamische Grundlagen	10
2.1 Energetische und exergetische Analyse	10
2.2 Thermodynamisches Modell der Gasturbine	13
3 Energetische und exergetische Analyse von Kraftwerksprozessen mit Gasturbinen	15
3.1 GUD-Prozeß	15
3.1.1 „Einfache“ Gasturbine	22
3.1.2 Gasturbine mit Zwischenerhitzung	30
3.1.3 Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung	37
3.2 HAT-Prozeß	44
3.3 STIG-Prozeß	48
3.4 Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation	53
3.5 Wirkungsgrade und Leistungen der Prozesse	58
4 Energetische und exergetische Analyse von Gasturbinen-Kühltechniken	61
4.1 Wärmeübertragungseigenschaften von Luft und Dampf	61
4.2 Offene Luftkühlung der Brennkammer und der Turbine	65
4.2.1 Gasturbine ohne Kühlung der Turbinenkühlluft	66
4.2.2 Gasturbine mit Kühlung der Turbinenkühlluft	68
4.3 Geschlossene Kühlsysteme der Brennkammer	72
4.3.1 Geschlossene Luftkühlung der Brennkammer	73
4.3.2 Geschlossene Dampfkühlung der Brennkammer	75
4.4 Geschlossene Kühlsysteme der Turbine	78
4.4.1 Geschlossene Luftkühlung der Turbine	78
4.4.2 Geschlossene Dampfkühlung der Turbine	85
4.5 Wirkungsgrade und Leistungen der Kühltechniken	91
5 Ökonomische Analyse	94
5.1 Anlagenkosten	94
5.2 Bewertung der Prozesse durch die Stromerzeugungskosten	99
5.3 Optimierungsansätze aus der exergoökonomischen Analyse	115
6 Schlußfolgerungen	125
Anhang A	127
Anhang B	137

Anhang C	146
Nomenklatur	162
Literaturverzeichnis	166

Zusammenfassung

Die Liberalisierung der Strommärkte und die Globalisierung der Wirtschaft haben auf dem Kraftwerksmarkt zu einem scharfen Wettbewerb mit drastischem Preisverfall geführt. Alle großen Hersteller forcieren deshalb die Entwicklung fortschrittlicher Kraftwerksprozesse mit hohen Wirkungsgraden, niedrigen Stromerzeugungskosten und geringen Emissionen, um ihre Konkurrenzfähigkeit zu erhalten bzw. zu verbessern. Hierbei werden verschiedene Entwicklungsrichtungen verfolgt. Bei GUD-Kraftwerken sind dieses z.B. die Zwischenerhitzung der Turbinenrauchgase und die Dampfkühlung der Brennkammer und der Turbine.

Eine Beurteilung dieser Konzepte war bisher nur mit Daten aus verschiedenen Quellen möglich, die nicht unter einheitlichen Randbedingungen erstellt wurden und deshalb nur eingeschränkt für einen Vergleich tauglich sind. In der vorliegenden Arbeit werden die unterschiedlichen Entwicklungsrichtungen bei GUD-Kraftwerken und weitere oft diskutierte gasbefeuerte Kraftwerksprozesse, wie z.B. der HAT- und der STIG-Prozeß, unter einheitlichen thermodynamischen und ökonomischen Randbedingungen analysiert und bewertet. Die Ergebnisse dieser Untersuchung ermöglichen einen objektiven Vergleich der verschiedenen Konzepte unter technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten.

Die thermodynamische Analyse wird mit Hilfe der energetischen und der exergetischen Analyse durchgeführt. Die exergetische Analyse ermöglicht eine sehr viel detailliertere Erfassung der Verluste als die energetische Analyse und führt dadurch zu einem besseren Verständnis der Verlustmechanismen. Jeder Komponente kann ein Exergieverlust und ein exergetischer Wirkungsgrad zugewiesen werden. Im Gegensatz zur energetischen Analyse können z.B. auch die Verluste und Wirkungsgrade von Wärmeübertragern und Verbrennungsprozessen bestimmt werden. In dieser Arbeit werden beide Methoden angewendet, um die Unterschiede bzw. die Vor- und Nachteile der Methoden darzustellen.

Bei der ökonomischen Analyse werden zum einen die verschiedenen Prozesse und Kühltechniken unter dem Gesichtspunkt der Stromerzeugungskosten (Produktkosten) miteinander verglichen und zum anderen wird die Methode der exergo-ökonomischen Analyse, die zur Prozeßoptimierung dient, angewendet. Die Stromerzeugungskosten werden nach der TRR-Methode (Total Revenue Requirement) berechnet. Die Methode benutzt Barwerte und daraus berechnete Annuitäten. Bei der exergoökonomischen Analyse wird für jede Komponente des Prozesses eine relative Kostendifferenz und ein exergoökonomischer Faktor bestimmt. Die relative Kostendifferenz ist ein Maß für den Anstieg der spezifischen Kosten zwischen Aufwand- und Produktstrom. Der exergoökonomische Faktor gibt Auskunft über die Quellen der Kostensteigerung in einer Komponente. Mit Hilfe dieser beiden Faktoren kann bestimmt werden, ob die untersuchte Komponente im Kostenoptimum liegt oder ob der Aufwand (Kosten) für sie zu hoch oder zu niedrig ist.

Der Vergleich der verschiedenen Prozesse hat ergeben, daß die GUD-Varianten die höchsten Wirkungsgrade erreichen und daß sie ab einer jährlichen Betriebszeit von

3000 äquivalenten Vollaststunden die niedrigsten Stromerzeugungskosten haben. Zwischen 1000 und 3000 Stunden erreicht der STIG-Prozeß die niedrigsten Stromerzeugungskosten und bei weniger als 1000 Stunden der „einfache“ Gasturbinenprozeß.

Der GUD-Prozeß mit der „einfachen“ Gasturbine ist den anderen GUD-Varianten mit den Gasturbinen mit Zwischenerhitzung wirtschaftlich überlegen, da er niedrigere Stromerzeugungskosten erreicht. Die Stromerzeugungskosten des GUD-Prozesses mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung und ohne Zwischenkühlung sind 2.2 % höher als beim „einfachen“ GUD-Prozeß. Die zusätzliche Zwischenkühlung der Verdichterluft bewirkt eine Verminderung der spezifischen Anlagenkosten und dadurch eine Reduzierung der Stromerzeugungskosten auf einen Wert, der nur noch 0.7 % höher ist.

Der Vergleich der verschiedenen Gasturbinen-Kühltechniken hat gezeigt, daß die geschlossenen Dampfkühlsysteme der Brennkammer und der Turbine zu den höchsten Wirkungsgraden und Leistungen führen. Die geschlossenen Kühlsysteme sind jedoch mit technischen Problemen und Risiken verbunden. Dies gilt insbesondere für die Turbinenkühlsysteme. Wenn diese Probleme gelöst werden und wenn die Verfügbarkeit und die Kosten für Wartung und Instandhaltung in einer ähnlichen Größenordnung liegen, wie bei der offenen Luftkühlung, bieten die geschlossenen Kühlsysteme wirtschaftliche Vorteile gegenüber der heute üblichen, offenen Luftkühlung.

Die Anwendung der exergoökonomischen Analyse auf die verschiedenen Prozesse hat verdeutlicht, daß die exergoökonomischen Kenngrößen stark von den thermodynamischen und wirtschaftlichen Randbedingungen abhängig sind und daß sie deshalb sehr unterschiedliche Werte annehmen. Eine erfolgreiche Anwendung dieser Methode zur Prozeßoptimierung setzt jedoch eine relativ exakte Kenntnis der optimalen Werte der exergoökonomischen Kenngrößen voraus, damit die ermittelten Kenngrößen eindeutig interpretiert werden können. Der Aufwand zur Bestimmung der optimalen Werte ist wegen der vielen Einflußgrößen sehr hoch. Die Methode der exergoökonomischen Analyse kann deshalb im Vergleich zur bisher üblichen Methode der Parametervariation den Aufwand bei der Prozeßoptimierung nicht vermindern.

1 Einleitung

Kombinierte Gas- und Dampfturbinenkraftwerke (GUD-Kraftwerke) haben in den letzten Jahren hohe Zuwachsraten auf dem Kraftwerksmarkt erzielt, da sie vergleichsweise niedrige Anlagenkosten haben und in den meisten Fällen günstigere Stromerzeugungskosten erreichen als andere Kraftwerkstypen.

Die Liberalisierung der Strommärkte und die Globalisierung der Wirtschaft haben auf dem Kraftwerksmarkt zu einem scharfen Wettbewerb mit drastischem Preisverfall geführt. Alle großen Hersteller forcieren deshalb die Entwicklung fortschrittlicher Kraftwerksprozesse mit hohen Wirkungsgraden, niedrigen Stromerzeugungskosten und geringen Emissionen, um ihre Konkurrenzfähigkeit zu erhalten bzw. zu verbessern. Hierbei werden verschiedene Entwicklungsrichtungen verfolgt. Bei GUD-Kraftwerken sind dieses z.B. die Zwischenerhitzung der Turbinenrauchgase und die Dampfkühlung der Brennkammer und der Turbine.

Eine Beurteilung dieser Konzepte war bisher nur mit Daten aus verschiedenen Quellen möglich, die nicht unter einheitlichen Randbedingungen erstellt wurden und deshalb nur eingeschränkt für einen Vergleich tauglich sind. In der vorliegenden Arbeit werden die unterschiedlichen Entwicklungsrichtungen bei GUD-Kraftwerken und weitere oft diskutierte gasbefeuerte Kraftwerksprozesse, wie z.B. der HAT- und der STIG-Prozeß, unter einheitlichen thermodynamischen und ökonomischen Randbedingungen analysiert und bewertet. Die Ergebnisse dieser Analyse ermöglichen einen objektiven Vergleich der verschiedenen Konzepte unter technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten. Die Untersuchung wird für den Fall reiner Stromerzeugung ohne Wärmeauskopplung bei Anlagen mit großen Leistungen ($P > 200 \text{ MWel}$) gemacht.

Die thermodynamische Analyse wird mit Hilfe der energetischen und der exergetischen Analyse durchgeführt. Bei der ökonomischen Analyse werden zum einen die verschiedenen Prozesse und Kühltechniken unter dem Gesichtspunkt der Stromerzeugungskosten miteinander verglichen und zum anderen wird die Methode der exergoökonomischen Analyse, die zur Prozeßoptimierung dient, angewendet.

Als Vergleichskraftwerk für die Bewertung der unterschiedlichen Kraftwerkstypen und Kühltechniken dient ein GUD-Kraftwerk mit einer „einfachen“ Gasturbine, die dem von Siemens / KWU hergestellten Typ V94.3A ähnlich ist. Die Brennkammer und die Turbine dieser Gasturbine werden durch ein offenes Luftkühlsystem gekühlt. Der nachgeschaltete Dampfprozeß ist ein 3-Druck-Prozeß mit Zwischenüberhitzung.

Die verschiedenen Kraftwerksprozesse und Kühltechniken werden unter der Annahme gleicher Stickoxid-Emissionen (25 ppm) miteinander verglichen, da die Emissionen durch die immer schärfer werdenden gesetzlichen Auflagen eine entscheidende Bedeutung bei der Genehmigung von Kraftwerken durch die Behörden haben.

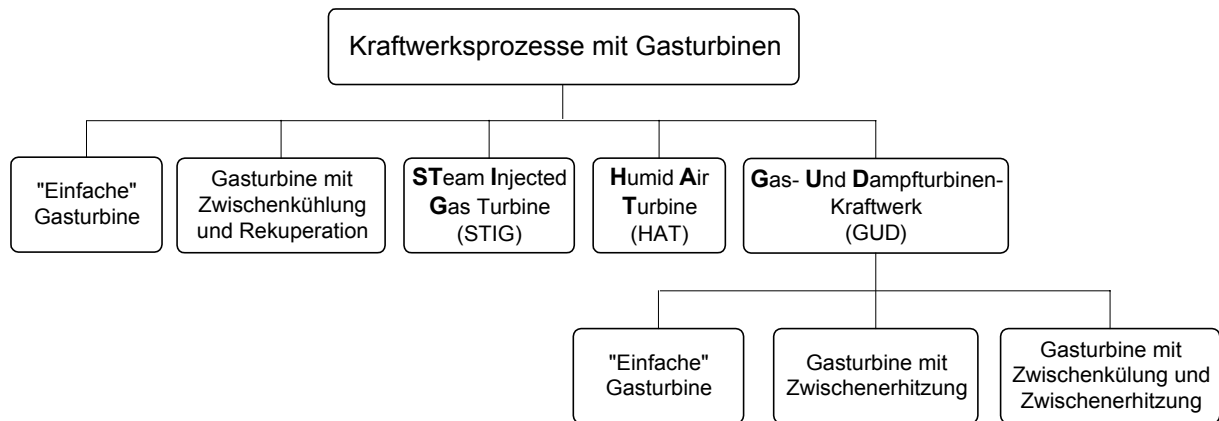


Abbildung 1.1: Kraftwerksprozesse mit Gasturbinen

In **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** sind die untersuchten Kraftwerksprozesse aufgeführt. Im einzelnen sind dieses der "einfache" Gasturbinenprozeß, der Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation, der STIG-Prozeß (Gasturbine mit Dampfeindüsung), der HAT-Prozeß (Gasturbine mit Zwischenkühlung, Aufsättigung und Rekuperation) und der GUD-Prozeß (Gasturbine mit nachgeschaltetem Dampfprozeß). Der GUD-Prozeß kann mit einer „einfachen“, bisher üblichen Gasturbine, mit einer Gasturbine mit Zwischenerhitzung und mit einer Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung betrieben werden.

Die meisten der zur Zeit betriebenen gasbefeuerten Kraftwerke sind GUD-Kraftwerke für den Grund- und Mittellastbereich und Gasturbinenkraftwerke für den Spitzenlastbereich. Im Fall von Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen mit kleinen Leistungen ($P < 50 \text{ MW}_{el}$) kommen zusätzlich zu Gasturbinenkraftwerken auch STIG-Kraftwerke zum Einsatz. Der Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation und der HAT-Prozeß konnten sich bisher nicht am Markt durchsetzen. Unter den verschiedenen GUD-Varianten gab es bis vor kurzem nur die Variante mit der "einfachen" Gasturbine. Zur Zeit befinden sich jedoch die ersten Anlagen mit Gasturbinen mit Zwischenerhitzung im Bau. Gasturbinen mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung wurden bisher nicht kommerziell eingesetzt. Weiterführende Beiträge zu den verschiedenen Kraftwerksprozessen sind im Literaturverzeichnis aufgeführt.

Die Kühltechnik der Gasturbine bietet effektive Ansatzpunkte zur Erhöhung des Wirkungsgrades und zur Senkung der Emissionen. Abbildung 1.2 zeigt die verschiedenen Wege, die bei der Kühlung der Turbine und der Brennkammer gewählt werden können. Zu unterscheiden sind offene und geschlossene Kühlsysteme sowie Luft und Dampf als Kühlmedium. Bei der offenen Luftkühlung der Turbine gibt es zusätzlich die Option der Kühlluftkühlung.

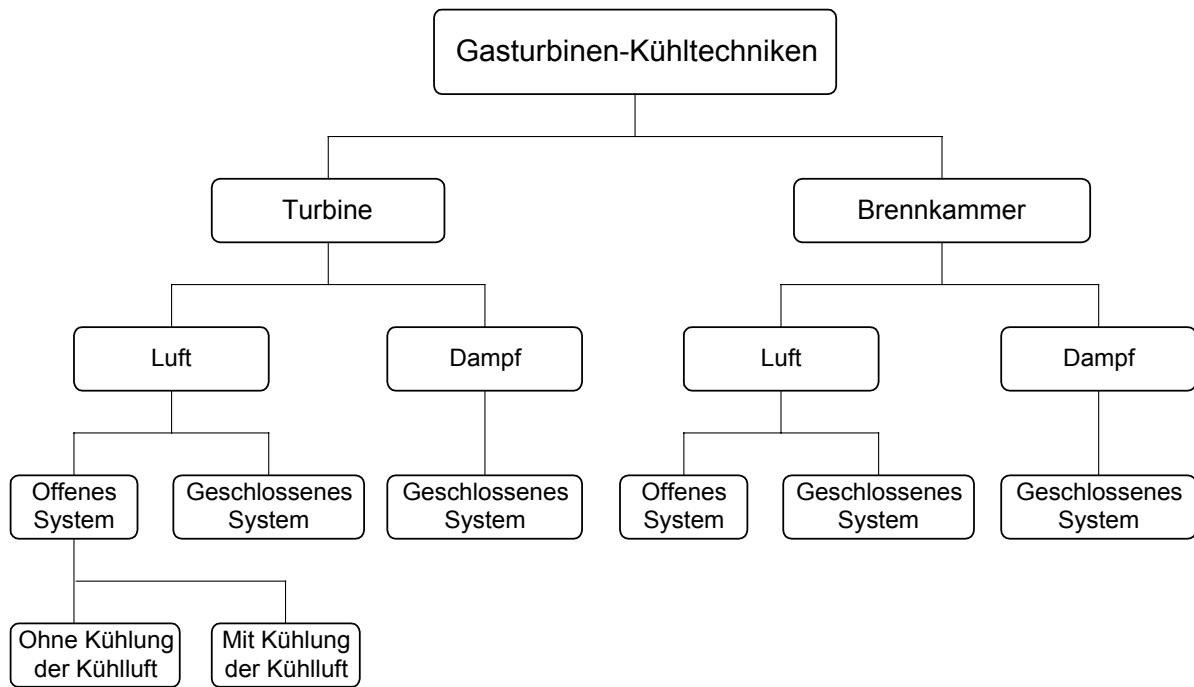


Abbildung 1.2: Gasturbinen-Kühltechniken

Die offenen Luftkühlsysteme waren bisher die von allen Gasturbinenherstellern bevorzugten Kühltechniken. Bei fortschrittlichen Gasturbinen werden jedoch zunehmend geschlossene Kühlsysteme mit Luft oder Dampf als Kühlmedium sowohl für die Brennkammer als auch für die Turbine eingesetzt, da diese Kühltechniken zu höheren Wirkungsgraden und niedrigeren Emissionen führen als die offenen Luftkühlsysteme. Im Literaturverzeichnis ist eine Auswahl von zu diesem Thema veröffentlichten Beiträgen aufgeführt.

2 Thermodynamische Grundlagen

Die thermodynamische Analyse von Kraftwerksprozessen kann mit Hilfe der energetischen und der exergetischen Analyse durchgeführt werden. Beide Methoden und ihre wesentlichen Unterschiede werden im folgenden erläutert. Des weiteren wird das thermodynamische Modell der Gasturbine vorgestellt.

2.1 Energetische und exergetische Analyse

Bei der energetischen Analyse werden Energieströme unterschiedlicher Erscheinungsformen und Qualitäten benutzt, um die charakteristischen Kenngrößen des Prozesses und seiner Komponenten zu bestimmen. Für Energien gilt ein Erhaltungssatz. Hieraus folgt, daß sich die Energie eines Systems nur durch Energietransport über die Systemgrenze ändern kann. Bei der Umwandlung von Energie von einer Form in eine andere Form geht jedoch ein Teil der Arbeitsfähigkeit, welche ein Maß für die Qualität der Energie ist, durch Irreversibilitäten verloren. Dieser Qualitätsverlust kann mit der energetischen Analyse nicht quantifiziert werden.

Der energetische Wirkungsgrad η eines mit fossilem Brennstoff (Gas, Öl, Kohle) befeuerten Prozesses kann aus dem Verhältnis von Nutzleistung P zu energetischer Brennstoffleistung, die aus dem Produkt von Brennstoffmassenstrom \dot{m}_B und unterem Heizwert H_u besteht, berechnet werden (Gleichung (2.1)). Der untere Heizwert des Brennstoffes wird hierbei üblicherweise als Bezugspunkt für den Wirkungsgrad gewählt.

$$\eta = \frac{P}{\dot{m}_B \cdot H_u} = 1 - \frac{\dot{Q}_{ab}}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (2.1)$$

Der Wirkungsgrad läßt sich auch aus der an die Umgebung abgeführten Wärmeleistung \dot{Q}_{ab} und der zugeführten Brennstoffleistung bestimmen.

Im reversiblen Fall kann der Wirkungsgrad η auf den Carnot-Wirkungsgrad η_C zurückgeführt werden, indem die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr $T_{m,ab}$ und die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr $T_{m,zu}$ eingesetzt wird (Gleichung (2.2)).

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{m,ab}}{T_{m,zu}} = \eta \cdot \frac{H_u}{H_o} + \frac{T_{m,ab} \cdot \sum \dot{S}_{irr}}{\dot{m}_B \cdot H_o} \quad (2.2)$$

Der Carnot-Wirkungsgrad definiert den maximalen theoretisch möglichen Wirkungsgrad eines zwischen zwei Temperaturniveaus ablaufenden Energiewandlungsprozesses. Der Carnot-Wirkungsgrad und der reale Prozeßwirkungsgrad sind über die Entropieproduktion \dot{S}_{irr} innerhalb des Prozesses miteinander verknüpft (Gleichung (2.2), rechte Seite). Da die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr von dem im Gasturbinenabgas auskondensierenden Wasseranteil beeinflusst wird, muß der Wirkungsgrad in dieser Gleichung auf den oberen Heizwert (Brennwert) H_o bezogen werden.

Sowohl in Gleichung (2.1) als auch in Gleichung (2.2) werden energetische Verluste, die bei der Übertragung der Brennstoffenergie auf den Prozeß auftreten, vernachlässigt, da sie im Falle der hier betrachteten Kraftwerksprozesse mit Gasturbinen klein sind (0.2 %).

Für die meisten Komponenten des Prozesses läßt sich kein energetischer Wirkungsgrad im Sinne von Nutzen zu Aufwand berechnen, da keine Energieverluste auftreten. Die Beurteilung der Qualität dieser Komponenten kann nur durch den Vergleich der realen irreversiblen mit der idealen reversiblen Zustandsänderung erfolgen. Der Vergleich liefert isentrope Wirkungsgrade. Diese können jedoch nur für diejenigen Komponenten bestimmt werden, bei denen keine Wärmeübertragung, keine Stoffmischung und keine chemische Reaktion auftritt (z. B. für Verdichter). Wärmeübertrager oder Brennkammern können also mit der energetischen Analyse nicht qualitativ bewertet werden.

Die zweite Methode zur Untersuchung und Optimierung von Kraftwerksprozessen ist die exergetische Analyse [1, 2]. Bei der exergetischen Analyse werden die im Prozeß auftretenden Exergieströme zur Berechnung von Exergieverlusten und exergetischen Wirkungsgraden benutzt. Die Exergie ist ein Maß für die Arbeitsfähigkeit eines Stoffes, wenn er unter Mitwirkung der Umgebung reversibel mit dieser in den Gleichgewichtszustand gebracht wird. Die Exergie hat bei vorgegebener Umgebung den Charakter eines Potentials. Für sie gilt kein Erhaltungssatz, jede irreversible Zustandsänderung bedeutet Exergievernichtung.

Die Abhängigkeit der Exergie vom Umgebungszustand ist für Anwendungen im Kraftwerksbereich durchaus sinnvoll. Auch der maximale Prozeßwirkungsgrad, der Carnot-Wirkungsgrad, wird durch die Umgebungstemperatur als der minimalen Temperatur der Wärmeabfuhr beschränkt.

Die Exergie E eines Stoffgemisches wird bei Vernachlässigung von kinetischen und potentiellen Anteilen durch die Enthalpie H , die Entropie S und die Molmengen n_i des Gemisches sowie durch die chemischen Potentiale μ_i der Einzelstoffe bei Umgebungstemperatur, Umgebungsdruck und Gemisch- und Umgebungszusammensetzung bestimmt [3].

$$E = H - H_U - T_U \cdot (S - S_U) + \sum_i (\mu_{i,G}^U - \mu_{i,U}^U) \cdot n_i \quad (2.3)$$

Die Exergie von gasförmigen kompressiblen Stoffen, wie z.B. Luft, ist bei hohen Drücken und niedrigen Temperaturen größer als die Energie, die hier als Energie der Enthalpie erscheint (Abbildung 2.3, links). Dies ist auf die Druckunabhängigkeit der Enthalpie und die Druckabhängigkeit der Entropie zurückzuführen. Die Energiebilanz bleibt trotzdem erfüllt, da bei der Überführung des Stoffes in den Gleichgewichtszustand mit der Umgebung ein Wärmeaustausch mit dieser auftreten kann. Der Zustandspunkt, bei dem die Energie und die Exergie gleich groß sind, wird durch isentrope Kompression vom Umgebungszustand als Anfangszustand erreicht. Wird die Temperatur in diesem Punkt weiter erhöht, so sinkt das Verhältnis von Exergie zu

Energie unter Eins. Eine Verminderung der Temperatur in diesem Punkt lässt das Verhältnis über Eins steigen.

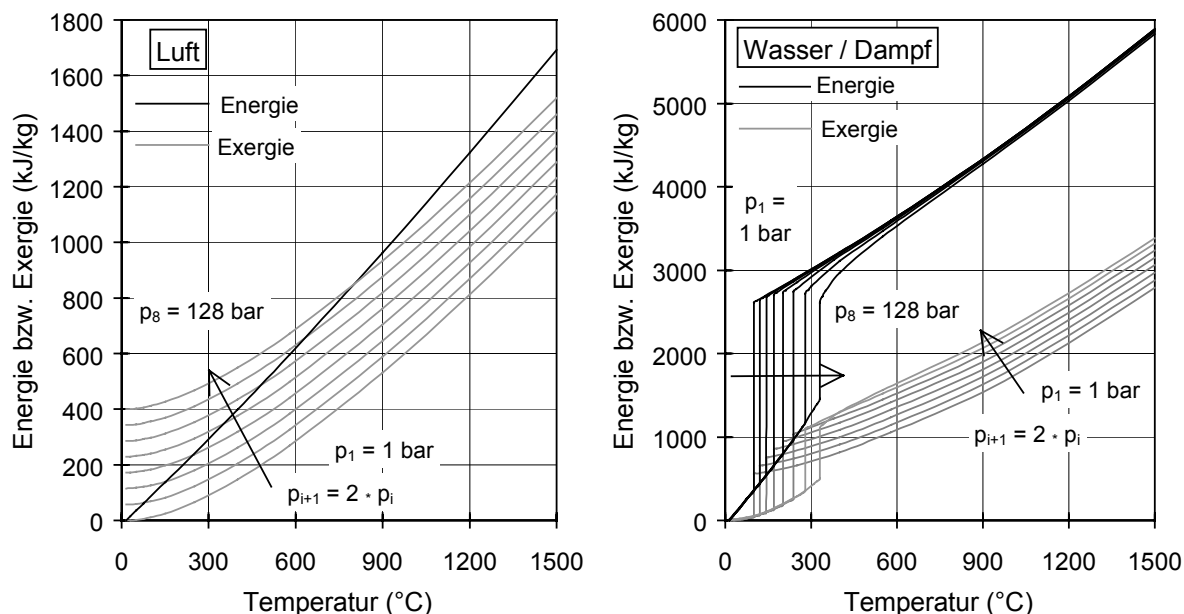


Abbildung 2.3: Spezifische Energie und spezifische Exergie von Luft und Wasser
(Bezugspunkt: $\vartheta = 15\text{ °C}$, $p = 1.013\text{ bar}$)

Bei flüssigen inkompressiblen Stoffen, wie z.B. Wasser, ist die Exergie immer kleiner als die Energie, weil hier die Entropie unabhängig vom Druck ist und die Energie stärker mit der Temperatur steigt als die Exergie (Abbildung 2.3, rechts).

Im Verdampfungsgebiet ist der Anstieg der Energie mit zunehmendem Dampfgehalt zwei bis dreimal so stark wie der Anstieg der Exergie, da die Entropiezunahme den Anstieg der Exergie vermindert. Die Exergie des Dampfes ist deshalb auch bei hohen Drücken immer kleiner als die Energie.

Der exergetische Wirkungsgrad ε eines Prozesses wird analog zum energetischen Wirkungsgrad aus dem Verhältnis von Nutzleistung P zu exergetischer Brennstoffleistung \dot{E}_B berechnet. Er kann auch aus den Verlusten durch Entropieerzeugung \dot{S}_{irr} und Exergieabfuhr an die Umgebung \dot{E}_{ab} bestimmt werden.

$$\varepsilon = \frac{P}{\dot{E}_B} = 1 - \frac{T_U \cdot \sum \dot{S}_{\text{irr}}}{\dot{E}_B} - \frac{\sum \dot{E}_{\text{ab}}}{\dot{E}_B} \quad (2.4)$$

Exergetische Wirkungsgrade bestehen aus Strömen gleicher Qualität und sind deswegen besser zur Beurteilung von Energiewandlungsprozessen geeignet als energetische Wirkungsgrade, die nicht nur von der Qualität des Prozesses, sondern auch von der Qualität des Aufwandstromes abhängig sind. Der Unterschied zwischen dem exergetischen und dem energetischen Wirkungsgrad ist im Falle des Gesamtwirkungsgrades eines zur Stromerzeugung genutzten gasbefeuerten Prozesses gering, da die Brennstoffexergie von Erdgas (Methan) ungefähr der Brennstoffenergie, bezogen

auf den unteren Heizwert H_u , entspricht [1]. Bei der Beurteilung von Teilprozessen kann es jedoch große Unterschiede zwischen den beiden Wirkungsgraden geben. Der exergetische Wirkungsgrad des Dampfprozesses eines GUD-Kraftwerks ist z.B. doppelt so hoch wie der energetische Wirkungsgrad.

Die exergetische Analyse ermöglicht eine sehr viel detailliertere Erfassung der Verluste als die energetische Analyse. Jeder Komponente kann ein Exergieverlust und ein exergetischer Wirkungsgrad zugewiesen werden. Im Gegensatz zur energetischen Analyse können z.B. auch die Verluste und Wirkungsgrade von Wärmeübertragern und Verbrennungsprozessen bestimmt werden. Diese Informationen der exergetischen Analyse ermöglichen ein gezielteres Vorgehen bei der thermodynamischen Optimierung eines Prozesses und vermindern dadurch unter Umständen den Aufwand.

2.2 Thermodynamisches Modell der Gasturbine

Für die Berechnung der Gasturbinenprozesse wurde ein detailliertes Modell entwickelt, in welchem der Kühlluftbedarf der Brennkammer und der einzelnen Schaufelreihen der Turbine berücksichtigt wird (Abbildung 2.1). Jeder Laufschaufelreihe wird ein aerodynamischer Wirkungsgrad zugewiesen, der über Faktoren, welche die Zumischungsverluste der Kühl- und Sperrluft berücksichtigen, korrigiert wird. Für die Leitschaufeln wird ein Totaldruckverlust von 3 % angenommen. Der Verdichter wird entsprechend der Anzahl der Entnahmestellen blockweise berechnet. Der Druck an den Verdichterentnahmestellen liegt 10 %, mindestens aber 1 bar, über dem Eintrittsdruck in die jeweilige Turbinenstufe.

Die Kühlluft der Schaufeln wird dem Rauchgasmassenstrom nach der jeweils zu kühlenden Schaufelreihe zugemischt. Bei der realen Expansion leistet ein Teil der Leitschaufelkühlluft keine Arbeit im Laufrad, dafür aber ein Teil der Laufschaufelkühlluft. Die hier getroffene Annahme der ungeteilten Zumischung nach der jeweils zu kühlenden Stufe erreicht eine genügende Genauigkeit, da der nicht arbeitleistende Anteil der Leitschaufelkühlluft ungefähr dem arbeitleistenden Anteil der Laufschaufelkühlluft entspricht.

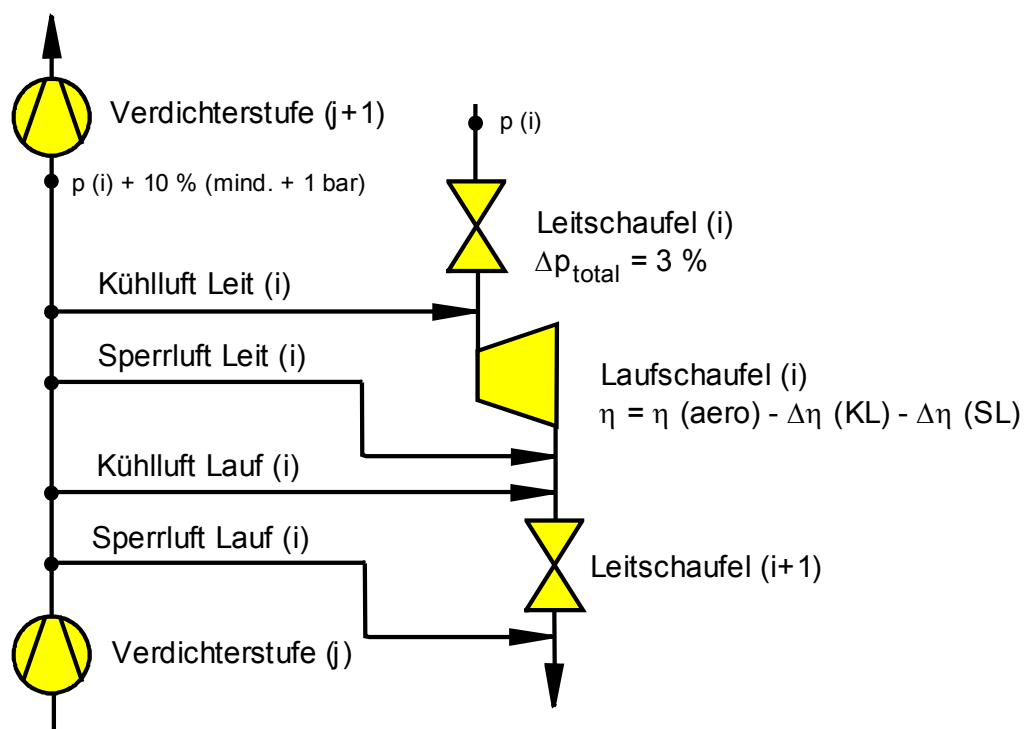


Abbildung 2.1: Modell zur stufenweisen Berechnung der Gasturbine

Die Sperrluft verhindert, daß die Rauchgase zwischen den Schaufelspitzen und dem Gehäuse bzw. der Welle hindurchströmen. Sie wird dem Rauchgasmassenstrom erst nach der jeweils nächsten Schaufelreihe zugemischt. Diese Annahme berücksichtigt die beschränkte Arbeitsfähigkeit der Sperrluft in der jeweiligen Turbinenstufe. Die übrigen Randbedingungen und weitere Einzelheiten zum Gasturbinenmodell sind in Anhang A aufgeführt.

3 Energetische und exergetische Analyse von Kraftwerksprozessen mit Gasturbinen

In diesem Kapitel werden die zur Zeit diskutierten gasbefeuerten Kraftwerksprozesse unter energetischen und exergetischen Gesichtspunkten analysiert und miteinander verglichen. Im einzelnen sind dieses der GUD-Prozeß, der HAT-Prozeß, der STIG-Prozeß und der Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation.

3.1 GUD-Prozeß

Der GUD-Prozeß besteht aus einem Gasturbinenprozeß mit einem nachgeschalteten, unbefeuerten Dampfturbinenprozeß. Die Abgaswärme der Gasturbine wird in einem Abhitzedampferzeuger zur Dampfproduktion genutzt.

Der GUD-Prozeß hat aufgrund der hohen Temperatur der Wärmezufuhr und der niedrigen Temperatur der Wärmeabfuhr ein höheres Wirkungsgradpotential als die meisten anderen Kraftwerksprozesse. Der Wirkungsgrad η_{GUD} des GUD-Prozesses läßt sich aus dem Verhältnis der Summe von Gasturbinenleistung P_{GT} und Dampfturbinenleistung P_{DT} zu der dem Prozeß zugeführten Brennstoffleistung $\dot{m}_{\text{B}} \cdot H_{\text{u}}$ berechnen (Gleichung (3.1)). Er kann auch aus der Kombination von Gasturbinenwirkungsgrad η_{GT} , Nutzungsgrad des Abhitzedampferzeugers η_{AHD} , Wirkungsgrad des Dampfturbinenprozesses η_{DT} und Verlustfaktor V bestimmt werden. Durch den Verlustfaktor V wird berücksichtigt, daß ein Teil der von der Gasturbine abgeführten Energie, wie z.B. die Reibungsverluste des Lagers, weder in der Nutzleistung der Gasturbine enthalten ist noch an den Dampfprozeß weitergegeben wird.

$$\eta_{\text{GUD}} = \frac{P_{\text{GT}} + P_{\text{DT}}}{\dot{m}_{\text{B}} \cdot H_{\text{u}}} = \eta_{\text{GT}} + (1 - \eta_{\text{GT}} - V) \cdot \eta_{\text{AHD}} \cdot \eta_{\text{DT}} \quad (3.1)$$

$$\eta_{\text{GT}} = \frac{P_{\text{GT}}}{\dot{m}_{\text{B}} \cdot H_{\text{u}}}, \quad \eta_{\text{AHD}} = \frac{\dot{Q}_{\text{AHD} \rightarrow \text{DT}}}{\dot{Q}_{\text{GT} \rightarrow \text{AHD}}}, \quad \eta_{\text{DT}} = \frac{P_{\text{DT}}}{\dot{Q}_{\text{AHD} \rightarrow \text{DT}}}$$

Die effektivsten Ansatzpunkte für Erhöhungen des GUD-Wirkungsgrades bietet der Gasturbinenprozeß, weil bei ihm die höchsten Verluste entstehen. Der Gasturbinenprozeß wird aus diesem Grund in der vorliegenden Arbeit besonders intensiv behandelt.

Die wichtigsten charakteristischen Parameter des Gasturbinenprozesses sind das Druckverhältnis und die Turbineneintrittstemperatur sowie die Komponentenwirkungsgrade des Verdichters und der Turbine.

Das Druckverhältnis der Gasturbine wirkt sich über die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr auf den Wirkungsgrad aus. Im reversiblen Fall und bei sehr kleiner Wärmezufuhr entspricht der Gasturbinenprozeß (Joule-Prozeß) näherungsweise dem Carnot-Prozeß. Mit Hilfe der Isentropengleichung [1] kann der Carnot-Wirkungsgrad in diesem Fall als Funktion des Druckverhältnisses Π und des

Isentropenexponenten χ dargestellt werden.

$$\eta_{\text{GT, rev, } \dot{m}_B \rightarrow 0} = 1 - \frac{T_{\text{ab}}}{T_{\text{zu}}} = 1 - \left(\frac{1}{\Pi} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \quad (3.2)$$

Der Wirkungsgrad des idealen Gasturbinenprozesses ist dann bei verschwindend kleiner Wärmezufuhr nur noch vom Druckverhältnis und vom Isentropenexponent abhängig. Er steigt kontinuierlich mit dem Druckverhältnis und nähert sich asymptotisch dem Wert 1.

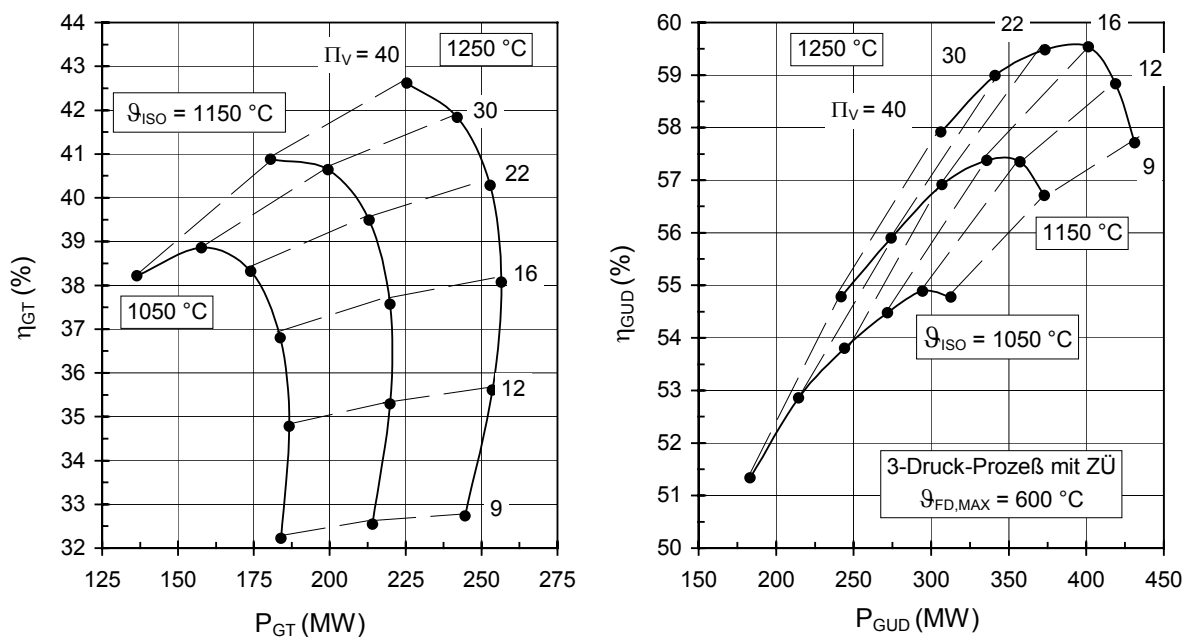


Abbildung 3.1: Einfluß des Druckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur auf den GT- und den GUD-Prozeß (Wirkungsgrade bzgl. H_u)

Der Wirkungsgrad des realen Gasturbinenprozesses steigt aufgrund von Irreversibilitäten bei der Kompression und Expansion nur bis zu einem bestimmten Druckverhältnis, welches von der Turbineneintrittstemperatur abhängig ist (Abbildung 3.1, links). Eine weitere Anhebung des Druckverhältnisses führt zu Wirkungsgradverschlechterung. Die Nutzleistung der Gasturbine ändert sich in dem für GUD-Kraftwerke interessanten Bereich nur wenig mit dem Druckverhältnis, weil sich die Änderungen des Gasturbinenwirkungsgrades und der zugeführten Brennstoffleistung weitgehend kompensieren.

Die in Abbildung 3.1 dargestellten Ergebnisse wurden unter der vereinfachenden Annahme erstellt, daß der polytrope Verdichterwirkungsgrad und der isentrope Turbinenwirkungsgrad für alle Druckverhältnisse und Turbineneintrittstemperaturen konstant bleiben. Durch die Annahme eines konstanten polytropen Verdichterwirkungsgrades wird für alle Druckverhältnisse eine gleichbleibende Qualität der Verdichtung vorausgesetzt. Die Annahme eines konstanten isentropen Turbinenwirkungsgrades berücksichtigt die Abhängigkeit des Kühlluftmassenstromes vom Druckverhältnis und setzt bei einer Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur eine

verbesserte Kühltechnik voraus.

Die Turbineneintrittstemperatur T_1 hat einen starken Einfluß auf die Turbinenleistung, weil die Enthalpiedifferenz der Expansion ungefähr proportional zu ihr ist. Im reversiblen Fall gilt für die isentrope Enthalpiedifferenz Δh_s eines idealen Gases [1]:

$$\Delta h_s = T_1 \cdot \frac{\chi}{\chi - 1} \cdot R \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right] \quad (3.3)$$

T_1 : Turbineneintrittstemperatur

R : Gaskonstante

χ : Isentropenexponent

p_i : Druck

Eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur führt zu einem Anstieg der Nutzleistung der Gasturbine und in Abhängigkeit vom Druckverhältnis zu einer stärker oder schwächer ausgeprägten Erhöhung des Gasturbinenwirkungsgrades (Abbildung 3.1, links).

Der GUD-Wirkungsgrad steigt kontinuierlich mit der Turbineneintrittstemperatur und hat bezüglich des Druckverhältnisses ein Maximum bei einem bestimmten Wert, welcher mit zunehmender Turbineneintrittstemperatur steigt (Abbildung 3.1, rechts). Die GUD-Leistung nimmt mit steigender Turbineneintrittstemperatur zu und mit steigendem Druckverhältnis ab.

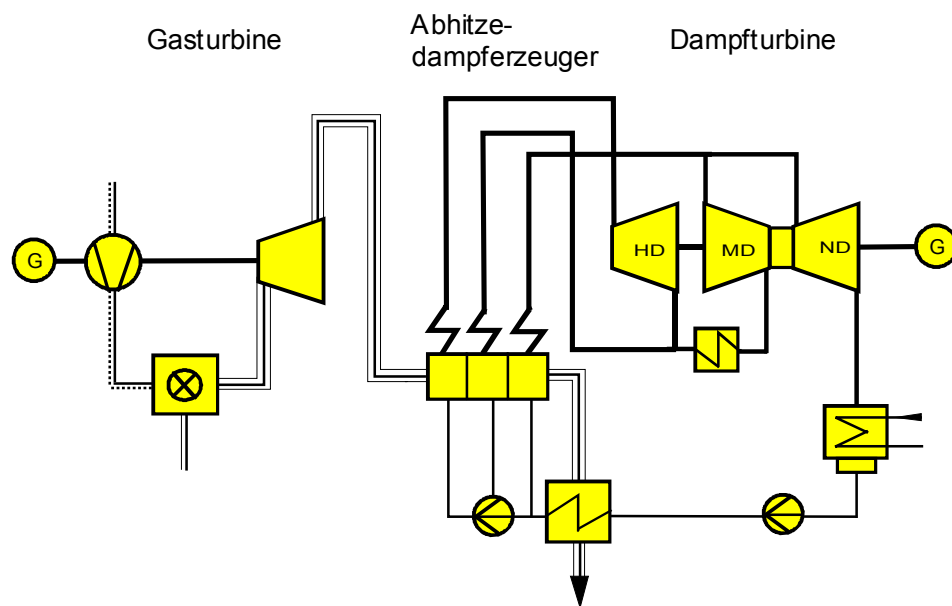


Abbildung 3.2: GUD mit einem 3-Druck-ZÜ-Dampfprozeß

Für die dargestellten Ergebnisse wurde ein Dampfprozeß mit drei Verdampfungsstufen und einer Zwischenüberhitzung gewählt (Abbildung 3.2). Die maximal zulässige Dampftemperatur beträgt 600 °C.

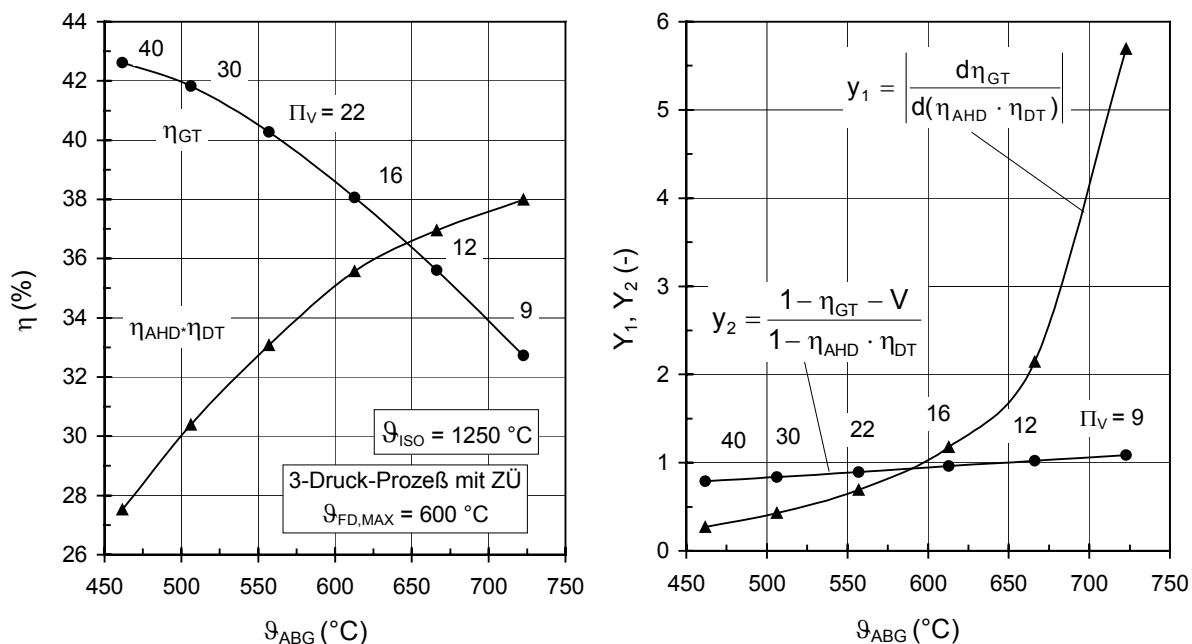


Abbildung 3.3: Bestimmung des thermodynamisch optimalen Druckverhältnisses bei gegebener Turbineneintrittstemperatur (Wirkungsgrade bzgl. H_u)

Das optimale Druckverhältnis einer Gasturbine für den GUD-Prozess ist kleiner als bei einer Gasturbine für den Solobetrieb, weil der Gasturbinenwirkungsgrad und der Wirkungsgrad des nachgeschalteten Dampfprozesses einen entgegengesetzten Verlauf aufweisen (Abbildung 3.3, linke Seite). Der Wirkungsgrad des Gasturbinenprozesses sinkt, wie schon im Zusammenhang mit Abbildung 3.1 erläutert wurde, mit abnehmendem Druckverhältnis. Die hierbei steigende Abgastemperatur verbessert den Wirkungsgrad des nachgeschalteten Dampfprozesses durch Verkleinerung der Temperaturdifferenzen im Abhitzedampferzeuger, durch Erhöhung der Dampftemperaturen, durch Zunahme der Bedeutung des Hochdruckdampfmassenstromes und durch Abnahme der Nässeverluste in der Niederdruckturbine. Aus Gleichung (3.1) ergibt sich die Bedingung für den maximalen GUD-Wirkungsgrad aus $d\eta_{GUD} = 0$ zu:

$$\frac{d\eta_{GT}}{d(\eta_{AHD} \cdot \eta_{DT})} = - \frac{1 - \eta_{GT} - V}{1 - \eta_{AHD} \cdot \eta_{DT}}$$

Der Verlauf der Beträge dieser beiden Terme über der Abgastemperatur ist auf der rechten Seite von Abbildung 3.3 dargestellt. Der Schnittpunkt der beiden Kurven kennzeichnet diejenige Abgastemperatur, bei der das Maximum des GUD-Wirkungsgrades liegt. In dem hier gezeigten Beispiel mit einer ISO-Turbineneintrittstemperatur von 1250 °C und einer maximal zulässigen Dampftemperatur von 600 °C beträgt die optimale Abgastemperatur rund 555 °C. Das dazugehörige Druckverhältnis liegt bei 18 (siehe auch Abbildung 3.1, rechts).

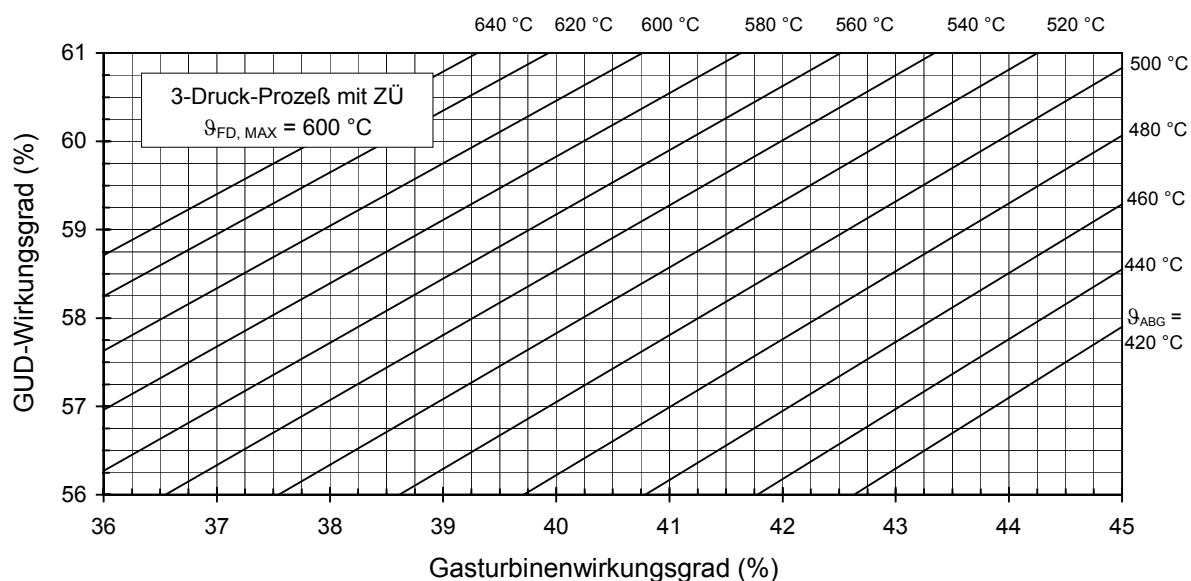


Abbildung 3.4: GUD-Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Gasturbinenwirkungsgrad und von der Abgastemperatur (Wirkungsgrade bzgl. H_u)

Der GUD-Wirkungsgrad ist nach Gleichung (3.1) vom Gasturbinenwirkungsgrad und vom Wirkungsgrad des nachgeschalteten Dampfprozesses abhängig. Da es zwischen der Abgastemperatur der Gasturbine und dem Wirkungsgrad des Dampfprozesses einen eindeutigen Zusammenhang gibt (Abbildung 3.3, links), kann der GUD-Wirkungsgrad auch als Funktion des Gasturbinenwirkungsgrades und der Abgastemperatur dargestellt werden. Die Darstellung in Abbildung 3.4 gilt für eine Gasturbine, die außer der Wärmeabfuhr mit dem Abgas an keiner anderen Stelle Wärme abgibt (z.B. durch Zwischenkühlung). Die Abgaswärme wird ausschließlich zur Dampfproduktion genutzt. Eine Brennstoffvorwärmung wurde in dieser Darstellung nicht berücksichtigt. Die Leistungsgröße des Dampfprozesses beträgt mindestens 100 MW. Bei kleineren Dampfturbinen ist der GUD-Wirkungsgrad niedriger, da der Expansionswirkungsgrad der Dampfturbine schlechter ist.

Eine Erhöhung der Anzahl der Verdampfungsstufen im Abhitzedampferzeuger verbessert die Qualität der Abwärmenutzung und damit auch den GUD-Wirkungsgrad durch eine Verkleinerung der Temperaturdifferenzen im Abhitzedampferzeuger und durch eine Reduzierung der Abgasverluste (Abbildung 3.5). Die Einführung einer Zwischenüberhitzung des Dampfes verbessert den Wirkungsgrad des Dampfturbinenprozesses durch die Erhöhung der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr. Der Nutzungsgrad des Abhitzedampferzeugers sinkt bei Zwischenüberhitzung durch die Abnahme des Frischdampfmassenstromes und der deshalb leicht steigenden Abgastemperatur am Dampferzeugeraustritt geringfügig ab. Bei den heute üblichen hohen Wirkungsgradbewertungen ist der 3-Druck-Prozeß mit Zwischenüberhitzung die Standardvariante.

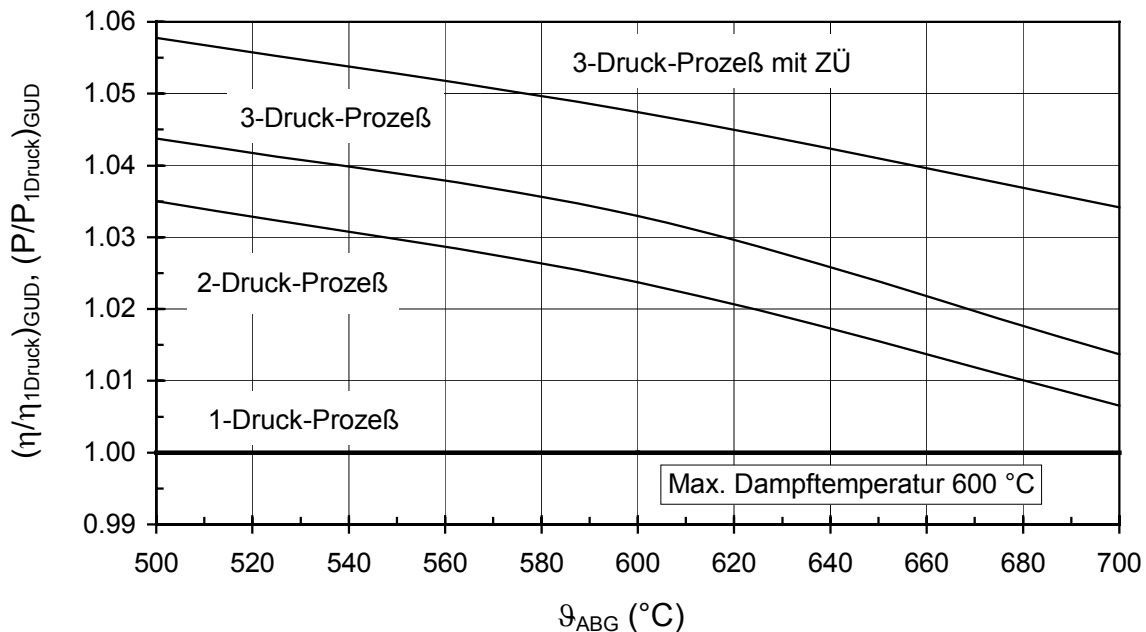


Abbildung 3.5: Abhängigkeit des GUD-Wirkungsgrades und der GUD-Leistung von der Anzahl der Verdampfungsstufen und von Zwischenüberhitzung

Der Wirkungsgradgewinn durch zusätzliche Verdampfungsstufen nimmt mit steigender Abgastemperatur ab, weil die zusätzlichen Dampfmassenströme im Verhältnis zum Hochdruckdampfmassenstrom immer kleiner werden. Bei sehr hohen Abgastemperaturen (> 750 °C) werden die Dampfmassenströme der Mittel- und Niederdruckstufe vernachlässigbar klein, so daß sich der 2-Druck-Prozeß und der 3-Druck-Prozeß dem 1-Druck-Prozeß annähern. Der positive Einfluß einer Zwischenüberhitzung des Dampfes bleibt auch bei hohen Abgastemperaturen erhalten und nimmt dort sogar etwas zu.

Die relative Änderung des GUD-Wirkungsgrades entspricht in diesem Fall, in welchem nur der Dampfprozeß geändert wird, der relativen Änderung der GUD-Leistung, weil die zugeführte Brennstoffleistung konstant bleibt.

Eine Anhebung des Frischdampfdruckes führt durch eine Erhöhung der Verdampfungstemperatur und eine Verminderung der Verdampfungsenthalpie zu einer besseren Nutzung der Hochtemperaturwärme und zu einer Reduzierung der Temperaturdifferenzen im Abhitzedampferzeuger. Als Folge hiervon steigt die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr des Dampfturbinenprozesses. Der mit steigendem Druck abnehmende Dampfstrom verschlechtert jedoch den Expansionswirkungsgrad der Dampfturbine. Je kleiner der Volumenstrom ist, desto stärker wirken sich seine Änderungen auf den Expansionswirkungsgrad aus. Bei ausreichend großen Volumenströmen ist der Expansionswirkungsgrad nahezu unabhängig von Änderungen des Volumenstromes.

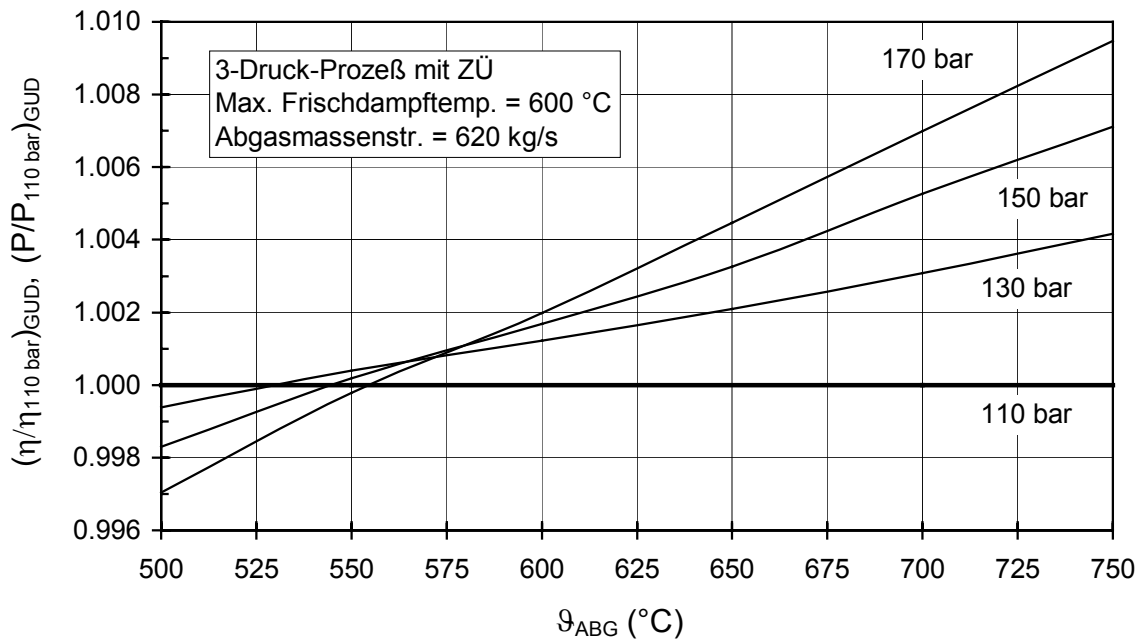


Abbildung 3.6: Abhängigkeit des GUD-Wirkungsgrades und der GUD-Leistung vom Frischdampfdruck

Der optimale Frischdampfdruck steigt mit der Abgastemperatur (Abbildung 3.6). Im Bereich der heute üblichen Gasturbinenabgastemperaturen zwischen 550 °C und 575 °C beträgt der optimale Frischdampfdruck für einen 3-Druck-Prozeß mit Zwischenüberhitzung unter thermodynamischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten 110 bar. Bei den zukünftig zu erwartenden Abgastemperaturen von 600 °C bis 650 °C erscheint eine Erhöhung des Frischdampfdruckes auf 130-160 bar als sinnvoll. Die in dem Diagramm dargestellten Kurven wurden unter Berücksichtigung der mit dem Frischdampfdruck steigenden Speisepumpenleistungen ermittelt und gelten für Dampfturbinen mit einer Leistung ab ca. 100 MW. Bei kleineren Dampfturbinen sind die optimalen Frischdampfdrücke wegen des kleineren Dampfstromes niedriger.

Eine Erhöhung der Frischdampf- und Zwischenüberhitzungstemperatur verbessert den Wirkungsgrad des Dampfturbinenprozesses, weil die Temperatur der Wärmezufuhr steigt und die Nässeverluste in der Niederdruckturbine abnehmen. Der GUD-Wirkungsgrad und die GUD-Leistung steigen linear mit der Frischdampf- und Zwischenüberhitzungstemperatur (Abbildung 3.7). Beide Temperaturen haben fast den gleichen Einfluß auf den GUD-Wirkungsgrad. Der Einsatz neuer Werkstoffe ermöglicht eine Erhöhung der maximal zulässigen Dampftemperatur von den bisher üblichen 540 °C auf ca. 600 °C.

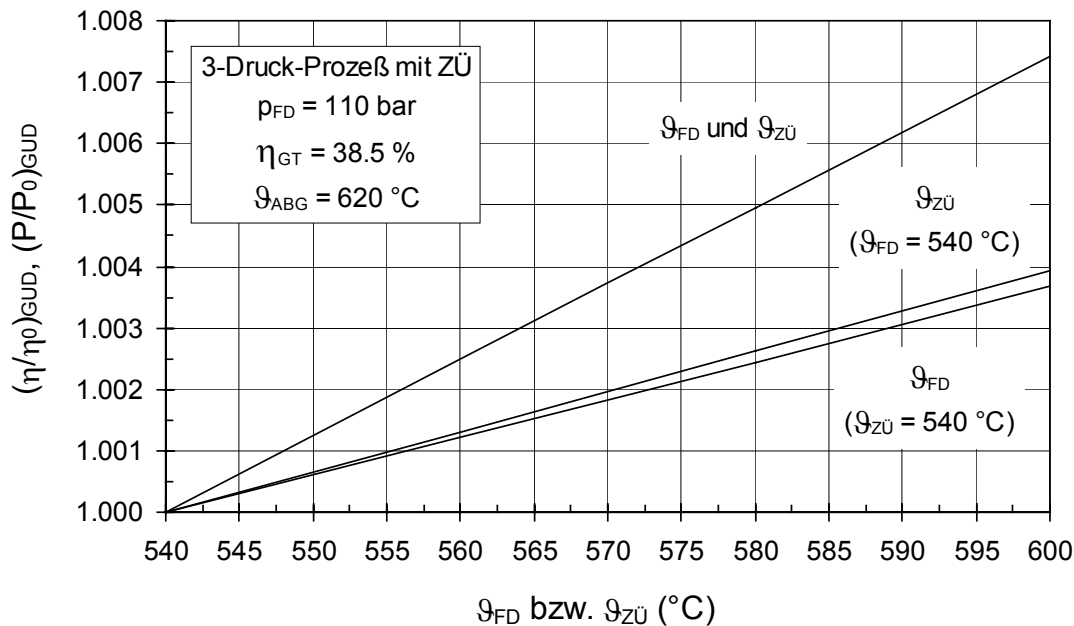


Abbildung 3.7: Abhängigkeit des GUD-Wirkungsgrades und der GUD-Leistung von der Frischdampf- und der Zwischenüberhitzungstemperatur

3.1.1 „Einfache“ Gasturbine

Im folgenden wird der GUD-Prozeß mit der „einfachen“ Gasturbine für verschiedene Druckverhältnisse analysiert. Hierbei kommt das in Kapitel 2 beschriebene detaillierte Rechenmodell für die Gasturbine zum Einsatz (siehe auch Anhang A). Die Bezeichnung „einfache“ Gasturbine wurde für eine Gasturbine ohne Zwischenkühlung und ohne Zwischenerhitzung gewählt.

Abbildung 3.8 und Abbildung 3.9 zeigen den Energie- und den Exergiefluß in dem GUD-Prozeß mit einer „einfachen“ Gasturbine. Die Darstellung des Energieflusses berücksichtigt die Kondensationswärme des Gasturbinenabgases. Aus diesem Grund muß die in der Brennkammer zugeführte Energie auf den oberen Heizwert (Brennwert) H_o des Brennstoffes bezogen werden. Der Bezug des Energieflusses auf den unteren Heizwert H_u würde die Abgasverluste scheinbar vermindern, da die Kondensationswärme des Wasseranteils im Abgas nicht berücksichtigt würde. Der Energiefluß würde dann jedoch nicht mehr den realen Verhältnissen entsprechen. Obwohl der Bezug auf den oberen Heizwert die Realität besser wiedergibt, wird für Energiebilanzen und Wirkungsgradangaben üblicherweise der untere Heizwert als Bezugspunkt gewählt. Die Energieflußbilder sind hier deshalb die einzigen Abbildungen, bei denen die Brennstoffenergie auf den oberen Heizwert bezogen wird. In den übrigen Diagrammen und Tabellen wird die Brennstoffenergie immer auf den unteren Heizwert des Brennstoffes bezogen, um die bisher übliche Art beizubehalten.

Der obere Heizwert wird unter Berücksichtigung von Kondensation eines Wasseranteils aus der Reaktionsenthalpie der an der Verbrennung teilnehmenden Stoffe berechnet und ist bei Erdgas (Methan) rund 10 % größer als die Brennstoffexergie, die

aus der Reaktions-Gibbs-Funktion bestimmt wird [1]. Die Reaktions-Gibbs-Funktion ist im Gegensatz zur Reaktionsenthalpie unabhängig von der Größe des kondensierten Wasseranteils, da die Gibbs-Funktion des Wassers im Naßdampfgebiet konstant ist. Bei der Brennstoffexergie kann also nicht zwischen einem oberen und einem unteren Wert unterschieden werden.

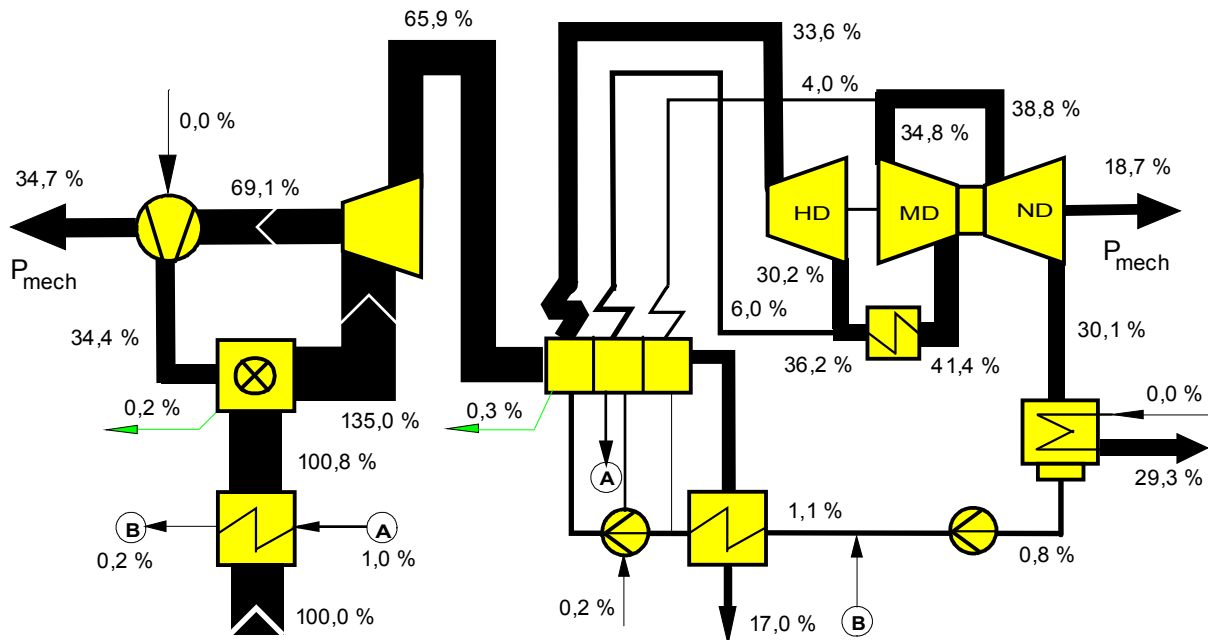


Abbildung 3.8: Energiefluß bzgl. H_0 im GUD-Prozeß mit „einfacher“ Gasturbine ($\Pi = 16$, $\vartheta_{ISO} = 1187 \text{ °C}$)

Die in der Brennkammer der Gasturbine zugeführte energetische Brennstoffleistung beträgt 100.8 %. Sie besteht aus 100 % chemisch gebundener Energie und 0.8 % thermischer Energie (Brennstoffvorwärmung). Die Brennstoffleistung wird in der Gasturbine zu 34.7 % in mechanische Leistung umgesetzt, 65.9 % werden an den Abhitzedampferzeuger weitergeleitet. Die Dampfturbine erhält vom Abhitzedampferzeuger 47.9 % der in der Gasturbine zugeführten energetischen Brennstoffleistung und erzeugt daraus eine mechanische Leistung von 18.7 % (bzgl. Brennstoffleistung). Der Wirkungsgrad des Gesamtprozesses ergibt sich aus der Summe der mechanischen Leistungen und beträgt 53.4 % (bzgl. H_0 , ohne Generatorverluste). Die an die Umgebung abgegebene Wärme besteht aus 17.0 % Abgaswärme und 29.3 % Kondensationswärme. Sie beträgt zusammen 46.3 % der dem Prozeß zugeführten Brennstoffenergie.

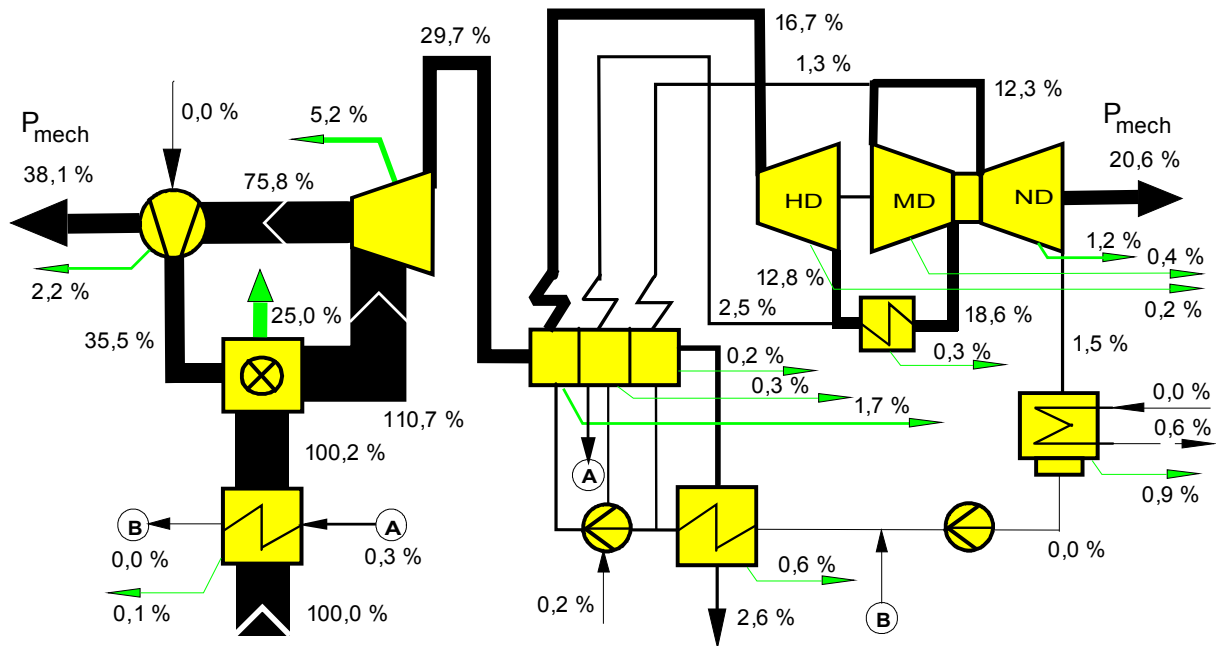


Abbildung 3.9: Exergiefluß im GUD-Prozeß mit „einfacher“ Gasturbine
($\Pi = 16$, $\vartheta_{\text{ISO}} = 1187 \text{ °C}$)

Der Exergiefluß nimmt sehr viel schneller ab als der Energiefluß, da in jeder Komponente ein Exergieverlust auftritt. Die mit Abstand größte Verlustquelle ist die Brennkammer, in ihr gehen 25 % der zugeführten Exergie verloren. Die Verluste des Verdichters betragen 2,2 % und die der Turbine 5,2 %. Im Abhitzedampferzeuger gehen 3,1 % verloren und in der Dampfturbine 1,8 %.

Die Gasturbine wandelt 38,1 % der zugeführten Brennstoffexergie in mechanische Leistung um und gibt 29,7 % der zugeführten Exergie, im Gegensatz zu 65,9 % der Energie, an den Abhitzedampferzeuger weiter. Die Dampfturbine erhält vom Abhitzedampferzeuger 23,7 % der Brennstoffexergie, im Vergleich zu 47,9 % der Energie. Nur 3,2 % der zugeführten Exergie, im Gegensatz zu 46,3 % der Energie, werden als Verlustströme an die Umgebung abgeführt.

Der Hauptunterschied zwischen dem Energie- und dem Exergiefluß liegt bei den Verlusten. Die Energieverluste entstehen durch die Wärmeabfuhr an die Umgebung und die Exergieverluste durch die Irreversibilitäten in den Komponenten des Prozesses.

Im folgenden wird der GUD-Prozeß mit der „einfachen“ Gasturbine für die Druckverhältnisse 14, 16 und 18 detailliert analysiert. In Abbildung 3.10 sind die Verbrennungs- und Turbineneintrittstemperaturen der Gasturbinen mit den verschiedenen Druckverhältnissen dargestellt. Die Verbrennungstemperatur muß bei steigendem Druckverhältnissen gesenkt werden, um die NO_x -Emissionen konstant zu halten (siehe Anhang A.4). Die Verbrennungstemperatur der Gasturbine mit dem Druckverhältnis 18 beträgt z.B. 1527 °C und ist 7 K niedriger als die Verbrennungstemperatur der Gasturbine mit dem Druckverhältnis 14, die bei 1534 °C liegt. Die Turbineneintrittstemperatur sinkt stärker als die Verbrennungstemperatur, da der Kühlluftbedarf der

Brennkammer mit steigendem Druckverhältnis zunimmt und zusätzlich auch die Sperrluftmenge der Turbine steigt (Abbildung 3.11).

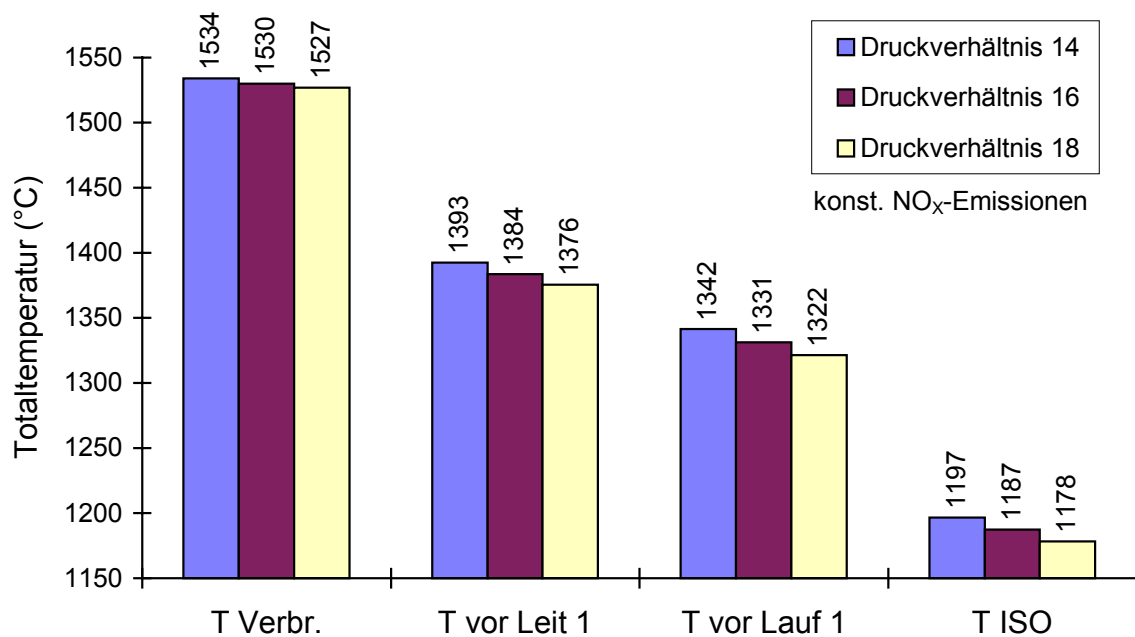


Abbildung 3.10: Verbrennungs- und Turbineneintrittstemperaturen der „einfachen“ Gasturbine

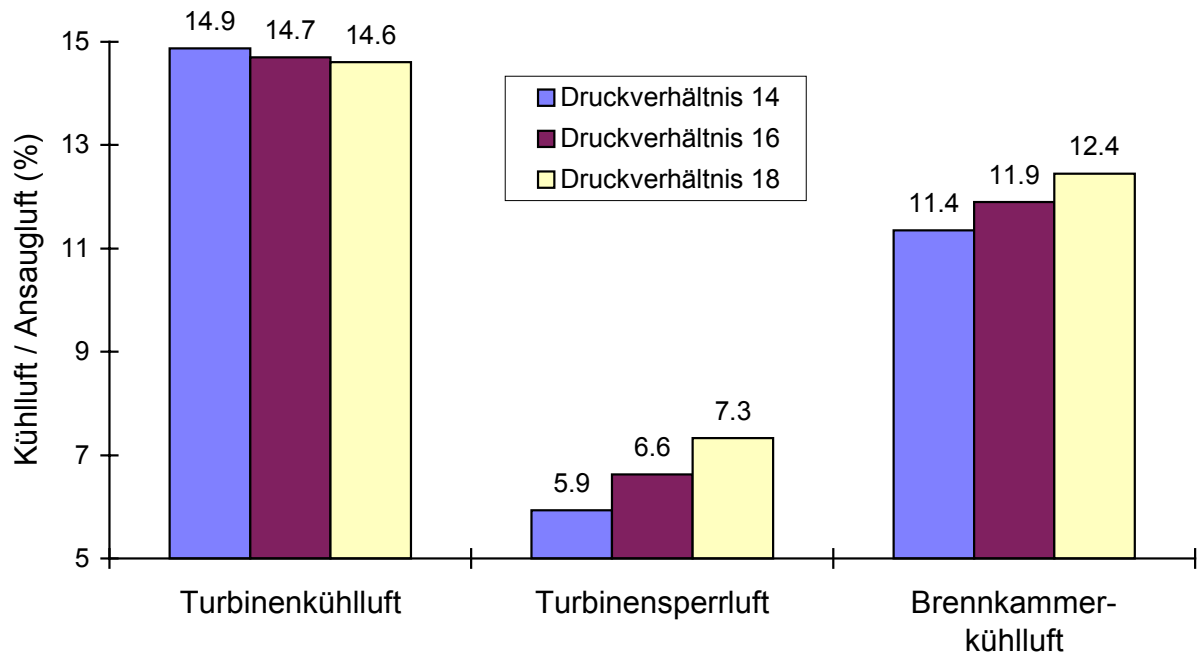


Abbildung 3.11: Brennkammer- und Turbinenkühlluftbedarf der „einfachen“ Gasturbine (bezogen auf Ansaugluft)

Der Kühlluftbedarf der Turbine ändert sich nur wenig mit dem Druckverhältnis, weil die steigenden Temperaturen der Turbinenkühlluft durch die niedrigere Turbineneintrittstemperatur und die höheren Sperrluftmengen kompensiert werden. Der Gesamt-

kühlluftbedarf der Turbine, die Summe aus Kühl- und Sperrluft, liegt zwischen 21 % und 22 % (Abbildung 3.11). Die Brennkammer benötigt je nach Druckverhältnis eine Kühlluftmenge zwischen 11.4 % und 12.4 %. Die mit dem Druckverhältnis steigende Kühllufttemperatur ist für die Zunahme der erforderlichen Kühlluftmenge für die Brennkammer verantwortlich.

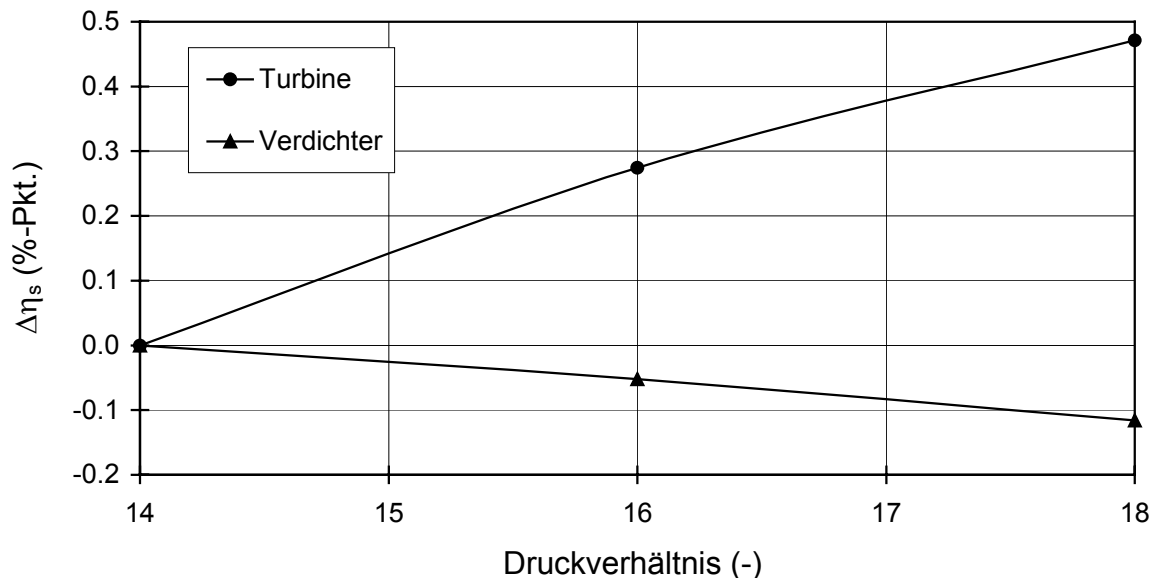


Abbildung 3.12: Änderung des isentropen Verdichter- und Turbinenwirkungsgrades

Der isentrope Verdichterwirkungsgrad fällt bei einer Erhöhung des Druckverhältnisses von 14 auf 18 um 0.12 %-Pkt. (Abbildung 3.12). Der isentrope Turbinenwirkungsgrad steigt hierbei um 0.47 %-Pkt. Der entgegengesetzte Verlauf des Verdichter- und Turbinenwirkungsgrades ist auf die Temperaturerhöhung durch Dissipation zurückzuführen. Im Verdichter bewirkt diese Temperaturerhöhung einen Anstieg der benötigten Wellenleistung und in der Turbine durch Rückgewinn einen Anstieg der abgegebenen Wellenleistung. Die jeweiligen polytropen Wirkungsgrade bleiben nahezu konstant.

Der Gasturbinenwirkungsgrad zeigt eine starke Abhängigkeit vom Druckverhältnis (Abbildung 3.13). Er steigt bei einer Erhöhung des Druckverhältnisses von 14 auf 18 um 2.2 %-Pkt. von 36.5 % auf 38.7 %. Die auf den Verdichteransaugmassenstrom bezogene spezifische Gasturbinenleistung fällt hierbei wegen der steigenden Brennkammereintrittstemperatur um 2 % von 388 auf 380 kJ/kg.

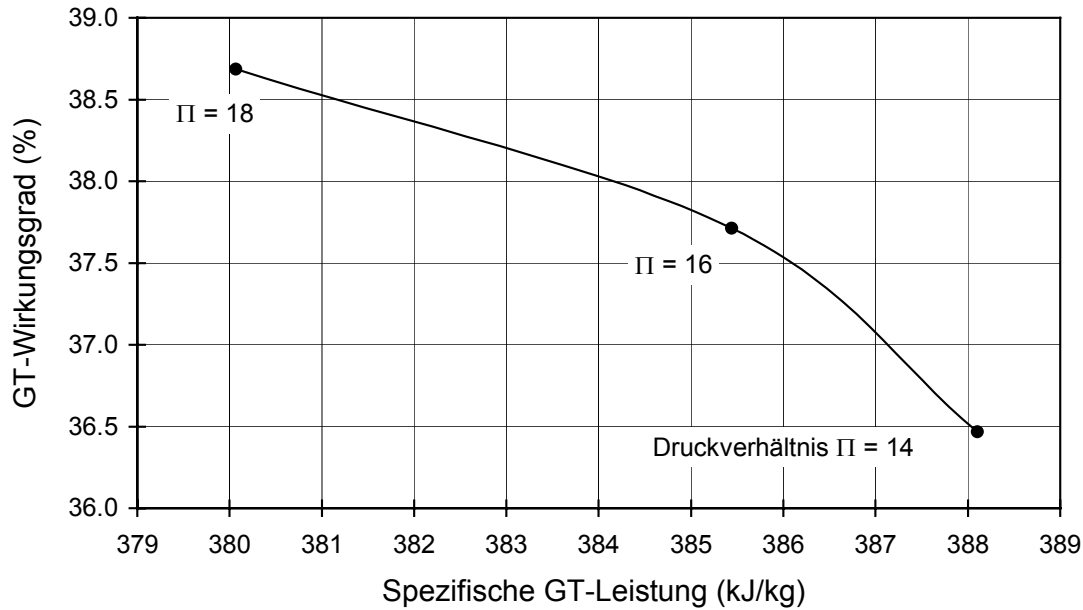


Abbildung 3.13: Einfluß des Verdichterdruckverhältnisses auf den Gasturbinenprozeß (Wirkungsgrad bzgl. H_u)

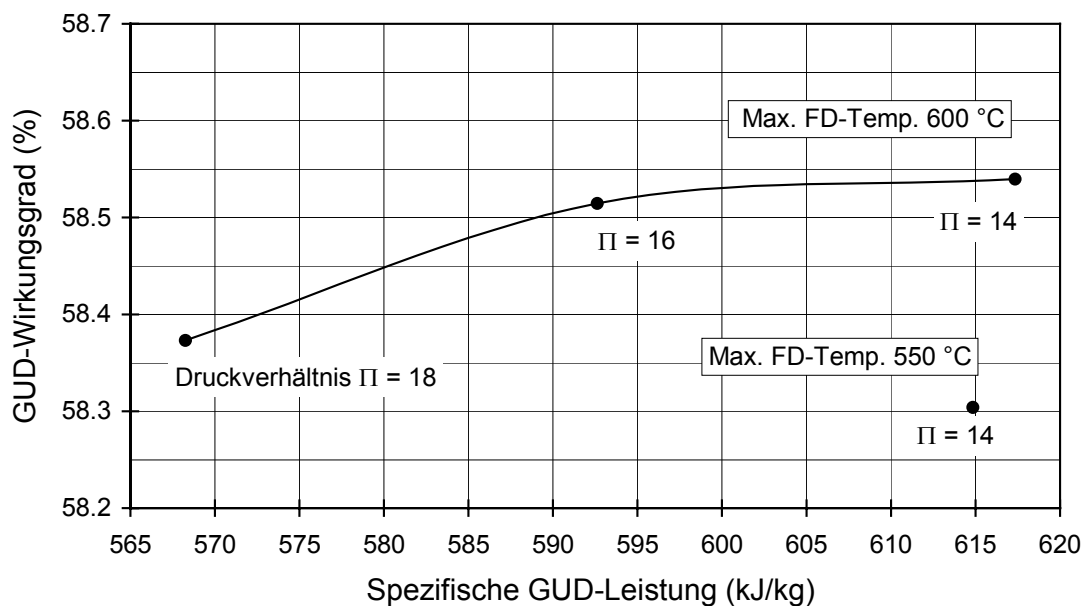


Abbildung 3.14: Einfluß des Verdichterdruckverhältnisses auf den GUD-Prozeß (Wirkungsgrad bzgl. H_u)

Der GUD-Wirkungsgrad wird im Bereich seines Optimums nur geringfügig vom Druckverhältnis beeinflusst, da der Gasturbinenwirkungsgrad und der Wirkungsgrad des nachgeschalteten Dampfprozesses einen entgegengesetzten Verlauf aufweisen (Abbildung 3.14). Das optimale Druckverhältnis ist von der zulässigen Dampftemperatur abhängig. Im Falle der bisher üblichen Dampftemperaturen von 550 °C liegt das optimale Druckverhältnis bei 16. Bei den zukünftig zu erwartenden zulässigen Dampftemperaturen von 600 °C liegt es bei 14. Die GUD-Wirkungsgrade des

Druckverhältnisses 16 und 14 unterscheiden sich bei der zulässigen Dampftemperatur von 600 °C nur geringfügig, sie betragen 58.52 % bzw. 58.54 %. Die GUD-Leistung ist stärker vom Druckverhältnis abhängig als die Gasturbinenleistung, da die Änderung der Dampfturbinenleistung stärker ausgeprägt ist als die Änderung der Gasturbinenleistung. Bei einer Erhöhung des Druckverhältnisses von 14 auf 18 sinkt die GUD-Leistung um fast 8 %. Die mit abnehmendem Druckverhältnis steigende GUD-Leistung ist der Anreiz für die Erhöhung der maximal zulässigen Dampftemperatur.

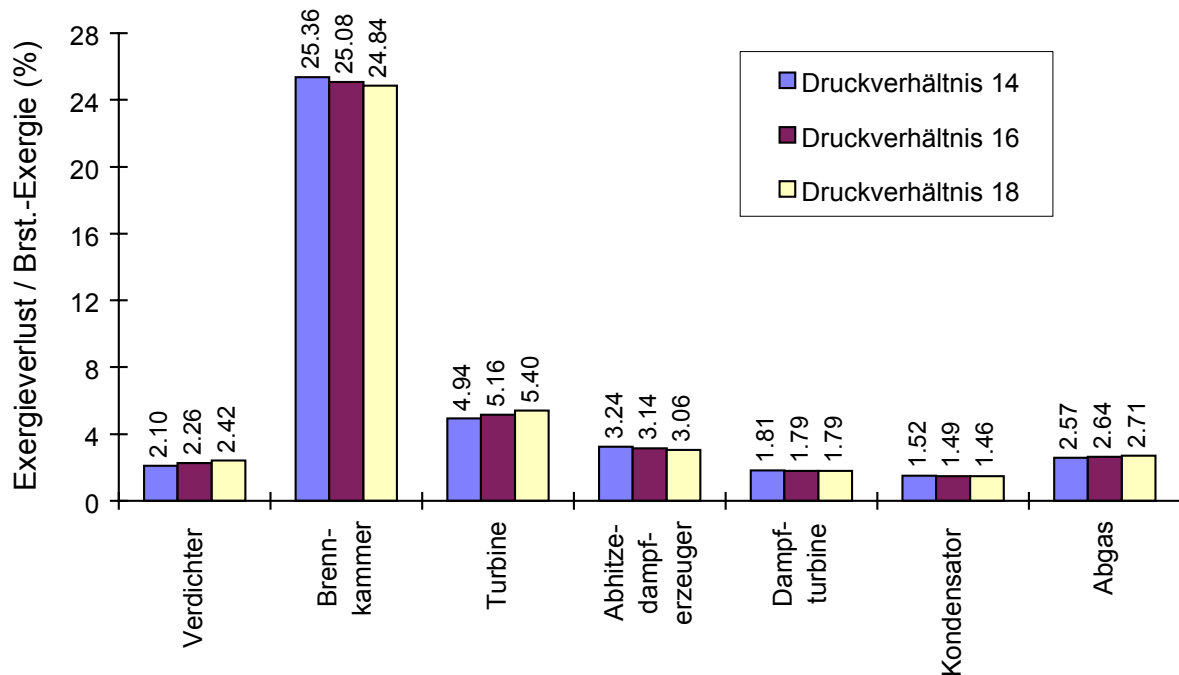


Abbildung 3.15: Exergieverluste im GUD-Prozeß mit der „einfachen“ Gasturbine

In Abbildung 3.15 sind die Exergieverluste der Hauptkomponenten des GUD-Prozesses für die Druckverhältnisse 14, 16 und 18 dargestellt (siehe auch Abbildung 3.9). Bei steigendem Druckverhältnis nehmen die Verdichter- und Turbinenverluste zu, da die jeweiligen Leistungen zunehmen. Der Brennkammerverlust wird kleiner, weil die Brennstoffwärme mit steigender Brennkammereintrittstemperatur der Luft auf höherem Temperaturniveau eingebunden wird. Die Verluste im nachgeschalteten Dampfprozeß sinken wegen der mit der Abgastemperatur fallenden Leistungsgröße. Nur der Abgasverlust steigt, da die Dampferzeugeraustrittstemperatur der Rauchgase bei sinkender Gasturbinenabgastemperatur steigt.

Exergetische Wirkungsgrade berücksichtigen im Gegensatz zu energetischen oder isentropen Wirkungsgraden die Qualität der ein- und austretenden Ströme und nehmen deshalb größere Werte an. In Abbildung 3.16 sind die exergetischen Wirkungsgrade der Hauptkomponenten des GUD-Prozesses dargestellt.

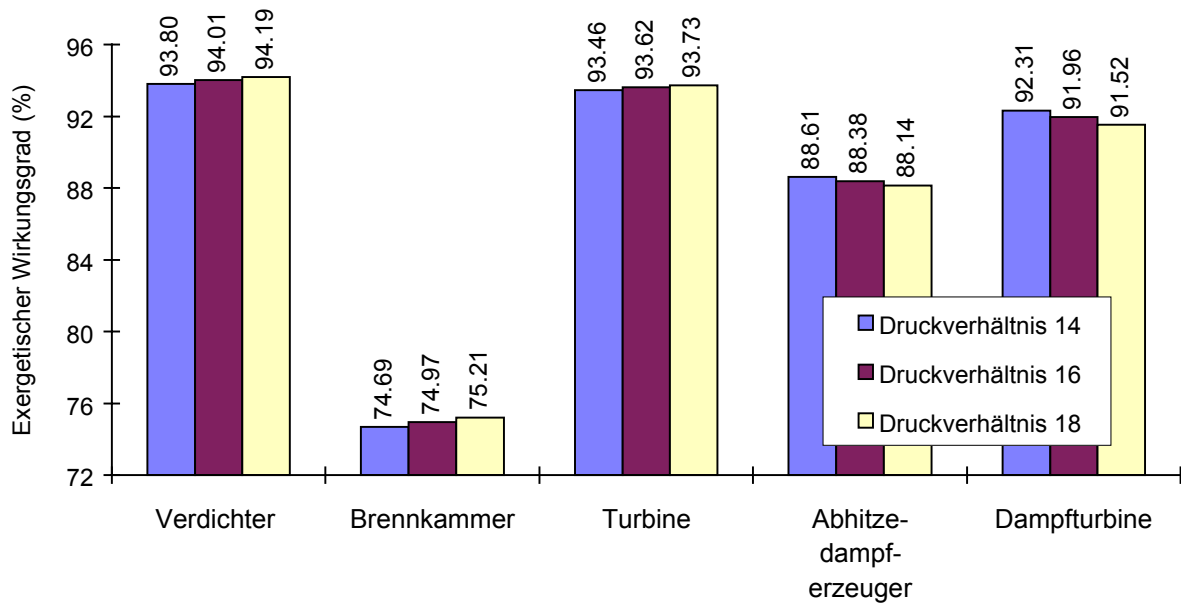


Abbildung 3.16: Exergetische Wirkungsgrade der Hauptkomponenten

Der exergetische Wirkungsgrad des Verdichters steigt mit dem Druckverhältnis. Seine Werte liegen zwischen 93.8 % und 94.1 % und sind deutlich höher als die isentropen Wirkungsgrade, die zwischen 87 % und 88 % liegen. Das höhere Niveau der Werte und ihr Anstieg mit dem Druckverhältnis ist zum einen auf die Berücksichtigung der immer stärker erhöhten Austrittstemperatur und zum anderen auf die mit steigender Temperatur abnehmende Bedeutung von Reibungsverlusten zurückzuführen. Aus der Fundamentalgleichung [1]

$$T \cdot ds = dh - v \cdot dp$$

kann abgeleitet werden, daß der Exergieverlust E_V durch Reibung indirekt proportional zur mittleren Temperatur des Mediums T_m ist.

$$\dot{E}_V = T_U \cdot \dot{S}_{\text{irr}} = -T_U \cdot \frac{\dot{m} \cdot \int v dp}{T_m} \quad (3.4)$$

Der Wirkungsgrad der Brennkammer wird durch die Eintrittstemperatur der Luft beeinflusst. Je höher diese Temperatur ist, desto weniger muß die hochwertige Brennstoffexergie zur Aufheizung kalter Luft verwendet werden und desto höher ist der exergetische Wirkungsgrad der Brennkammer. In dem hier betrachteten Bereich mit den Druckverhältnissen 14, 16 und 18 liegt der exergetische Wirkungsgrad zwischen 74.7 % und 75.2 %.

Der exergetische Wirkungsgrad der Turbine zeigt ein ähnliches Verhalten wie der isentrope Wirkungsgrad. Er steigt wegen des Rückgewinns von dissipierter Energie leicht mit dem Druckverhältnis. Seine Werte liegen zwischen 93.5 % und 93.7 %.

Die Qualität der Wärmeübertragung im Abhitzedampferzeuger ist bei gleicher Überhitzergrädigkeit bei hohen Rauchgaseintrittstemperaturen besser als bei niedrigen, weil die mit der Rauchgastemperatur steigende Hochdruckdampfmenge die Temperaturdifferenzen im Vorwärmbereich klein werden läßt. Zusätzlich verlieren die Exergieverluste E_V durch Wärmeübertragung bei gleicher Temperaturdifferenz mit steigendem Temperaturniveau an Bedeutung, da sie indirekt proportional zum Produkt der mittleren Temperaturen des heißen und des kalten Stoffstromes, $T_{m,h}$ und $T_{m,k}$, sind.

$$\dot{E}_V = T_U \cdot \dot{S}_{\text{irr}} = T_U \cdot \dot{Q} \cdot \frac{T_{m,h} - T_{m,k}}{T_{m,h} \cdot T_{m,k}} \quad (3.5)$$

Der exergetische Wirkungsgrad des Abhitzedampferzeugers ist deshalb bei hohen Druckverhältnissen kleiner als bei niedrigen Druckverhältnissen. Beim Druckverhältnis 14 beträgt er 88.6 % und beim Druckverhältnis 18 88.1 %. Der exergetische Wirkungsgrad der Dampfturbine ist bei kleinen Druckverhältnissen und den damit verbundenen hohen Abgastemperaturen besser als bei großen Druckverhältnissen, weil die Bedeutung des Hochdruckdampfmassenstromes zunimmt, die Dampftemperaturen steigen und die Nässeverluste in der Niederdruckturbine abnehmen. Beim Druckverhältnis 14 beträgt der exergetische Wirkungsgrad der Dampfturbine 92.3 % und beim Druckverhältnis 18 91.5 %.

3.1.2 Gasturbine mit Zwischenerhitzung

Wird der im vorherigen Kapitel betrachtete „einfache“ Gasturbinenprozeß durch eine zweite Brennkammer, in welcher die Turbinenrauchgase wieder erhitzt werden, ergänzt, so steigt die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr und dadurch auch das Wirkungsgradpotential des Prozesses (Gleichung (2.2)). Die Wiedererhitzung der Rauchgase in der zweiten Brennkammer wird als Zwischenerhitzung bezeichnet.

Das erforderliche Verdichterdruckverhältnis der Gasturbine mit Zwischenerhitzung ist rund doppelt so hoch wie bei einer Gasturbine ohne Zwischenerhitzung. Hierdurch nimmt die benötigte Verdichterleistung auf 40.0 % der zugeführten Brennstoffleistung zu (Abbildung 3.17).

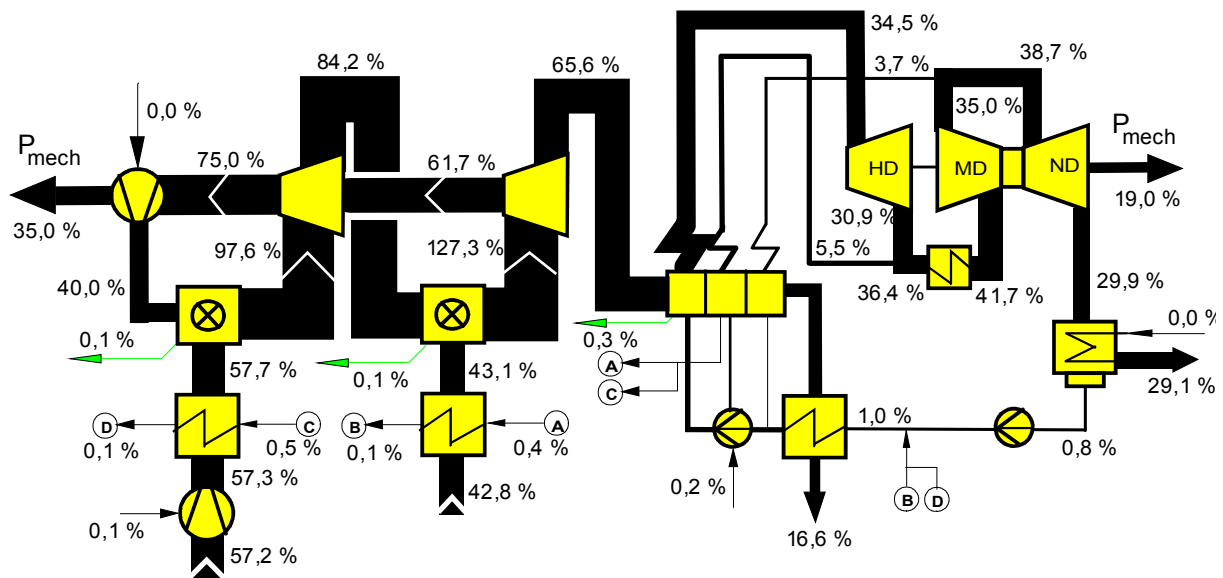


Abbildung 3.17: Energiefluß bzgl. H_0 im GUD-Prozeß mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung ($\Pi_{\square} = 28$, $\vartheta_{ISO} = 1191 / 1160$ °C)

Die Turbinenleistung steigt wegen des höheren Druckverhältnisses und der erhöhten mittleren Temperatur der Expansion auf 75.0 % der zugeführten Brennstoffleistung. In der Hochdruckbrennkammer wird 57.2 % und in der Niederdruckbrennkammer 42.8 % des Brennstoffes zugeführt. Der Wirkungsgrad (bzgl. H_0) der Gasturbine mit Zwischenerhitzung beträgt 35.0 % und ist damit 0.3 %-Pkt. höher als bei der „einfachen“ Gasturbine. Die höhere Abgastemperatur der Gasturbine mit Zwischenerhitzung erhöht den Wirkungsgrad des nachgeschalteten Dampfprozesses auf 29.3 %. Der GUD-Wirkungsgrad beträgt 54.0 % (bzgl. H_0 , ohne Generatorverluste) und ist 0.6 %-Pkt. höher als bei der „einfachen“ Gasturbine.

In Abbildung 3.18 ist der „einfache“ Gasturbinenprozeß und der Gasturbinenprozeß mit Zwischenerhitzung im T,S-Diagramm dargestellt. Auf der Ordinate ist die Totaltemperatur aufgetragen. Sie setzt sich aus der statischen Temperatur und einem dynamischen Anteil zusammen. Auf der Abszisse ist die dimensionslose Entropieänderung aufgetragen. Die Änderung der Entropie des Gasturbinenprozesses ist ausschließlich auf Entropieerzeugung zurückzuführen. Die Entropieerzeugung S_{irr} ist in dieser Darstellung durch Multiplikation mit der Umgebungstemperatur T_U und Division durch die jeweilige dem Prozeß zugeführte Brennstoffexergie E_B dimensionslos gemacht worden und entspricht so dem Exergieverlust des Prozesses (siehe Gleichung 2.4). Diese Darstellung ermöglicht einen direkten Vergleich der in den Prozessen auftretenden Verluste. Die zugeführten Brennstoffleistungen und die geleisteten Arbeiten der beiden Prozesse können nicht verglichen werden, da die Entropieänderung durch die jeweilig zugeführte Brennstoffexergie normiert wurde.

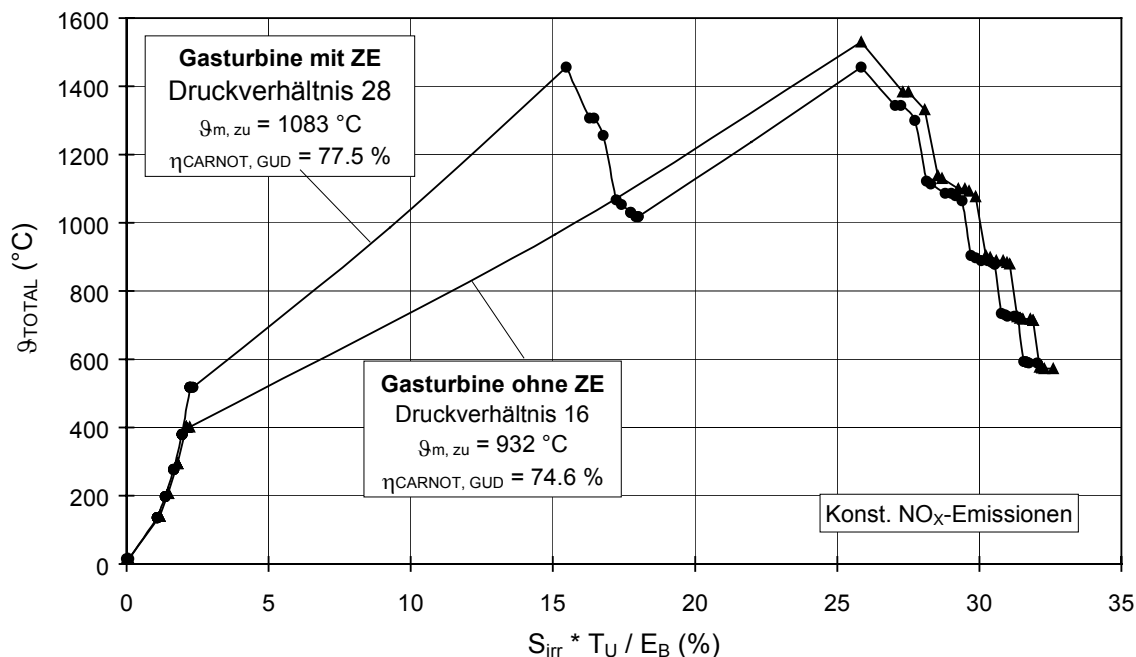


Abbildung 3.18: „Einfache“ Gasturbine und Gasturbine mit Zwischenerhitzung im T,S-Diagramm

Die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr ist bei der Gasturbine mit Zwischenerhitzung 151 K höher als bei der Gasturbine ohne Zwischenerhitzung. Dies ist hauptsächlich auf die Zwischenerhitzung, aber auch auf das höhere Verdichtendruckverhältnis zurückzuführen. Die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr ist in beiden Fällen gleich. Sie liegt unter der Annahme eines Kondensatordrucks von 0.04 bar und der sich ergebenden Abgastemperatur von ca. 87 °C bei 32.5 °C. Der Carnot-Wirkungsgrad ist bei dem GUD-Prozess mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung durch die höhere Temperatur der Wärmezufuhr 2.9 %-Pkt. höher. Die Zunahme des Carnot-Wirkungsgrades entspricht in diesem Fall der Abnahme der relativen Exergieverluste durch die Verbrennung.

Die bei der Verbrennung erzeugte Stickoxidmenge steigt mit dem Brennkammerdruck, mit der Verbrennungstemperatur und mit der Anzahl der hintereinander geschalteten Brennkammern. Die Verbrennungstemperaturen der Gasturbine mit Zwischenerhitzung müssen daher niedriger sein, um die gleichen Emissionen zu erhalten. Die Verbrennungstemperaturen der Hochdruck- und der Niederdruckbrennkammer können bei gleichen Gesamtemissionen verschiedene Konfigurationen aufweisen (Anhang A.4). Der GUD-Wirkungsgrad ist in allen Fällen nahezu gleich groß. Für die hier gezeigten Ergebnisse wurde der Fall gleicher Verbrennungstemperaturen für die Hoch- und die Niederdruckbrennkammer gewählt.

Die Verbrennungstemperatur beträgt in beiden Brennkammern 1456 °C (Abbildung 3.19). Sie ist 74 K niedriger als bei der einfachen Verbrennung. Die Hochdruckstufe der Gasturbine mit Zwischenerhitzung benötigt im Vergleich zur Niederdruckstufe wegen der höheren Kühllufttemperaturen mehr Kühlluft. Die Rauchgastemperaturen vor der ersten Leit- und der ersten Laufschaufelreihe betragen bei der

Hochdruckstufe deshalb nur 1307 °C bzw. 1256 °C. Sie sind 36 K bzw. 44 K niedriger als bei der Niederdruckstufe und 77 K bzw. 75 K niedriger als bei der „einfachen“ Gasturbine.

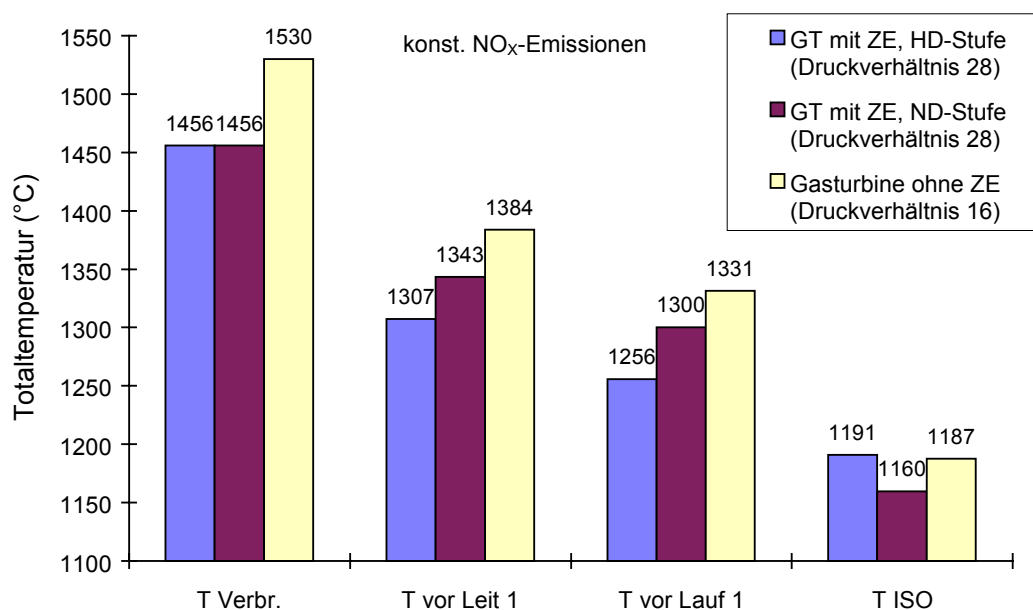


Abbildung 3.19: Verbrennungs- und Turbineneintrittstemperaturen der Gasturbine mit Zwischenerhitzung

Je geringer die Anzahl der zu kühlenden Stufen in einer Turbine ist, desto höher ist die ISO-Turbineneintrittstemperatur. Die ISO-Turbineneintrittstemperatur der einstufigen Hochdruckturbinen beträgt 1191 °C und ist deswegen trotz der niedrigeren realen Turbineneintrittstemperatur höher als die ISO-Turbineneintrittstemperatur der Niederdruckturbinen, die bei 1160 °C liegt. Die realen Turbineneintrittstemperaturen der Niederdruckturbinen sind im Vergleich zur „einfachen“ Gasturbine 41 K bzw. 31 K niedriger, da die Verbrennungstemperatur niedriger ist. Die mittlere ISO-Turbineneintrittstemperatur der Gasturbine mit Zwischenerhitzung beträgt 1172 °C.

Abbildung 3.20 und Abbildung 3.21 zeigen den Brennkammer- und den Turbinenkühlluftbedarf der Gasturbine mit Zwischenerhitzung und zum Vergleich die Werte der „einfachen“ Gasturbine. In Abbildung 3.20 ist das Verhältnis von Kühlluftmassenstrom zu Verdichteransaugmassenstrom und in Abbildung 3.21 das Verhältnis von Kühlluftmassenstrom zu dem jeweiligen Turbinenausstrittsmassenstrom dargestellt. Die einstufige Hochdruckturbinen der Gasturbine mit Zwischenerhitzung benötigt eine Kühlluftmenge von 11,5 % des Verdichteransaugmassenstromes und die vierstufige Niederdruckturbinen 20,4 %. Der Brennkammerkühlluftbedarf beträgt 10,5 % für die Hochdruckbrennkammer und 9,8 % für die Niederdruckbrennkammer.

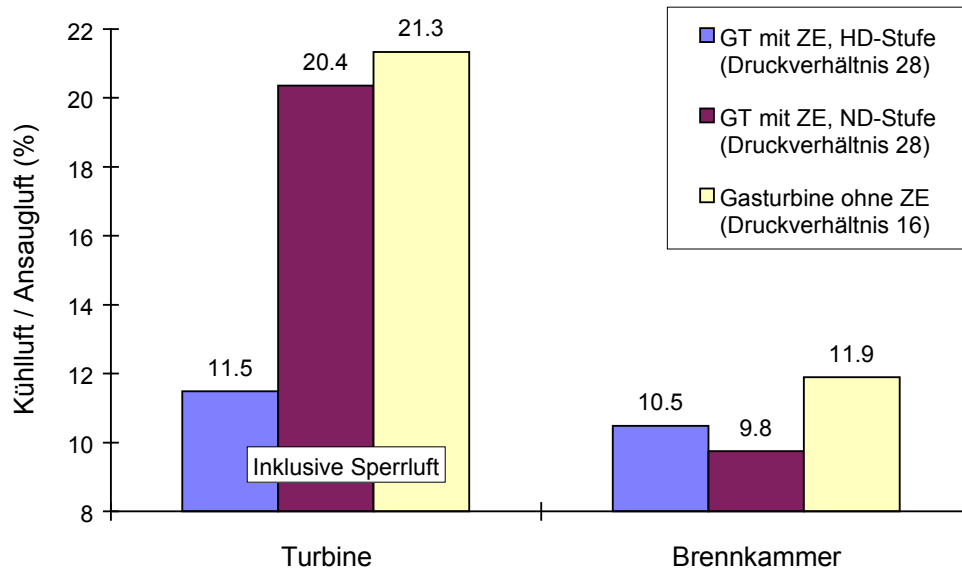


Abbildung 3.20: Brennkammer- und Turbinenkühlluftbedarf der Gasturbine mit Zwischenerhitzung (bezogen auf Ansaugluft)

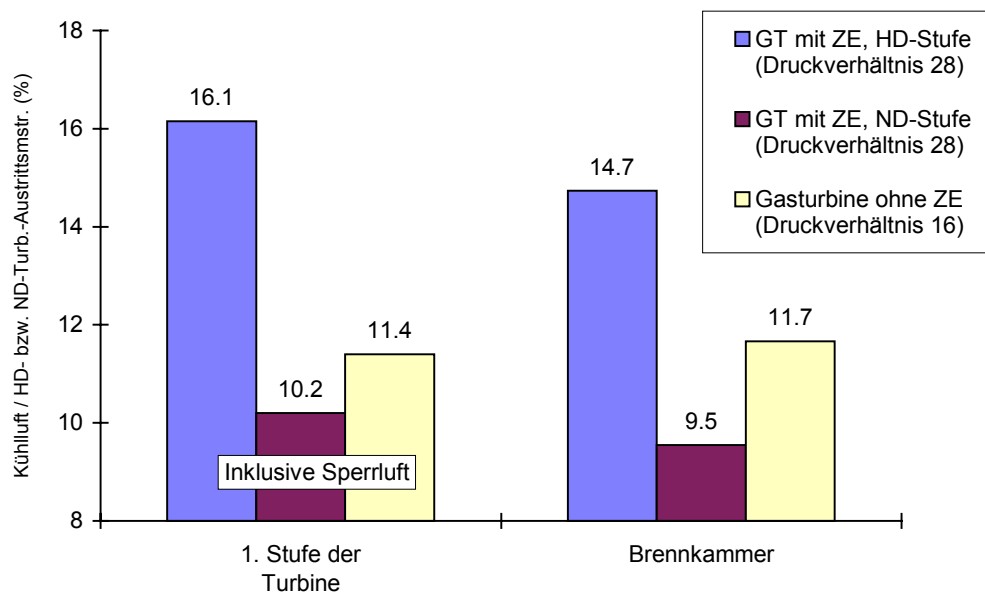


Abbildung 3.21: Kühlluftbedarf der Brennkammer und der ersten Turbinenstufe der Gasturbine mit Zwischenerhitzung (bezogen auf Turbinenaustritt)

In der auf den Turbinenaustrittsmassenstrom bezogenen Darstellung der Kühlluftmassenströme (Abbildung 3.21) sind die Unterschiede bei den Kühlluftverbräuchen zwischen der Gasturbine mit Zwischenerhitzung und der „einfachen“ Gasturbine deutlicher zu erkennen. Der Kühlluftbedarf der einstufigen Hochdruckturbinen beträgt demnach 16.1 % und ist rund 40 % höher als der Kühlluftbedarf der ersten Turbinenstufe der „einfachen“ Gasturbine, der bei 11.4 % liegt. Die Niederdruckturbinen hat im Vergleich zur „einfachen“ Gasturbine wegen der niedrigeren Turbineneintrittstemperatur mit 10.2 % auch einen kleineren Kühlluftbedarf.

Die Unterschiede des Brennkammerkühlluftbedarfs können auf die gleichen Gründe zurückgeführt werden, die auch für die Turbinenkühlluft gelten. Die Hochdruckbrennkammer benötigt in Bezug auf den jeweiligen Turbinenmassenstrom mit 14.7 % wegen der höheren Kühllufttemperatur trotz der niedrigeren Verbrennungstemperatur mehr Kühlluft als die Brennkammer der „einfachen“ Gasturbine, die 11.7 % benötigt (Abbildung 3.21). Die Niederdruckbrennkammer benötigt aufgrund der niedrigeren Verbrennungstemperatur mit 9.5 % auch weniger Kühlluft.

Der isentrope Wirkungsgrad der Hochdruckturbinen der Gasturbine mit Zwischenerhitzung ist 11.1 %-Pkt. niedriger als der Turbinenwirkungsgrad der „einfachen“ Gasturbine. Hierfür sind die kleinen Schaufelhöhen und der daraus resultierende schlechte aerodynamische Wirkungsgrad, das kleine Druckverhältnis ($\Pi = 2$), der hohe Kühlluftverbrauch und der Druckverlust des Diffusors hinter der Hochdruckturbinen verantwortlich. Der isentrope Turbinenwirkungsgrad der Niederdruckstufe entspricht dem Turbinenwirkungsgrad der „einfachen“ Gasturbine. Der leistungsgewichtete mittlere isentrope Turbinenwirkungsgrad der Gasturbine mit Zwischenerhitzung ist 2.4 %-Pkt. niedriger als der Turbinenwirkungsgrad der „einfachen“ Gasturbine.

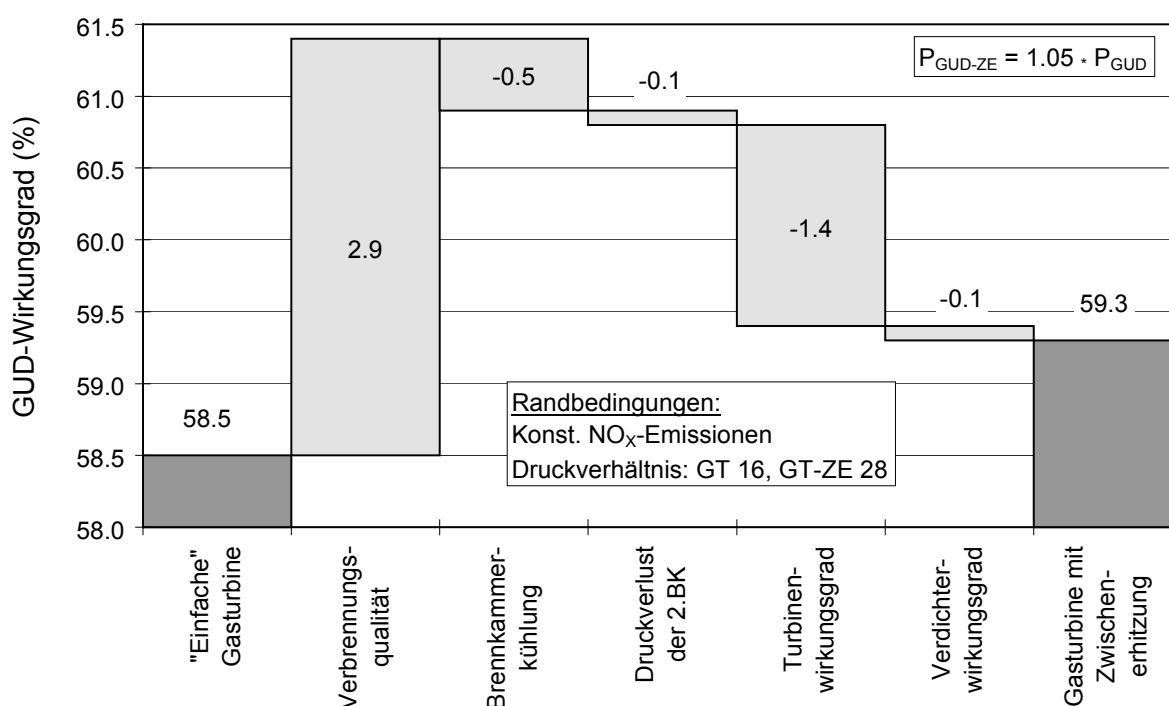


Abbildung 3.22: GUD-Wirkungsgrad der „einfachen“ Gasturbine und der Gasturbine mit Zwischenerhitzung (bzgl. H_u)

Abbildung 3.22 zeigt den GUD-Wirkungsgrad der „einfachen“ Gasturbine und der Gasturbine mit Zwischenerhitzung sowie die entsprechenden Änderungen der Verluste der Prozesse. Die höhere mittlere Temperatur der Wärmezufuhr der Gasturbine mit Zwischenerhitzung bewirkt eine Abnahme der Exergieverluste der Verbrennung und lässt dadurch den GUD-Wirkungsgrad um 2.9 %-Pkt. steigen. Dieser Anstieg entspricht

der Zunahme des Carnot-Wirkungsgrades, welche ausschließlich auf die Erhöhung der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr zurückgeführt werden kann. Die Verluste der Brennkammerkühlung sind bei der Gasturbine mit Zwischenerhitzung höher, da zwei Brennkammern gekühlt werden müssen. Der GUD-Wirkungsgrad sinkt dadurch um 0.5 %-Pkt. Der zusätzliche Druckverlust der zweiten Brennkammer verringert den Wirkungsgrad um weitere 0.1 %-Pkt. Die Turbine der zwischenerhitzten Maschine erzeugt einen zusätzlichen Verlust von 1.4 %-Pkt. Dieser Verlust entsteht durch den relativ niedrigen Expansionswirkungsgrad der Hochdruckturbine. Der isentrope Wirkungsgrad des Verdichters ist aufgrund des hohen Verdichterdruckverhältnisses schlechter als bei der „einfachen“ Gasturbine und reduziert dadurch den GUD-Wirkungsgrad um 0.1 %-Pkt. Insgesamt geht drei Viertel des Carnot-Potentials in Höhe von 2.9 %-Pkt. durch die höheren Verluste innerhalb des Prozesses verloren. Der GUD-Wirkungsgrad der Gasturbine mit Zwischenerhitzung beträgt 59.3 % und ist damit 0.8 %-Pkt. höher als bei der „einfachen“ Gasturbine. Die GUD-Leistung steigt durch die Zwischenerhitzung um 5 %.

Der hohe Kühlluftverbrauch der Hochdruckturbine und die daraus resultierende Verschlechterung des Expansionswirkungsgrades kann durch eine Kühlung der Turbinenkühlluft vermindert werden. Die Einbindung der Kühlwärme in den Dampfprozeß erzeugt allerdings zusätzliche Verluste, so daß die Qualität des Gesamtprozesses durch die Kühlluftkühlung nicht verbessert wird.

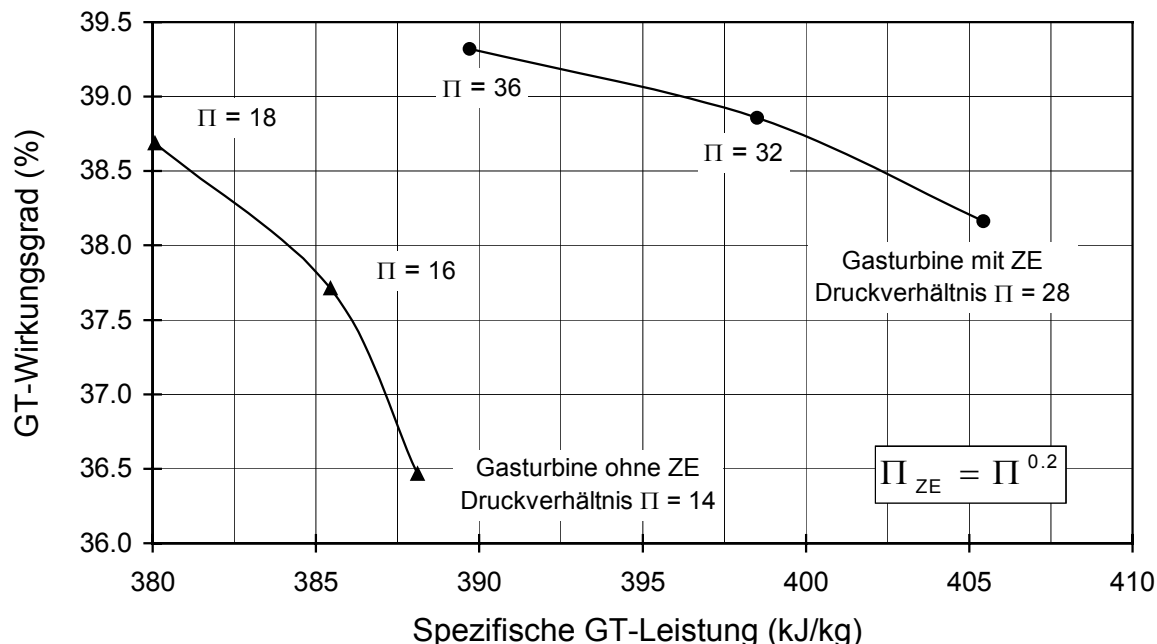


Abbildung 3.23: Einfluß des Verdichterdruckverhältnisses auf den Gasturbinenprozeß (Wirkungsgrad bzgl. H_u)

Der Wirkungsgrad der Gasturbine mit Zwischenerhitzung ist bei den hier gewählten Druckverhältnissen 1 %-Pkt. bis 1.5 %-Pkt. höher als der Wirkungsgrad der „einfachen“ Gasturbine (Abbildung 3.23). Die spezifische Leistung ist 2 % bis 4 %

größer. Der flachere Verlauf des Wirkungsgrades der Gasturbine mit Zwischenerhitzung ist auf das höhere Druckverhältnis zurückzuführen (Gleichung (3.2)).

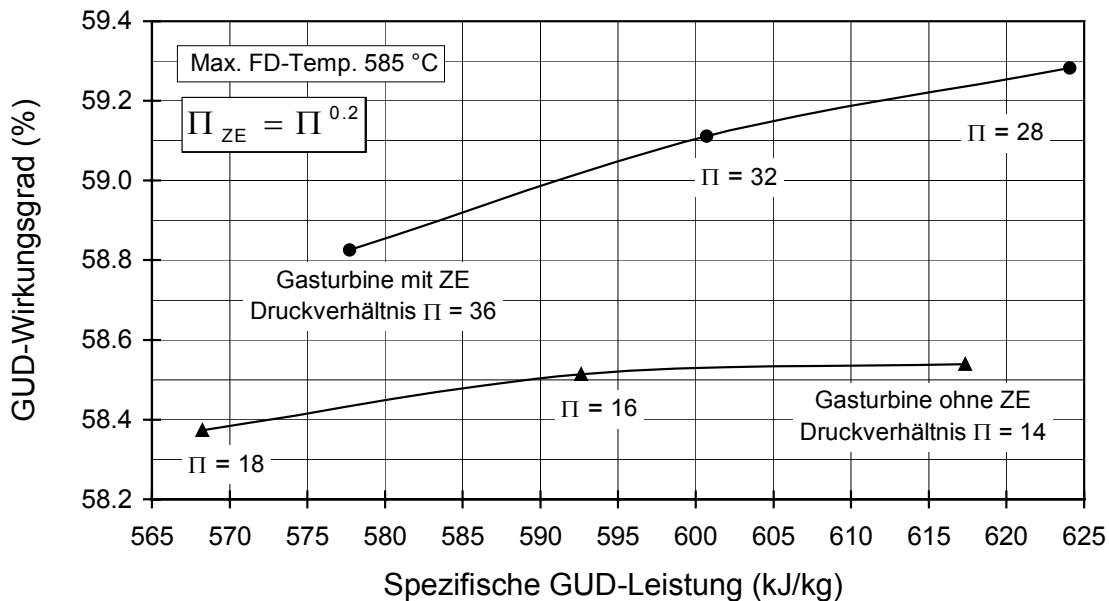


Abbildung 3.24: Einfluß des Verdichterdruckverhältnisses auf den GUD-Prozess (Wirkungsgrad bzgl. H_u)

Der GUD-Wirkungsgrad der Gasturbine mit Zwischenerhitzung ist im Bereich der optimalen Druckverhältnisse 0.8 %-Pkt. höher als der GUD-Wirkungsgrad der „einfachen“ Gasturbine (Abbildung 3.24). Zu höheren Druckverhältnissen sinkt er wegen des schwächer ausgeprägten Anstiegs des Gasturbinenwirkungsgrades stärker ab als der GUD-Wirkungsgrad der „einfachen“ Gasturbine. Die spezifische GUD-Leistung der Gasturbine mit Zwischenerhitzung ist im Bereich des optimalen Druckverhältnisses um bis zu 5 % höher als bei der „einfachen“ Gasturbine.

Das für den GUD-Prozess optimale Teildruckverhältnis für die Zwischenerhitzung Π_{ZE} wurde aus Vorrechnungen bestimmt (siehe Anhang B.1). Es liegt bei $\Pi_{ZE} = \Pi^{0.2} = 1.95$ und entspricht damit dem üblichen Druckverhältnis einer Turbinenstufe.

3.1.3 Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung

Die Gasturbine mit Zwischenerhitzung kann zur Erhöhung der Nutzleistung durch eine Kühlung der Verdichterluft ergänzt werden, die zwischen dem Nieder- und dem Hochdruckverdichter angeordnet ist. Die Zwischenkühlung senkt die mittlere Temperatur der Kompression und vermindert dadurch die benötigte Verdichterleistung (Gleichung (3.3)). Sie ist bei hohen Verdichterdruckverhältnissen besonders effektiv und könnte deshalb eine sinnvolle Ergänzung für die Gasturbine mit Zwischenerhitzung sein, da sie ein relativ hohes Druckverhältnis hat.

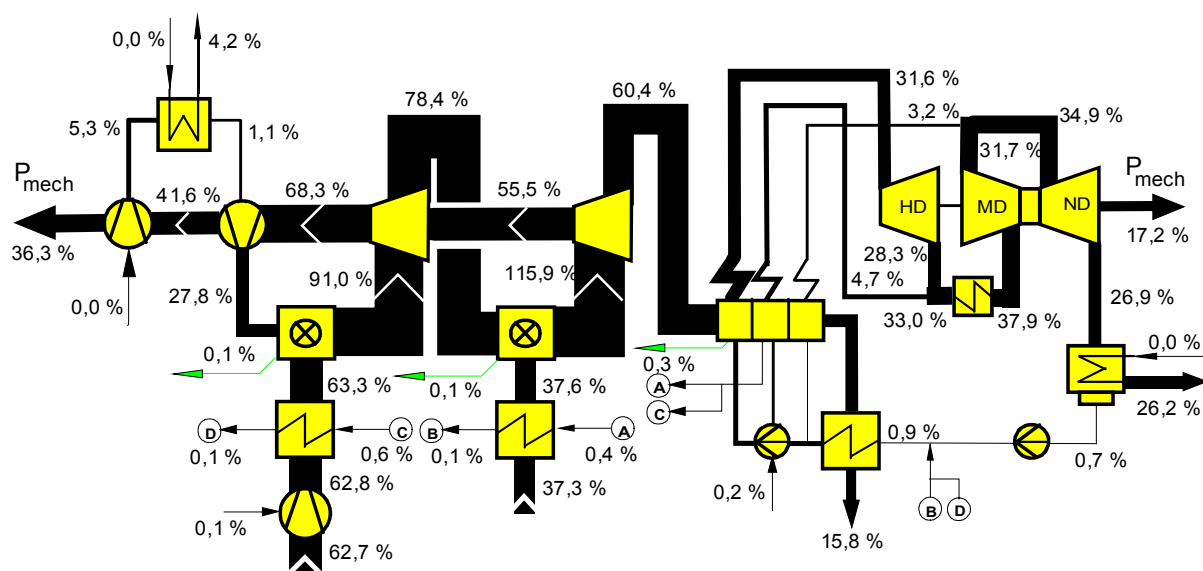


Abbildung 3.25: Energiefluß bzgl. H_0 im GUD-Prozeß mit der Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung ($\Pi = 28$, $\vartheta_{ISO} = 1224 / 1172$ °C)

Bei dem hier betrachteten Beispiel mit dem Druckverhältnis 28 nimmt das Verhältnis von Verdichter- zu Turbinenleistung durch Zwischenkühlung um 10 % ab (Abbildung 3.17 und Abbildung 3.25). Der Gasturbinenwirkungsgrad steigt hierdurch um 1.3 %-Pkt. auf 36.3 % (bzgl. H_0). Die zusätzliche Wärmeabfuhr der Zwischenkühlung verringert die an den Dampfprozeß weitergegebene Abwärmeleistung von 65.6 % auf 60.4 %. Der Dampfprozeß erzeugt bei gleicher Qualität entsprechend weniger Leistung, nämlich 17.2 % statt 19.0 % der zugeführten Brennstoffleistung. Die Leistungseinbuße an der Dampfturbine ist mit 1.8 %-Pkt. größer als der Gewinn an der Gasturbine von 1.3 %-Pkt. Der GUD-Wirkungsgrad fällt deshalb um 0.5 %-Pkt. auf 53.5 % (bzgl. H_0 , ohne Generatorverluste).

In Abbildung 3.26 sind die Gasturbinenprozesse mit und ohne Zwischenkühlung im T,S-Diagramm dargestellt. Die Zwischenkühlung verringert die Verdichteraustritts-temperatur und damit auch die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr in der ersten Brennkammer. Die abgeführte Wärme der Zwischenkühlung ist aufgrund des niedrigen Temperaturniveaus nicht mehr nutzbar und muß an die Umgebung abgegeben werden. Sie wird auf einem höheren Temperaturniveau abgeführt als die Abgaswärme des Dampferzeugers und die Kondensationswärme der Dampfturbine und erhöht deshalb die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr. Der Carnot-Wirkungsgrad ist bei der Gasturbine mit Zwischenkühlung als Folge der um 48 K gesenkten mittleren Temperatur der Wärmezufuhr und der um 2.4 K erhöhten mittleren Temperatur der Wärmeabfuhr um 1 %-Pkt. niedriger als bei der Gasturbine ohne Zwischenkühlung.

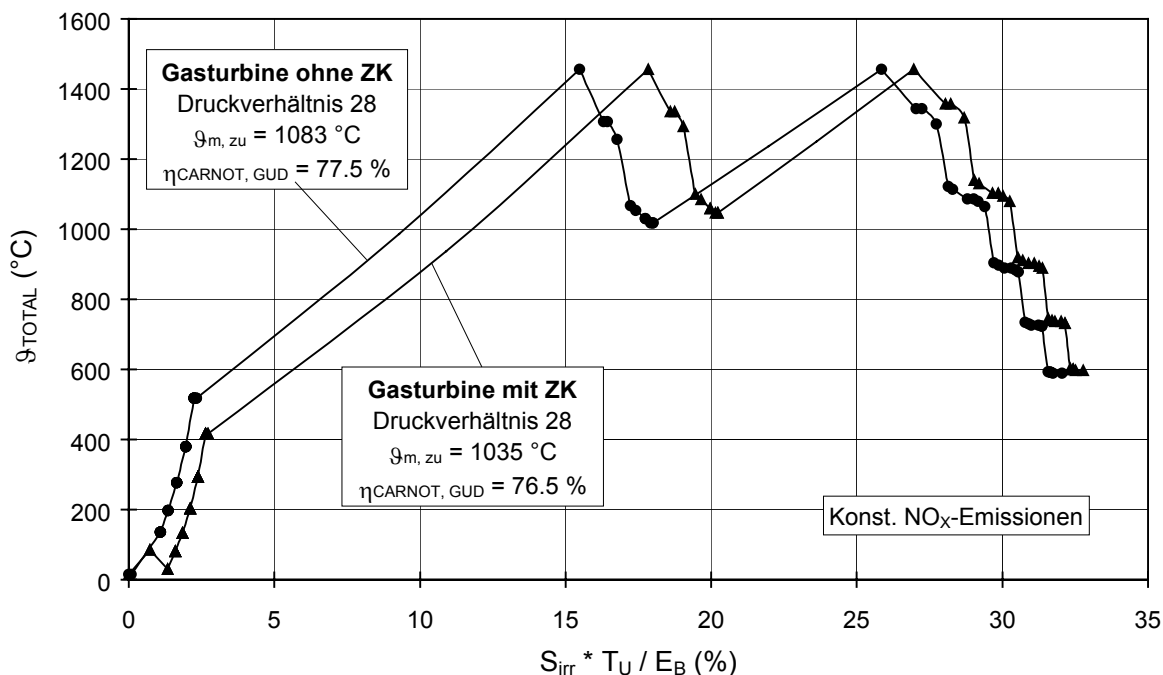


Abbildung 3.26: Gasturbine mit Zwischenheizung und mit bzw. ohne Zwischenkühlung im T,S-Diagramm

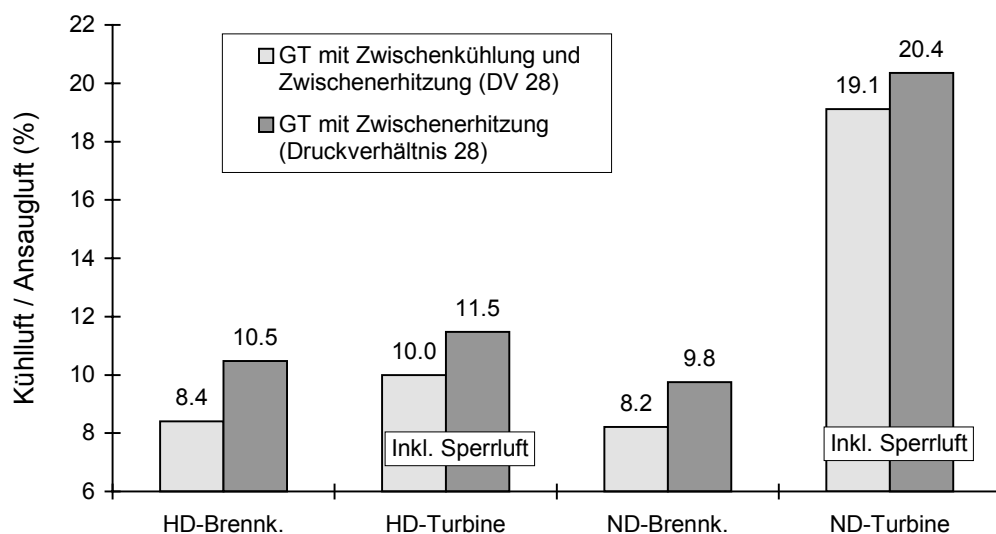


Abbildung 3.27: Brennkammer- und Turbinenkühlluftbedarf der Gasturbinen mit Zwischenheizung und mit bzw. ohne Zwischenkühlung

Die Zwischenkühlung der Luft während der Verdichtung senkt die Verdichteraustrittstemperatur, die gleichzeitig die Temperatur der Kühlluft für die Brennkammer und die erste Turbinenstufe ist. Bei einem Druckverhältnis von 28 beträgt die Reduzierung der Verdichteraustrittstemperatur rund 100 K. Die Kühllufttemperaturen der Niederdruckbrennkammer und der Niederdruckturbine sinken weniger. Der Kühlluftbedarf der Brennkammer nimmt durch die Zwischenkühlung im Hochdruckbereich um 2.1 %-Pkt. ($\approx 20\%$) und im Niederdruckbereich um 1.6 %-Pkt. ($\approx 16\%$) ab (Abbildung

3.27). Bei den Turbinen nimmt die Kühlluftmenge im Hochdruckbereich um 1.5 %-Pkt. ($\approx 13\%$) und im Niederdruckbereich um 1.3 %-Pkt. ($\approx 6\%$) ab.

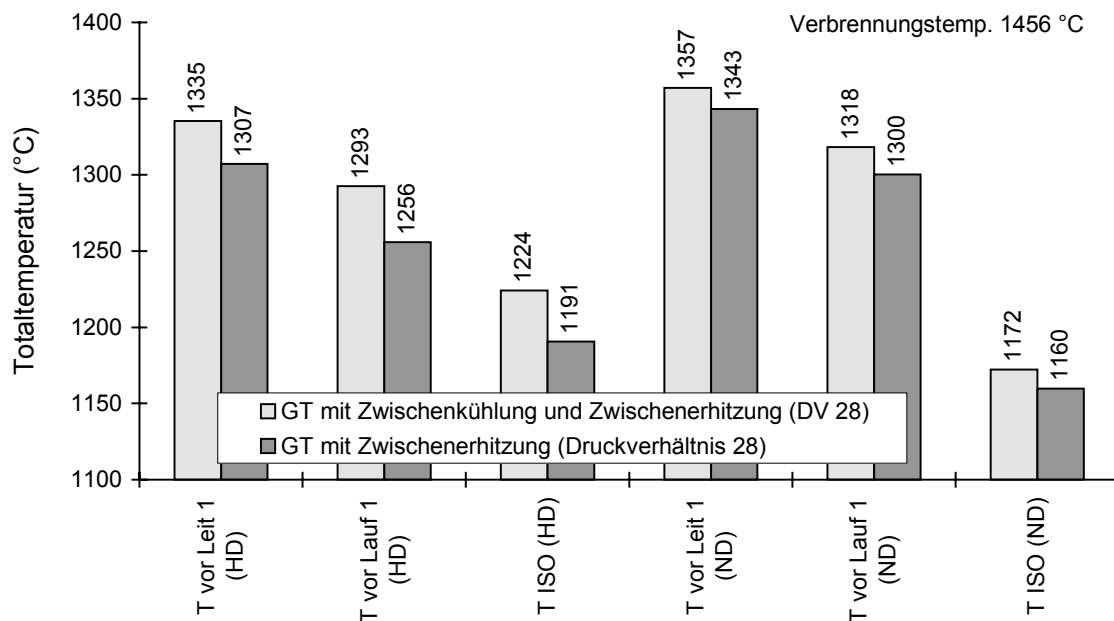


Abbildung 3.28: Turbineneintrittstemperaturen der Gasturbinen mit Zwischenerhitzung und mit bzw. ohne Zwischenkühlung

Die Turbineneintrittstemperaturen steigen bei gleicher Verbrennungstemperatur von 1456 °C durch den infolge der Zwischenkühlung reduzierten Kühlluftbedarf an (Abbildung 3.28). Im Hochdruckbereich ist der Temperaturanstieg stärker ausgeprägt als im Niederdruckbereich, da die Kühlluftmenge stärker abnimmt. Der Anstieg der realen Turbineneintrittstemperaturen ist bei der Hochdruckturbinen mit 28 K vor der ersten Leitschaufelreihe und 37 K vor der ersten Laufschaufelreihe doppelt so hoch wie bei der Niederdruckturbinen, bei der diese Temperaturen um 14 K bzw. 18 K steigen. Die ISO-Turbineneintrittstemperatur steigt bei der Hochdruckturbinen um 33 K auf 1224 °C und bei der Niederdruckturbinen um 12 K auf 1172 °C .

Die Zwischenkühlung der Verdichterluft ermöglicht eine Reduzierung der Kühlluftmengen der Turbinen und vermindert als Folge davon die Zumischungsverluste. Die Abnahme der Zumischungsverluste bewirkt eine Erhöhung des Expansionswirkungsgrades. Der Wirkungsgrad der Hochdruckturbinen steigt um 1.5 %-Pkt. und der Wirkungsgrad der Niederdruckturbinen um 0.3 %-Pkt. (Abbildung 3.29). Der geringere Anstieg des Wirkungsgrades der Niederdruckturbinen ist auf die geringere Abnahme der Kühlluftmenge zurückzuführen.

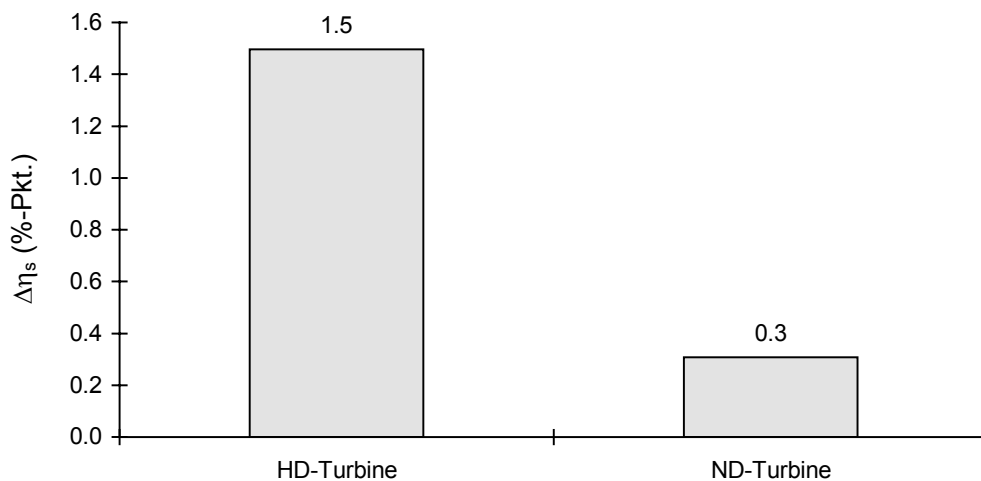


Abbildung 3.29: Erhöhung des isentropen Turbinenwirkungsgrades durch die Zwischenkühlung

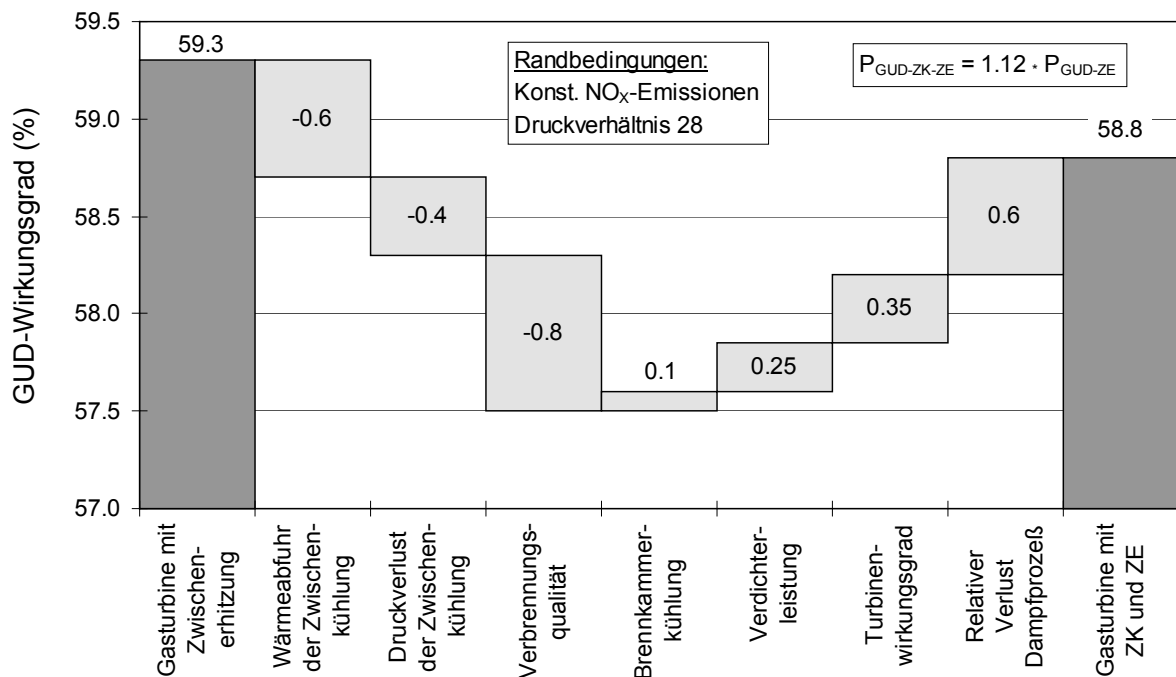


Abbildung 3.30: GUD-Wirkungsgrade der Gasturbinen mit Zwischenerhitzung und mit bzw. ohne Zwischenkühlung (bzgl. H_u)

Die Veränderungen des Prozesses durch Zwischenkühlung lassen sich in wirkungsgradverschlechternde und wirkungsgradverbessernde Effekte unterscheiden (Abbildung 3.30). Die Wärmeabfuhr der Zwischenkühlung bedeutet einen zusätzlichen Verlust von 0.6 %-Pkt. Der Druckverlust der Zwischenkühlung erzeugt eine Verschlechterung von 0.4 %-Pkt. Diese hat fast die gleiche Größenordnung wie der Verlust durch die Wärmeabfuhr. Die schlechtere Verbrennungsqualität der Gasturbine mit Zwischenkühlung ist die Folge der niedrigeren Verdichteraustrittstemperatur und ergibt einen zusätzlichen Verlust von 0.8 %-Pkt. Die durch die Zwischenkühlung

abgesenkten Kühllufttemperaturen erlauben eine Reduzierung der Kühlluftmengen und führen so zu Verbesserungen bei der Brennkammerkühlung (0.1 %-Pkt.) und dem Turbinenwirkungsgrad (0.35 %-Pkt.). Die Verbesserungen betreffen hauptsächlich die Hochdruckstufe, da sie von den hohen Kühllufttemperaturen betroffen ist. Die benötigte Verdichterleistung nimmt durch die niedrigere mittlere Temperatur der Kompression ab und erhöht hierdurch den GUD-Wirkungsgrad um 0.25 %-Pkt. Die Qualität und die Leistung des Dampfprozesses werden durch die Zwischenkühlung nur geringfügig beeinflusst, sie bleiben in erster Näherung konstant. Das Verhältnis der Verluste des Dampfprozesses zur zugeführten Brennstoffleistung ist für den GUD-Wirkungsgrad entscheidend (Gleichung (2.2)) und nimmt entsprechend der Erhöhung der Brennstoffzufuhr um 0.6 %-Pkt. ab. Die Summe aller Verluständerungen entspricht der Änderung des GUD-Wirkungsgrades und beträgt -0.5 %-Pkt. Sie ist nur halb so groß wie die Änderung des Carnot-Wirkungsgrades. Die innere Prozeßqualität des Prozesses mit Zwischenkühlung ist also besser als die des Prozesses ohne Zwischenkühlung. Die GUD-Leistung steigt durch die Zwischenkühlung um 12 %.

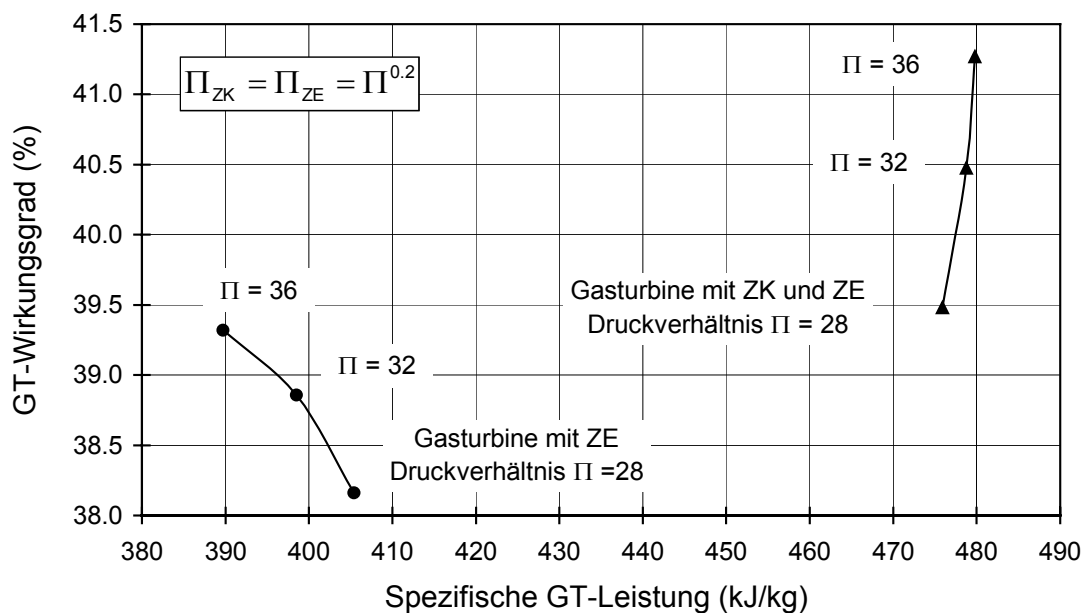


Abbildung 3.31: Einfluß des Verdichterdruckverhältnisses auf den Gasturbinenprozeß (Wirkungsgrad bzgl. H_u)

Der Wirkungsgrad der Gasturbine mit Zwischenkühlung steigt stärker mit dem Druckverhältnis als der Wirkungsgrad der Gasturbine ohne Zwischenkühlung, da die relative Abnahme der Verdichterleistung durch Zwischenkühlung mit dem Druckverhältnis zunimmt (Abbildung 3.31). Die spezifische Leistung ist bei den Gasturbinen mit Zwischenkühlung rund 20 % höher und ist nur schwach vom Druckverhältnis abhängig, weil sich die Verdichteraustrittstemperatur und die Verdichterleistung weniger ändern als bei Verdichtern ohne Zwischenkühlung. Bei der Gasturbine mit Zwischenkühlung steigt die Leistung im Gegensatz zur Gasturbine ohne Zwischenkühlung mit dem Druckverhältnis. Dies ist auf die geringere Zunahme der Verdichterleistung und der Verdichteraustrittstemperatur zurückzuführen. Eine Anhebung des Druckverhältnisses der Gasturbine mit Zwischenkühlung von 28 auf 36 bewirkt eine Erhöhung des

Wirkungsgrades um 1.75 %-Pkt. von 39.5 % auf 41.25 %. Die spezifische Gasturbinenleistung steigt um ca. 1 %.

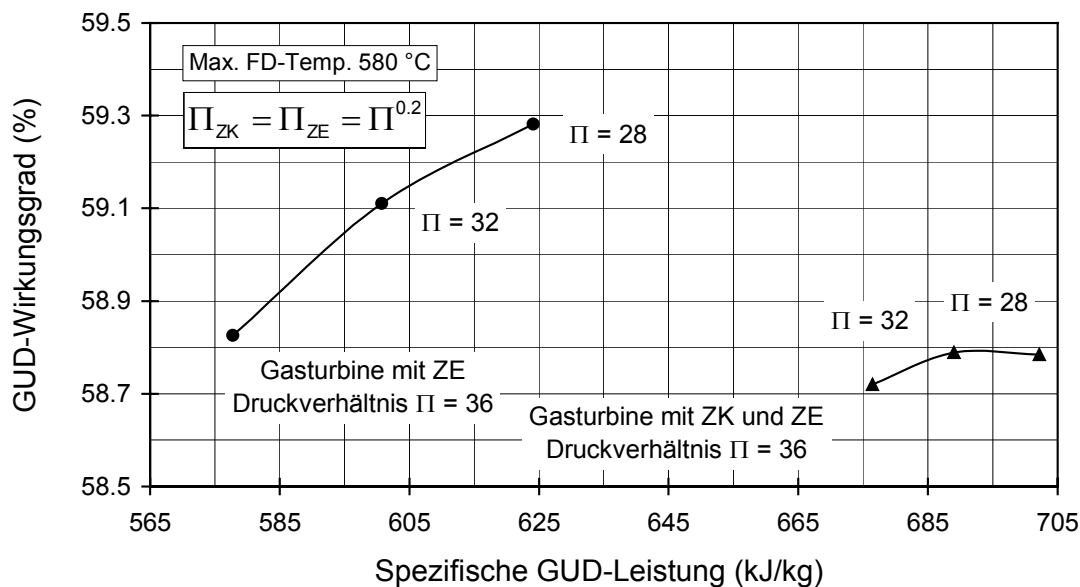


Abbildung 3.32: Einfluß des Verdichterdruckverhältnisses auf den GUD-Prozeß (Wirkungsgrad bzgl. H_u)

Der GUD-Wirkungsgrad und die GUD-Leistung der Gasturbine mit Zwischenkühlung sind schwächer vom Druckverhältnis abhängig als bei der Gasturbine ohne Zwischenkühlung, da der Gasturbinenwirkungsgrad bei Zwischenkühlung stärker mit dem Druckverhältnis steigt und die Gasturbinenleistung leicht zunimmt (Abbildung 3.32). Die Verschlechterungen des Dampfprozesses durch die sinkende Abgas-temperatur der Gasturbine können dadurch besser kompensiert werden. Die zusätzliche Wärmeabfuhr der Gasturbine mit Zwischenkühlung im Niedertemperaturbereich und der infolge eines erhöhten Brennstoffbedarfs gestiegene Wasseranteil im Abgas reduzieren den für den Dampfprozeß nutzbaren Anteil der Gasturbinenabwärme und verschlechtern dadurch den GUD-Wirkungsgrad um bis zu 0.5 %-Pkt. Erst bei hohen Druckverhältnissen ($\Pi > 40$) ist die Zwischenkühlung wirkungsgradneutral. Dagegen steigt der Leistungsgewinn durch Zwischenkühlung kontinuierlich mit dem Druckverhältnis.

Das für den GUD-Prozeß unter thermodynamischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten optimale Teildruckverhältnis für die Zwischenkühlung Π_{ZK} wurde aus Vorrechnungen bestimmt (siehe Anhang B.2). Es liegt bei $\Pi_{ZK} = \Pi^{0.2} = 1.95$ und entspricht damit dem Teildruckverhältnis der Zwischenerhitzung.

Wird die Zwischenkühlung der Verdichterluft nicht wie in dem hier untersuchten Fall durch Wärmeabfuhr an die Umgebung sondern durch Wassereinspritzung (Verdunstungskühlung) realisiert, dann kann der Wirkungsgradverlust durch Zwischenkühlung schon bei niedrigeren Druckverhältnissen ($\Pi > 28$) vermieden werden. Die Zwischenkühlung durch Wassereinspritzung ist jedoch technisch riskant, da bei unvollständiger Verdampfung des Kühlwassers durch Tropfenschlag Erosion an den

Verdichterschaufeln auftreten kann. Bei der Wassereinspritzung müssen kleinste Wassertröpfchen ($< 2 \mu\text{m}$) erzeugt werden, da die Verdampfungsstrecke kurz ist. Der Kühleffekt durch Wassereinspritzung ist außerdem stark von der Umgebungstemperatur und von der relativen Feuchte der angesaugten Luft abhängig. Die Zwischenkühlung durch Wassereinspritzung wird hier aus diesen Gründen nicht weiter verfolgt.

3.2 HAT-Prozeß

Der HAT-Prozeß (**H**umid **A**ir **T**urbine) besteht aus einer Gasturbine mit Zwischenkühlung, Aufsättigung und Rekuperation (Abbildung 3.33). Die Wärme der Zwischenkühlung und die Abgaswärme werden dem Prozeß durch Aufsättigung bzw. durch Rekuperation wieder zugeführt. Es gibt keinen Dampfprozeß wie bei den in den vorherigen Kapiteln betrachteten GUD-Kraftwerken. Die im folgenden dargestellten Ergebnisse wurden unter Berücksichtigung der in Anhang A aufgeführten Randbedingungen erzeugt.

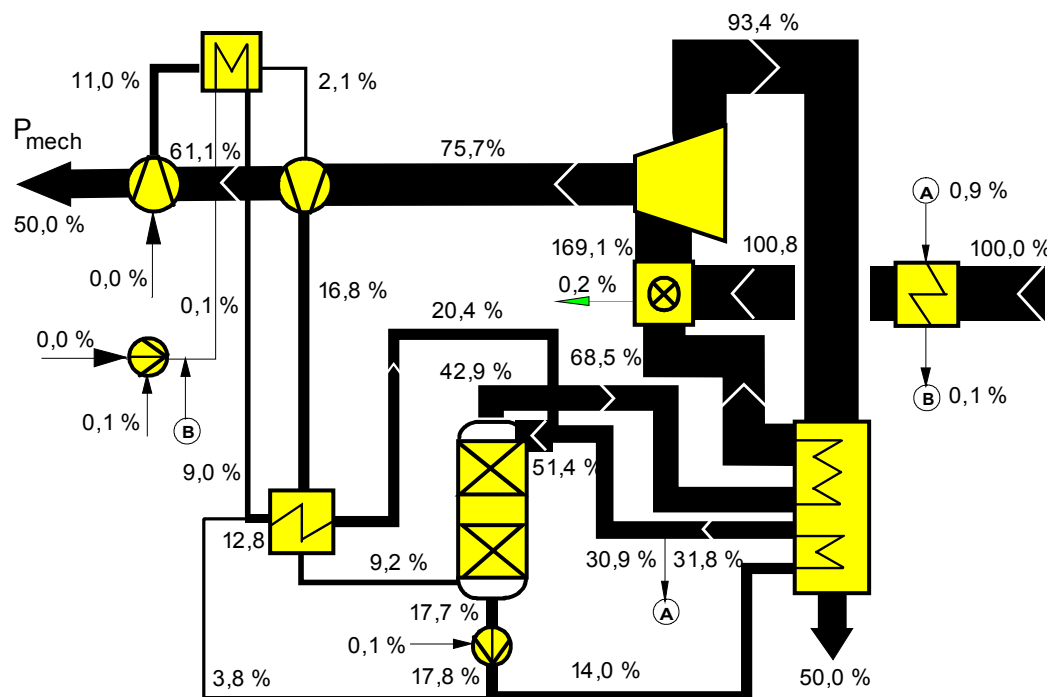


Abbildung 3.33: Energiefluß bzgl. H_0 im HAT-Prozeß ($\Pi = 24$, $\vartheta_{\text{ISO}} = 1227 \text{ }^\circ\text{C}$)

Die Verdichterleistung des HAT-Prozesses ist durch den reduzierten Verdichtermassenstrom und durch die Zwischenkühlung niedriger als bei der „einfachen“ Gasturbine. Die Wasserzugabe im Sättiger erhöht den Wasseranteil in den Turbinenrauchgasen und steigert dadurch die Turbinenleistung. Der Wirkungsgrad des HAT-Prozesses ist deshalb rund 15 %-Pkt. höher als der Wirkungsgrad des „einfachen“ Gasturbinenprozesses (Abbildung 3.8 und Abbildung 3.33). Im Vergleich zum GUD-Prozeß mit der „einfachen“ Gasturbine ist der Wirkungsgrad des HAT-Prozesses jedoch 3.4 %-Pkt. niedriger.

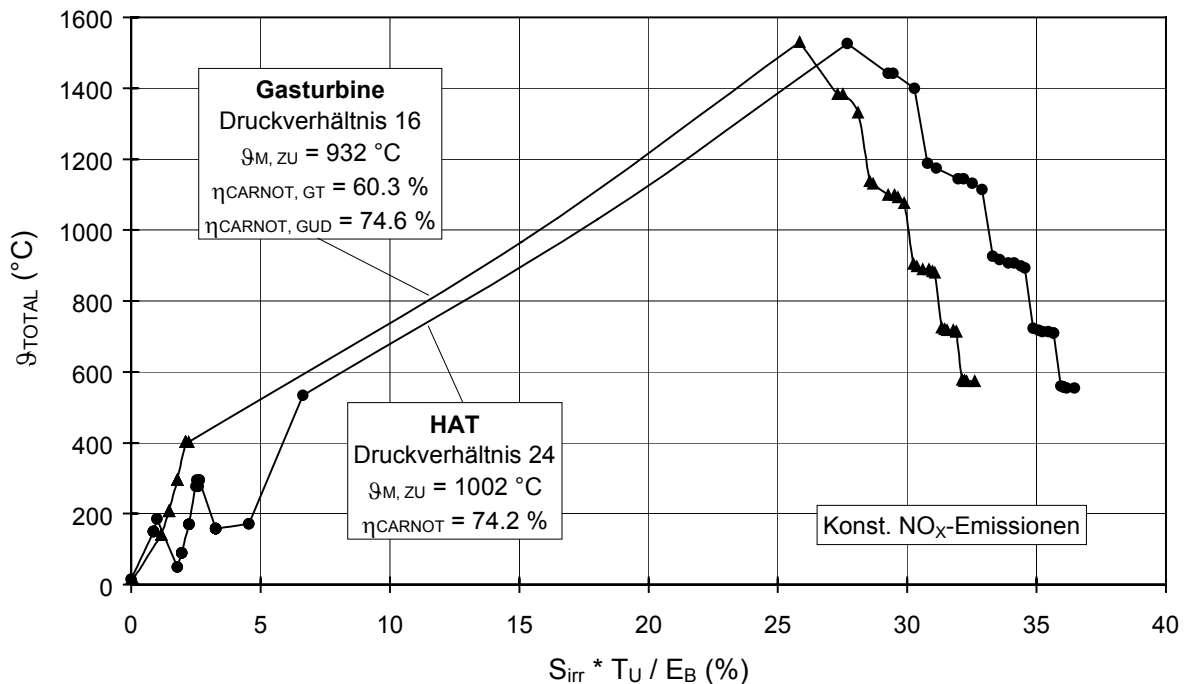


Abbildung 3.34: HAT-Prozeß und „einfacher“ Gasturbinenprozeß im T,S-Diagramm

In Abbildung 3.34 ist der HAT-Prozeß und zum Vergleich der „einfache“ Gasturbinenprozeß im T,S-Diagramm dargestellt. Die Zwischenkühlung, Nachkühlung, Aufsättigung und Rekuperation sind in dem Kurvenverlauf deutlich zu erkennen. Die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr beträgt beim HAT-Prozeß $1002 ^{\circ}C$ und ist durch die Rekuperation $70 K$ höher als beim „einfachen“ Gasturbinenprozeß. Die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr des HAT-Prozesses liegt bei $55.6 ^{\circ}C$. Sie ist $150 K$ niedriger als die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr des Gasturbinenprozesses ($\Theta_{m,ab} = 205.6 ^{\circ}C$) und $23 K$ höher als die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr des GUD-Prozesses ($\Theta_{m,ab} = 32.6 ^{\circ}C$). Die Carnot-Wirkungsgrade ergeben sich aus diesen Temperaturen zu 74.2% für den HAT-Prozeß, 60.3% für den Gasturbinenprozeß und 74.6% für den GUD-Prozeß.

Die Verbrennungstemperatur des HAT-Prozesses beträgt unter der Annahme gleicher Stickoxid-Emissionen $1527 ^{\circ}C$. Sie ist wegen des höheren Druckverhältnisses des HAT-Prozesses trotz der höheren Wasserbeladung der in die Brennkammer eintretenden Luft $3 K$ niedriger als beim „einfachen“ Gasturbinenprozeß (Abbildung 3.35). Die realen Turbineneintrittstemperaturen und die ISO-Turbineneintrittstemperatur sind beim HAT-Prozeß aufgrund der durch die Zwischenkühlung reduzierten Kühlluftmassenströme und der größeren Wärmekapazität der Rauchgase höher als beim Gasturbinenprozeß. Die Temperaturen vor der ersten Leit- und Laufschaufelreihe betragen beim HAT-Prozeß $1442 ^{\circ}C$ bzw. $1399 ^{\circ}C$ und sind damit $58 K$ bzw. $68 K$ höher als beim „einfachen“ Gasturbinenprozeß. Die ISO-Turbineneintrittstemperatur des HAT-Prozesses liegt bei $1227 ^{\circ}C$ und ist $40 K$ höher.

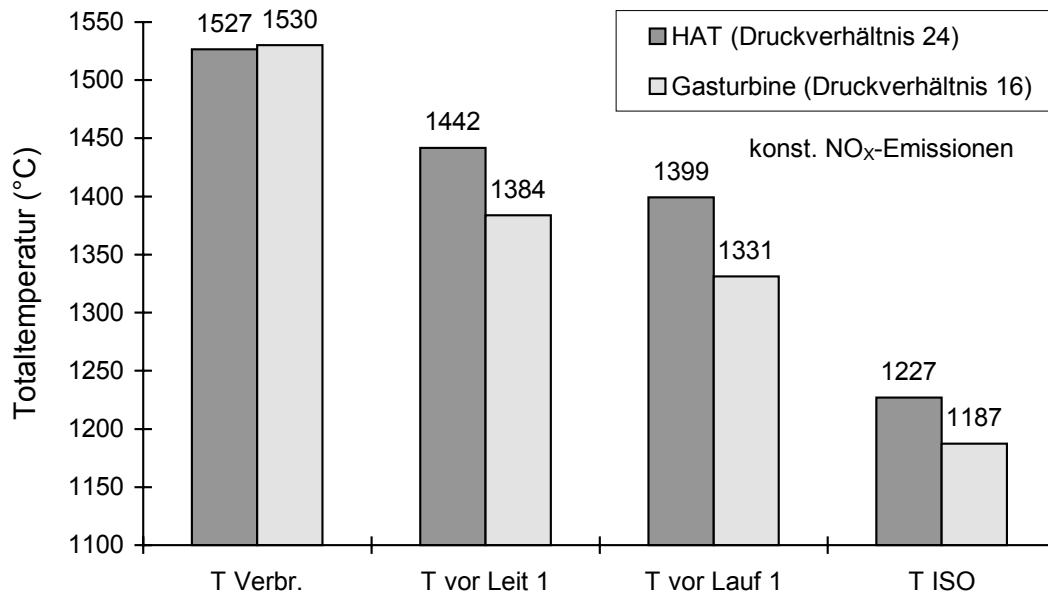


Abbildung 3.35: Verbrennungs- und Turbineneintrittstemperaturen des HAT-Prozesses

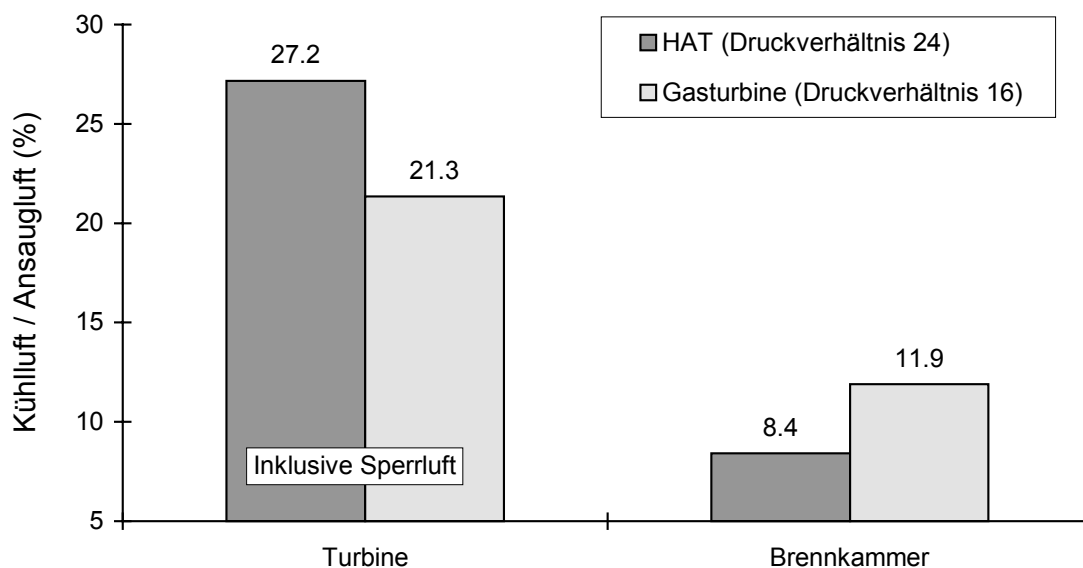


Abbildung 3.36: Brennkammer- und Turbinenkühlluftbedarf des HAT-Prozesses (bezogen auf Ansaugluft)

Der relative Kühlluftbedarf der Turbine des HAT-Prozesses ist trotz der Zwischenkühlung durch die höhere Wärmekapazität (Wasserbeladung) der Rauchgase, durch die höhere Sperrluftmenge und vor allem durch die Reduzierung des Verdichteransaugmassenstromes höher als beim Gasturbinenprozeß. Er beträgt 27.2 % im Vergleich zu 21.3 % (Abbildung 3.36). Der Kühlluftbedarf der Brennkammer des HAT-Prozesses ist wegen der durch die Zwischenkühlung gesenkten Kühllufttemperatur niedriger als beim Gasturbinenprozeß. Er liegt bei 8.4 %.

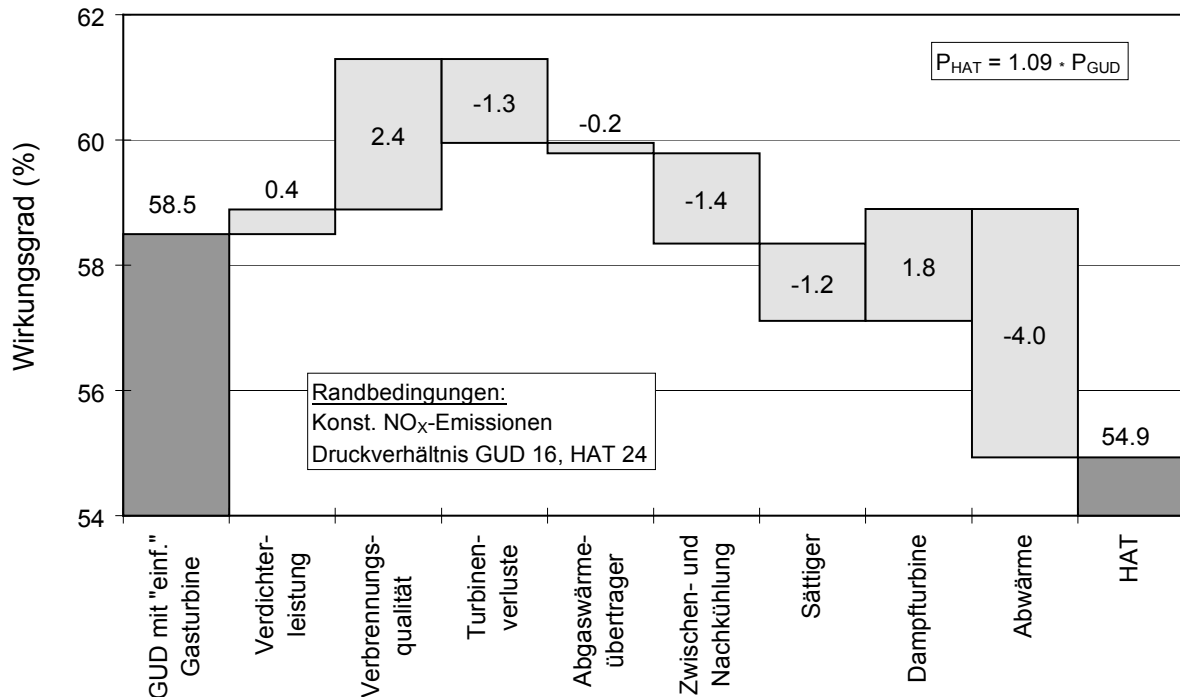


Abbildung 3.37: Wirkungsgrad des GUD-Prozesses und des HAT-Prozesses (bzgl. H_u)

In Abbildung 3.37 sind die Wirkungsgrade des GUD- und des HAT-Prozesses sowie die Unterschiede bei den Verlusten der beiden Prozesse dargestellt. Der reduzierte Verdichtermassenstrom des HAT-Prozesses, die erhöhte Brennstoffzufuhr und die Zwischenkühlung vermindern die Verdichterverluste. Der Wirkungsgrad steigt hierdurch um 0.4 %-Pkt. Die Rekuperation verbessert durch die höhere Brennkammereintrittstemperatur die Verbrennungsqualität und erhöht so den Wirkungsgrad um 2.4 %-Pkt. Die Verluste der Turbine sind beim HAT-Prozeß durch das höhere Druckverhältnis und die höhere Wärmekapazität der Rauchgase größer als bei der „einfachen“ Gasturbine, obwohl der isentrope Turbinenwirkungsgrad 0.6 %-Pkt. besser ist. Die erhöhten Turbinenverluste senken den Gesamtwirkungsgrad um 1.3 %-Pkt. Der Vergleich des Abhitzedampferzeugers des GUD-Prozesses mit dem Rekuperator und dem Wasservorwärmer des HAT-Prozesses ergibt, daß die Summe der Verluste beim HAT-Prozeß 0.2 %-Pkt. höher ist. Die Summe der Verluste der Zwischenkühlung und Nachkühlung beträgt 1.4 %-Pkt. Der Sättiger erzeugt Verluste in Höhe von 1.2 %-Pkt. Die beim HAT-Prozeß entfallende Dampfturbine vermindert die Verluste um 1.8 %-Pkt. Die höhere Abwärmeleistung des HAT-Prozesses, die im Vergleich zum GUD-Prozeß auch noch auf höherem Temperaturniveau abgegeben wird, verursacht einen zusätzlichen Verlust von 4.0 %-Pkt. Nach Berücksichtigung aller Verluständerungen beträgt der Wirkungsgrad des HAT-Prozesses 54.9 % und ist damit 3.6 %-Pkt. niedriger als der GUD-Wirkungsgrad. Die Leistung des HAT-Prozesses ist um 9 % höher.

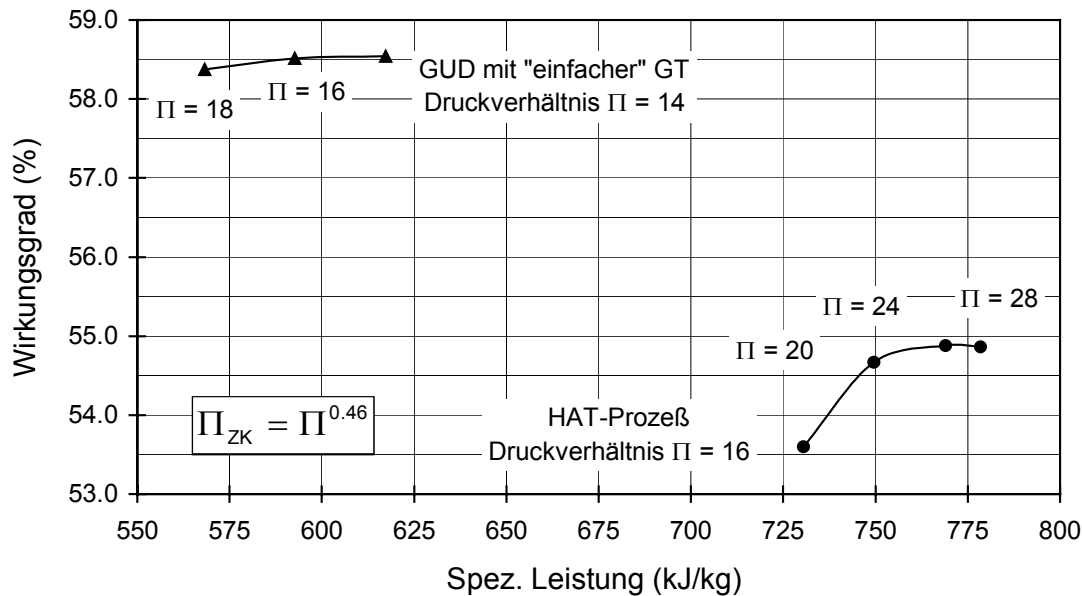


Abbildung 3.38: Einfluß des Verdichterdruckverhältnisses auf den HAT-Prozeß (Wirkungsgrad bzgl. H_u)

Der Wirkungsgrad des HAT-Prozesses ist in dem Bereich der maximalen Werte nur schwach vom Druckverhältnis abhängig und liegt dort 3,6 %-Pkt. bis 3,9 %-Pkt. unterhalb des GUD-Wirkungsgrades (Abbildung 3.38). Die auf den Verdichteransaugmassenstrom bezogene spezifische Leistung des HAT-Prozesses ist wegen der Wasserzugabe im Sättiger rund 30 % höher als die spezifische Leistung des GUD-Prozesses. Sie steigt, wie bei allen Gasturbinenprozessen mit Zwischenkühlung, mit zunehmendem Druckverhältnis. Die absolute Leistung des HAT-Prozesses ist bei gleichem Turbinenausstrittsmassenstrom nur 9 % höher.

Wird der HAT-Prozeß durch eine zweite Zwischenkühlung und eine Zwischenerhitzung ergänzt, so erhält man den CHAT-Prozeß (**C**ascaded **H**umidified **A**dvanced **T**urbine). Der CHAT-Prozeß hat einen geringfügig höheren Wirkungsgrad als der HAT-Prozeß (ca. 0,3 %-Pkt.) und erzeugt wegen der zusätzlichen Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung ca. 16 % mehr Leistung. Die im Vergleich zum HAT-Prozeß hohen Zusatzkosten des CHAT-Prozesses und die aufgrund der höheren Komplexität niedrigere Verfügbarkeit kompensieren jedoch den Wirkungsgrad- und Leistungsvorteil, so daß der CHAT-Prozeß keine wirtschaftlichen Vorteile gegenüber dem HAT-Prozeß bietet. Er wird hier aus diesen Gründen nicht weiter behandelt. Im Literaturverzeichnis sind weiterführende Beiträge zum CHAT-Prozeß aufgeführt.

3.3 STIG-Prozeß

Der STIG-Prozeß (**S**team **I**njected **G**as **T**urbine) ist weniger komplex als die in den vorherigen Kapiteln betrachteten GUD- und HAT-Prozesse. Er besteht aus einer Gasturbine mit nachgeschaltetem Abhitzedampferzeuger (Abbildung 3.39). Die Abgaswärme der Gasturbine wird dem Prozeß durch die Eindüsung des im Abhitzedampferzeuger erzeugten Dampfes in die Brennkammer wieder zugeführt.

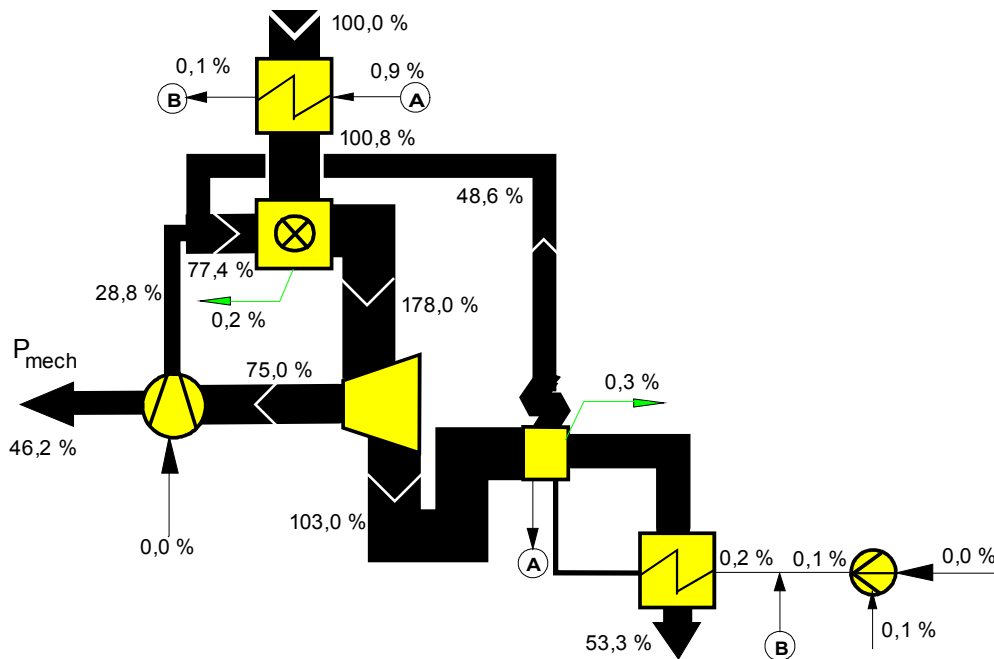


Abbildung 3.39: Energiefluß bzgl. H_0 im STIG-Prozeß ($\Pi = 20$, $\vartheta_{ISO} = 1190$ °C)

Die Verdichterleistung des STIG-Prozesses ist durch den reduzierten Massenstrom niedriger als bei der „einfachen“ Gasturbine und die Turbinenleistung ist durch die Dampfeindüsung in die Brennkammer höher. Der Wirkungsgrad des STIG-Prozesses ist deshalb 11.5 %-Pkt. höher als der Wirkungsgrad des „einfachen“ Gasturbinenprozesses (Abbildung 3.8 und Abbildung 3.39). Im Vergleich zum GUD-Prozeß ist der Wirkungsgrad des STIG-Prozesses jedoch 7.2 %-Pkt. niedriger.

In Abbildung 3.40 ist der STIG-Prozeß und der „einfache“ Gasturbinenprozeß im T,S-Diagramm dargestellt. Das höhere Druckverhältnis und die Dampfeindüsung des STIG-Prozesses erhöhen die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr gegenüber der „einfachen“ Gasturbine um 54 K auf 986 °C. Die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr des STIG-Prozesses liegt wie beim HAT-Prozeß bei 55.6 °C. Der Carnot-Wirkungsgrad des STIG-Prozesses ergibt sich zu 73.9 %.

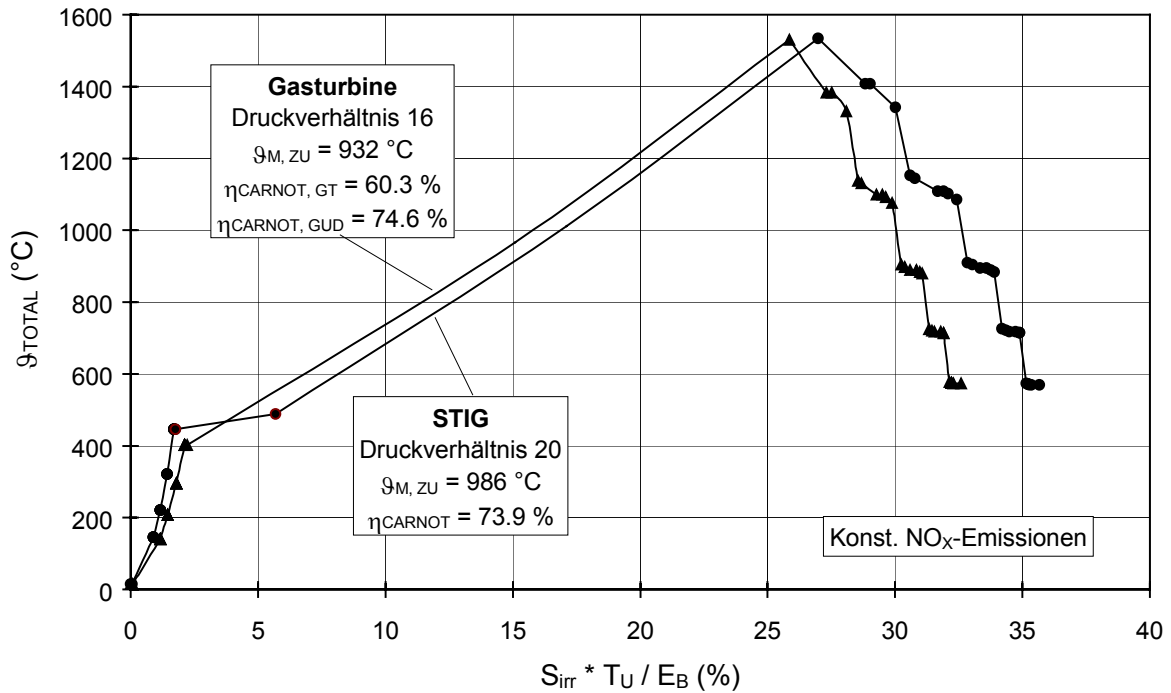


Abbildung 3.40: STIG-Prozess und „einfacher“ Gasturbinenprozess im T,S-Diagramm

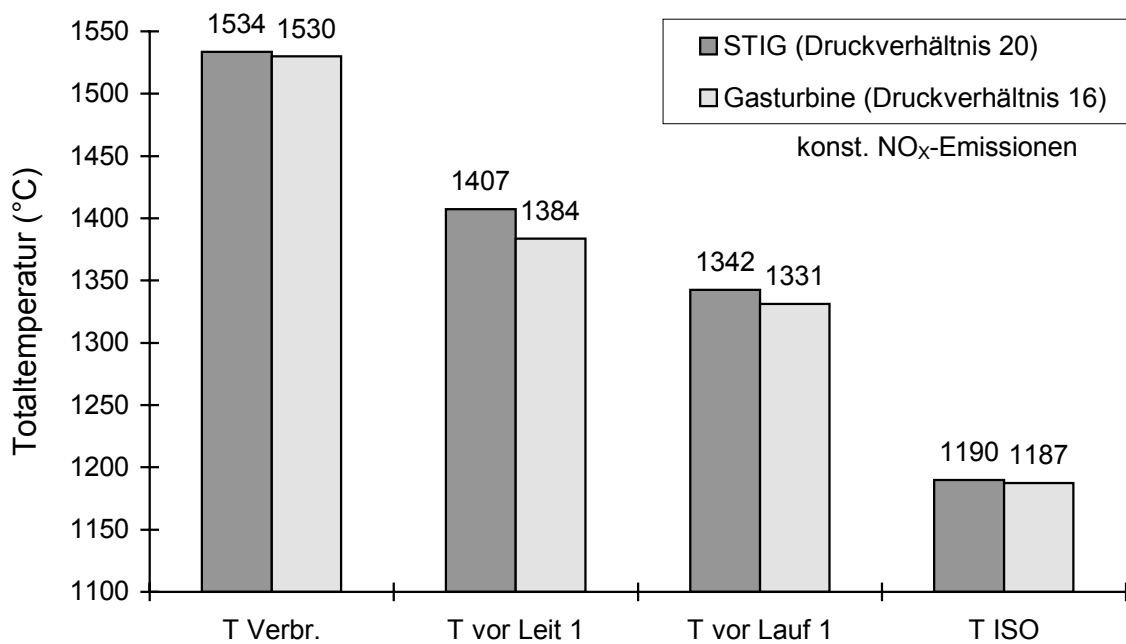


Abbildung 3.41: Verbrennungs- und Turbineneintrittstemperaturen des STIG-Prozesses

Die Verbrennungstemperatur des STIG-Prozesses beträgt unter der Annahme gleicher Stickoxid-Emissionen 1534 °C . Sie ist trotz des größeren Druckverhältnisses wegen der höheren Wasserbeladung der in die Brennkammer eintretenden Luft 4 K höher als beim „einfachen“ Gasturbinenprozess (Abbildung 3.41). Die realen Turbineneintrittstemperaturen und die ISO-Turbineneintrittstemperatur des STIG-Prozesses sind wegen der höheren Wärmekapazität der Rauchgase höher als beim

„einfachen“ Gasturbinenprozeß. Beim STIG-Prozeß beträgt die Rauchgastemperatur vor der ersten Leitschaufelreihe 1407 °C und vor der ersten Laufschaufelreihe 1342 °C. Die Temperaturen sind 23 K bzw. 11 K höher als beim „einfachen“ Gasturbinenprozeß. Die ISO-Turbineneintrittstemperatur beträgt 1190 °C und ist 3 K höher.

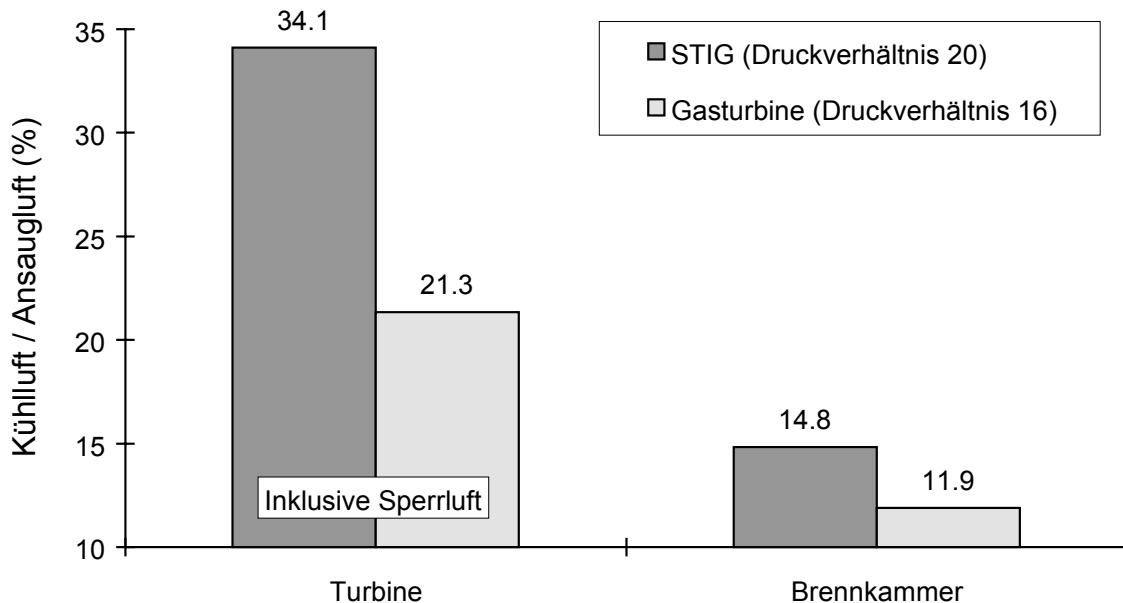


Abbildung 3.42: Brennkammer- und Turbinenkühlluftbedarf des STIG-Prozesses (bezogen auf Ansaugluft)

Der relative Kühlluftbedarf der Turbine des STIG-Prozesses ist 60 % höher als beim „einfachen“ Gasturbinenprozeß. Er beträgt 34.1 % im Vergleich zu 21.3 % (Abbildung 3.42). Dieser hohe relative Kühlluftbedarf ist auf die höhere Kühllufttemperatur (Druckverhältnis), die höhere Wärmekapazität der Rauchgase (Wasseranteil), die erhöhte Sperrluftmenge und vor allem auf den reduzierten Ansaugmassenstrom zurückzuführen. Der Kühlluftbedarf der Brennkammer steigt aufgrund der höheren Kühllufttemperatur und des reduzierten Verdichteransaugmassenstromes von 11.9 % auf 14.8 %.

In Abbildung 3.43 sind die Wirkungsgrade des STIG-Prozesses und des GUD-Prozesses sowie die Änderungen der Verluste dargestellt. Der niedrigere Verdichtermassenstrom des STIG-Prozesses und die durch die Dampfeindüsung erhöhte Brennstoffzufuhr verringern die relativen Verdichterverluste (Gleichung (2.2)). Der Gesamtwirkungsgrad steigt hierdurch um 0.4 %-Pkt. Bei der Dampfeindüsung wird der Dampf von 25 bar auf den Partialdruck des Wassers im Gemisch (8 bar) gedrosselt. Dieser stark irreversible Mischungsprozeß verschlechtert den Wirkungsgrad um 3.9 %-Pkt. Das höhere Druckverhältnis des STIG-Prozesses und die Dampfeindüsung erhöhen die Brennkammereintrittstemperatur und hierdurch die Verbrennungsqualität, so daß der Wirkungsgrad um 1.9 %-Pkt. steigt. Der erhöhte Turbinenkühlluftbedarf senkt den isentropen Turbinenwirkungsgrad um 0.6 %-Pkt. Dieser niedrigere Turbinenwirkungsgrad, das höhere Druckverhältnis und die höhere Wärmekapazität der Rauchgase erzeugen zusätzliche Verluste in Höhe von 0.9 %-Pkt.

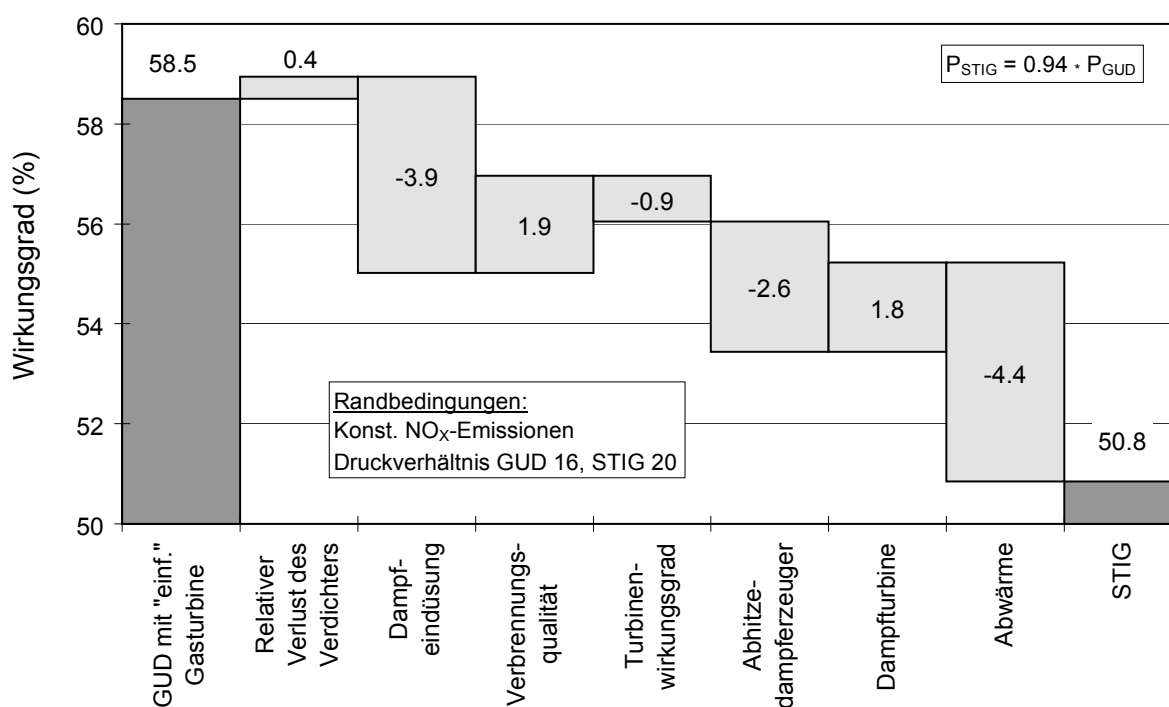


Abbildung 3.43: Wirkungsgrad des GUD-Prozesses und des STIG-Prozesses (bzgl. H_u)

Die Qualität der Wärmeübertragung im 1-Druck-Dampferzeuger des STIG-Prozesses ist schlechter als im 3-Druck-ZÜ-Dampferzeuger des GUD-Prozesses und vermindert dadurch den Wirkungsgrad um 2.6 %-Pkt. Beim STIG-Prozeß entfällt die Dampfturbine und damit auch ihre Verluste in Höhe von 1.8 %-Pkt. Die Abwärme des STIG-Prozesses wird auf einem höheren Temperaturniveau abgeführt und ist umfangreicher als beim GUD-Prozeß. Dies verschlechtert den Wirkungsgrad um 4.4 %-Pkt.. Der STIG-Wirkungsgrad beträgt nach Berücksichtigung aller Verluständerungen 50.8 % und ist damit 7.7 %-Pkt. niedriger als der GUD-Wirkungsgrad der „einfachen“ Gasturbine. Die Leistung des STIG-Prozesses ist unter der Annahme gleicher Turbinenaustrittsmassenströme trotz der höheren Brennstoffzufuhr wegen des schlechteren Wirkungsgrades 6 % niedriger als beim GUD-Prozeß.

In Abbildung 3.44 ist der Wirkungsgrad des STIG-Prozesses in Abhängigkeit vom Druckverhältnis dargestellt. Er ist 7.5 %-Pkt. bis 9.0 %-Pkt. niedriger als der Wirkungsgrad des GUD-Prozesses. Bei niedrigen Druckverhältnissen ($\Pi < 17$) muß beim STIG-Prozeß die Dampfproduktion im Abhitzedampferzeuger reduziert werden, da ansonsten in der Brennkammer nicht genügend Sauerstoff für die Verbrennung zur Verfügung steht. Der Wirkungsgrad des STIG-Prozesses fällt deshalb bei niedrigen Druckverhältnissen, weil die Abgaswärme nicht mehr vollständig genutzt werden kann. Die spezifische Leistung des STIG-Prozesses (bzgl. Verdichteransaugstrom) ist durch die Dampfeindösung um bis zu 20 % höher als die spezifische Leistung des GUD-Prozesses. Die absolute Leistung ist bei gleichem Turbinenaustrittsmassenstrom jedoch niedriger.

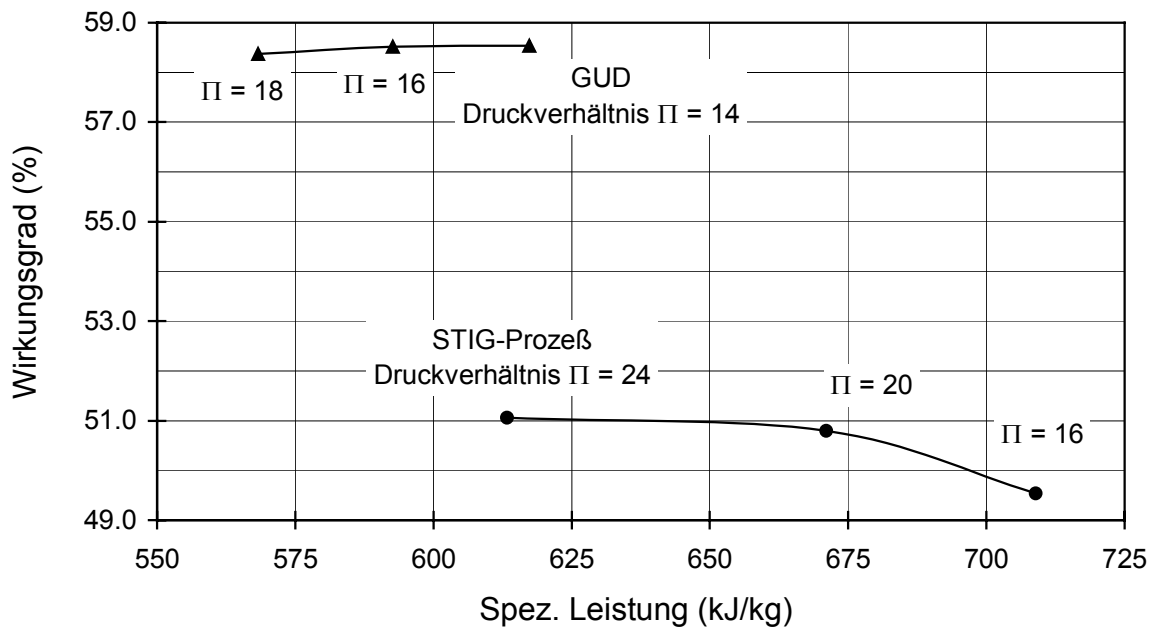


Abbildung 3.44: Einfluß des Verdichterdruckverhältnisses auf den STIG-Prozeß (Wirkungsgrad bzgl. H_u)

3.4 Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation

Der Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation ist dem HAT-Prozeß ähnlich (Abbildung 3.45). Er hat jedoch im Gegensatz zu diesem keinen Sättiger. Die Abgaswärme wird dem Prozeß nur durch den Rekuperator wieder zugeführt und die Wärme der Zwischenkühlung wird an die Umgebung abgegeben. Die Kombination von Zwischenkühlung und Rekuperation ist besonders sinnvoll, da auf diese Weise die Verdichterleistung gesenkt und die auf die Luft übertragene Abgaswärmeleistung erhöht werden kann.

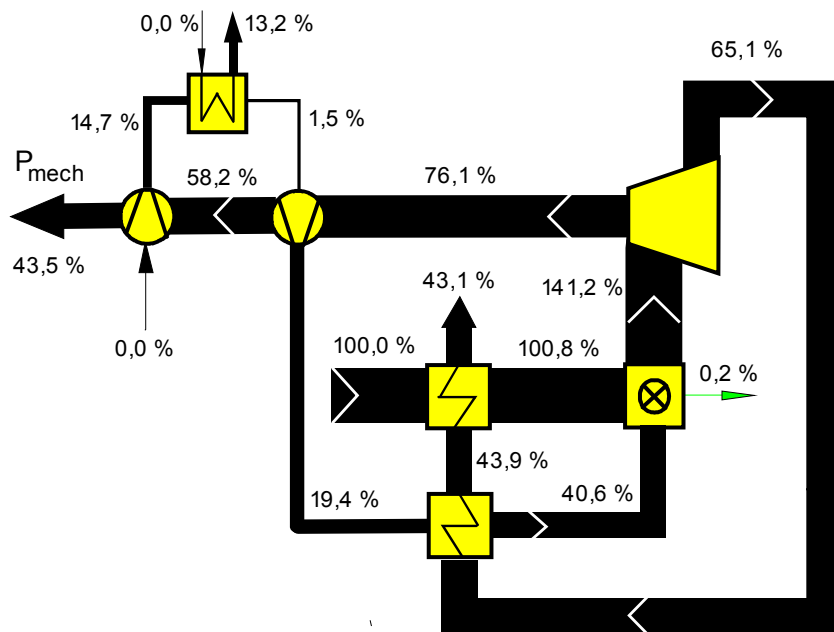


Abbildung 3.45: Energiefluß bzgl. H_0 im Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation ($\Pi = 20$, $\vartheta_{ISO} = 1207 \text{ °C}$)

Die Rekuperation (Luftvorwärmung) erhöht die Brennkammereintrittstemperatur der Luft und senkt dadurch die zugeführte Brennstoffleistung. Die auf die Brennstoffleistung bezogene relative Verdichter- und Turbinenleistung ist deshalb höher als beim „einfachen“ Gasturbinenprozeß. Die Zwischenkühlung verursacht einen zusätzlichen Abwärmeverlust von 13.2 % und erhöht dadurch die Summe der Abwärmeleistungen auf 56.3 %. Der Wirkungsgrad des Prozesses beträgt wegen dieser hohen Abwärmeleistung nur 43.5 % (bzgl. H_0 , ohne Generatorverluste). Er ist 8.8 %-Pkt. höher als der Wirkungsgrad des „einfachen“ Gasturbinenprozesses und 9.9 %-Pkt. niedriger als der Wirkungsgrad des GUD-Prozesses mit der „einfachen“ Gasturbine (Abbildung 3.8 und Abbildung 3.45).

In Abbildung 3.46 ist der Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation und zum Vergleich der „einfache“ Gasturbinenprozeß im T,S-Diagramm dargestellt. Die Rekuperation erhöht die Brennkammereintrittstemperatur und hierdurch auch die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr. Bei dem hier gewählten Druckverhältnis von 20 für die Gasturbine mit Zwischenkühlung und Rekuperation und 16 für die „einfache“ Gasturbine beträgt die Erhöhung der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr 75 K auf einen Wert von 1007 °C. Die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr beträgt beim Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation 118.1 °C. Sie ist im Vergleich zum „einfachen“ Gasturbinenprozeß 87.5 K niedriger und im Vergleich zum GUD-Prozeß 85.5 K höher. Die Carnot-Wirkungsgrade ergeben sich aus diesen Temperaturen zu 69.5 % für den Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation, 60.3 % für den „einfachen“ Gasturbinenprozeß und 74.6 % für den GUD-Prozeß.

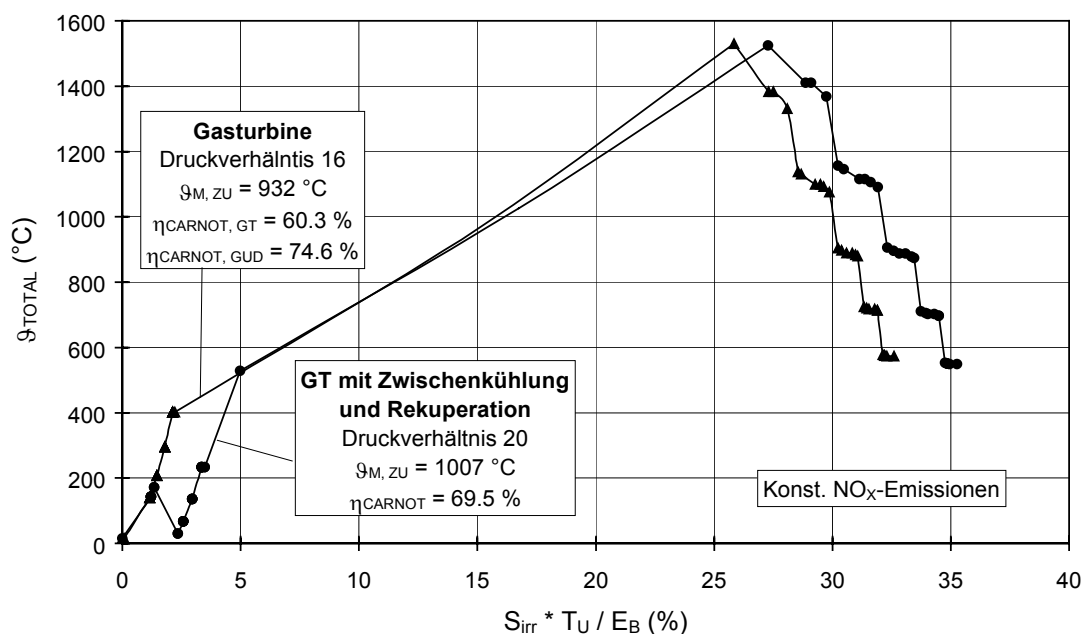


Abbildung 3.46: GT-Prozess mit Zwischenkühlung und Rekuperation und „einfacher“ Gasturbinenprozess im T,S-Diagramm

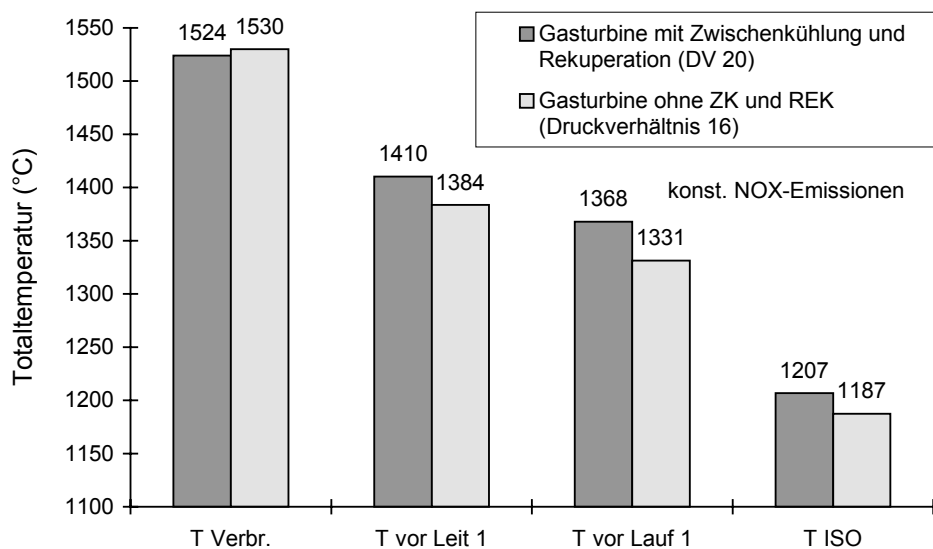


Abbildung 3.47: Verbrennungs- und Turbineneintrittstemperaturen des GT-Prozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation

Die Verbrennungstemperatur des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation ist wegen des höheren Druckverhältnisses 6 K niedriger als bei der „einfachen“ Gasturbine, da beide Prozesse die gleichen Stickoxid-Emissionen haben sollen (Abbildung 3.47). Die Zwischenkühlung senkt die Kühllufttemperaturen und dadurch auch den Kühlluftverbrauch. Die Rauchgastemperaturen vor der ersten Leit- und Laufschaufelreihe sind deshalb 26 K bzw. 37 K höher als bei der „einfachen“ Gasturbine. Sie betragen 1410 °C bzw. 1368 °C. Die ISO-Turbineneintrittstemperatur ist 20 K höher und beträgt 1207 °C.

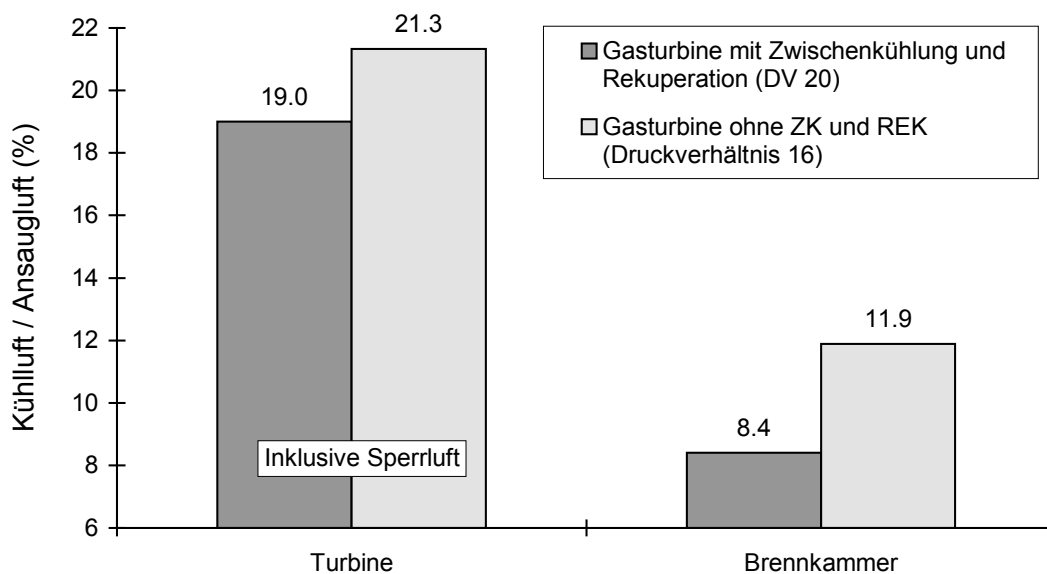


Abbildung 3.48: Brennkammer- und Turbinenkühlluftbedarf des GT-Prozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation (bezogen auf Ansaugluft)

Die Gasturbine mit Zwischenkühlung und Rekuperation hat wegen der niedrigeren Kühllufttemperaturen auch einen niedrigeren Kühlluftbedarf. Gegenüber der „einfachen“ Gasturbine sinkt der Kühlluftverbrauch der Turbine trotz der höheren Sperrluftmenge von 21.3 % auf 19.0 %. Der Kühlluftverbrauch der Brennkammer sinkt von 11.9 % auf 8.4 %. Der isentrope Turbinenwirkungsgrad ist aufgrund der niedrigeren Kühlluftmenge und des höheren Druckverhältnisses 1 %-Pkt. höher.

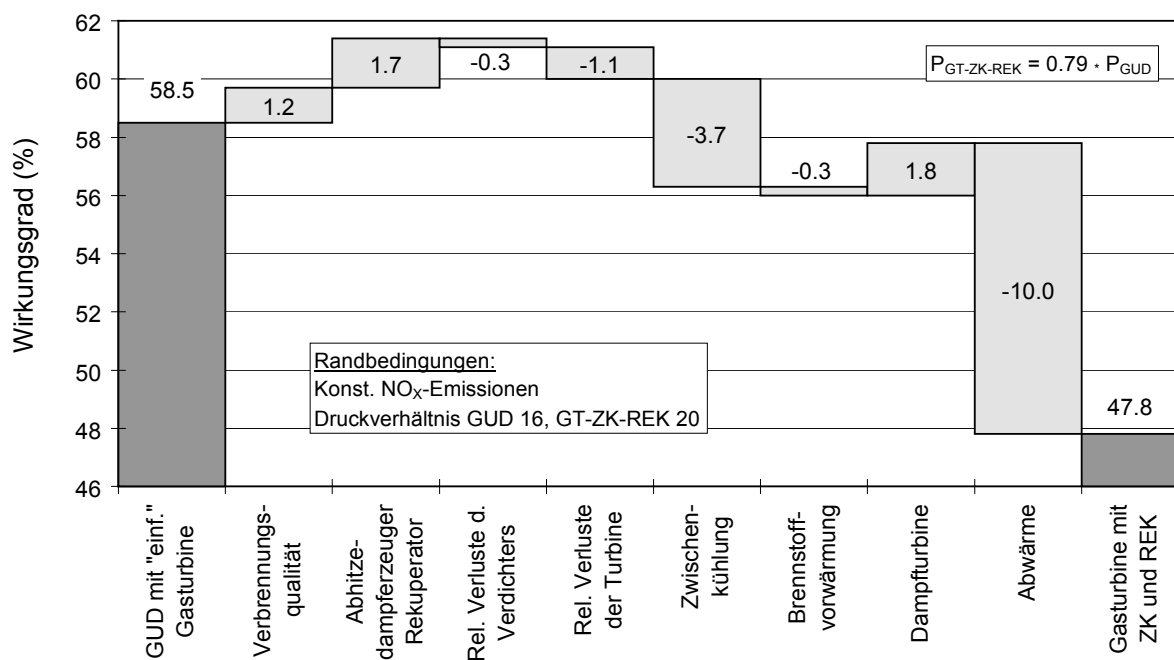


Abbildung 3.49: Wirkungsgrad des GUD-Prozesses und des GT-Prozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation (bzgl. H_u)

Der Wirkungsgrad des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation beträgt 47.8 % (bzgl. H_u) und ist 10.7 %-Pkt. niedriger als der Wirkungsgrad des GUD-Prozesses (Abbildung 3.49). Die Rekuperation vermindert die Brennstoffzufuhr und erhöht dadurch die Bedeutung der Komponentenverluste, da der Prozeßwirkungsgrad durch das Verhältnis der Verluste zur zugeführten Brennstoffleistung bestimmt wird (Gleichung (2.2)). Der Verdichter und die Turbine verursachen aus diesem Grund und wegen des erhöhten Druckverhältnisses zusätzliche Wirkungsgradverluste in Höhe von 0.3 %-Pkt. bzw. 1.1 %-Pkt. Die durch den Rekuperator verbesserte Verbrennungsqualität (Brennkammereintrittstemperatur) erhöht den Wirkungsgrad um 1.2 %-Pkt. Der Rekuperator überträgt im Vergleich zum Abhitzedampferzeuger 40 % weniger Wärme und erzeugt deshalb auch geringere Verluste. Der Wirkungsgrad steigt hierdurch um 1.7 %-Pkt. Die Wärmeabfuhr und der Druckverlust der Zwischenkühlung verursachen einen Wirkungsgradverlust von 3.7 %-Pkt. Würde die Gasturbine ohne Zwischenkühlung ausgeführt, dann würde der Anstieg der Verdichter-, Turbinen- und Abgasverluste die entfallenden Verluste der Zwischenkühlung überkompensieren, so daß der Gesamtwirkungsgrad trotz der entfallenden Zwischenkühlungsverluste niedriger sein würde. Die Wärme für die Brennstoffvorwärmung wird beim Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation dem Abgas bei Temperaturen zwischen 340 °C und 350 °C entnommen und dem Brennstoff zwischen 15 °C und 200 °C zugeführt. Die Verluste dieser Wärmeübertragung sind wegen der größeren Temperaturdifferenzen höher als beim GUD-Prozeß und verschlechtern den Wirkungsgrad um zusätzliche 0.3 %-Pkt. Die gegenüber dem GUD-Prozeß entfallende Dampfturbine verringert die Verluste um 1.8 %-Pkt. Die Abwärmeleistung ist beim Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation wegen der hohen Abgasaustrittstemperatur von rund 340 °C sehr viel höher als beim GUD-Prozeß und verursacht eine Wirkungsgradverschlechterung von 10.0 %-Pkt. Die Abgastemperatur ist deshalb so hoch, weil der im Rekuperator zu erwärmende Luftmassenstrom 30 % kleiner ist als der Rauchgasmassenstrom und zusätzlich eine um 5 % niedrigere Wärmekapazität hat. Die Leistung des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation ist wegen des niedrigeren Wirkungsgrades und der durch die Rekuperation verminderten Brennstoffzufuhr 21 % niedriger als die Leistung des GUD-Prozesses.

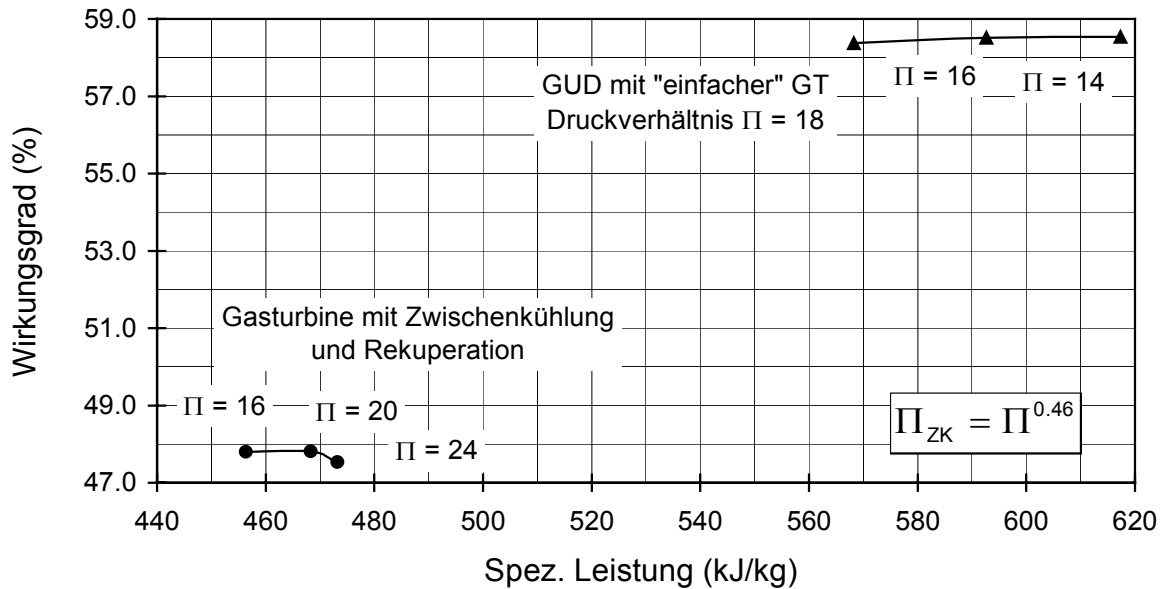


Abbildung 3.50: Einfluß des Verdichterdruckverhältnisses auf den GT-Prozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation (Wirkungsgrad bzgl. H_u)

In Abbildung 3.50 ist der Wirkungsgrad und die spezifische Leistung des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation und des GUD-Prozesses in Abhängigkeit vom Druckverhältnis dargestellt. Die Differenz der Wirkungsgrade ist in dem hier betrachteten Bereich relativ schwach vom Druckverhältnis abhängig und beträgt 10.7 %-Pkt. bis 11.0 %-Pkt. Der Wirkungsgrad des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation sinkt bei hohen Druckverhältnissen ($\Pi > 24$), weil im Rekuperator immer weniger Wärme übertragen werden kann. Die spezifische Leistung des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation liegt rund 20 % unterhalb der spezifischen Leistung des GUD-Prozesses. Sie steigt, wie bei allen Gasturbinenprozessen mit Zwischenkühlung, mit dem Druckverhältnis.

3.5 Wirkungsgrade und Leistungen der Prozesse

Zum Abschluß des Kapitels 3 werden die Wirkungsgrade und Leistungen der untersuchten Prozesse noch einmal zusammenfassend dargestellt. Die Übersicht in Abbildung 3.51 zeigt, daß die drei GUD-Varianten mit Wirkungsgraden zwischen 58.5 % und 59.3 % mit Abstand die höchsten Werte erreichen. Der Wirkungsgrad des HAT-Prozesses beträgt 54.9 % und liegt rund 4 %-Pkt. unterhalb der GUD-Wirkungsgrade. Der STIG-Prozeß hat einen Wirkungsgrad von 50.8 %. Dieser ist rund 8 %-Pkt. niedriger als die GUD-Wirkungsgrade. Der Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation nimmt mit einem Wirkungsgrad von 47.8 % den letzten Platz ein.

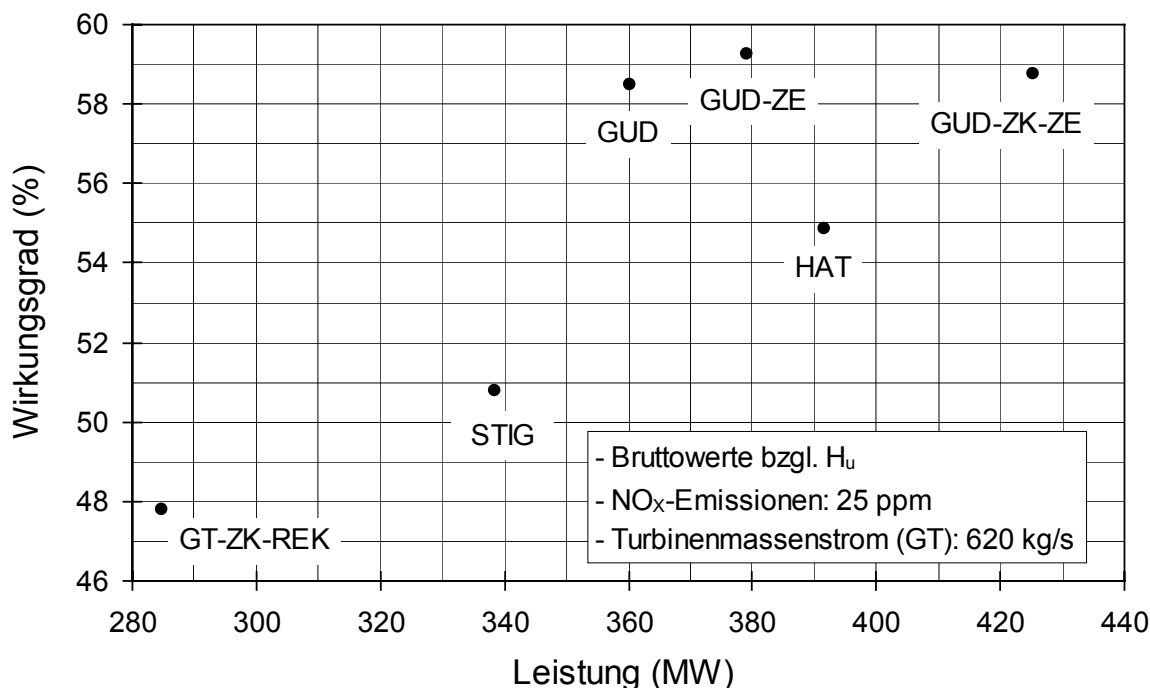


Abbildung 3.51: Wirkungsgrade und Leistungen

Der GUD-Prozeß mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung erzeugt mit 425 MW die höchste Leistung. An zweiter Stelle folgt der HAT-Prozeß mit einer Leistung von 392 MW. Die Leistung des GUD-Prozesses mit Gasturbine mit Zwischenerhitzung liegt bei 379 MW und ist rund 5 % höher als die Leistung des GUD-Prozesses mit „einfacher“ Gasturbine (360 MW). Der Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation weist nicht nur den niedrigsten Wirkungsgrad auf, er erzeugt mit 285 MW auch die niedrigste Leistung.

Das Verhältnis von realisiertem Wirkungsgrad zu Carnot-Wirkungsgrad, dem Wirkungsgrad des reversiblen Prozesses, charakterisiert die Güte der Energiewandlung innerhalb des Prozesses. Dieses Verhältnis wird deshalb im folgenden Gütegrad genannt. Der Prozeß mit dem höchsten Gütegrad hat nicht automatisch auch den höchsten Wirkungsgrad, da auch die Verhältnisse bei der Wärmezufuhr und -abfuhr, welche im Carnot-Wirkungsgrad enthalten sind, berücksichtigt werden müssen.

Der GUD-Prozeß mit der „einfachen“ Gasturbine erreicht mit 70.6 % z.B. einen höheren Gütegrad als der GUD-Prozeß mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung, dessen Gütegrad 69.0 % beträgt (Abbildung 3.52). Trotz des höheren Gütegrades ist der Wirkungsgrad des GUD-Prozesses mit der „einfachen“ Gasturbine 0.7 %-Pkt. niedriger als im Falle der Gasturbine mit Zwischenerhitzung. Die günstigeren Verhältnisse der Wärmezufuhr der Gasturbine mit Zwischenerhitzung, die sich in dem höheren Carnot-Wirkungsgrad ausdrücken, können die höheren Verluste innerhalb des Prozesses überkompensieren.

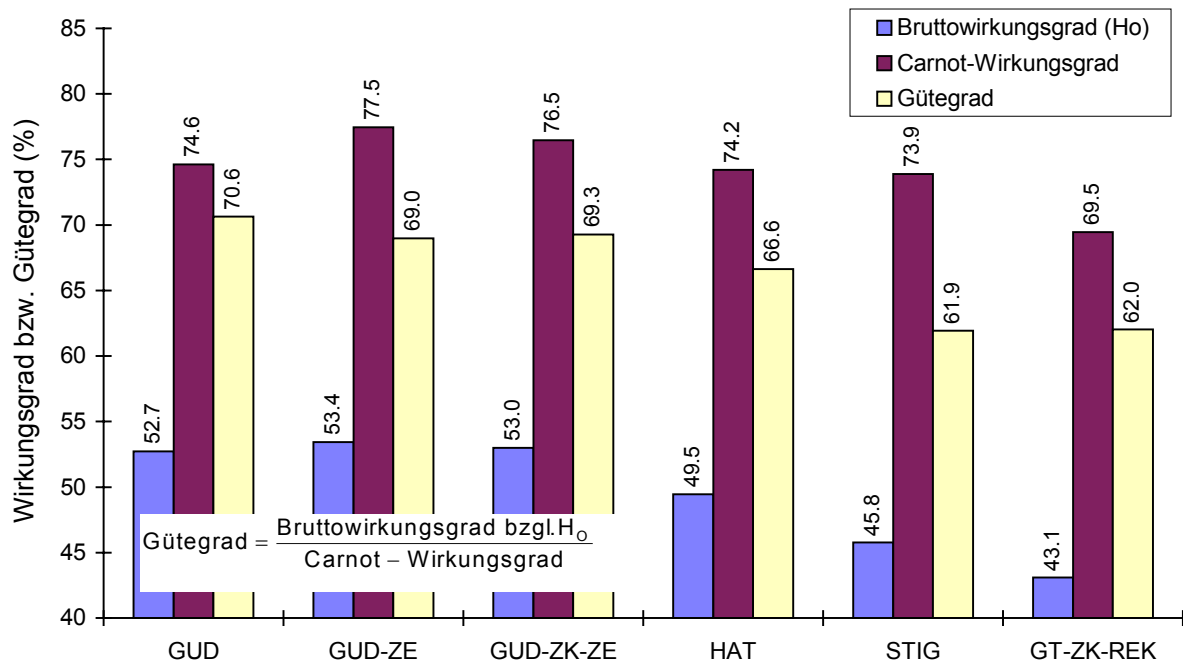


Abbildung 3.52: Wirkungsgrade und Gütegrade

Die Gütegrade der GUD-Prozesse liegen zwischen 69 % und 71 %. Der HAT-Prozeß erreicht einen Gütegrad von 66.6 %. Die Gütegrade des STIG-Prozesses und des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation liegen bei 62 % und sind damit rund 8 %-Pkt. niedriger als bei den GUD-Prozessen.

Die Gütegrade des HAT- und des STIG-Prozesses erreichen nicht die Gütegrade der GUD-Prozesse, weil die Zumischung des Wassers bzw. des Dampfes zur Luft hohe Verluste erzeugt und weil die Qualität der im Prozeß auftretenden Wärmeübertragungen schlechter ist. Beim Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation erhöht die Rekuperation durch Verminderung der Brennstoffzufuhr die Bedeutung der im Prozeß auftretenden Verluste (Gleichung (2.2)). Der Gütegrad des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation ist aus diesem Grund niedriger als die Gütegrade der GUD-Prozesse.

4 Energetische und exergetische Analyse von Gasturbinen-Kühltechniken

Die Leistung und der Wirkungsgrad einer Gasturbine steigen mit der Turbineneintrittstemperatur (siehe Kap. 3.1). Die Kühlung der Brennkammer und der Turbinenschaufeln ermöglicht eine Erhöhung dieser Temperatur über das Niveau der zulässigen Materialtemperaturen hinaus und führt auf diese Weise zu höheren Wirkungsgraden und Leistungen.

Das Kühlsystem der Brennkammer und der Turbine kann als offenes oder als geschlossenes System ausgeführt werden. Bei offenen Systemen kommt als Kühlmittel ausschließlich Luft zum Einsatz, da bei Dampf die Abgasverluste stark ansteigen und bei GUD-Kraftwerken dadurch der Wirkungsgrad sinkt. Die Kühlluft kühlt bei dem offenen System zunächst die Brennkammer bzw. die Schaufeln der Turbine konvektiv von der kalten Seite, tritt dann durch Öffnungen auf die heiße Seite und wird dort zur Bildung eines Schutzfilmes auf der Oberfläche benutzt. Bei einem geschlossenen System kann das Kühlmedium die Wärme nur konvektiv aufnehmen. Hier kann sowohl Luft als auch Dampf als Kühlmedium eingesetzt werden.

Im folgenden werden zuerst die Wärmeübertragungsverhältnisse bei Einsatz von Luft und Dampf miteinander verglichen. Anschließend werden offene und geschlossene Kühlsysteme mit Luft und Dampf als Kühlmedium unter energetischen und exergetischen Gesichtspunkten analysiert.

4.1 Wärmeübertragungseigenschaften von Luft und Dampf

In diesem Kapitel werden die Wärmeübertragungsverhältnisse bei der Kühlung von Turbinenschaufeln bei Einsatz von Luft und Dampf miteinander verglichen.

Aus der Gleichung für den konvektiven Wärmeübergang,

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_2),$$

an der Innen- und der Außenseite einer zu kühlenden Turbinenschaufel kann durch Verwendung der Kontinuitätsgleichung,

$$\dot{m} = A \cdot \rho \cdot c,$$

und der Stanton-Zahl,

$$St = \frac{\alpha}{\rho \cdot c_p \cdot c},$$

eine Gleichung zur Ermittlung der erforderlichen Kühlmittelmenge hergeleitet werden:

$$\frac{\dot{m}_K}{\dot{m}_G} = \frac{A_a \cdot A_K}{A_i \cdot A_G} \cdot \frac{St_a}{St_i} \cdot \frac{c_{p,G}}{c_{p,K}} \cdot \frac{\vartheta_G - \vartheta_{W,a}}{\vartheta_{W,i} - \vartheta_K}. \quad (4.1)$$

Der benötigte Kühlmassenstrom \dot{m}_K ist demnach abhängig vom Rauchgasmassenstrom \dot{m}_G , von der Schaufeloberfläche auf der Außenseite A_a und auf der Innenseite A_i , von den Strömungsquerschnitten des Kühlmittels A_K und des Rauch-

gases A_G , von den Stanton-Zahlen auf der Außenseite St_a und auf der Innenseite St_i der Schaufel, von den spezifischen isobaren Wärmekapazitäten des Rauchgases $c_{p,G}$ und des Kühlmittels $c_{p,K}$, von der Rauchgastemperatur ϑ_G , von der Wandtemperatur auf der Außenseite $\vartheta_{W,a}$ und auf der Innenseite $\vartheta_{W,i}$ der Schaufel und von der Kühlmitteltemperatur ϑ_K .

Um die Wärmeübertragungsverhältnisse in den zu kühlenden Bauteilen bei Einsatz von Luft und Dampf miteinander vergleichen zu können, muß das Produkt aus Stanton-Zahl St und spezifischer isobarer Wärmekapazität c_p für beide Stoffe miteinander verglichen werden. Die Flächen- und Temperaturverhältnisse bleiben bei diesem ersten Schritt des Vergleichs konstant. Das Produkt aus Stanton-Zahl und Wärmekapazität ist von dem Wärmeübergangskoeffizienten α , von der Dichte ρ und von der Strömungsgeschwindigkeit c abhängig. Der Wärmeübergangskoeffizient α ist wiederum abhängig von der dynamischen Viskosität η , der spezifischen isobaren Wärmekapazität c_p , der Wärmeleitfähigkeit λ , der Dichte ρ , der Strömungsgeschwindigkeit c und dem hydraulischen Durchmesser d_h .

Der für die Gasturbinenkühlung technisch interessante Druck- und Temperaturbereich für einen Vergleich der Eigenschaften von Luft und Dampf liegt bei Drücken zwischen 10 bar und 100 bar (Luft 50 bar) und bei Temperaturen zwischen 200 °C und 600 °C. In diesem Bereich liegen die Zustandspunkte der Kühlluft von der Verdichterentnahme bis zur Zumischung zu den Rauchgasen und die Zustandspunkte des Dampfes während der Zwischenüberhitzung in der Gasturbine.

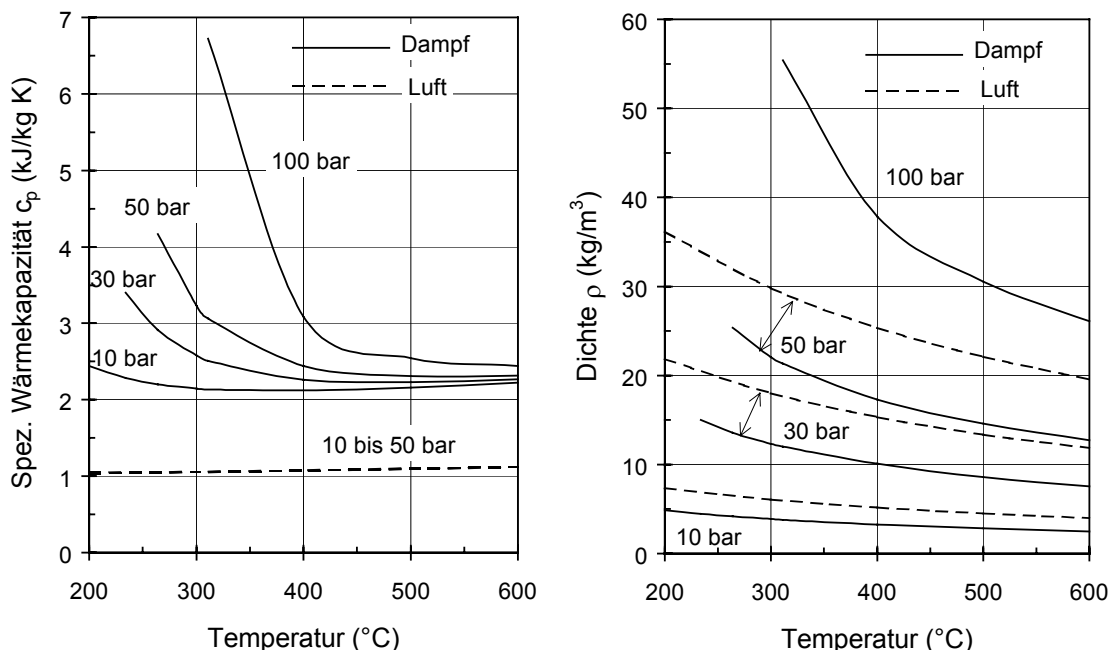


Abbildung 4.1: Spezifische isobare Wärmekapazität und Dichte

In Abbildung 4.1 ist die spezifische isobare Wärmekapazität c_p und die Dichte ρ von Luft [6] und Wasserdampf [4] dargestellt. Die Wärmekapazität des Dampfes ist je nach Zustand zwei- bis sechsmal so groß wie die Wärmekapazität der Luft. Mit zunehmendem Überhitzungsgrad des Dampfes ist die Wärmekapazität immer weniger

vom Druck abhängig und zeigt einen ähnlichen Verlauf wie die Wärmekapazität der Luft. In der Nähe des Verdampfungsgebietes erreicht sie hohe Werte und ist stark vom Druck abhängig. Die Wärmekapazität der Luft ist in dem hier betrachteten Druck- und Temperaturbereich unabhängig vom Druck und steigt leicht mit der Temperatur. Das mittlere Verhältnis der Wärmekapazitäten von Dampf und Luft beträgt in diesem Bereich rund 2:1. Bei gleichen Randbedingungen ist der zur Übertragung einer bestimmten Wärmeleistung benötigte Dampfmassenstrom also nur halb so groß wie der Luftmassenstrom.

Die Dichten von Luft und Dampf zeigen ähnliche Verläufe. Nur in der Nähe des Verdampfungsgebietes steigt die Dichte des Dampfes stärker an. Das mittlere Verhältnis der Dichten von Dampf und Luft beträgt 2:3. Die geringere Dichte des Dampfes kann zu höheren Strömungsgeschwindigkeiten und hierdurch zu höheren Druckverlusten führen.

Durch Multiplikation der Wärmekapazität mit der Dichte erhält man eine volumenbezogene Wärmekapazität, die auch im Nenner der Stanton-Zahl enthalten ist. Das mittlere Verhältnis dieser volumenbezogenen Wärmekapazitäten von Dampf und Luft beträgt 4:3. Es ist kleiner als das Verhältnis der massenbezogenen Wärmekapazitäten, welches bei 2:1 liegt. Bei der Übertragung einer bestimmten Wärmeleistung ist der Unterschied zwischen den Volumenströmen von Luft und Dampf also nur halb so groß wie der Unterschied zwischen den Massenströmen.

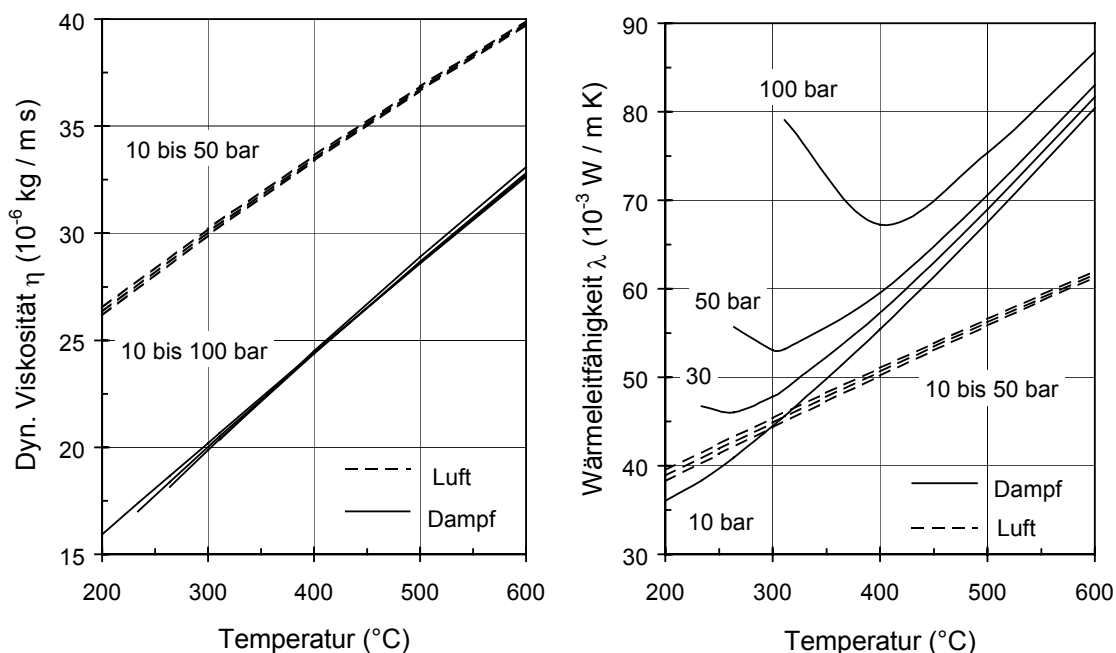


Abbildung 4.2: Dynamische Viskosität und Wärmeleitfähigkeit

Die dynamischen Viskositäten η von Luft [6] und Dampf [4] steigen mit der Temperatur und sind in dem betrachteten Bereich nahezu unabhängig vom Druck (Abbildung 4.2, links). Das mittlere Verhältnis der dynamischen Viskositäten von Dampf und Luft beträgt 2:3. Eine niedrige dynamische Viskosität begünstigt einen guten

Wärmeübergang und geringe Druckverluste. Der Dampf hat hier also Vorteile gegenüber der Luft.

Die Wärmeleitfähigkeit λ der Luft [6] ist in dem dargestellten Bereich nur schwach vom Druck abhängig und steigt mit der Temperatur (Abbildung 4.2, rechts). Die Wärmeleitfähigkeit des Dampfes [4] zeigt in der Nähe des Verdampfungsgebietes eine starke Druckabhängigkeit. Mit zunehmendem Überhitzungsgrad ist sie immer weniger vom Druck abhängig und steigt stärker mit der Temperatur als die Wärmeleitfähigkeit der Luft. Die Wärmeleitfähigkeit des Dampfes ist bis zu 40 % höher als die Wärmeleitfähigkeit der Luft. Eine hohe Wärmeleitfähigkeit begünstigt den Wärmeübergang.

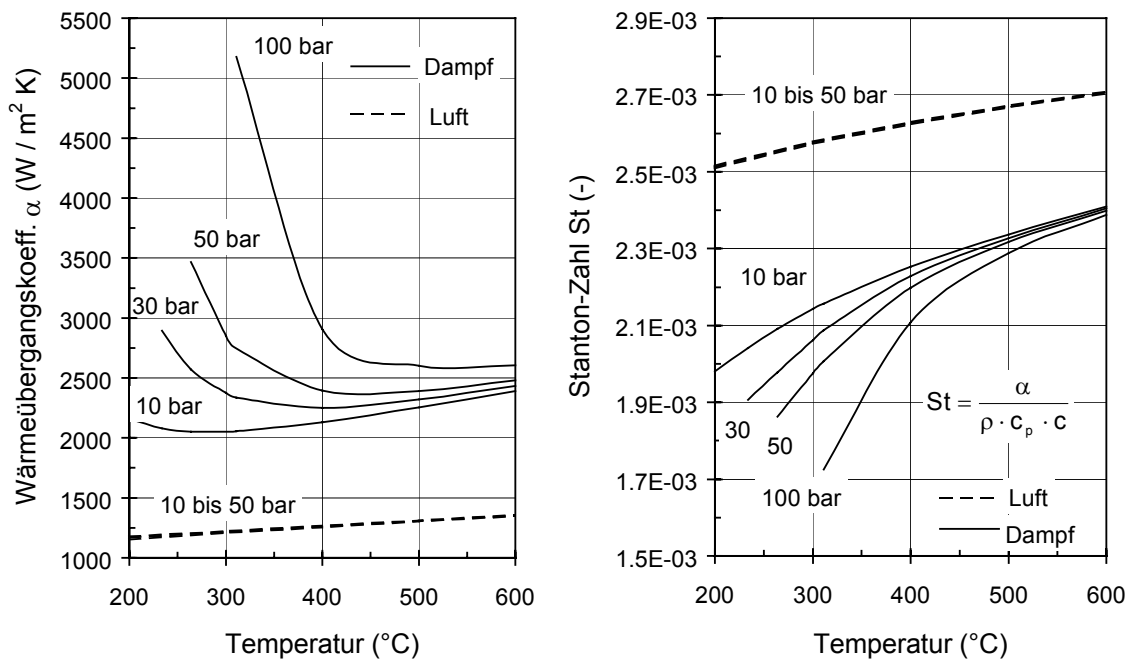


Abbildung 4.3: Wärmeübergangskoeffizient und Stanton-Zahl

Zur Abschätzung der Strömungsverhältnisse in einer zu kühlenden Schaufelreihe wurde angenommen, daß der Dampf bzw. die Luft mit einem Massenstrom von 25 kg/s parallel durch 80 Kanäle mit einer Breite von 7 cm, einer Höhe von 1 cm und einer Länge von 15 cm strömt. Dieser Datensatz beschreibt näherungsweise die Verhältnisse einer Schaufelreihe der ersten Turbinenstufe.

Der Wärmeübergangskoeffizient α von Dampf ist wegen der im Vergleich zur Luft höheren Wärmekapazität, höheren Wärmeleitfähigkeit und niedrigeren dynamischen Viskosität des Dampfes zwei- bis viermal so groß wie der Wärmeübergangskoeffizient von Luft (Abbildung 4.3). In der Nähe des Verdampfungsgebietes ist er stark vom Druck abhängig und erreicht die höchsten Werte. Mit zunehmendem Überhitzungsgrad ist der Wärmeübergangskoeffizient von Dampf immer weniger vom Druck abhängig und zeigt einen ähnlichen Verlauf wie der Wärmeübergangskoeffizient von Luft. Der Wärmeübergangskoeffizient von Luft ist in dem hier betrachteten Bereich unabhängig vom Druck und steigt leicht mit der Temperatur. Das mittlere Verhältnis der

Wärmeübergangskoeffizienten von Dampf und Luft beträgt rund 2:1. Bei einem konvektiven Wärmeübergang mit gleichen Temperaturdifferenzen nimmt der Dampf also doppelt soviel Wärme pro Flächeneinheit auf wie die Luft. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten wurde die Gleichung von Gnielinski für turbulente Rohrströmung [6] gewählt.

Die Stanton-Zahl St beinhaltet den Wärmeübergangskoeffizienten α , die Dichte ρ , die spezifische isobare Wärmekapazität c_p und die Geschwindigkeit c . Sie ist in dem hier betrachteten Bereich bei Luft und stark überhitztem Dampf unabhängig vom Druck und steigt mit der Temperatur (Abbildung 4.3). In der Nähe des Verdampfungsgebietes zeigt die Stanton-Zahl von Dampf eine starke Druckabhängigkeit. Das mittlere Verhältnis der Stanton-Zahlen von Dampf und Luft beträgt 4:5.

Wird bei der Schaufelkühlung ein offenes Luftkühlsystem (Filmkühlung) mit einem geschlossenem Dampfkühlsystem (Konvektionskühlung) verglichen, dann sind die zu berücksichtigenden Kühlmittel- und Rauchgastemperaturen unterschiedlich. Der Einfluß dieser Änderungen kann den Kühleffektivitätskurven aus Anhang A.5 entnommen werden. Die Abschätzung ergibt, daß die erforderliche Kühlmittelmenge beim Übergang von Filmkühlung auf Konvektionskühlung bei den Leitschaufeln um den Faktor 2 und bei den Laufschaufeln um den Faktor $4/3$ steigt. Im Mittel ergibt dies einen Faktor von $5/3$. Mit diesem Faktor können die Auswirkungen der Änderung des Temperaturterms in Gleichung (4.1) beim Übergang von einem offenen zu einem geschlossenen Kühlsystem abgeschätzt werden. Ein Vergleich der Stanton-Zahlen und der Wärmekapazitäten von Dampf und Luft ergibt, daß das Produkt dieser beiden Größen bei Dampf um den Faktor $4/5 \cdot 2/1 = 8/5$ größer ist als bei Luft. Bei gleichen Flächen- und Temperaturverhältnissen beträgt die benötigte Kühldampfmenge also nur $5/8$ der benötigten Kühlluftmenge. Der Faktor zur Berücksichtigung der Änderung der Stanton-Zahl und der Wärmekapazität ($5/8$) entspricht ungefähr dem Kehrwert des Faktors zur Berücksichtigung der Änderung der Kühlmittel- und Rauchgastemperatur ($5/3$), so daß die Korrekturfaktoren sich gegenseitig aufheben. Der Kühlluftmassenstrom der offenen Luftkühlung ist demnach näherungsweise so groß wie der Kühldampfmassenstrom der geschlossenen Dampfkühlung.

4.2 Offene Luftkühlung der Brennkammer und der Turbine

Die meisten der zur Zeit betriebenen Gasturbinen haben offene Luftkühlsysteme für die Brennkammer und die Turbine. Bei der Turbine besteht zusätzlich die Möglichkeit, den Kühlluftbedarf durch eine Kühlung der aus dem Verdichter austretenden Kühlluft zu senken. Im folgenden wird die Gasturbine mit offener Luftkühlung der Brennkammer und der Turbine für die Fälle mit und ohne Kühlung der Turbinenkühlluft untersucht.

4.2.1 Gasturbine ohne Kühlung der Turbinenkühlluft

Zur Abschätzung der Qualität der einzelnen Teilprozesse der Gasturbine mit offener Luftkühlung der Turbine wird der Gasturbinenprozeß in einen Rauchgas-, drei Kühlluft- und vier Sperrluftprozesse zerlegt und getrennt berechnet.

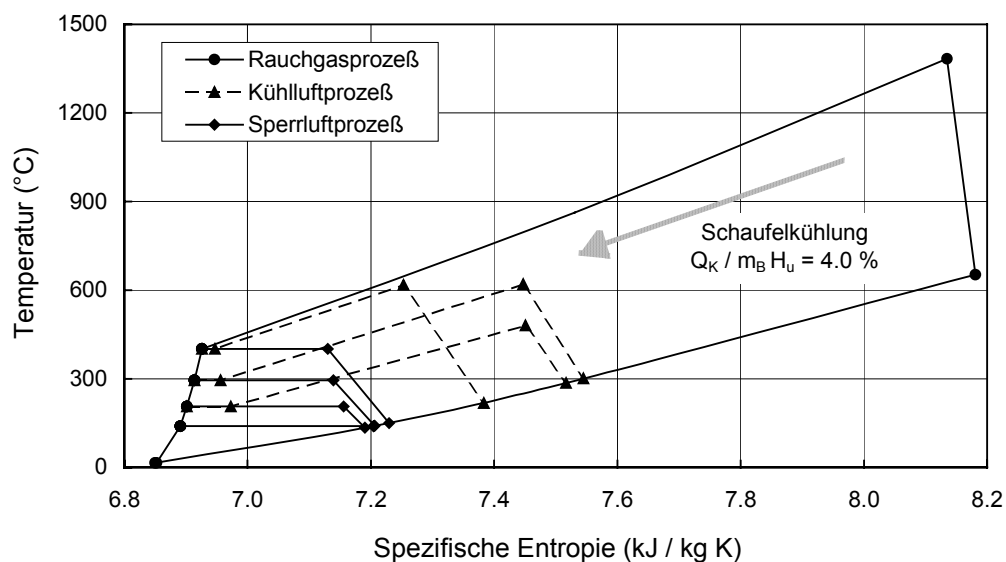


Abbildung 4.4: Aufteilung des Gasturbinenprozesses in Rauchgas-, Kühlluft- und Sperrluftprozeß

In Abbildung 4.4 sind die Teilprozesse im T,s-Diagramm dargestellt. Der Kühlluftprozeß wurde entsprechend der Anzahl der zu kühlenden Turbinenstufen in drei Teilprozesse unterteilt. Der Sperrluftprozeß besteht aus vier Teilprozessen, da alle vier Turbinenstufen Sperrluft benötigen. Der Rauchgasprozeß, der während der Expansion eine Kühlwärme von 4 % der zugeführten Brennstoffenergie an die Kühlluftprozesse abgibt (siehe Pfeil), erreicht einen Wirkungsgrad von 39.5 %. Der mittlere Wirkungsgrad der Kühlluftprozesse beträgt wegen der niedrigen Temperatur der Wärmezufuhr und wegen der Druckverluste von der Verdichterentnahmestelle bis zur Zumischung zu den Rauchgasen nur 13.4 %, rund ein Drittel vom Wert des Rauchgasprozesses. Die Sperrluftprozesse bestehen jeweils aus einer Verdichtung, einer Drosselung und einer Expansion. Sie erzeugen keine Leistung, sie vernichten (dissipieren) Leistung.

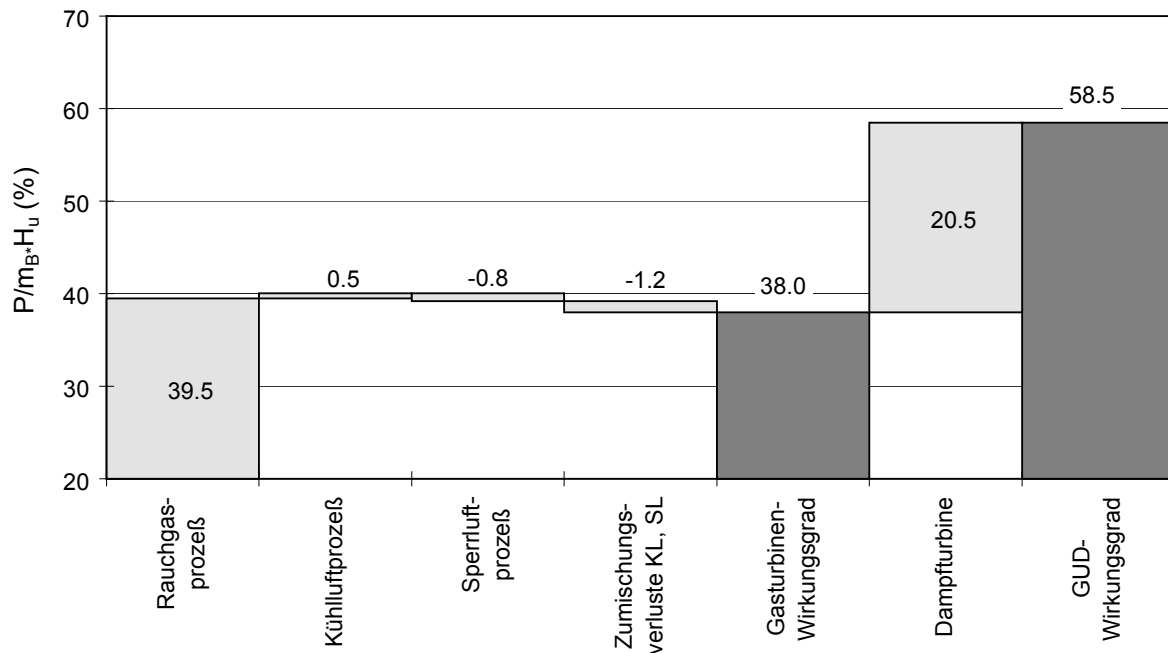


Abbildung 4.5: GUD-Wirkungsgrad der Gasturbine mit offener Luftkühlung

Abbildung 4.5 zeigt die Ergebnisse der getrennten Berechnung der Gasturbinen-Teilprozesse und den sich ergebenden GUD-Wirkungsgrad. Auf der Ordinate sind die erzeugten bzw. aufgenommenen Leistungen im Verhältnis zur zugeführten Brennstoffleistung aufgetragen. Der Wirkungsgrad des Rauchgasprozesses beträgt 39.5 %. Die Kühlluftprozesse erzeugen eine zusätzliche Leistung von 0.5 % der zugeführten Brennstoffleistung. Die Sperrluftprozesse geben keine Leistung ab. Sie nehmen nur Leistung auf und senken dadurch den Gasturbinenwirkungsgrad um 0.8 %-Pkt. Die Zumischung der Kühl- und Sperrluft zu den Rauchgasen während der Expansion erzeugt Temperaturverluste, verschlechtert den Expansionswirkungsgrad und vermindert dadurch den Gasturbinenwirkungsgrad um 1.2 %-Pkt. Der Gasturbinenwirkungsgrad beträgt nach Berücksichtigung aller Teilprozesse und Verluste 38.0 %. Der nachgeschaltete Dampfprozeß erzeugt eine Leistung von 20.5 % der zugeführten Brennstoffleistung, so daß ein GUD-Wirkungsgrad von 58.5 % erreicht wird.

Fortschrittliche Werkstoffe werden eine Erhöhung der zulässigen Schaufelwandtemperaturen ermöglichen und dadurch eine Reduzierung der Kühlluftmengen erlauben. Bei den Leitschaufeln bewirkt eine Erhöhung der zulässigen mittleren Schaufelwandtemperatur um 50 K eine Erhöhung des GUD-Wirkungsgrades um 0.3 %-Pkt. (Anhang B.4). Bei den Laufschaufeln ist die Änderung des Wirkungsgrades mit 0.4 %-Pkt. etwas gr o er, da die Zumischungsverluste und die Druckverluste der Laufschaufelkühlluft höher sind. Eine Änderung des Druckverlustes der Kühlluft der zweiten und dritten Turbinenstufe um jeweils 0.5 bar läßt den GUD-Wirkungsgrad um 0.05 %-Pkt. fallen bzw. steigen (Anhang B.5). Die Erhöhung des Brennkammerdruckverlustes um 1 %-Pkt. verschlechtert den GUD-Wirkungsgrad um 0.1 %-

Pkt. (Anhang B.6). Eine 10 %-ige Änderung der Brennkammerkühlluftmenge bewirkt einen Anstieg bzw. Abfall des GUD-Wirkungsgrades um 0.12 %-Pkt.

Der in diesem Beispiel benötigte Brennkammerkühlluftmassenstrom beträgt rund 12 % und gilt für Brennkammern, die, wie bisher üblich, mit Hitzeschildplatten ausgekleidet sind. Hitzeschildplatten sind Metallplatten, die mit keramischen Wärmedämmschichten beschichtet sind. Der Ersatz dieser Hitzeschildplatten durch vollkeramische Bauteile ermöglicht eine Halbierung der Brennkammerkühlluft und führt dadurch zu einem Anstieg des GUD-Wirkungsgrades um ungefähr 0.5 %-Pkt. Vollkeramische Bauteile kommen bisher jedoch nur beschränkt zum Einsatz, da wegen der Sprödigkeit des Materials Erosionsprobleme auftreten. Zusätzliche Beschichtungen können hier Abhilfe schaffen.

4.2.2 Gasturbine mit Kühlung der Turbinenkühlluft

Je niedriger die Temperatur der Kühlluft ist, desto kleiner ist der benötigte Kühlluftmassenstrom (Gleichung 4.1). Eine Kühlung der Turbinenkühlluft ermöglicht so eine Reduzierung des Kühlluftmassenstromes und dadurch eine Verminderung der mit der Kühlluftzumischung und den Kühlluftdruckverlusten verbundenen Verluste. Sie ist bei der ersten Turbinenstufe besonders effektiv, da sie von den höchsten Kühlluft- und Rauchgastemperaturen betroffen ist.

Die Kühlung der Kühlluft kann durch Wärmeabfuhr oder durch Wassereinspritzung realisiert werden. Da die Variante mit der Wärmeabfuhr an den Dampfprozeß thermodynamisch günstiger ist, wird sie im folgenden detailliert analysiert. Auf die Wassereinspritzung wird am Ende dieses Kapitels kurz eingegangen.

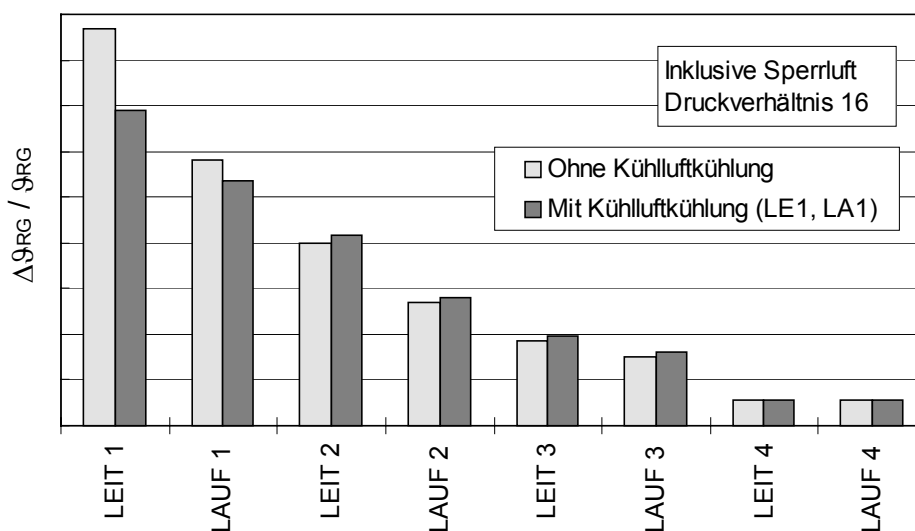


Abbildung 4.6: Absenkung der Rauchgastemperatur bei offener Luftkühlung mit und ohne Kühlflutkühlung

Abbildung 4.6 zeigt zum Vergleich die Temperaturverluste durch die Turbinenkühlung für den Fall gekühlter Kühlflut für die erste Turbinenstufe und für den Fall

ungekühlter Kühlluft. Der Temperaturverlust der ersten Leitschaufelreihe sinkt durch die Kühlluftkühlung um rund 21 %. Bei der ersten Laufschaufelreihe ist die Verminderung des Temperaturverlustes geringer, da die Rauchgastemperatur am Eintritt der Laufschaufelreihe rund 50 K niedriger ist als bei der Leitschaufelreihe (Tabelle 4.1). Der Temperaturverlust nimmt um 8 % ab. Die Temperaturverluste der nachfolgenden Turbinenstufen, deren Kühlluft nicht gekühlt wird, nehmen geringfügig zu, weil die Rauchgastemperaturen nun höher sind. Die vierte Turbinenstufe ist ungekühlt, sie erhält nur Sperrluft.

Tabelle 4.1: Temperaturen, Turbinenwirkungsgrade und Kühlmengen

		Ohne Kühlluftkühlung	Mit Kühlluftkühlung
ϑ vor Leit1	(°C)	1383.7	1383.7
ϑ vor Lauf1	(°C)	1331.3	1345.4
$\vartheta_{\text{ISO, total}}$	(°C)	1187.5	1200.5
$\vartheta_{\text{Abg, total}}$	(°C)	573.0	579.7
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-Pkt.)	-	0.31
\dot{Q}_{KLK}	(MW)	0.0	10.7
ϑ_{KL}	(°C)	401.6	200.0
$(m_{\text{KL}}+m_{\text{SL}})_{\text{LE1}}$	(%)	6.2	4.3
$(m_{\text{KL}}+m_{\text{SL}})_{\text{LA1}}$	(%)	5.4	4.0
$(m_{\text{KL}}+m_{\text{SL}})_{\text{T}}$	(%)	21.3	18.4

Die Kühlluftmengen sinken durch die Kühlluftkühlung bei der ersten Leitschaufelreihe von 6.2 % auf 4.3 % und bei der ersten Laufschaufelreihe von 5.4 % auf 4.0 % (Tabelle 4.1). Die Gesamtkühlluftmenge der Turbine wird durch Kühlluftkühlung von 21.3 % auf 18.4 % reduziert. Die ISO-Turbineneintrittstemperatur steigt hierdurch von 1187.5 °C auf 1200.5 °C.

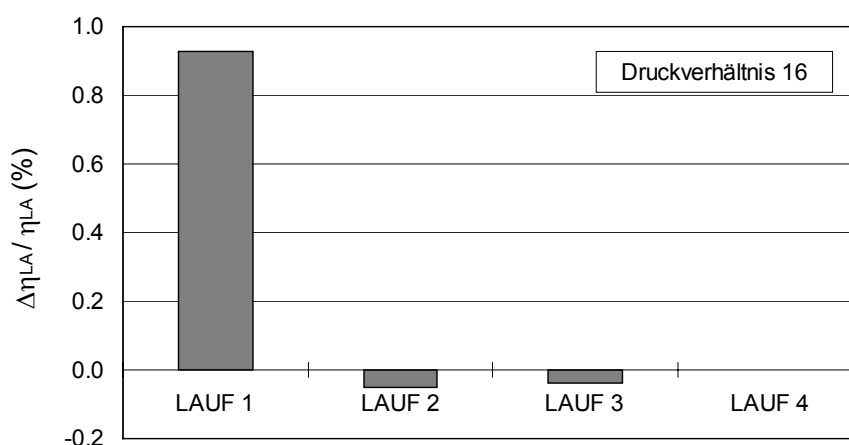


Abbildung 4.7: Veränderungen der Laufradwirkungsgrade durch Kühlung der Kühlluft für die erste Turbinenstufe

Die Reduzierung der Kühlluftmenge der ersten Turbinenstufe führt durch eine Verminderung der Zumischungsverluste zu einem Anstieg des Expansionswirkungsgrades der ersten Stufe von 0.9 % (Abbildung 4.7). Die Expansionswirkungsgrade der

zweiten und dritten Stufe sinken geringfügig wegen des hier erhöhten Kühlluftbedarfes. Der Gesamtwirkungsgrad der Turbine steigt durch Kühlluftkühlung um 0.31 %-Pkt. (Tabelle 4.1).

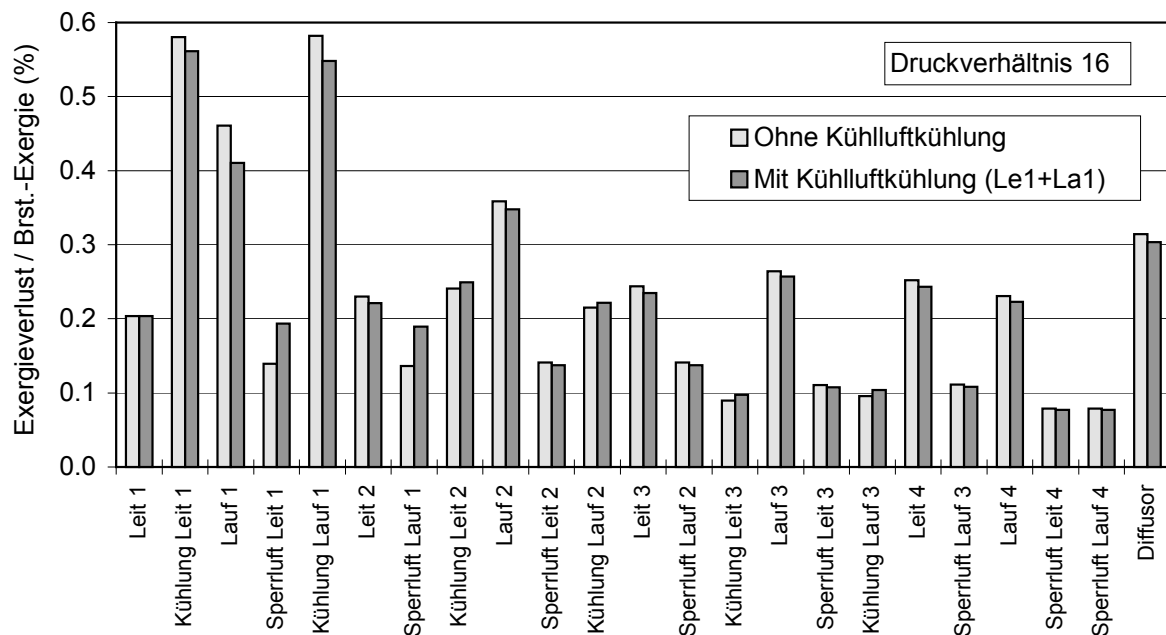


Abbildung 4.8: Exergieverluste durch Expansion und Kühlung

Die Kühlluftkühlung verbessert die Qualität der Kühlung, erhöht den Expansionswirkungsgrad und bewirkt dadurch eine Abnahme der Exergieverluste (Abbildung 4.8). Die Verluste durch Zumischung der Sperrluft steigen, da die Temperatur der gekühlten Sperrluft rund 200 K niedriger ist, die Sperrluftmenge aber konstant bleibt. Eine getrennte Führung der Kühl- und Sperrluft vom Verdichter bis zur Turbine würde es ermöglichen, nur die Kühlluft zu kühlen und die Sperrluft ungekühlt der Turbine zuzuführen. Der GUD-Wirkungsgrad würde hierdurch um 0.1 %-Pkt. steigen. Die Verluste durch Kühlung der zweiten und dritten Turbinenstufe nehmen wegen der bei Kühlluftkühlung höheren Rauchgastemperatur leicht zu. Die durch die Kühlluftkühlung erhöhte Brennstoffzufuhr vermindert die relativen Verluste der Leit- und Laufschaufeln und der Sperrluftzumischung bei der zweiten, dritten und vierten Turbinenstufe (Gleichung (2.2)).

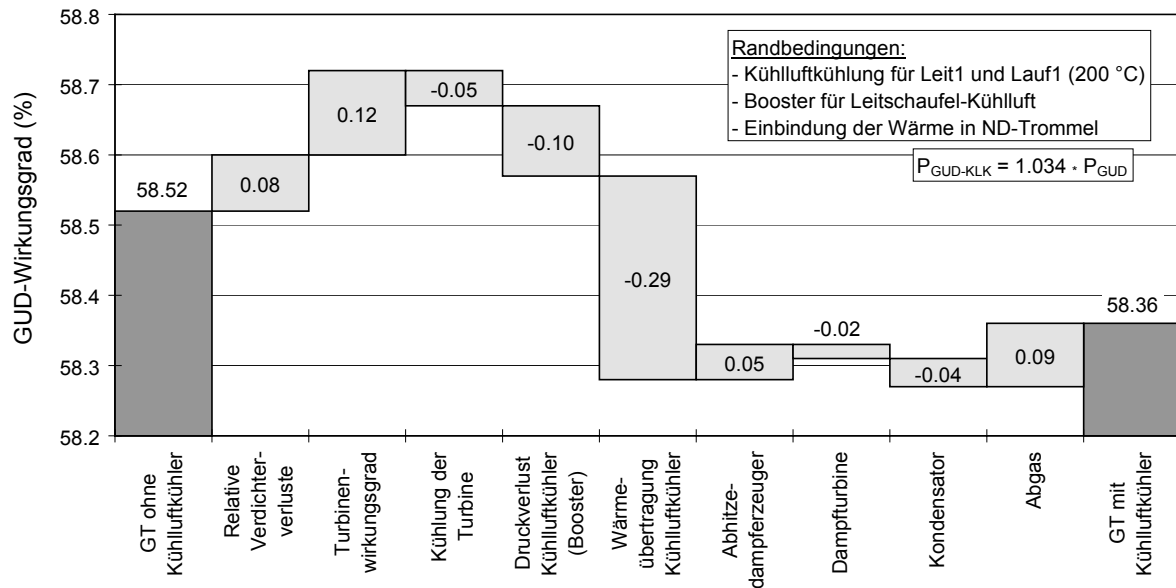


Abbildung 4.9: GUD-Wirkungsgrad der Gasturbine mit Kühlluftkühlung

In Abbildung 4.9 sind die GUD-Wirkungsgrade der Gasturbinen mit und ohne Kühlluftkühlung und die Änderungen der Verluste dargestellt. Im Basisfall der Gasturbine ohne K hlluftk hler beträgt der GUD-Wirkungsgrad 58.52 %. Die höhere Brennstoffzufuhr der Gasturbine mit Kühlluftkühlung vermindert die relativen Verdichterverluste, die auf die Brennstoffleistung bezogenen Verdichterverluste (Gleichung (2.2)), und erhöht dadurch den GUD-Wirkungsgrad um 0.08 %-Pkt. Die Reduzierung der Kühlluftmenge verbessert den Turbinenwirkungsgrad und bewirkt eine Erhöhung des GUD-Wirkungsgrades um 0.12 %-Pkt. Die Kühlung der Turbine verursacht trotz des niedrigeren Kühlluftmassenstromes zusätzliche Verluste in Höhe von 0.05 %-Pkt., weil die Verbesserung der Schaufelkühlung von den erhöhten Verlusten der Sperrluftzumischung überkompensiert wird. Der Druckverlust der Kühlluftkühlung erfordert den Einsatz eines Boosters für die Leitschaufelkühlluft. Der Wirkungsgrad sinkt hierdurch um 0.1 %-Pkt. Die Verluste durch Einbindung der Kühlwärme in den Dampfprozeß (Produktion von Niederdruckdampf) betragen 0.29 %-Pkt. Sie sind im wesentlichen dafür verantwortlich, daß der GUD-Wirkungsgrad bei Kühlluftkühlung niedriger ist als im Falle ohne Kühlluftkühlung. Die Änderungen im Wasser-Dampf-Kreislauf sind gering. Die Verluste des Abhitzedampferzeugers nehmen um 0.05 %-Pkt. ab, weil die Temperaturdifferenzen im Niederdruckbereich kleiner werden. Der zusätzliche Niederdruckdampf erhöht die relativen Verluste der Dampfturbine und des Kondensators um 0.02 bzw. 0.04 %-Pkt. Die Abgasaustrittstemperatur des Kessels sinkt durch die zusätzlich erforderliche Kondensatvorw rmeleistung und vermindert dadurch die Abgasverluste um 0.09 %-Pkt. Der GUD-Wirkungsgrad der Gasturbine mit Kühlluftkühlung beträgt nach Berücksichtigung aller Änderungen der Verluste 58.36 % und ist damit 0.16 %-Pkt. niedriger als bei der Gasturbine ohne Kühlluftkühlung. Die GUD-Leistung ist 3.4 % höher.

In dem hier gezeigten Beispiel wird die Kühlluft auf 200 °C gekühlt. Eine Änderung dieser Temperatur auf 175 oder 250 °C hat einen vernachlässigbaren Einfluß auf den GUD-Wirkungsgrad, da sich die Änderungen der Verluste durch die Wärmeübertragung und durch den Booster weitgehend kompensieren (Anhang B.7). Wird die Kühlluftkühlung auf die Laufschaufel beschränkt, dann steigt der GUD-Wirkungsgrad gegenüber der Variante mit Kühlluftkühlung für die Leit- und Laufschaufel um 0.14 %-Pkt., weil der Booster entfällt und die Verluste durch die Wärmeübertragung abnehmen. Die Nutzung der Kühlwärme zur Produktion von Mitteldruckdampf anstatt von Niederdruckdampf reduziert die Verluste der Wärmeübertragung, weil die Kühlwärme auf einem höheren Temperaturniveau eingebunden wird. Der GUD-Wirkungsgrad steigt hierdurch gegenüber dem Basisfall um 0.21 %-Pkt. (Anhang B.7). Der Mitteldruckverdampfer wird jedoch bei Teillast bis zu einem Druck von 50 bis 60 % des Auslegungsdruckes mit gleitendem Druck betrieben. Ein Konstanthalten der kalten Kühllufttemperatur ist deshalb sehr viel schwieriger als bei der Wärmeeinbindung in die Niederdrucktrommel, die im Festdruckbetrieb gefahren wird.

Die Kühlluft läßt sich nicht nur, wie bisher betrachtet, durch Wärmeabfuhr kühlen, sie kann auch durch Wassereinspritzung (Verdunstungskühlung) gekühlt werden. Wird die Kühlluft der ersten Turbinenstufe (Leit- und Laufschaufeln) durch Wassereinspritzung gekühlt, dann sinkt der von der Turbine benötigte Kühlluftmassenstrom im Vergleich zur Kühlung durch Wärmeabfuhr wegen der höheren Wärmekapazität der Kühlluft um 0.2 %-Pkt. Die ISO-Turbineneintrittstemperatur nimmt aus dem gleichen Grund um 2 K ab. Der GUD-Wirkungsgrad der Variante mit Wassereinspritzung ist 0.1 %-Pkt. niedriger als bei der Variante mit Wärmeübertrager, weil die Abgasverluste des Abhitzedampferzeugers um die Verdampfungswärme der eingespritzten Kühlwassermenge, die 0.6 % des Ansaugmassenstromes beträgt, steigen und weil die Wassereinspritzung, bedingt durch die starke Drosselung des Wassers auf den Partialdruck im Gemisch, höhere Exergieverluste erzeugt als die Wärmeübertragung.

Bei einer Gasturbine im Solobetrieb bietet die Variante mit Wassereinspritzung jedoch Wirkungsgradvorteile in Höhe von 0.3 %-Pkt. und Leistungsvorteile in Höhe von rund 1 %. Diese Vorteile sind auf die Erhöhung des Turbinenmassenstromes durch das Kühlwasser, für das keine zusätzliche Verdichterleistung benötigt wird, zurückzuführen.

4.3 Geschlossene Kühlsysteme der Brennkammer

Der Wechsel von einem offenen zu einem geschlossenen Brennkammerkühlsystem kann zur Wirkungsgraderhöhung oder zur Emissionsminderung genutzt werden. Eine Wirkungsgraderhöhung ergibt sich bei gleichen Verbrennungstemperaturen und eine Emissionsminderung bei gleichen Brennkammeraustrittstemperaturen. Im folgenden werden geschlossene Brennkammerkühlsysteme mit Luft und Dampf als Kühlmedium untersucht.

4.3.1 Geschlossene Luftkühlung der Brennkammer

Bei der geschlossenen Luftkühlung der Brennkammer wird der gesamte Verdichteraustrittsmassenstrom zur Kühlung der Brennkammer benutzt, bevor er an der Verbrennung teilnimmt.

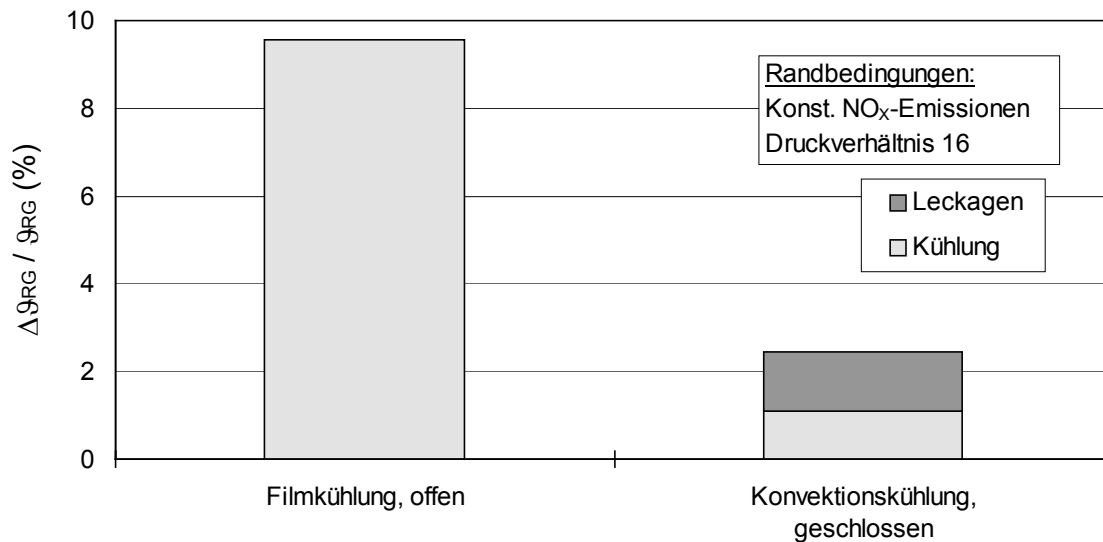


Abbildung 4.10: Absenkung der Rauchgastemperatur bei offener und geschlossener Luftkühlung der Brennkammer

Der Temperaturverlust durch die Kühlung ist bei dem offenen System, bedingt durch die Zumischung des Kühlmediums, rund vier mal so hoch wie bei dem geschlossenen System (Abbildung 4.10). Der Temperaturverlust des geschlossenen Systems besteht aus zwei Anteilen: dem Anteil durch Wärmeübertragung und dem Anteil durch Leckagen. Das geschlossene Kühlsystem ist nicht vollständig dicht, weil die hohen Betriebstemperaturen Wärmedehnungen verursachen und es dadurch zur Bildung von Spalten kommt. In dem hier gezeigten Beispiel betragen die Leckagen 1.6 % des Ansaugmassenstromes und die abzuführende Kühlwärme 10.4 MW (Tabelle 4.2).

Bei einer Verbrennungstemperatur von 1530 °C steigt die Brennkammeraustrittstemperatur durch den Wechsel von offener zu geschlossener Luftkühlung von 1383.7 °C auf 1492.8 °C (Tabelle 4.2). Die ISO-Turbineneintrittstemperatur steigt hierdurch von 1187.5 °C auf 1232.6 °C und die Abgastemperatur von 573.0 °C auf 609.3 °C.

Tabelle 4.2: Temperaturen, Turbinenwirkungsgrade und Kühlmengen

		Offene Luftkühlung	Geschl. Luftkühlung
ϑ vor Leit1	(°C)	1383.7	1492.8
ϑ vor Lauf1	(°C)	1331.3	1416.2
ϑ_{ISO}	(°C)	1187.5	1232.6
ϑ_{Abg}	(°C)	573.0	609.3
$\Delta\eta_{\text{s,T}}$	(%-Pkt.)	-	-0.66

$m_{KL,BK}$	(%)	11.9	74.2
$m_{L,BK}$	(%)	0.0	1.6
$\dot{Q}_{K,BK}$	(MW)	0.0	10.4
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	21.3	25.8

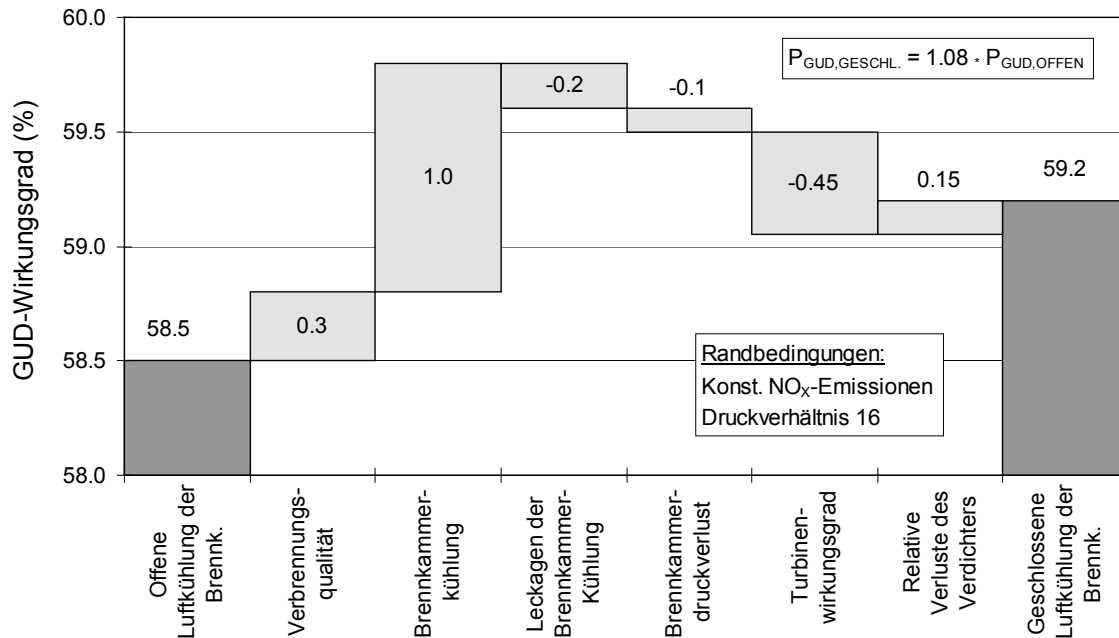


Abbildung 4.11: GUD-Wirkungsgrad bei offener und geschlossener Luftkühlung der Brennkammer

Abbildung 4.11 zeigt für den Fall konstanter Verbrennungstemperatur die GUD-Wirkungsgrade des offenen und des geschlossenen Brennkammerkühlsystems und die entsprechenden Änderungen der Verluste. Die Vorwärmung der Verbrennungsluft bei dem geschlossenen Kühlsystem verbessert die Verbrennungsqualität (exerget. Wirkungsgrad der Verbrennung) und erhöht dadurch den GUD-Wirkungsgrad um 0.3 %-Pkt. Die geschlossene Konvektionskühlung der Brennkammer erzeugt weniger Verluste als die offene Filmkühlung, da die Zumischung des kalten Kühlluftmassenstroms zum heißen Rauchgasmassenstrom entfällt. Der Wirkungsgrad steigt hierdurch um 1 %-Pkt. Die Leckagen des geschlossenen Kühlsystems senken den GUD-Wirkungsgrad um 0.2 %-Pkt. Der erhöhte Druckverlust der Brennkammer kostet weitere 0.1 %-Pkt. Die höhere Turbineneintrittstemperatur vergrößert den Kühlluftbedarf der Turbine und führt so zu einer Verschlechterung des Expansionswirkungsgrades. Dies vermindert den Gesamtwirkungsgrad um 0.45 %-Pkt. Die relativen Verluste des Verdichters nehmen durch die höhere Brennstoffzufuhr um 0.15 %-Pkt. ab (Gl. 2 und Gl. 4). Die Änderungen der Abwärmeverluste und der Verluste des nachgeschalteten Dampfprozesses sind gering und kompensieren sich gegenseitig. Der GUD-Wirkungsgrad des geschlossenen Luftkühlsystems beträgt 59.2 % und ist damit 0.7 %-Pkt. höher als beim offenen Luftkühlsystem. Die GUD-Leistung steigt um 8 %.

In Anhang B.8 sind Ergebnisse von Parametervariationen dargestellt. Eine Änderung der abzuführenden Kühlwärme der Brennkammer um 10 % ändert demnach

den GUD-Wirkungsgrad um 0.01 %-Pkt. (Anhang B.8). Werden die Leckagen um 10 kg/s (= 1.6 %-Pkt.) geändert, so bewirkt dies einen Anstieg bzw. einen Abfall des GUD-Wirkungsgrades um 0.13 %-Pkt.

4.3.2 Geschlossene Dampfkühlung der Brennkammer

Bei der geschlossenen Dampfkühlung der Brennkammer wird ein Teil des Abdampfes der Hochdruckdampfturbine benutzt, um die Brennkammer zu kühlen. Der Dampf wird anschließend mit dem im Abhitzedampferzeuger überhitzten Dampf gemischt und der Mitteldruckdampfturbine zugeführt.

Der Temperaturverlust der offenen Luftkühlung ist fünf mal so hoch wie der Verlust der geschlossenen Dampfkühlung (Abbildung 4.12). Der Temperaturverlust der geschlossenen Dampfkühlung ist im Vergleich zur geschlossenen Luftkühlung wegen der kleineren Leckagemengen niedriger (Abbildung 4.10). Die Leckagen der geschlossenen Dampfkühlung sind kleiner als die Leckagen der geschlossenen Luftkühlung, weil der Kühldampfmassestrom nur 5 bis 6 % des Kühlluftmassestromes beträgt und weil die Konstruktion des Brennkammerkühlsystems, bedingt durch die Zu- und Abführung des Kühldampfes, anders ist (Tabelle 4.2, Tabelle 4.3).

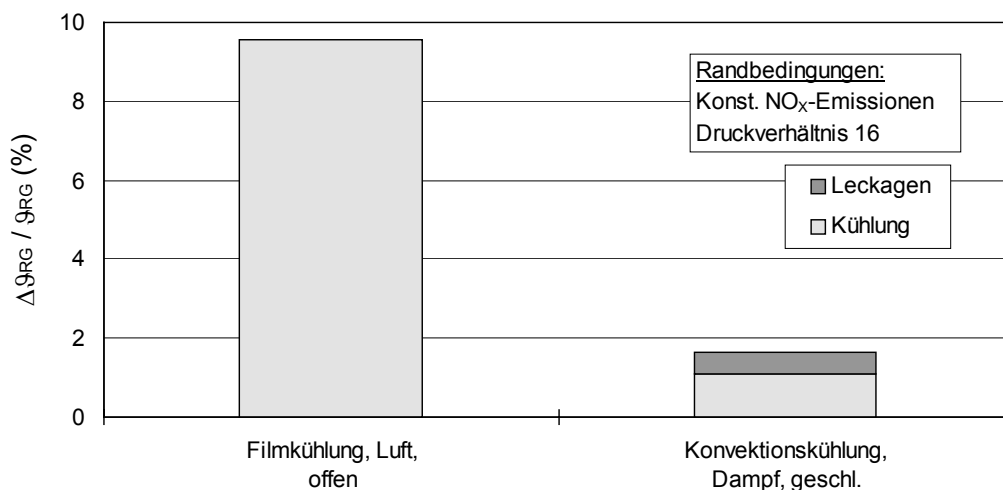


Abbildung 4.12: Absenkung der Rauchgastemperatur bei offener Luftkühlung und geschlossener Dampfkühlung der Brennkammer

Tabelle 4.3: Temperaturen, Turbinenwirkungsgrade und Kühlmengen

		Offene Luftkühlung	Geschl. Dampfkühlung
ϑ vor Leit1	(°C)	1383.7	1504.6
ϑ vor Lauf1	(°C)	1331.3	1425.5
ϑ_{ISO}	(°C)	1187.5	1237.6
ϑ_{Abg}	(°C)	573.0	612.3
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-Pkt.)	-	-0.72
$m_{KL,BK}$	(%)	11.9	3.9
$m_{L,BK}$	(%)	0.0	0.4

$\dot{Q}_{K,BK}$	(MW)	0.0	10.4
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	21.3	26.5

Bei einer Verbrennungstemperatur von 1530 °C beträgt die Brennkammeraustrittstemperatur bei geschlossener Dampfkühlung 1504.6 °C. Sie ist 12 K höher als bei der geschlossenen Luftkühlung und 120 K höher als bei der offenen Luftkühlung (Tabelle 4.3). Die ISO-Turbineneintrittstemperatur steigt durch den Wechsel von offener Luftkühlung zu geschlossener Dampfkühlung um 50 K auf 1237.6 °C. Die Abgastemperatur steigt um 39 K auf 612.3 °C.

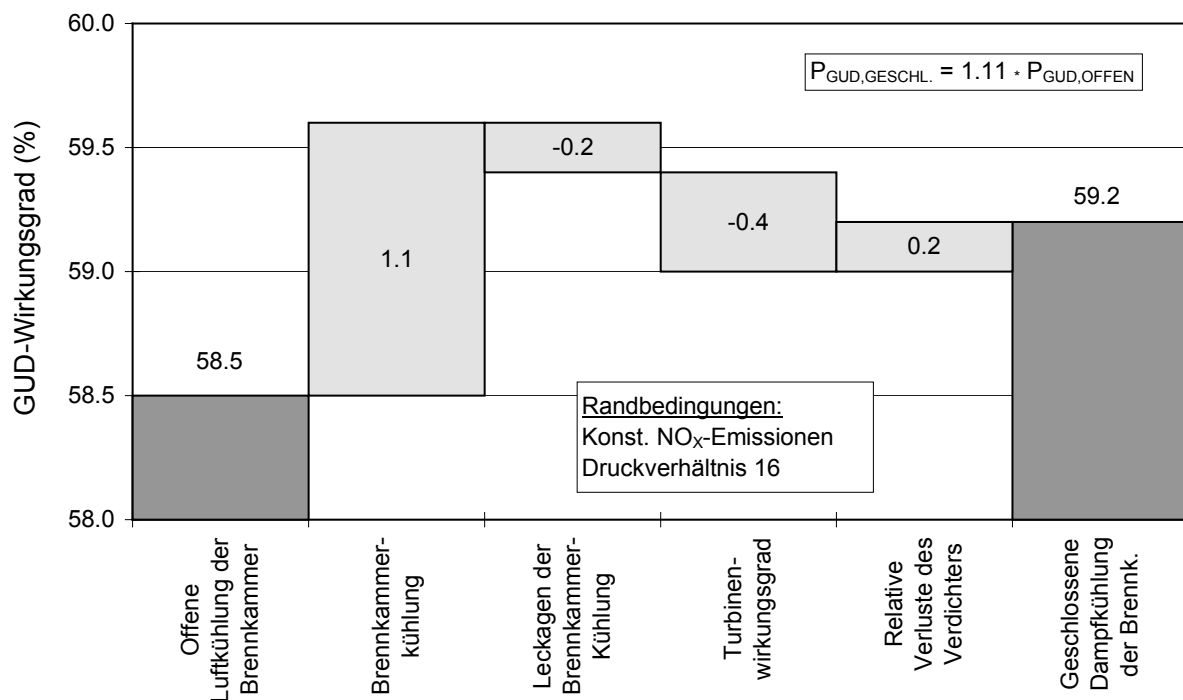


Abbildung 4.13: GUD-Wirkungsgrad bei offener Luftkühlung und geschlossener Dampfkühlung der Brennkammer

Abbildung 4.13 zeigt für den Fall konstanter Verbrennungstemperatur die GUD-Wirkungsgrade des offenen und des geschlossenen Brennkammerkühlsystems und die entsprechenden Änderungen der Verluste. Die Qualität der Brennkammerkühlung ist bei der geschlossenen Dampfkühlung, wie schon bei der geschlossenen Luftkühlung, deutlich besser als bei der offenen Luftkühlung und läßt den GUD-Wirkungsgrad um 1.1 %-Pkt. steigen. Die Dampfleckagen verschlechtern den Wirkungsgrad um 0.2 %-Pkt. Die höhere Turbineneintrittstemperatur vergrößert die Turbinenverluste durch den höheren Kühlluftbedarf und senkt hierdurch den Wirkungsgrad um 0.4 %-Pkt. Die Abnahme der relativen Verdichterverluste, der auf die Brennstoffleistung bezogenen Verdichterverluste (Gleichung (2.2)), verbessert den Prozeß um 0.2 %-Pkt. Die Änderungen der Abwärmeverluste und der Verluste des nachgeschalteten Dampfprozesses sind gering und kompensieren sich gegenseitig. Nach Berücksichtigung aller Verluständerungen beträgt der GUD-Wirkungsgrad 59.2 % und

ist damit, wie schon bei der geschlossenen Luftkühlung, 0.7 %-Pkt. höher als bei der offenen Luftkühlung. Die GUD-Leistung nimmt mit 11 % etwas stärker zu als im Falle der geschlossenen Luftkühlung, da die Vorwärmung der Verbrennungsluft entfällt und dadurch mehr Brennstoff zugeführt werden kann.

In Anhang B.9 und B.10 sind Ergebnisse von Parametervariationen dargestellt. Eine Änderung der abzuführenden Kühlwärme der Brennkammer um 10 % ändert demnach den GUD-Wirkungsgrad um 0.03 %-Pkt. (Anhang B.9). Werden die Dampfleckagen um 0.4 %-Pkt. geändert, so steigt bzw. fällt der GUD-Wirkungsgrad um 0.18 %-Pkt.

Falls die Druckverluste des in der Gasturbine überhitzten Dampfes größer sind als die Druckverluste des im Abhitzedampferzeuger überhitzten Dampfes, dann gibt es drei verschiedene Möglichkeiten der Einleitung der beiden Dampfmassenströme in die Mitteldruckdampfturbine: die Drosselung des Massenstromes mit dem höheren Druck, die Zuführung des Dampfes mit dem niedrigeren Druck in eine zweite Einleitstelle und die Erzeugung eines mittleren Druckes durch den Einsatz einer Strahlpumpe bei der Vermischung der beiden Dampfmassenströme. In Anhang B.10 sind Ergebnisse für die ersten beiden Fälle dargestellt. Beträgt der Druckverlust des Kühldampfes in der Gasturbine (ohne Rohrleitungen) anstatt der angenommenen 4 % z.B. 8 %, so sinkt der GUD-Wirkungsgrad unter der Annahme, daß der im Abhitzedampferzeuger überhitzte Dampfmassenstrom gedrosselt wird, um 0.06 %-Pkt. Diese Wirkungsgradeinbuße ist genauso groß wie im Falle eines 16 %-igen Druckverlustes des Kühldampfes in der Gasturbine und einer zweiten Einleitstelle in die Dampfturbine.

Um die für einen guten Wärmeübergang erforderlichen Geschwindigkeiten des Kühlmediums zu erreichen, muß der Kühldampfmassenstrom unter Umständen erhöht werden. Die Austrittstemperatur des Kühldampfes sinkt dann bei konstanter Kühlwärmeleistung durch die Erhöhung des Massenstromes und vermindert durch die dann niedrigere Temperatur des in die Mitteldruckturbine eintretenden ZÜ-Dampfmassenstromes den GUD-Wirkungsgrad. Bei einer Verdoppelung des Kühldampfmassenstromes beträgt die Wirkungsgradeinbuße 0.18 %-Pkt. (Anhang B.9). Eine zusätzliche Überhitzung des Kühldampfes im Abhitzedampferzeuger kann diese Wirkungsgradverluste reduzieren, erfordert jedoch zusätzlichen Aufwand.

Wird die Kühlwärme der Brennkammer nicht zur Überhitzung von Dampf, sondern zur Vorwärmung von Hochdruckwasser parallel zum zweiten Hochdruckvorwärmer in einem Temperaturbereich zwischen 233 und 318 °C benutzt, dann sinkt der GUD-Wirkungsgrad bei gleichen Leckagen (0.4 %) um 0.3 %-Pkt. Bei einem Vergleich dieser beiden Varianten bei Leckagen von 0 % beträgt der Wirkungsgradunterschied nur 0.15 %-Pkt., weil in diesem Fall keine Verdampfungswärme mit dem Abgas verloren geht. Wird das heiße Kühlwasser bei der entsprechenden Temperatur in den Hochdruckvorwärmer zurückgeführt, dann kann der Kühlwassermassenstrom bei konstanter Kühlwärmeleistung in einem weiten Bereich variiert werden, ohne daß der GUD-Wirkungsgrad sich ändert. Eine Zumischung nach dem Hochdruckvorwärmer vergrößert bei nicht ausreichend hoher Kühlwassertemperatur den Approach Point im Hochdruckverdampfer und verschlechtert dadurch den GUD-Wirkungsgrad. Das Risiko

der Wasserkühlung liegt bei einer örtlichen Dampfblasenbildung, die zu einem Anstieg der Materialtemperatur über das zulässige Niveau hinaus führen kann. Die Wasserkühlung wird hier deshalb nicht weiter verfolgt.

4.4 Geschlossene Kühlsysteme der Turbine

Die bei offenen Turbinenkühlsystemen nicht zu vermeidende Zumischung der Kühlluft zu den Rauchgasen während der Expansion senkt die Rauchgastemperatur und verschlechtert den Expansionswirkungsgrad durch Störung des Strömungsfeldes. Der Druckverlust der Kühlluft von der Verdichterentnahme bis zur Zumischung zu den Rauchgasen kostet zusätzliche Verdichterleistung. Bei geschlossenen Kühlsystemen können die Temperaturverluste und die aerodynamischen Verluste vermieden werden, die Druckverluste des Kühlmediums dagegen nicht.

In den nächsten beiden Unterkapiteln werden geschlossene Turbinenkühlsysteme bei Einsatz von Luft und Dampf als Kühlmedium analysiert und miteinander verglichen.

4.4.1 Geschlossene Luftkühlung der Turbine

Bei geschlossenen Luftkühlsystemen wird die Kühlluft, nachdem sie in den Schaufeln erhitzt wurde, entweder der Brennkammereintrittsluft oder dem Abgas zugemischt. Der erste Fall wird im folgenden als Hochdruckluftkühlung bezeichnet und der zweite Fall als Niederdruckluftkühlung. Eine Mitteldruckluftkühlung, bei welcher der gesamte Kühlluftmassenstrom an einer Stelle während der Expansion zugemischt wird, wurde nicht untersucht, da keine Vorteile gegenüber der offenen Luftkühlung zu erwarten sind.

Bei der Hochdruckluftkühlung wird die Kühlluft dem Verdichteraustrittsmassenstrom entnommen, parallel durch die zu kühlenden Schaufelreihen geführt und anschließend der Brennkammereintrittsluft zugemischt. Die Druckverluste der Kühlluft werden durch einen Booster ausgeglichen, der die Kühlluft vor Eintritt in die Schaufeln zusätzlich verdichtet. Eine serielle Durchströmung der Leit- bzw. Laufschaufelreihen ist bei dieser Variante nicht sinnvoll, da die Kühllufttemperatur nach der ersten zu kühlenden Schaufel schon zu hoch ist, um weitere Schaufeln zu kühlen. Der Vorteil der geschlossenen Hochdruckluftkühlung gegenüber der offenen Luftkühlung ist der rekuperative Effekt des Kühlsystems und die Vermeidung der Zumischungsverluste während der Expansion.

Bei der Niederdruckluftkühlung wird die Kühlluft nach einer Teilverdichtung entnommen, seriell oder parallel durch die zu kühlenden Schaufelreihen geführt und anschließend dem Abgas zugemischt. Die im Vergleich zur offenen Luftkühlung niedrigere Kühllufttemperatur ermöglicht eine Reduzierung des benötigten Kühlluftmassenstromes. Ein weiterer Vorteil der geschlossenen Niederdruckluftkühlung gegenüber einem offenen Kühlsystem ist die Vermeidung der Zumischungsverluste während der Expansion.

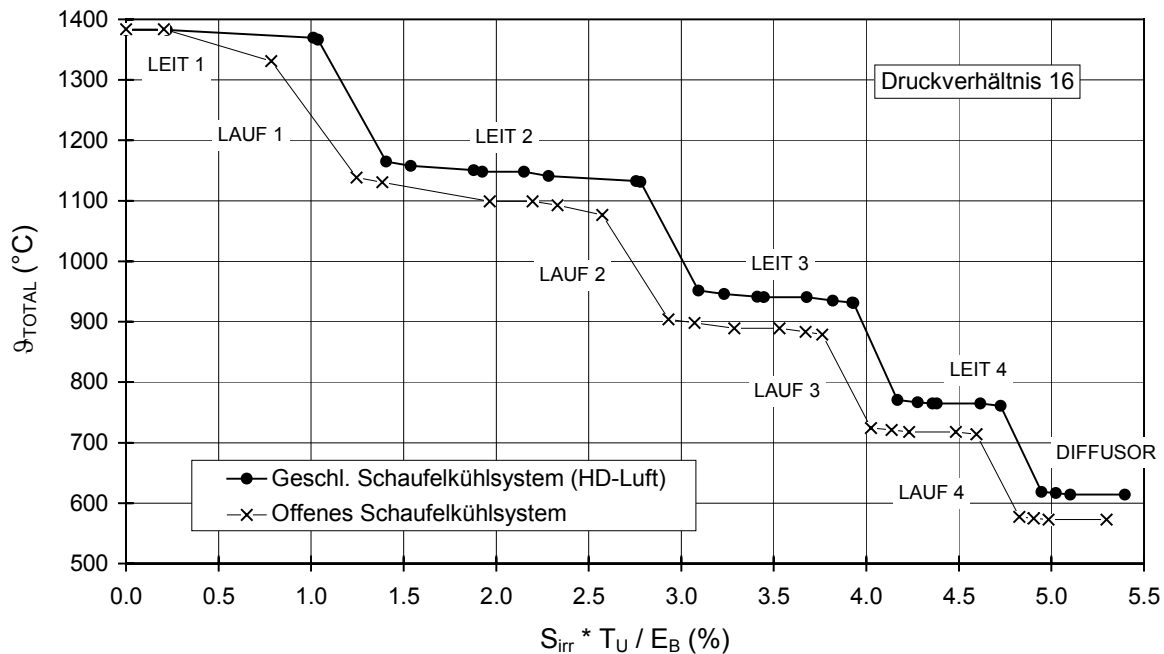


Abbildung 4.14: Expansionslinien für offene Luftkühlung und geschlossene HD-Luftkühlung der Turbine

In Abbildung 4.14 sind die Expansionslinien für offene Luftkühlung und geschlossene Hochdruckluftkühlung im T,S-Diagramm dargestellt. Ein Vergleich der Expansionslinien verdeutlicht die Unterschiede bei den Wirkungsgraden der Laufschaufeln, welche sich in den unterschiedlichen Steigungen $d\vartheta/dS_{irr}$ widerspiegeln, und bei den Temperaturverlusten durch die Kühlung. Bei der ersten Stufe sind die Unterschiede am größten, bei der zweiten und dritten Stufe werden sie kleiner und verschwinden bei der vierten Stufe, da sie ungekühlt ist.

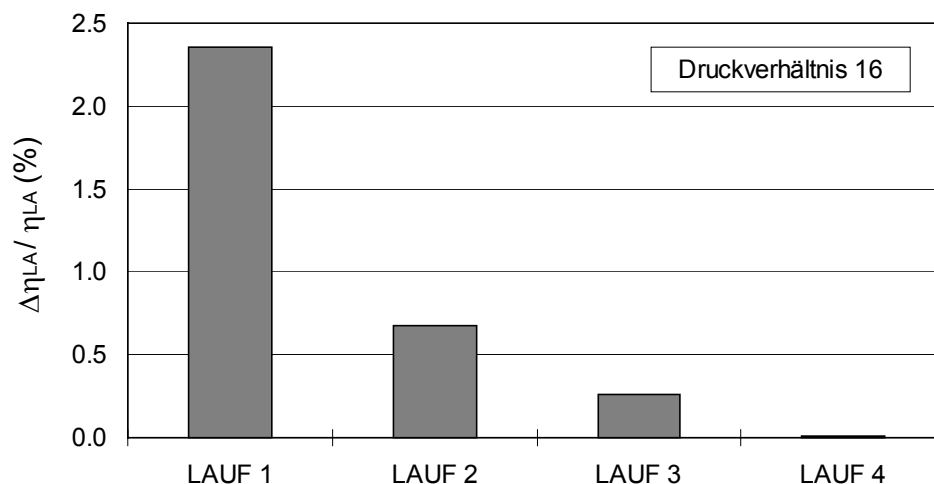


Abbildung 4.15: Erhöhung der Laufradwirkungsgrade durch geschlossene HD-Luftkühlung

In Abbildung 4.15 sind die relativen Änderungen der Laufradwirkungsgrade bei einem Wechsel von offener Luftkühlung zu geschlossener Hochdruckluftkühlung

dargestellt. Der Wirkungsgradanstieg des ersten Laufrades ist mit 2.4 % am größten, da hier die höchsten Verluste durch Kühlluftzumischung entstehen. Beim zweiten Laufrad beträgt der Anstieg 0.7 % und beim dritten Laufrad 0.3 %. Der isentrope Wirkungsgrad der Gesamtexpansion steigt durch den Wechsel von offener Luftkühlung zu geschlossener Hochdruckluftkühlung um 2 %-Pkt. (Tabelle 4.4).

Tabelle 4.4: Temperaturen, Turbinenwirkungsgrade und Kühlmengen

		Offene Luftkühlung	Geschl. HD-Luftkühlung
ϑ vor Leit1	(°C)	1383.7	1382.8
ϑ vor Lauf1	(°C)	1331.3	1366.6
ϑ_{ISO}	(°C)	1187.5	1273.0
ϑ_{Abg}	(°C)	573.0	614.3
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-Pkt.)	-	1.95
$\dot{Q}_{K,T}$	(MW)	0.0	29.2
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	21.3	54.1
$m_{L,T}$	(%)	0.0	1.5

Durch die kleineren Temperaturverluste der geschlossenen Hochdruckluftkühlung steigt die Rauchgastemperatur vor der ersten Laufschaufelreihe um 35 K auf 1366.6 °C (Tabelle 4.4). Die ISO-Turbineneintrittstemperatur steigt um 86 K auf 1273.0 °C. Die Abgastemperatur nimmt bei gleichem Druckverhältnis um 41 K auf 614.3 °C zu. Die benötigte Kühlluftmenge des geschlossenen Systems beträgt 54.1 % der Ansaugluft. Sie ist zwei bis drei mal so groß wie die Kühlluftmenge des offenen Systems, die bei 21.3 % liegt. Bei dem geschlossenen Kühlsystem werden 29.2 MW, d.h. rund 4.4 % der zugeführten Brennstoffleistung (bzgl. H_U), an die Kühlluft übertragen.

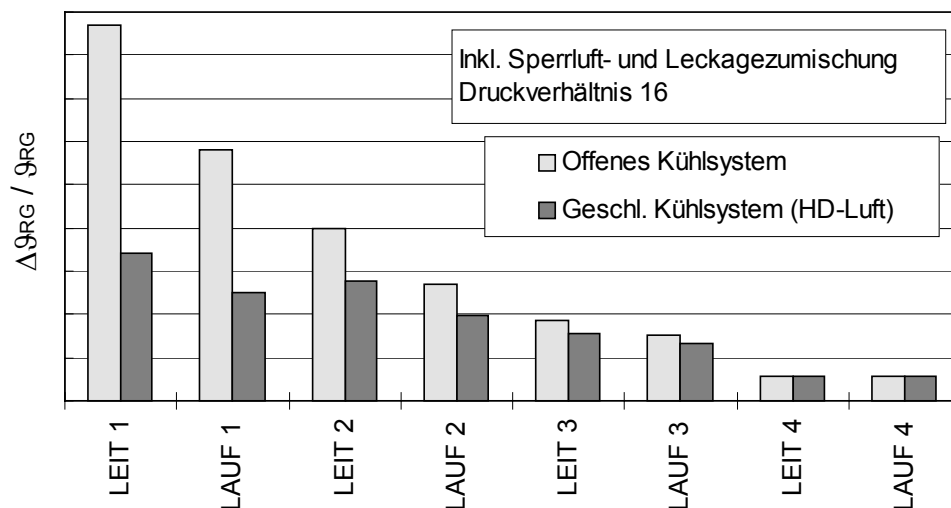


Abbildung 4.16: Absenkung der Rauchgastemperatur bei offener Luftkühlung und geschlossener HD-Luftkühlung

Abbildung 4.16 zeigt die relativen Temperaturverluste bei offener Luftkühlung und geschlossener Hochdruckluftkühlung für jede einzelne Schaufelreihe. Das Verhältnis

der Temperaturverluste von offener Luftkühlung zu geschlossener Hochdruckluftkühlung beträgt bei der ersten Turbinenstufe 2.4:1. Bei der zweiten Stufe liegt es bei 1.4:1 und bei der dritten Stufe fast bei 1:1.

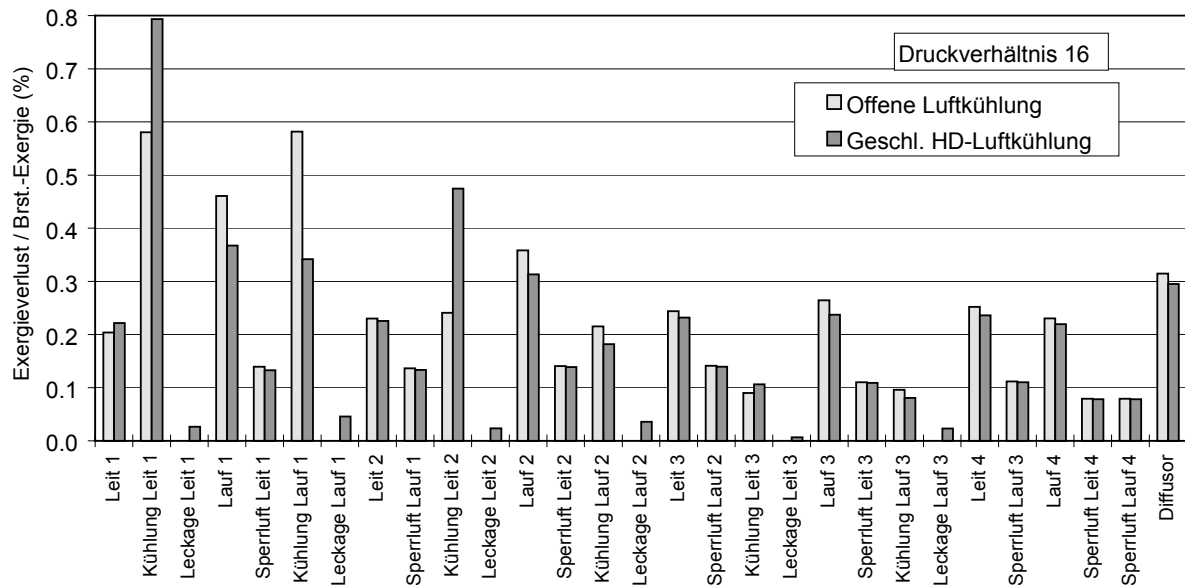


Abbildung 4.17: Exergieverluste durch Expansion und Kühlung

Die Erhöhung der Expansionswirkungsgrade der einzelnen Laufräder durch den Wechsel von offener Luftkühlung zu geschlossener Hochdruckluftkühlung bedeutet eine Abnahme der Exergieverluste (Abbildung 4.17). Bei der ersten Laufschaufelreihe ist die Abnahme der Verluste am stärksten ausgeprägt. Bei den nachfolgenden Laufschaufelreihen wird die Abnahme der Verluste kontinuierlich kleiner. Die Erhöhung der Expansionswirkungsgrade ist vor allem auf die geschlossene Kühlung der Laufschaufeln zurückzuführen, da bei der offenen Kühlung die Kühlluft der Laufschaufeln unmittelbar in das Strömungsfeld um die Laufschaufeln zugeführt wird und das Strömungsfeld dadurch stärker gestört wird als durch die Zumischung der Leitschaufelkühlluft, die stromaufwärts stattfindet.

Die Verluste der Leitschaufelkühlung nehmen beim Wechsel von offener Luftkühlung zu geschlossener Hochdruckluftkühlung stark zu, weil die Druckverluste der Leitschaufelkühlluft des geschlossenen Kühlsystems mindestens doppelt so hoch sind, wie die Druckverluste des offenen Kühlsystems und weil der benötigte Kühlluftmassenstrom rund vier mal so groß ist. Die Leckagen der geschlossenen Leitschaufelkühlung in Höhe von 2 % des jeweiligen Kühlluftmassenstromes verursachen nur geringe Verluste.

Die Verluste der Laufschaufelkühlung nehmen beim Wechsel von offener Luftkühlung zu geschlossener Hochdruckluftkühlung ab. Dies ist zum einen auf die durch das hohe Druckgefälle längs der Laufschaufeln verursachten hohen Druckverluste der Laufschaufelkühlluft des offenen Kühlsystems zurückzuführen. Des Weiteren ist die Filmkühlung bei den Laufschaufeln durch ungünstigere Strömungsverhältnisse und Schaufelgeometrien weniger effektiv als bei den Leitschaufeln. Der Wechsel zur

Konvektionskühlung verursacht deswegen bei den Laufschaufeln eine geringere Erhöhung des Kühlluftmassenstromes als bei den Leitschaufeln. Bei Berücksichtigung der Leckagen des geschlossenen Kühlsystems der Laufschaufeln in Höhe von 6 % des jeweiligen Kühlluftmassenstromes bleibt nur für die erste Laufschaufelreihe ein Vorteil für das geschlossene Hochdruckluftkühlsystem. Die Kühlungsverluste der zweiten und dritten Laufschaufelreihe sind bei dem offenen und dem geschlossenen System näherungsweise gleich groß.

Die Brennstoffzufuhr der Gasturbine mit geschlossener Hochdruckluftkühlung wird zum einen durch den rekuperativen Effekt des Kühlsystems vermindert und zum anderen durch den um den Kühlluftmassenstrom erhöhten Massendurchsatz durch die Brennkammer erhöht. Im Vergleich zum offenen Luftkühlsystem steigt die Brennstoffzufuhr um 7 %. Die gegenläufigen Effekte der Rekuperation und Massenstromerhöhung bewirken, daß die relativen Verluste bei der ersten Leitschaufelreihe leicht ansteigen und bei den folgenden Schaufelreihen leicht abfallen (Gleichung (2.2)).

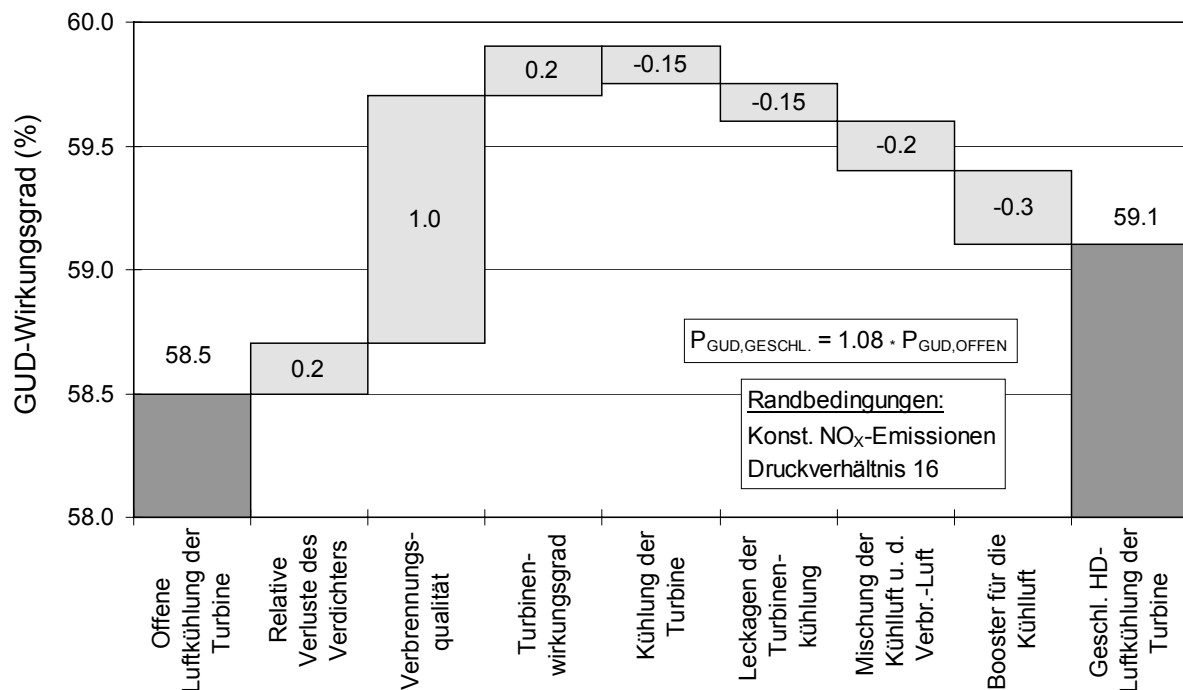


Abbildung 4.18: GUD-Wirkungsgrad der Gasturbine mit geschlossener HD-Luftkühlung der Turbine

In Abbildung 4.18 sind die GUD-Wirkungsgrade für offene Luftkühlung und geschlossene Hochdruckluftkühlung der Turbine und die Änderungen der Verluste dargestellt. Die Brennstoffzufuhr steigt bei dem Wechsel des Kühlsystems stärker als die Verdichterleistung und bewirkt dadurch eine Reduzierung der relativen Verdichterverluste um 0.2 %-Pkt. Der rekuperative Effekt der geschlossenen Hochdruckluftkühlung verbessert die Verbrennungsqualität und erhöht so den GUD-Wirkungsgrad um 1.0 %-Pkt. Der höhere Turbinenwirkungsgrad bewirkt eine Erhöhung des GUD-Wirkungsgrades um 0.2 %-Pkt. Das geschlossene Hochdruckluftkühlsystem verursacht höhere Kühlungsverluste und zusätzliche Leckageverluste in Höhe von je

0.15 %-Pkt. Die Mischung der erhitzten Kühlluft mit der kälteren Verdichteraustrittsluft erzeugt einen Verlust von 0.2 %-Pkt. Der Einsatz des Boosters zur Kompensation der Kühlluftdruckverluste vermindert den GUD-Wirkungsgrad um weitere 0.3 %-Pkt. Die Gasturbine mit geschlossenem Hochdruckluftkühlsystem erreicht einen GUD-Wirkungsgrad von 59.1 %. Dieser ist 0.6 %-Pkt. höher als bei der Gasturbine mit offener Luftkühlung. Die GUD-Leistung ist 8 % höher.

Für das geschlossene Hochdruckluftkühlsystem wurde ein Kühlluftdruckverlust von 30 % angenommen. Gelingt es, diesen Druckverlust auf 20 % zu senken, dann steigt der GUD-Wirkungsgrad um weitere 0.7 %-Pkt. (Anhang B.11). Eine Erhöhung des Druckverlustes von 30 auf 40 % bewirkt einen Wirkungsgradverlust von 1.2 %-Pkt. Werden die Leckagen um 1.5 %-Pkt. geändert, so steigt bzw. fällt der GUD-Wirkungsgrad um 0.3 %-Pkt. (Anhang B.11).

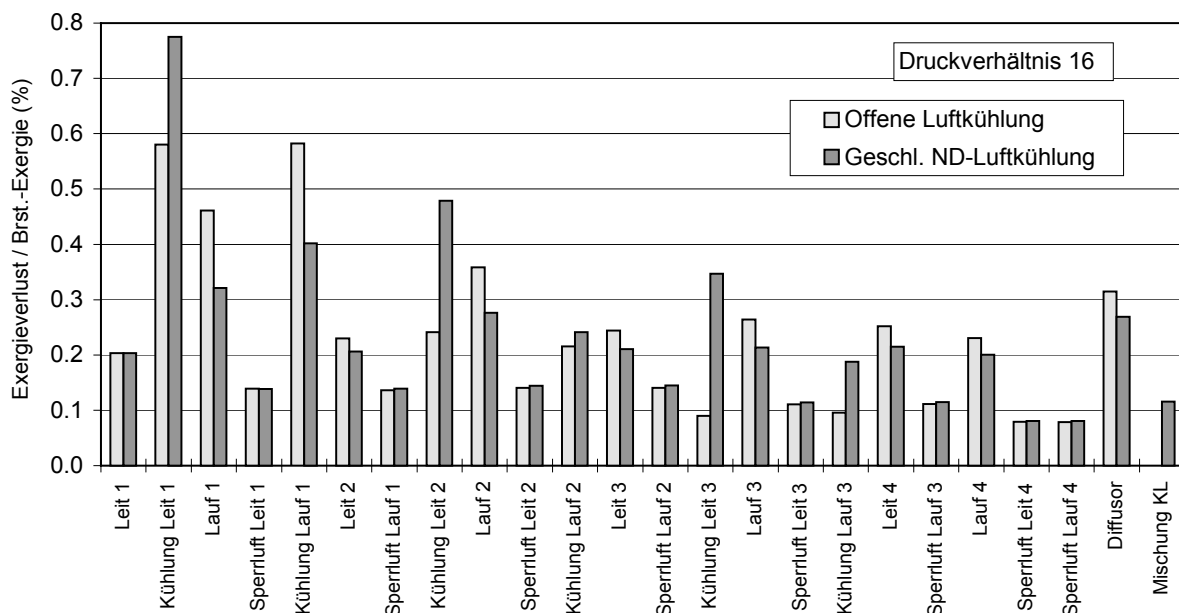


Abbildung 4.19: Exergieverluste durch Expansion und Kühlung

Für das geschlossene Niederdruckluftkühlsystem wurde im Gegensatz zum geschlossenen Hochdruckluftkühlsystem eine serielle Durchströmung der Leit- bzw. Laufschaufelreihen gewählt. Bei einer parallelen Durchströmung liegen die Kühlluftaustrittstemperaturen zwischen 400 und 450 °C und verursachen bei der Zumischung der Kühlluft zum Abgas hohe Temperaturverluste. Bei der seriellen Durchströmung betragen die Kühlluftaustrittstemperaturen ungefähr 620 °C und liegen damit nahe an der Abgastemperatur. Die Kühlluftmengen für die Leit- und Laufschaufelreihen werden jeweils durch den Kühlluftbedarf der ersten Leit- bzw. Laufschaufelreihe bestimmt, da sie die höchsten Kühlluftmengen benötigen. Die Leit- und Laufschaufeln der zweiten und dritten Stufe werden mit diesem für sie zu großen Kühlluftmassenstrom gekühlt. Die Druckverluste dieses großen Massenstromes verursachen in der zweiten und dritten Turbinenstufe deshalb zusätzliche Verluste (Abbildung 4.19). Eine weitere Verlustquelle ist die Mischung der Kühlluft mit dem Abgas am Turbinenaustritt.

Die höhere Brennstoffzufuhr und die niedrigere Verdichterleistung der Gasturbine mit geschlossener Niederdruckluftkühlung vermindern die relativen Verdichterverluste im Vergleich zur Gasturbine mit offener Luftkühlung um 0.15 %-Pkt. (Abbildung 4.20). Das geschlossene Kühlsystem verbessert den Turbinenwirkungsgrad und erhöht hierdurch den GUD-Wirkungsgrad um 0.45 %-Pkt. Die höheren Kühlungsverluste senken den GUD-Wirkungsgrad um 0.65 %-Pkt. Die Verluste durch Mischung von Kühlluft und Abgas kosten weitere 0.1 %-Pkt. Die Änderungen im Wasser-Dampf-Kreislauf und bei der abzuführenden Wärme erhöhen bzw. senken die Verluste um 0.2 %-Pkt. bzw. 0.05 %-Pkt. Der GUD-Wirkungsgrad der Gasturbine mit geschlossener Niederdruckluftkühlung beträgt 58.2 % und ist 0.3 %-Pkt. niedriger als im Falle der Gasturbine mit offener Luftkühlung. Die GUD-Leistung ist bei der geschlossenen Niederdruckluftkühlung 3 % höher.

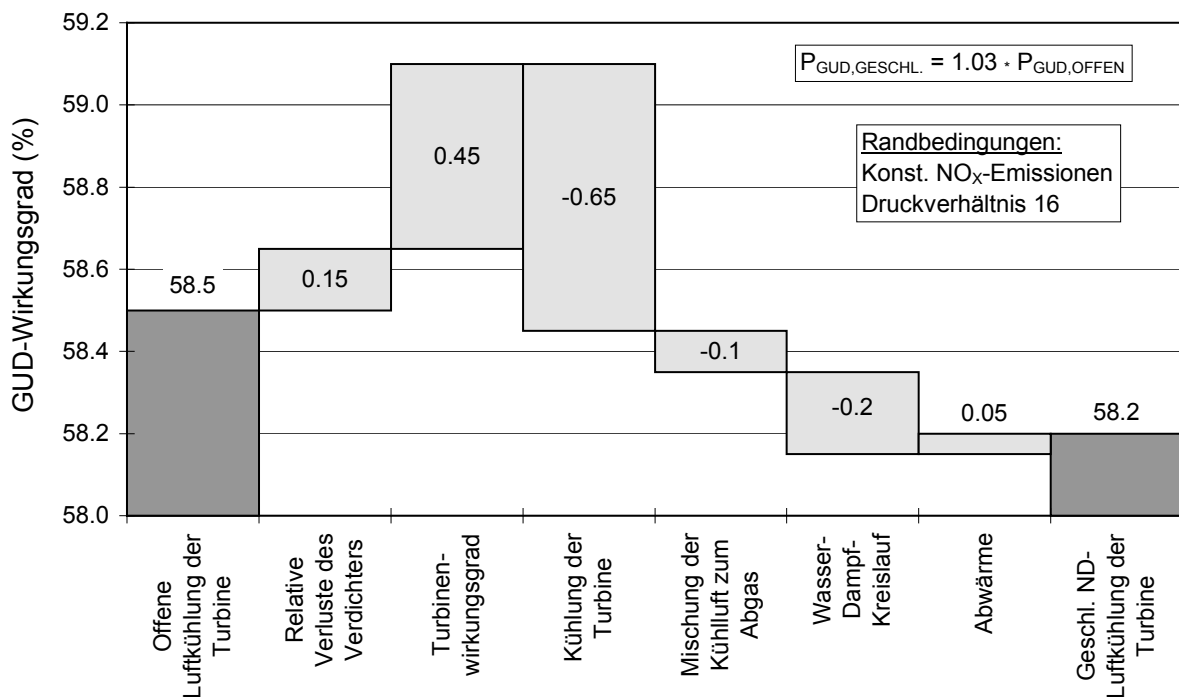


Abbildung 4.20: GUD-Wirkungsgrad der Gasturbine mit geschlossener ND-Luftkühlung der Turbine

Für die Basisvariante der geschlossenen Niederdruckluftkühlung mit serieller Durchströmung der ersten drei Leit- bzw. Laufschaufelreihen wurde für die Kühlluft ein Druckverlust von 80 % angenommen. Der Entnahmedruck der Kühlluft aus dem Verdichter beträgt also 5 bar. Gelingt es, den Druckverlust auf 65 % zu reduzieren, dann steigt der GUD-Wirkungsgrad um 0.6 %-Pkt. (Anhang B.12). Wird die Art der Durchströmung der Schaufelreihen von seriell auf parallel geändert und gleichzeitig der Druckverlust von 80 auf 65 % gesenkt, dann sinkt der GUD-Wirkungsgrad um 0.85 %-Pkt. (Anhang B.12).

4.4.2 Geschlossene Dampfkühlung der Turbine

Nach den geschlossenen Luftkühlssystemen der Turbine wird nun die geschlossene Dampfkühlung betrachtet. Dampf ist aufgrund seiner höheren Wärmekapazität und seiner niedrigeren Viskosität prinzipiell ein besseres Kühlmedium als Luft (Kapitel 4.1). Die geschlossene Dampfkühlung der Turbinenschaufeln vermeidet die mit der Zumischung des Kühlmediums zu den Rauchgasen verbundenen Verluste. Bei GUD-Kraftwerken steht Dampf aus dem nachgeschalteten Dampfprozess zur Kühlung der Gasturbine zur Verfügung. Der Abdampf der Hochdruckdampfturbine hat einen Zustand von 30 bar und rund 350 °C und ist deshalb gut für Kühlaufgaben in der Gasturbine geeignet. Sein Zustand kann bei Bedarf in einem gewissen Bereich durch die Frischdampf Temperatur und durch das Verhältnis von Zwischenüberhitzungsdruck zu Frischdampfdruck verändert werden. Der Abdampf der Hochdruckturbinen strömt parallel durch die zu kühlenden Schaufelreihen, wird dabei überhitzt und wird anschließend der Mitteldruckturbine zugeführt. Eine serielle Durchströmung der Schaufelreihen ist nicht sinnvoll, weil die Kühldampftemperaturen und die Kühldampfdruckverluste dann stark ansteigen.

In Abbildung 4.21 ist der Expansionsverlauf der luftgekühlten und der dampfgekühlten Turbine im T,S-Diagramm dargestellt. Die geschlossene Dampfkühlung verursacht im Vergleich zur geschlossenen Luftkühlung (Abbildung 4.14) geringere Verluste bei der Kühlung, weil der Kühldampfmassenstrom nur rund ein Drittel des Kühlluftmassenstromes beträgt und die gleichen Druckverluste in Höhe von 30 % daher entsprechend weniger Exergieverluste erzeugen. Die geringeren Verluste der Dampfkühlung können an dem steileren Verlauf der Expansionslinie abgelesen werden.

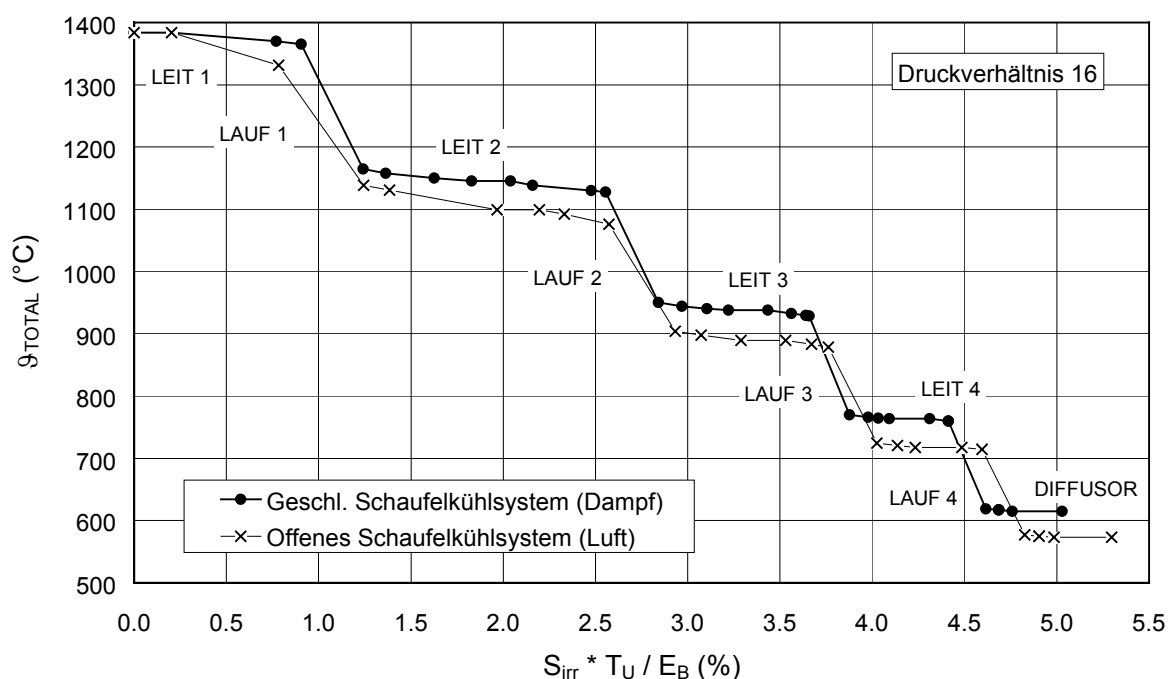


Abbildung 4.21: Expansionslinien für offene Luftkühlung und geschlossene Dampfkühlung der Turbine

In Abbildung 4.22 sind die relativen Änderungen der Laufradwirkungsgrade bei einem Wechsel von offener Luftkühlung zu geschlossener Dampfkühlung dargestellt. Die Änderungen durch den Wechsel von offener Luftkühlung zu geschlossener Dampfkühlung entsprechen den Änderungen, die sich bereits bei der geschlossenen Luftkühlung ergeben haben.

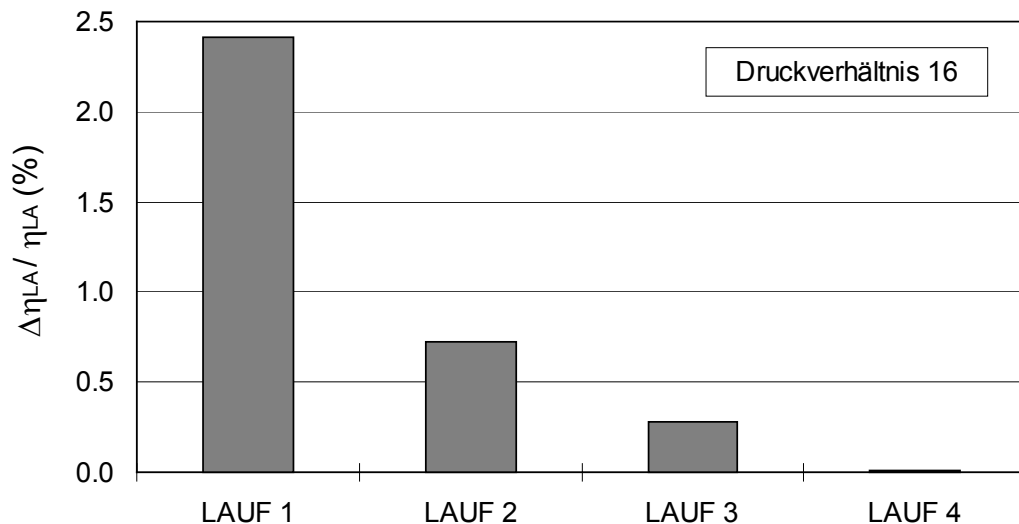


Abbildung 4.22: Erhöhung der Laufradwirkungsgrade durch geschlossene Dampfkühlung

Tabelle 4.5: Temperaturen, Turbinenwirkungsgrade und Kühlmengen

		Offene Luftkühlung	Geschl. Dampfkühlung
ϑ vor Leit1	(°C)	1383.7	1383.7
ϑ vor Lauf1	(°C)	1331.3	1365.2
ϑ_{ISO}	(°C)	1187.5	1267.1
ϑ_{Abg}	(°C)	573.0	614.8
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-Pkt.)	-	1.96
$\dot{Q}_{K,T}$	(MW)	0.0	29.6
$m_{KL/KD,T}$	(%)	14.7	15.5
$m_{L,T}$	(%)	0.0	1.3
$m_{SL,T}$	(%)	6.6	6.6

Durch die im Vergleich zur offenen Luftkühlung kleineren Temperaturverluste der Dampfkühlung steigt die Rauchgastemperatur vor der ersten Laufschaufelreihe um 34 K auf 1365.2 °C (Tabelle 4.5). Die ISO-Turbineneintrittstemperatur steigt um 80 K auf 1267.1 °C. Die Abgastemperatur nimmt bei gleichem Druckverhältnis um 42 K auf 614.8 °C zu. Die benötigte Kühldampfmenge beträgt 15.5 % der Ansaugluft. Sie ist nur unwesentlich größer als die Kühlluftmenge des offenen Kühlsystems, die 14.7 % beträgt (siehe auch Kapitel 4.1). Rund 4 % der zugeführten Brennstoffleistung (bzgl. H_u), nämlich 29.6 MW, werden als Kühlwärme auf den Dampf übertragen.

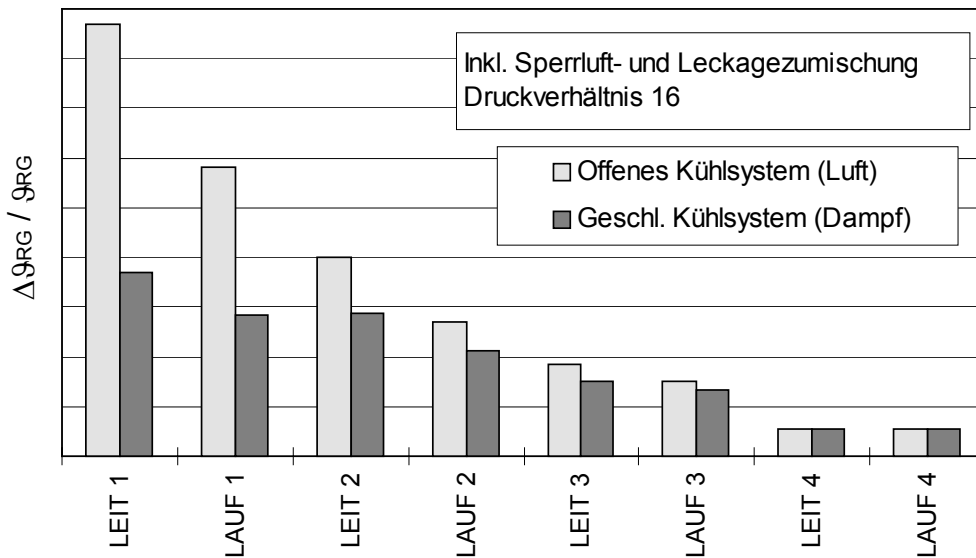


Abbildung 4.23: Absenkung der Rauchgastemperatur bei offener Luftkühlung und geschlossener Dampfkühlung

Abbildung 4.23 zeigt die relativen Temperaturverluste bei offener Luftkühlung und geschlossener Dampfkühlung für jede einzelne Schaufelreihe. Das Verhältnis der Temperaturverluste von Luftkühlung zu Dampfkühlung beträgt bei der ersten Turbinenstufe 2.2:1. Bei der zweiten Stufe liegt es bei 1.3:1 und bei der dritten Stufe fast bei 1:1. Die Temperaturverluste der geschlossenen Dampfkühlung sind geringfügig höher als bei der geschlossenen Luftkühlung, da die Temperatur der Dampfleckagen niedriger ist und zusätzlich die Wärmekapazität des Dampfes höher ist.

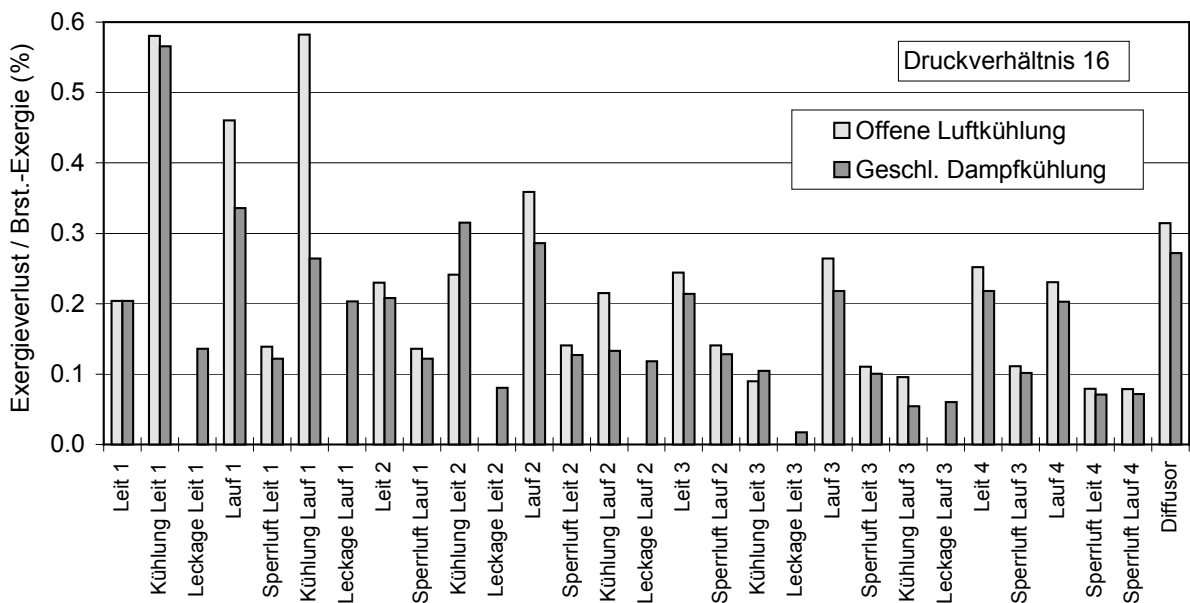


Abbildung 4.24: Exergieverluste durch Expansion und Kühlung

Die Erhöhung der Expansionswirkungsgrade durch den Wechsel von offener Luftkühlung zu geschlossener Dampfkühlung ist mit einer Reduzierung der Exergieverluste der Laufräder verbunden (Abbildung 4.24).

Die Kühlungsverluste der Leitschaufeln nehmen bei einem Wechsel von offener Luftkühlung zu geschlossener Dampfkühlung nicht ab, weil die Druckverluste des Kühldampfes mindestens doppelt so hoch sind wie die Druckverluste der Kühlluft (Abbildung 4.24). Bei Berücksichtigung der Leckagen der Leitschaufelkühlung in Höhe von 5 % des jeweiligen Kühldampfmassenstromes sind die Verluste der Leitschaufelkühlung bei geschlossener Dampfkühlung sogar deutlich höher als bei offener Luftkühlung.

Die Verluste der Laufschaufelkühlung nehmen bei geschlossener Dampfkühlung ab. Dies ist, wie schon im Zusammenhang mit der geschlossenen Hochdruckluftkühlung erläutert wurde (Abbildung 4.17), auf Unterschiede bei den Druckverlusten des Kühlmediums und bei den Strömungsverhältnissen und Schaufelgeometrien zurückzuführen. Bei Berücksichtigung der Leckagen der Laufschaufelkühlung in Höhe von 15 % des jeweiligen Kühldampfmassenstromes bleibt nur bei der ersten Laufschaufelreihe ein Vorteil für die geschlossene Dampfkühlung. Bei der zweiten und dritten Laufschaufelreihe verursacht die geschlossene Dampfkühlung bei Berücksichtigung der Leckagen höhere Kühlungsverluste als bei der offenen Luftkühlung.

Die höhere Brennstoffzufuhr der dampfgekühlten Gasturbine vermindert die relativen Verluste aller Schaufelreihen, mit Ausnahme der ersten Leitschaufelreihe. Bei der ersten Leitschaufelreihe nehmen die Verluste nicht ab, weil das Verhältnis von Brennstoffzufuhr zu Turbinenmassenstrom konstant bleibt.

Die Leckagen der geschlossenen Dampfkühlung verursachen im Vergleich zur geschlossenen Luftkühlung vier bis fünf mal höhere Verluste, obwohl die absoluten Leckagemengen gleich groß sind (Abbildung 4.17, Abbildung 4.24). Dies ist auf die starke Drosselung des Dampfes von rund 25 bar auf den Partialdruck des Wassers im Rauchgas von ungefähr 1 bar zurückzuführen.

In Abbildung 4.25 sind die GUD-Wirkungsgrade für offene Luftkühlung und geschlossene Dampfkühlung der Turbine sowie die Änderungen der Verluste dargestellt. Die fehlenden Kühlluftentnahmen der Dampfkühlung bewirken eine Erhöhung der zugeführten Brennstoffleistung und dadurch eine Verminderung der relativen Verluste des Verdichters um 0.3 %-Pkt. (Gleichung (2.2)). Der Turbinenwirkungsgrad steigt durch die verminderten Zumischungsverluste und verbessert den GUD-Wirkungsgrad um 0.4 %-Pkt. Die Kühlungsverluste der geschlossenen Dampfkühlung sind 0.45 %-Pkt. niedriger als bei der offenen Luftkühlung. Bei Berücksichtigung der Dampfleckagen, die zusätzliche Verluste in Höhe von 0.6 %-Pkt. erzeugen, verliert die geschlossene Dampfkühlung ihren Vorteil und erzeugt sogar 0.15 %-Pkt. höhere Kühlungsverluste als die offene Luftkühlung. Die höhere Abgastemperatur der dampfgekühlten Turbine verbessert die Qualität des nachgeschalteten Dampfprozesses und erhöht dadurch den GUD-Wirkungsgrad um 0.35 %-Pkt. Nach Berücksichtigung aller Verluständerungen beträgt der GUD-Wirkungsgrad der Gasturbine mit geschlossener Dampfkühlung der

Turbine 59.4 % und ist damit 0.9 %-Pkt. höher als bei der offenen Luftkühlung. Die GUD-Leistung steigt durch die geschlossene Dampfkühlung um 20 %.

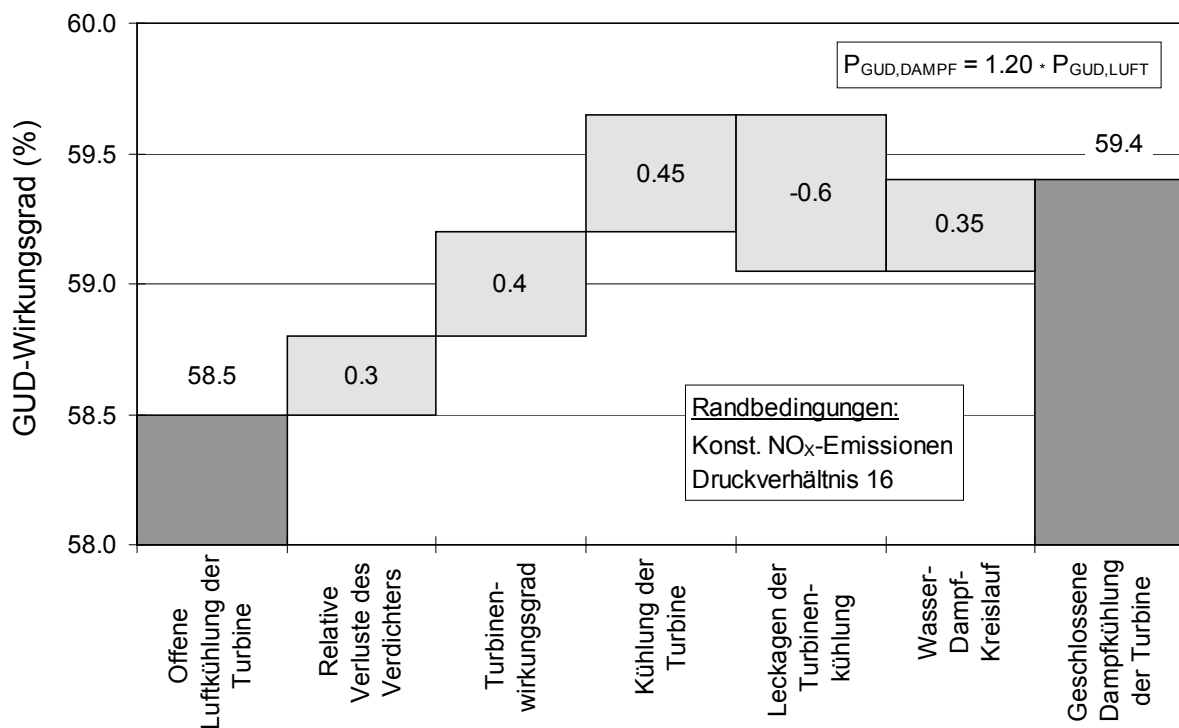


Abbildung 4.25: GUD-Wirkungsgrad der Gasturbine mit geschlossener Dampfkühlung der Turbine

In Anhang B.13 bis B.16 sind Ergebnisse von Parametervariationen dargestellt. Eine Änderung der Dampfleckagen um 1.3 %-Pkt. bewirkt demnach eine Änderung des GUD-Wirkungsgrades um 0.7 %-Pkt. Werden die Druckverluste des Kühldampfes von den angenommenen 30 % um 10 %-Pkt. geändert, so steigt bzw. fällt der GUD-Wirkungsgrad um 0.2 %-Pkt. (Anhang B.13). Um den Einfluß der Unsicherheiten bei der Bestimmung der Wärmeübertragungsverhältnisse abschätzen zu können, wurde die Stanton-Zahl (Definition entspr. Anhang A.5) verändert. Eine Reduzierung der Stanton-Zahl um 10 % bewirkt eine Abnahme des Kühldampfmassenstromes um 8 % und eine Abnahme der übertragenen Kühlwärmeleistung um 9 %. Der GUD-Wirkungsgrad steigt hierdurch um 0.14 %-Pkt. (Anhang B.14). Eine Erhöhung der Stanton-Zahl ist bei der hier gewählten Konfiguration, bei welcher alle Leit- und Laufschaufeln dampfgekühlt sind, nicht möglich, da die dann benötigte Kühldampfmenge größer als die vorhandene Abdampfmenge der Hochdruckdampfturbine ist.

Im folgenden werden unterschiedliche Konfigurationen von dampf- und luftgekühlten Schaufelreihen betrachtet. Die geschlossene Dampfkühlung der ersten Leitschaufelreihe bewirkt einen Anstieg des GUD-Wirkungsgrades gegenüber der Basisvariante mit offener Luftkühlung aller Schaufelreihen um 0.18 %-Pkt. (Anhang B.15). Wird zusätzlich auch die erste Laufschaufelreihe mit dem geschlossenen Dampfkühlsystem gekühlt, dann steigt der GUD-Wirkungsgrad um weitere 0.42 %-Pkt. Wenn die ersten beiden Leitschaufelreihen mit dem geschlossenen Dampfkühlsystem

gekühlt werden, beträgt der Wirkungsgradvorteil gegenüber der offenen Luftkühlung 0.24 %-Pkt. Werden zusätzlich zu den beiden Leitschaufelreihen auch die ersten beiden Laufschaufelreihen mit dem geschlossenen Dampfkühlsystem gekühlt, dann steigt der GUD-Wirkungsgrad nochmals um 0.47 %-Pkt. Wenn die ersten drei Turbinenstufen dampfgekühlt sind, so ist der GUD-Wirkungsgrad 0.16 %-Pkt. höher als im Falle der Dampfkühlung der ersten beiden Turbinenstufen. Die Erhöhung des Expansionswirkungsgrades und die Reduzierung der Temperaturverluste durch die Dampfkühlung ist bei der dritten Turbinenstufe geringer als bei der zweiten Turbinenstufe. Die im Vergleich zur zweiten Turbinenstufe niedrigeren Dampfleckagen der dritten Turbinenstufe und die höheren relativen Druckverluste der Kühlluft bewirken, daß der Anstieg des GUD-Wirkungsgrades durch Dampfkühlung der dritten Turbinenstufe (+ 0.16 %-Pkt.) höher ist als bei der zweiten Turbinenstufe (+ 0.11 %-Pkt.).

In den Fällen, in denen nur die Leitschaufeln mit dem geschlossenen Dampfkühlsystem gekühlt werden und die Laufschaufeln mit dem offenen Luftkühlsystem gekühlt werden, wird in dem Rechenmodell die Zumischung der Leitschaufelsperlluft vor die Laufschaufeln vorverlegt, um hierdurch den arbeitsleistenden Anteil der Laufschaufelkühlluft näherungsweise zu berücksichtigen.

Die Temperatur des Kühldampfes beträgt nach Aufnahme der Kühlwärme in den Turbinenschaufeln rund 500 °C und ist damit fast 100 K niedriger als die Temperatur des im Abhitzedampferzeuger überhitzten Dampfes. Bei einer Konfiguration, bei der die ersten beiden Turbinenstufen dampfgekühlt sind, bewirkt eine zusätzliche Überhitzung des Kühldampfes im Abhitzedampferzeuger einen Wirkungsgradanstieg von 0.2 %-Pkt. (Anhang B.16).

Der Druckverlust des Kühldampfes inklusive Rohrleitungen ist näherungsweise vier mal so hoch wie der Druckverlust des im Abhitzedampferzeuger überhitzten Dampfes. Wird für den Kühldampf eine zweite Einleitstelle in die Dampfturbine vorgesehen, so ist der GUD-Wirkungsgrad bei der Konfiguration, bei welcher nur die ersten beiden Turbinenstufen dampfgekühlt sind, 0.1 %-Pkt. höher als im Falle einer Drosselung des nur im Abhitzedampferzeuger überhitzten Dampfes. Wird bei der Mischung der beiden Dampfmassenströme mit unterschiedlichem Drücken eine Strahlpumpe eingesetzt, dann kann ein mittlerer Druck erzeugt werden und dadurch der Wirkungsgradverlust vermindert werden.

4.5 Wirkungsgrade und Leistungen der Kühltechniken

Zum Abschluß des Kapitels 4 werden die Wirkungsgrade und Leistungen der untersuchten Kühltechniken noch einmal zusammenfassend dargestellt (Abbildung 4.26). Ausgehend von der Basisvariante mit offener Luftkühlung der Brennkammer und der Turbine wurde entweder das Kühlsystem der Brennkammer oder das Kühlsystem der Turbine geändert. Die einzelne Änderung der Kühlsysteme erleichtert eine eindeutige Bestimmung der Änderungseffekte. Die unterschiedlichen Kühlsysteme der Brennkammer und der Turbine sind ansonsten beliebig kombinierbar.

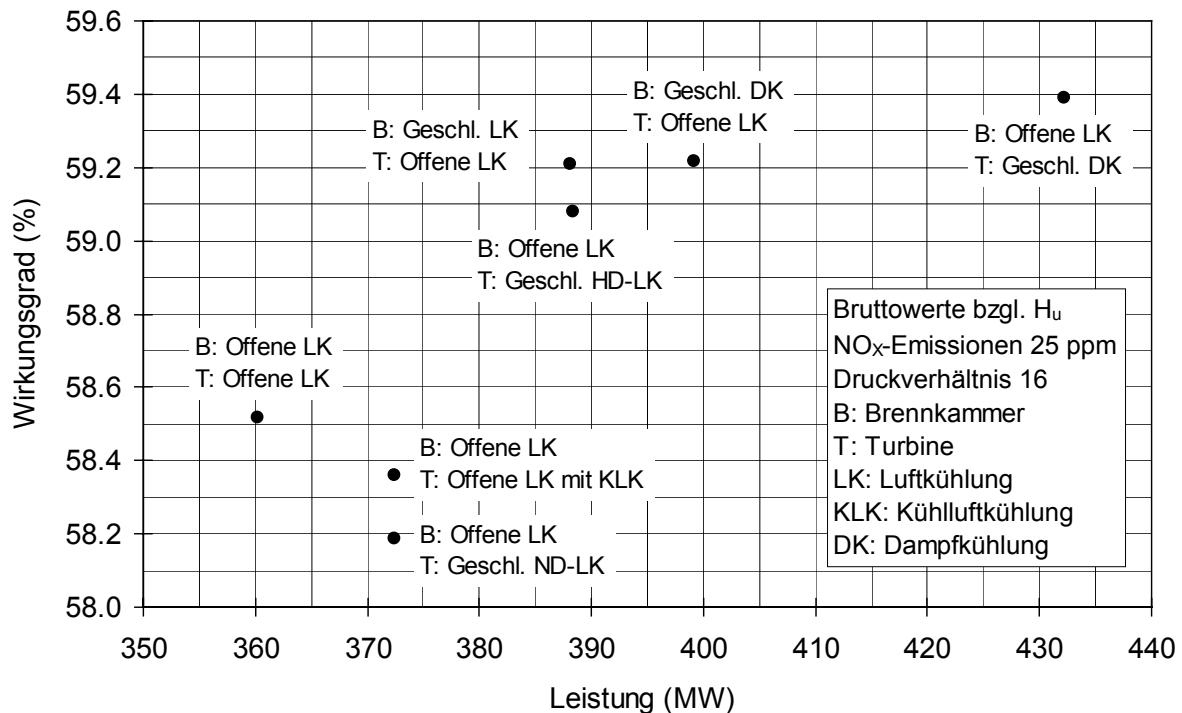


Abbildung 4.26: GUD-Wirkungsgrade und GUD-Leistungen der untersuchten Kühltechniken

Die Gasturbine mit dampfgekühlter Turbine erreicht mit einem Wirkungsgrad von 59.4 % und einer Leistung von 432 MW den höchsten Wirkungsgrad- und Leistungswert. Die gegenüber der offenen Luftkühlung der Turbine erhöhten Werte für Wirkungsgrad und Leistung sind vor allem auf die niedrigeren relativen Verdichterverluste, auf den erhöhten Expansionswirkungsgrad der Turbine und auf die verbesserte Qualität des nachgeschalteten Dampfprozesses zurückzuführen. An zweiter Stelle folgen die Gasturbinen mit geschlossenem Brennkammerkühlsystem mit Wirkungsgraden von 59.2 % und Leistungen von 399 MW bei Einsatz von Dampf und 388 MW bei Einsatz von Luft. Der Wirkungsgradvorteil gegenüber der offenen Luftkühlung der Brennkammer kann hauptsächlich auf die Vermeidung der Verluste durch Zumischung der Kühlluft zu den Rauchgasen zurückgeführt werden. Die Gasturbine mit geschlossenem Hochdruckluftkühlsystem der Turbine folgt auf der dritten Position mit einem Wirkungsgrad von 59.1 % und einer Leistung von 388 MW. Der rekuperative Effekt dieses Kühlsystems hat den größten Anteil an dem Wirkungsgradvorteil gegenüber der offenen Luftkühlung der Turbine. Die Basisvariante mit offener Luftkühlung der Brennkammer und der Turbine erreicht einen Wirkungsgrad von 58.5 % und eine Leistung von 360 MW. Wird die Basisvariante mit einer Kühlluftkühlung ergänzt, dann sinkt der GUD-Wirkungsgrad um 0.16 %-Pkt., weil die Verbesserungen der Turbinenkühlung durch die zusätzlichen Verluste, die mit der Einbindung der Kühlwärme in den Dampfprozeß verbunden sind, überkompensiert werden. Die GUD-Leistung steigt durch Kühlluftkühlung um 12 MW auf 372 MW. Die Gasturbine mit geschlossenem Niederdruckluftkühlsystem der Turbine hat mit 58.2 % den niedrigsten Wirkungsgrad. Sie erzeugt eine Leistung von 372 MW. Die im Vergleich zur offenen

Luftkühlung höheren Kühlungsverluste der geschlossenen Niederdruckluftkühlung sind für den niedrigeren GUD-Wirkungsgrad verantwortlich.

5 Ökonomische Analyse

In Kapitel 3 und 4 wurden die verschiedenen Kraftwerksprozesse und Gasturbinen-Kühltechniken unter thermodynamischen Gesichtspunkten analysiert. Die Entstehung der Verluste durch Irreversibilitäten des Prozesses in den Komponenten und durch Wärmeabfuhr an die Umgebung konnte detailliert nachvollzogen werden. Die Minimierung dieser Verluste führt zu einem maximalen Wirkungsgrad, dem thermodynamischen Optimum des Prozesses. Das thermodynamische Optimum entspricht jedoch oft nicht dem wirtschaftlichen Optimum, welches durch minimale Produktkosten bzw. Produktionskosten gekennzeichnet ist. Jede wirkungsgradsteigernde Maßnahme muß also auf ihre Wirtschaftlichkeit geprüft werden.

Die Eingangsparameter der Wirtschaftlichkeitsanalyse sind oft nicht so eindeutig, wie dies bei der thermodynamischen Analyse im allgemeinen der Fall ist. Es müssen immer Annahmen getroffen werden. Der Einfluß dieser Annahmen auf das Endergebnis sollte durch Sensitivitätsanalysen überprüft werden. Je exakter die Eingangsparameter der Wirtschaftlichkeitsanalyse sind, desto besser ist die Aussagekraft der Ergebnisse.

Im folgenden Kapitel werden zunächst die Anlagenkosten der verschiedenen Kraftwerksprozesse, die in Kapitel 3 behandelt wurden, ermittelt. In einem weiteren Schritt werden dann die Produktkosten (Stromerzeugungskosten) berechnet. Für die verschiedenen Gasturbinen-Kühltechniken werden unter der Annahme gleicher Produktkosten die gerechtfertigten Anlagenkosten bestimmt. Im letzten Teil von diesem Kapitel wird die exergoökonomische Analyse, die zur Prozeßoptimierung dient, auf die in Kapitel 3 untersuchten Prozesse angewendet.

5.1 Anlagenkosten

Die Ermittlung der Anlagenkosten ist nach der Bestimmung der thermodynamischen Daten der zweite Schritt bei der Berechnung der Produktkosten. Die Anlagenkosten umfassen sämtliche Investitionen, die mit dem Bau und der Inbetriebsetzung der Anlage verbunden sind. Sie bestehen aus den Kosten der Hauptkomponenten, der Hauptsysteme, der Nebensysteme, der Elektrotechnik, der Leittechnik, der Bauwerke, der Montage und Inbetriebsetzung und der Projektleitung.

Für die Komponentenkosten wird bei einer Änderung der Auslegungsbedingungen ein kontinuierlicher Verlauf angenommen. Kostensprünge, wie sie bei Verwendung von konkreten Modellen auftreten, werden so vermieden. Die Kosten K einer Komponente bei geänderten Auslegungsbedingungen werden aus dem Produkt der Komponentenkosten K_0 der Basisauslegung und dem mit einem Degressionsexponenten α potenzierten Verhältnis eines charakteristischen Auslegungsparameters X bestimmt (Gleichung (5.1)).

$$K = K_0 \cdot \left(\frac{X}{X_0} \right)^\alpha \quad (5.1)$$

Der charakteristische Parameter X kann z.B. eine Leistung, ein Massenstrom oder eine Wärmeübertragungsfläche sein. Der Degressionsexponent α ist komponentenabhängig und basiert auf Erfahrungswerten. Er kann mit 0.6 angenommen werden, wenn keine weiteren Informationen zur Verfügung stehen [2].

Anhang C.1, C.2 und C.3 enthalten detaillierte Kostenaufstellungen für die in Kapitel 3 untersuchten Prozesse. Die wichtigsten Unterschiede in der Kostenstruktur sind in den Tabellen 5.1 bis 5.4 zusammengefaßt.

Tabelle 5.1: Änderung der Anlagenkosten bei Variation des Druckverhältnisses und der Dampftemperatur

	GUD (14/550)	GUD (14/580)	GUD (18)
	$\Delta K/K_0$ [%]	$\Delta K/K_0$ [%]	$\Delta K/K_0$ [%]
Gasturbine	-0.28	-0.28	0.28
Abhitzedampferzeuger	0.28	0.55	-0.39
Rohrleitungen + Armaturen	0.17	0.44	-0.17
Dampfturbine	0.39	1.16	-0.39
Kondensator + Evakuierung	0.11	0.11	-0.11
Generator + E-Technik	0.14	0.19	-0.19
Sonstiges	0.04	0.04	-0.04
Anlagenkosten	0.84	2.21	-1.00

(K_0 = Anlagenkosten des GUDs mit Druckverhältnis 16)

In Tabelle 5.1 sind die Änderungen der Anlagenkosten des GUD-Prozesses mit „einfacher“ Gasturbine bei Variation des Druckverhältnisses und der Dampftemperatur zusammengestellt. Als Bezugspunkt für die Kostenänderungen wurde das GUD-Kraftwerk mit dem Druckverhältnis 16 gewählt. Die Änderung der Gasturbinenkosten bei Variation des Druckverhältnisses beträgt ± 0.28 %-Pkt. und ist in erster Linie auf die Änderung der Gehäusekosten zurückzuführen. Weitere Anteile an der Kostenänderung kommen vom Läufer, von den Verdichterschaufeln und von den Leitschaufelträgern. Das Druckverhältnis beeinflusst durch die Abgastemperatur der Gasturbine die im Abhitzedampferzeuger übertragene Wärmeleistung. Die Kosten des Abhitzedampferzeugers, der Rohrleitungen und Armaturen, der Dampfturbine und des Kondensators nehmen deshalb bei einer Absenkung des Druckverhältnisses zu und bei einer Erhöhung des Druckverhältnisses ab. Zur Ermittlung der Änderung der Kesselkosten (+ 0.28 %-Pkt. bzw. - 0.39 %-Pkt.) bei gleichen zulässigen Dampftemperaturen wurde das Verhältnis der Wärmeübertragungsflächen mit einem Degressionsexponenten von 0.64 potenziert (Gleichung (5.1)). Die Änderung der Dampfturbinenkosten (± 0.39 %-Pkt.) wurde aus dem Leistungsverhältnis bestimmt, welches mit einem Degressionsexponenten von 0.5 potenziert wurde. Die Kosten der Rohrleitungen und Armaturen wurden proportional zur Änderung der Dampfturbinenkosten geändert (± 0.17 %-Pkt.). Bei der Ermittlung der Kondensatorkosten (± 0.11 %-Pkt.) wurde die Abwärmeleistung als charakteristischer Parameter herangezogen. Dies ist möglich, weil die Grädigkeiten in allen Fällen gleich groß sind. Der Degressionsexponent wurde aus vorhandenen Daten abgeleitet und beträgt 0.65. Die Änderung der Generator- und Transformatorkosten (+ 0.14 %-Pkt. bzw. - 0.19 %-Pkt.) wurde aus dem

Leistungsverhältnis, potenziert mit 0.5, abgeschätzt. Die Anlagenkosten des GUD-Kraftwerks ändern sich bei einer maximal zulässigen Dampftemperatur von 550 °C durch Reduzierung des Druckverhältnisses von 16 auf 14 um +0.84 % und durch Erhöhung des Druckverhältnisses von 16 auf 18 um -1.0 %.

Die hohe Abgastemperatur ($\vartheta=604$ °C) der Variante mit dem Druckverhältnis 14 ermöglicht eine Anhebung der Frischdampf- und Zwischenüberhitzungstemperatur von den bisher üblichen 550 °C auf 580 °C. Die Temperaturerhöhung erfordert einen vermehrten Einsatz von hochwertigeren Werkstoffen im Abhitzedampferzeuger, bei den Rohrleitungen und Armaturen und bei der Dampfturbine. Die Anlagenkosten steigen durch die Temperaturerhöhung um 1.36 %.

Tabelle 5.2: Änderung der Anlagenkosten durch Zwischenerhitzung und Zwischenkühlung

	GUD-ZE $\Delta K/K_0$ [%]	GUD-ZK-ZE $\Delta K/K_0$ [%]
Gasturbine	17.89	15.80
Brennstoffverdichter	0.72	0.83
Zwischenkühler	-	2.75
Abhitzedampferzeuger	0.33	0.55
Rohrleitungen + Armaturen	0.22	1.05
Dampfturbine	0.72	1.10
Generator + E-Technik	0.19	0.65
Leittechnik	0.22	0.47
Bau	1.10	3.91
Sonstiges	0.19	0.87
Anlagenkosten	21.56	27.97

(K_0 = Anlagenkosten des GUDs mit Druckverhältnis 16)

Die Gasturbine mit Zwischenerhitzung benötigt im Vergleich zur Gasturbine ohne Zwischenerhitzung mehrere zusätzliche Verdichterstufen, eine zweite Hochtemperatur-Turbinenstufe, eine zweite Brennkammer mit Brennern und ein größeres Gehäuse mit dickeren Wänden. Das hohe Druckverhältnis ($\Pi=28$) erfordert den Einsatz hochwertigerer Werkstoffe bei der Verdichterbeschaukelung und beim Gehäuse, weil das Temperatur- und Druckniveau im Vergleich zur Gasturbine ohne Zwischenerhitzung deutlich höher ist. Die Kosten der Gasturbine mit Zwischenerhitzung sind insgesamt 17.9 % der Anlagenkosten des Basis-GUDs höher als im Falle der Gasturbine ohne Zwischenerhitzung (Tabelle 5.2). Der hohe Druck der Hochdruckbrennkammer erfordert den Einsatz eines Brennstoffverdichters, der zusätzliche Kosten in Höhe von 0.72 % verursacht. Die Änderung der Kosten des Dampfprozesses und des Generators wurde entsprechend dem oben beschriebenen Vorgehen bestimmt, wobei für den Dampfprozeß eine Dampftemperatur von 570 °C zugrunde gelegt wurde. Die Gebäudekosten der Gasturbine mit Zwischenerhitzung sind wegen des größeren Platzbedarfes 1.1 % der Anlagenkosten des Basis-GUDs höher. Für die Abschätzung der Änderung der Gebäudekosten wurden spezifische Kosten zwischen 180 und 250 DM/m³ angesetzt. Die Anlagenkosten des GUD-Prozesses mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung sind 21.6 % höher als im Falle der Gasturbine ohne Zwischenerhitzung.

Wird die Gasturbine mit Zwischenerhitzung durch eine Zwischenkühlung ergänzt, dann sinken die Gasturbinenkosten um 2.1 % der Anlagenkosten des Basis-GUDs, weil im Verdichter und beim Gehäuse aufgrund der niedrigeren Lufttemperaturen preisgünstigere Werkstoffe eingesetzt werden können (Tabelle 5.2). Die Kosten des Brennstoffverdichters steigen durch den erhöhten Brennstoffmassenstrom um 0.1 %-Pkt. Für die Bestimmung der Kostenänderung des Brennstoffverdichters wurde das Leistungsverhältnis mit einem Degressionsexponenten von 0.65 potenziert. Die Kosten des Dampfprozesses wurden entsprechend der oben beschriebenen Vorgehensweise bestimmt, wobei eine Dampftemperatur von 580 °C zugrunde gelegt wurde. Die Anlagenkosten des GUD-Prozesses mit der Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung sind rund 28 % höher als bei der „einfachen“ Gasturbine.

Tabelle 5.3: Vergleich der Anlagenkosten des HAT- und des STIG-Prozesses mit den Anlagenkosten des GUD-Prozesses

	HAT $\Delta K/K_0$ [%]		STIG $\Delta K/K_0$ [%]
Gasturbine	2.70	Gasturbine	1.05
Zwischen- und Nachkühler	6.88	Abhitzedampferzeuger	-1.43
Abgaswärmeübertrager	10.40	Rohrleitungen + Armaturen	-1.57
Sättiger	2.48	Dampfturbine	-8.09
Rohrleitungen + Armaturen	3.52	Kondensator + Evakuierung	-2.04
Dampfturbine	-8.09	Generator + E-Technik	-0.91
Kondensator + Evakuierung	-2.04	Hauptsysteme	1.07
Generator + E-Technik	-0.01	Nebensysteme	-0.72
Hauptsysteme	-0.90	Leittechnik	-1.26
Nebensysteme	-0.72	Bau	-8.33
Leittechnik	-0.88	Montage + Inbetriebsetzg.	-3.46
Bau	-5.53	Projektleitung	-0.89
Montage + Inbetriebsetzg.	-1.92	Sonstiges	-0.22
Projektleitung	-0.34	Anlagenkosten	-26.80
Sonstiges	-0.04		
Anlagenkosten	5.53		

(K_0 = Anlagenkosten des GUDs mit Druckverhältnis 16)

Die Gasturbine des HAT-Prozesses hat im Vergleich zur „einfachen“ Gasturbine ein höheres Druckverhältnis ($\Pi=24$) und zusätzliche Vorrichtungen für die zweimalige Entnahme und Wiedereinleitung des gesamten Luftmassenstromes. Sie ist deshalb 2.7 % der Anlagenkosten des Basis-GUDs teurer als die „einfache“ Gasturbine (Tabelle 5.3). Die Kosten des Rekuperators und des Wasservorwärmers sind 10.4 %-Pkt. höher als die Kosten des Abhitzedampferzeugers des GUD-Prozesses. Die Aufwendungen für Rohrleitungen und Armaturen sind beim HAT-Prozeß durch die Zwischenkühlung, Aufsättigung und Rekuperation 3.52 %-Pkt. höher als beim GUD-Prozeß. Die Erhöhung der Kosten ist auf die großen Massenströme und die zum Teil hohen Temperaturen zurückzuführen. Die Kosten der Wasseraufbereitungsanlage zur Erzeugung von vollentsalztem Wasser (Deionat) sind in den Hauptsystemen enthalten. Sie betragen 3.85 % der Anlagenkosten des Basis-GUDs. Die Anlagenkosten des HAT-Prozesses

sind 5.5 % höher als die Anlagenkosten des GUD-Prozesses mit der „einfachen“ Gasturbine.

Die Gasturbine des STIG-Prozesses hat im Vergleich zur „einfachen“ Gasturbine ein höheres Druckverhältnis ($\Pi=20$) und benötigt wegen der Dampfeindüsung zusätzliche Bauteile im Brennkammerbereich. Ihre Kosten sind deshalb 1.05 % der Anlagenkosten des Basis-GUDs höher (Tabelle 5.3). Der Abhitzedampferzeuger des STIG-Prozesses hat nur eine Verdampfungsstufe und keine Zwischenüberhitzung und kostet deshalb 1.43 %-Pkt. weniger als der 3-Druck-ZÜ-Abhitzedampferzeuger des GUD-Prozesses. Die Kosten der Wasseraufbereitungsanlage zur Erzeugung von vollentsalztem Wasser (Deionat) sind in den Hauptsystemen enthalten. Sie betragen 3.85 % der Anlagenkosten des Basis-GUDs. Um ein schnelles Anfahren der STIG-Anlage zu ermöglichen (Mittellastbetrieb), wurde ein Bypass-Kamin vorgesehen. Dieser vervierfacht die Kosten des Abgassystems gegenüber dem GUD-Prozeß, der keinen Bypass-Kamin hat. Die Summe der Hauptsystemkosten ist beim STIG-Prozeß deshalb 1.07 %-Pkt. höher als beim GUD-Prozeß. Die Anlagenkosten des STIG-Prozesses sind 26.8 % niedriger als beim Basis-GUD-Prozeß.

Die Kosten der Gasturbine mit Zwischenkühlung und Rekuperation sind 1.60 % der Anlagenkosten des Basis-GUDs höher als die Kosten der „einfachen“ Gasturbine (Tabelle 5.4). Dieser Kostenanstieg ist auf das höhere Druckverhältnis ($\Pi=20$) und auf die zusätzlichen Aufwendungen für die zweimalige Entnahme und Wiedereinleitung der Luft zurückzuführen. Der Rekuperator ist 1.6 %-Pkt. teurer als der Abhitzedampferzeuger des GUD-Prozesses. Die Kosten für Rohrleitungen und Armaturen sind wegen der großen Massenströme und der teilweise hohen Temperaturen 0.77 %-Pkt. höher als beim GUD-Prozeß. Die Anlagenkosten des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation sind 22.0 % niedriger als die Anlagenkosten des Basis-GUDs.

Tabelle 5.4: Vergleich der Anlagenkosten des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation und des „einfachen“ Gasturbinenprozesses mit den Anlagenkosten des GUD-Prozesses

GT-ZK-REK		GT	
	$\Delta K/K_0$ [%]		$\Delta K/K_0$ [%]
Gasturbine	1.60	Gasturbine	0.00
Zwischenkühler	3.30	Abhitzedampferzeuger	-9.96
Abhitzedampferz. / Rekuperator	1.60	Brennstoffvorwärmer	-0.41
Rohrleitungen + Armaturen	0.77	Rohrleitungen + Armaturen	-3.63
Dampfturbine	-8.09	Dampfturbine	-8.09
Kondensator + Evakuierung	-2.04	Kondensator + Evakuierung	-2.04
Pumpen	-0.62	Pumpen	-0.62
Generator + E-Technik	-1.56	Generator + E-Technik	-4.31
Hauptsysteme	-4.20	Hauptsysteme	-5.01
Nebensysteme	-0.89	Nebensysteme	-1.33
Leittechnik	-1.26	Leittechnik	-2.31
Bau	-6.13	Bau	-13.12
Montage + Inbetriebsetzg.	-3.46	Montage + Inbetriebsetzg.	-6.29
Projektleitung	-0.89	Projektleitung	-2.27
Sonstiges	-0.13	Anlagenkosten	-59.39
Anlagenkosten	-22.01		

(K_0 = Anlagenkosten des GUDs mit Druckverhältnis 16)

Die Gasturbine des Gasturbinen-Kraftwerks entspricht der Gasturbine des Basis-GUD-Prozesses. Beim Gasturbinen-Kraftwerk entfallen sämtliche Kosten, die beim GUD-Kraftwerk durch den Dampfprozeß verursacht werden. Auch die Brennstoffvorwärmung entfällt. Die Anlagenkosten des Gasturbinen-Kraftwerks sind deshalb 59.4 % niedriger als die Anlagenkosten des GUD-Prozesses (Tabelle 5.4).

Die Anlagenkosten der GUD-Varianten mit den verschiedenen Gasturbinen-Kühltechniken können nur mit großen Unsicherheiten abgeschätzt werden, da Erfahrungswerte fehlen. Aus diesem Grund wird auf die Ermittlung der Anlagenkosten verzichtet. Im folgenden Kapitel 5.2 werden jedoch unter der Voraussetzung gleicher Stromerzeugungskosten die gerechtfertigten Anlagenkosten bestimmt.

5.2 Bewertung der Prozesse durch die Stromerzeugungskosten

Die Produktkosten sind das entscheidende Kriterium bei der wirtschaftlichen Bewertung der Prozesse und bei der Prozeßoptimierung. In den hier betrachteten Fällen, in denen nur elektrischer Strom produziert und keine Wärme ausgekoppelt wird, entsprechen die Produktkosten den Stromerzeugungskosten. Sie werden in dieser Arbeit nach der TRR-Methode (Total Revenue Requirement) berechnet [2]. Die Methode benutzt Barwerte und daraus berechnete Annuitäten. Zahlungen, die während der Betriebszeit zu unterschiedlichen Zeitpunkten anfallen, können durch Abzinsung auf einen Bezugszeitpunkt, z.B. das Jahr des Betriebsbeginns, vergleichbar gemacht werden. Die abgezinsten Zahlungen werden als Barwerte bezeichnet. Die Ermittlung der Barwerte geschieht unter Berücksichtigung von Preissteigerung und Inflation. Die

Barwerte können in Abhängigkeit von einem Zinssatz und einem Zeitraum in eine Reihe von gleichmäßigen Zahlungen, die Annuitäten, überführt werden.

Die Stromerzeugungskosten SEK werden aus dem Verhältnis der jährlichen Ausgaben (Annuitäten) für Besitz und Betrieb der Anlage zu der jährlich erzeugten Strommenge berechnet (Gleichung (5.2)).

$$\begin{aligned} \text{SEK} = & \frac{K_I}{P \cdot h} \cdot \text{CRF} + \frac{k_{VS} \cdot K_I}{P \cdot h} \cdot \text{CELF}_{VS} + \frac{k_B}{\eta} \cdot \text{CELF}_B + k_{BM} \cdot \text{CELF}_{BM} \\ & + k_{WI} \cdot \text{CELF}_{WI} + \frac{K_P}{P \cdot h} \cdot \text{CELF}_P \end{aligned} \quad (5.2)$$

Der erste Term von Gleichung (5.2) berücksichtigt die Kapitalkosten durch Kapitalverzinsung und Tilgung. Er enthält die Gesamtinvestition K_I , den Kapitalwiedergewinnungsfaktor CRF (**C**apital **R**ecovery **F**actor), die Vollastleistung P und die jährlichen äquivalenten Vollastbenutzungsstunden h . Die Gesamtinvestition K_I besteht aus den Anlagenkosten gemäß Anhang C und aus Zuschlägen für das Vertriebsergebnis, die Vertriebsgemeinkosten und Risiken. Die Zuschläge werden hier aus einem prozentualen Anteil der Anlagenkosten ermittelt, der für alle Prozesse den gleichen Wert hat. Mit Hilfe des Kapitalwiedergewinnungsfaktors CRF wird die Gesamtinvestition in eine gleichmäßige Reihe von Zahlungen, die Annuität, überführt.

$$\text{CRF} = \frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad \begin{array}{l} \text{CRF: Kapitalwiedergewinnungsfaktor} \\ i \quad : \text{Zinssatz} \\ n \quad : \text{Anzahl der Jahre} \end{array} \quad (5.3)$$

Der zweite Term von Gleichung (5.2) enthält den Prozentsatz für Versicherung und Steuern k_{VS} , die Gesamtinvestition K_I , den Nivellierungsfaktor CELF_{VS} (**C**onstant **E**scalation **L**evelization **F**actor), die Vollastleistung P und die jährlichen äquivalenten Vollastbenutzungsstunden h . Mit dem Nivellierungsfaktor CELF werden die Annuitäten der regelmäßig wiederkehrenden Ausgaben, wie z.B. der Kosten für Versicherung und Steuern, bestimmt. Hierbei wird eine konstante nominale Teuerungsrate vorausgesetzt.

$$\text{CELF} = \frac{k \cdot (1-k^n)}{1-k} \cdot \text{CRF}, \quad k = \frac{1+r_n}{1+i} \quad (5.4)$$

CELF : Nivellierungsfaktor
 i : Zinssatz
 r_n : Nominale Teuerungsrate
 n : Anzahl der Jahre
 CRF : Kapitalwiedergewinnungsfaktor

Die nominale Teuerungsrate kann aus der realen Teuerungsrate und der Inflationsrate bestimmt werden.

$$(1+r_n) = (1+r_r) \cdot (1+r_i) \quad \begin{array}{l} r_n: \text{Nominale Teuerungsrate} \\ r_r: \text{Reale Teuerungsrate} \\ r_i: \text{Inflationsrate} \end{array} \quad (5.5)$$

Der dritte Term von Gleichung (5.2) enthält die auf den unteren Heizwert bezogenen Brennstoffkosten k_B , den Nettowirkungsgrad der Anlage η bei Vollast und den Nivellierungsfaktor für die Brennstoffkosten $CELF_B$. Der vierte Term enthält die spezifischen Betriebsmittelkosten k_{BM} und der fünfte Term die spezifischen Kosten für Wartung und Instandhaltung k_{WI} . Beide Kostenanteile werden mit dem jeweiligen Nivellierungsfaktor $CELF$ in einen repräsentativen Wert für den Betrachtungszeitraum umgerechnet. Der letzte Term von Gleichung (5.2) enthält die jährlichen Personalkosten K_P , den Nivellierungsfaktor $CELF_P$, die Vollastleistung P und die jährlichen äquivalenten Vollastbenutzungsstunden h .

Die mit Gleichung (5.2) berechneten Stromerzeugungskosten sind repräsentative Werte für den Betrachtungszeitraum und werden im folgenden als nivellierte Stromerzeugungskosten bezeichnet. Nivellierte Stromerzeugungskosten sollten wegen ihrer Abhängigkeit von der nominalen Teuerungsrate nur bei gleichen Betrachtungszeiträumen für die Bewertung verschiedener Prozesse herangezogen werden. Bei der Berechnung der Stromerzeugungskosten wird vorausgesetzt, daß Mehr- oder Minderleistungen nicht gesondert bewertet werden. Unterschiede beim Teillastverhalten der verschiedenen Prozesse, z.B. beim Teillastwirkungsgrad und bei den zulässigen Lastwechselgeschwindigkeiten, können durch mittlere Werte berücksichtigt werden, wenn Angaben über den Lastverlauf vorhanden sind. In dem hier durchgeführten Prozeßvergleich werden die Unterschiede beim Teillastverhalten und auch die Unterschiede bei den Anfahrzeiten vernachlässigt, da der Vergleich vor allem für den Grundlastbereich gemacht wird. Im Mittel- und Spitzenlastbereich kann die Vernachlässigung des Teillastverhaltens und der Anfahrzeiten zu Fehlinterpretationen führen. Die Bewertung von Unterschieden bei der Verfügbarkeit der verschiedenen Prozesse ist stark von den jeweiligen Einsatzbedingungen abhängig und wird deshalb vernachlässigt.

In

Tabelle 5.5 sind die für den Basisfall des GUD-Kraftwerks mit „einfacher“ Gasturbine getroffenen Annahmen der Kostenrechnung aufgeführt. Der Restwert der Anlage nach dem Abschreibungszeitraum wird zu Null gesetzt, da angenommen wird, daß er den Kosten des Rückbaus entspricht. Für den Brennstoff wird ein für Westeuropa repräsentativer Preis von 5.5 DM/GJ gewählt [7]. Die Betriebsmittelkosten betragen 1 DM/MWh und die Kosten für Wartung und Instandhaltung je nach jährlichen Betriebsstunden 3 bis 4 DM/MWh. Die Personalkosten in Höhe von 4 Mio DM pro Jahr entsprechen einer Anzahl von 30 bis 40 Personen. Für den Brennstoff wird eine reale Preissteigerung von 1 % pro Jahr angenommen, da die Beschränktheit der Ressourcen zu einer Verknappung führen wird. Für die restlichen Positionen wird die reale Preissteigerung zu Null gesetzt, da die Verfügbarkeit nicht so beschränkt ist wie beim Brennstoff.

Tabelle 5.5: Annahmen der Kostenrechnung für den GUD-Prozeß mit der "einfachen" Gasturbine

Bauzeit	2 Jahre
Zahlungsplan: Mitte erstes Baujahr	40 %
Mitte zweites Baujahr	60 %
Abschreibungszeitraum	-
Restwert der Anlage	0 DM
Zinssatz	-
Inflationsrate	-
Versicherung + Steuern (% von Investition)	2.0 %
Steigerung (real)	0.0 %
Brennstoffpreis	5.5 DM/GJ (Hu)
Steigerung (real)	1.0 %
Betriebsmittelkosten	1.0 DM/MWh
Steigerung (real)	0.0 %
Personalkosten	4.0 Mio DM
Steigerung (real)	0.0 %
Kosten f. Wartung + Instandhaltung (7000 h)	3.0 DM/MWh
Kosten f. Wartung + Instandhaltung (1000 h)	4.0 DM/MWh
Steigerung (real)	0.0 %

Tabelle 5.6: Geänderte Annahmen der Kostenrechnung

	GUD-ZE	STIG	GT-ZK-REK	GT
Zahlungsplan: Mitte erstes Baujahr		20 %	20 %	0 %
Mitte zweites Baujahr		80 %	80 %	100 %
Betriebsmittelkosten			0.4 DM/MWh	0.4 DM/MWh
Personalkosten		3.0 Mio DM	3.0 Mio DM	1.0 Mio DM
Kosten f. Wartung + Instandhaltung (7000 h)	3.3 DM/MWh			
Kosten f. Wartung + Instandhaltung (1000 h)	4.4 DM/MWh			

Die für den Basisfall getroffenen Annahmen wurden bei einigen Prozessen an die jeweiligen Bedingungen angepaßt (Tabelle 5.6). Die Gasturbine mit Zwischenerhitzung erfordert wegen des vergleichsweise großen Hochtemperaturbereiches mehr Aufwendungen für Wartung und Instandhaltung. Der zusätzliche Aufwand wurde durch eine Erhöhung der spezifischen Kosten für Wartung und Instandhaltung um 10 % berücksichtigt. Die Zwischenkühlung erhöht die GUD-Leistung der Gasturbine mit Zwischenerhitzung um 12 %. Unter der Annahme, daß sich die absoluten Kosten für Wartung und Instandhaltung durch die Zwischenkühlung nicht wesentlich ändern, wurden die spezifischen Kosten für Wartung und Instandhaltung bei der Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung wieder um 10 % auf den Basiswert von 3 DM/MWh gesenkt. Die kürzere Bauzeit des STIG-Prozesses wurde durch eine Änderung des Zahlungsplans berücksichtigt. Im ersten Jahr werden anstatt der 40 % nur 20 % der Gesamtinvestition fällig. Die restlichen 80 % werden im zweiten Jahr bezahlt. Die Betriebsmittelkosten des STIG-Prozesses betragen wie beim GUD-Prozeß 1 DM/MWh. Sie werden ungefähr zur Hälfte von den Betriebskosten der Wasseraufbereitungsanlage von 0.5 DM/m³ verursacht. Die geringere Komplexität des STIG-Prozesses ermöglicht eine Reduzierung der Personalkosten auf 3 Mio DM. Für die

Gasturbine mit Zwischenkühlung und Rekuperation gelten die gleichen Änderungen wie für den STIG-Prozeß. Die Betriebsmittelkosten betragen jedoch nur 0.4 DM/MWh. Das Gasturbinen-Kraftwerk benötigt im Vergleich zum GUD-Kraftwerk eine sehr viel kürzere Bauzeit. Dies wird dadurch berücksichtigt, daß die Gesamtinvestition zu 100 % erst im zweiten Baujahr fällig ist. Die Betriebsmittelkosten betragen wie beim Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation 0.4 DM/MWh. Die geringe Komplexität des Gasturbinen-Kraftwerks ermöglicht eine Reduzierung der Personalkosten auf 1 Mio DM pro Jahr.

Tabelle 5.7: Nettowirkungsgrade und Nettoleistungen der GUD-Varianten

Druckverhältnis	(-)	14	14	16	18
Max. Dampftemperatur	(°C)	550	580	550	550
Wirkungsgrad (netto)	(%)	57.40	57.62	57.63	57.52
Leistung (netto)	(MW)	367.52	368.98	354.70	340.54
Eigenbedarf	(%)	1.56	1.57	1.51	1.46

In Tabelle 5.7 sind die Nettowirkungsgrade und Nettoleistungen der in Kapitel 3.1.1 untersuchten GUD-Varianten mit verschiedenen Druckverhältnissen und Dampftemperaturen zusammengestellt. Die Nettodaten werden unter Berücksichtigung der Eigenbedarfsleistung aus den Bruttodaten bestimmt. Der Eigenbedarf des GUD-Prozesses kann näherungsweise mit 0.6 % der Gasturbinenleistung und 3.2 % der Dampfturbinenleistung abgeschätzt werden (Anhang A.13). Für das Wärmeabfuhrsystem des Dampfprozesses wird hierbei eine Frischwasserkühlung vorausgesetzt.

Abbildung 5.27 zeigt die Stromerzeugungskosten der vier Varianten in relativer Darstellung bei 7000 äquivalenten Vollastbetriebsstunden pro Jahr. Die Stromerzeugungskosten sind in vier Anteile aufgeteilt. Die ersten beiden Anteile enthalten die Kapitalkosten und die Kosten für Versicherung und Steuern. Sie sind unabhängig von der jährlichen Betriebszeit und werden deswegen als Fixkosten bezeichnet. Der dritte Anteil enthält die Betriebsmittelkosten, die Kosten für Wartung und Instandhaltung und die Personalkosten. Der vierte Anteil besteht aus den Brennstoffkosten. Die Kosten des dritten und des vierten Anteils sind von den jährlichen Betriebsstunden abhängig und werden deshalb als variable Kosten bezeichnet. Der hohe Anteil der Brennstoffkosten (73 %) bewirkt, daß der Wirkungsgrad und der Brennstoffpreis einen stärkeren Einfluß auf die Stromerzeugungskosten haben als die übrigen Anteile.

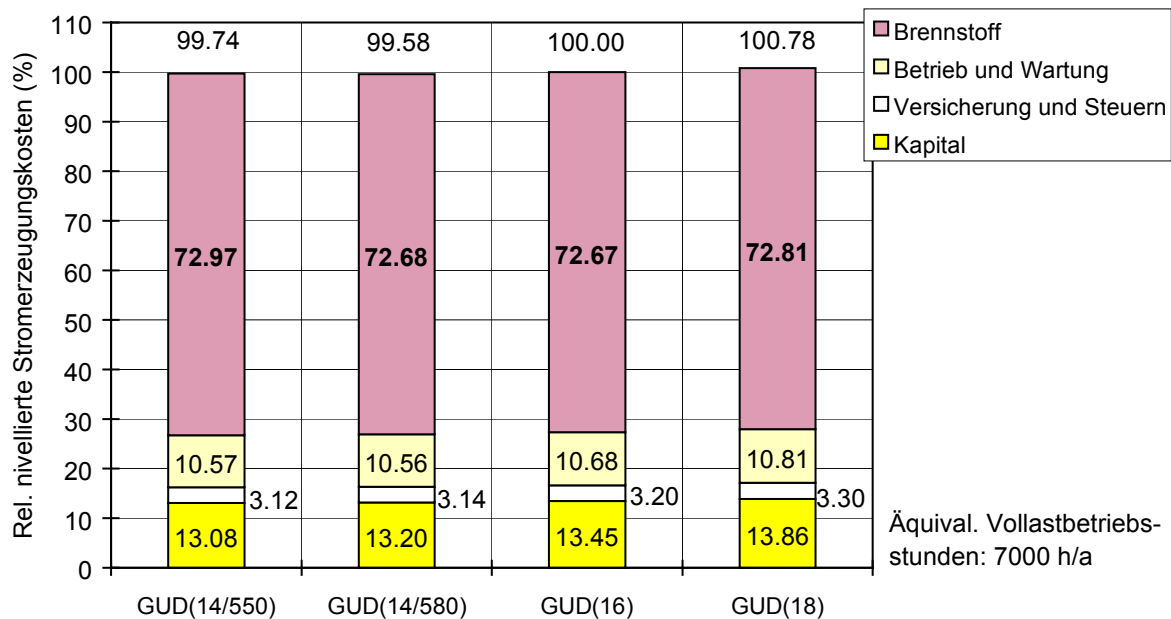


Abbildung 5.27: Stromerzeugungskosten bei Variation des Druckverhältnisses und der Dampftemperatur

Die Stromerzeugungskosten der GUD-Varianten mit dem Druckverhältnis 14 sind niedriger als die Stromerzeugungskosten der Varianten mit dem Druckverhältnis 16 und 18. Der Leistungsanstieg durch Reduzierung des Druckverhältnisses bewirkt trotz eines Anstiegs der absoluten Anlagenkosten eine Reduzierung der spezifischen Anlagenkosten. Die niedrigeren spezifischen Anlagenkosten können sogar die Wirkungsgradnachteile, wie sie beim Druckverhältnis 14 und einer Dampftemperatur von 550 °C auftreten, ausgleichen. Bei einer maximal zulässigen Dampftemperatur von 550 °C sinken die spezifischen Anlagenkosten durch Reduzierung des Druckverhältnisses von 16 auf 14 um 2.7 % und bei einer zulässigen Dampftemperatur von 580 °C um 1.7 % (Anhang C.1). Die Variante mit dem Druckverhältnis 14 und der Dampftemperatur 580 °C erreicht die niedrigsten Stromerzeugungskosten. Sie liegen 0.4 % unter den Stromerzeugungskosten der Basisvariante mit dem Druckverhältnis 16.

Die Bedeutung von Differenzen bei den Stromerzeugungskosten ist von der jährlichen Betriebszeit abhängig. Je höher die Anzahl der Betriebsstunden ist, desto stärker ist der Einfluß von Differenzen bei den Stromerzeugungskosten auf die Gewinne bzw. Verluste.

In Abbildung 5.28 ist für den Fall des GUD-Kraftwerks mit dem Druckverhältnis 16 das Verhältnis des kumulierten Betrages von Differenzen bei den Stromerzeugungskosten zu den Kapitalkosten in Abhängigkeit von den jährlichen äquivalenten Vollaststunden aufgetragen. Eine Differenz bei den Stromerzeugungskosten von 1 % verursacht demnach in Abhängigkeit von den Betriebsstunden eine Änderung der erforderlichen Kapitalrückflüsse von 2.3 % bis 8.3 %. Für die in Abbildung 5.27 dargestellten GUD-Varianten folgt daraus, daß bei einer jährlichen Betriebszeit von 7000 Stunden der Gewinn der Variante mit dem Druckverhältnis 14 und der

Dampftemperatur 580 °C rund 3 % der Kapitalkosten höher ist als bei der Basisvariante mit dem Druckverhältnis 16.

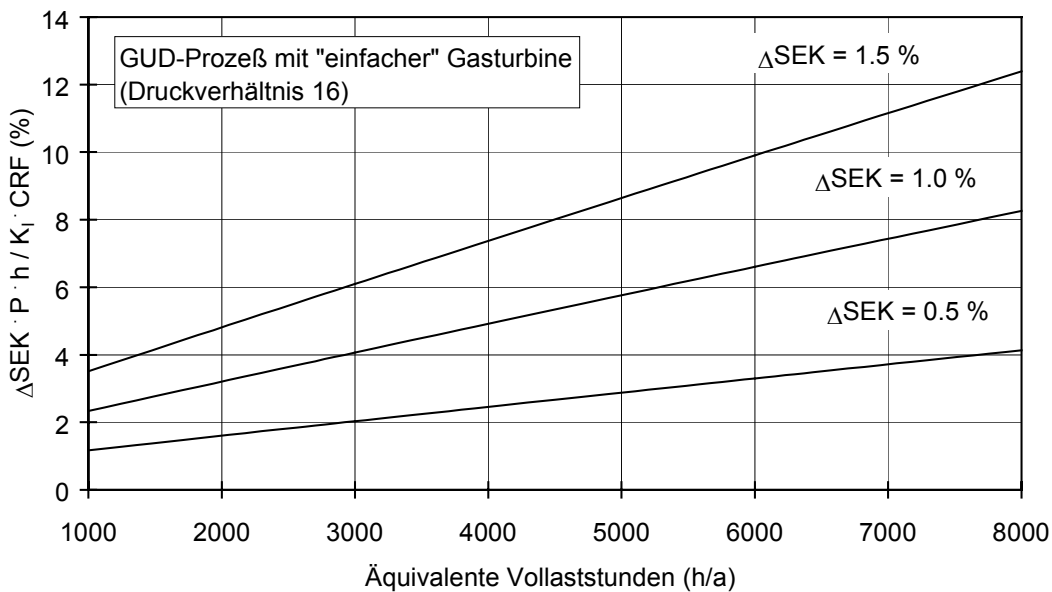


Abbildung 5.28: Kumulierter Betrag von Differenzen bei den nivellierten Stromerzeugungskosten in Bezug auf die Kapitalkosten

Tabelle 5.8: Nettowirkungsgrade und Nettoleistungen der verschiedenen Prozesse

		GUD	GUD-ZE	GUD-ZK-ZE	HAT	STIG	GT-ZK-REK	GT
Wirkungsgrad (netto)	(%)	57.63	58.30	57.85	54.33	50.28	47.43	37.50
Leistung (netto)	(MW)	354.7	372.7	418.4	387.6	335.1	282.5	232.8
Eigenbedarf	(%)	1.5	1.7	1.6	1.0	1.0	0.8	0.6

Tabelle 5.8 enthält die Nettowirkungsgrade, Nettoleistungen und Eigenbedarfsleistungen der in Kapitel 3 analysierten Prozesse. Die relativen Eigenbedarfsleistungen der GUD-Varianten mit den Gasturbinen mit Zwischenerhitzung sind höher als bei der „einfachen“ Gasturbine, da das hohe Druckverhältnis den Einsatz eines Brennstoffverdichters erfordert. Beim HAT- und beim STIG-Prozeß sind die relativen Eigenbedarfsleistungen rund ein Drittel niedriger als beim „einfachen“ GUD-Prozeß, weil die erforderlichen Pumpenleistungen niedriger sind und die Eigenbedarfsleistung des Wärmeabfuhrsystems entfällt. Der relative Eigenbedarf der Gasturbine mit Zwischenkühlung und Rekuperation ist wegen des für die Zwischenkühlung benötigten Wärmeabfuhrsystems geringfügig höher als der relative Eigenbedarf der „einfachen“ Gasturbine (Anhang A.13).

In Abbildung 5.29 sind die Nettowirkungsgrade der Prozesse, die spezifischen Anlagenkosten und Linien konstanter Stromerzeugungskosten bei den Basisannahmen (

Tabelle 5.5) und 7000 Betriebsstunden pro Jahr dargestellt. Die GUD-Varianten haben die höchsten Wirkungsgrade und Anlagenkosten und erreichen die niedrigsten Stromerzeugungskosten. Die höchsten spezifischen Anlagenkosten hat der GUD-Prozeß mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung. Sie sind 16 % höher als beim „einfachen“ GUD-Prozeß. Bei der GUD-Variante mit der Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung sind die spezifischen Anlagenkosten aufgrund des hohen Leistungsanstiegs durch die Zwischenkühlung nur noch 8 % höher. Die spezifischen Anlagenkosten des HAT-Prozesses und des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation liegen in einer ähnlichen Größenordnung wie die des „einfachen“ GUD-Prozesses. Beide Prozesse haben jedoch niedrigere Wirkungsgrade als der GUD-Prozeß und können deshalb nicht die Stromerzeugungskosten des GUD-Prozesses erreichen. Dies gilt insbesondere für die Gasturbine mit Zwischenkühlung und Rekuperation, da sie einen relativ schlechten Wirkungsgrad hat. Die spezifischen Anlagenkosten des STIG-Prozesses sind 23 % niedriger als die spezifischen Anlagenkosten des GUD-Prozesses. Die Wirkungsgraddifferenz zwischen beiden Prozessen beträgt rund 7.5 %-Pkt. Beim Gasturbinenprozeß beträgt die Differenz der spezifischen Anlagenkosten zum GUD-Prozeß 38 % und die Differenz der Wirkungsgrade 20 %-Pkt.

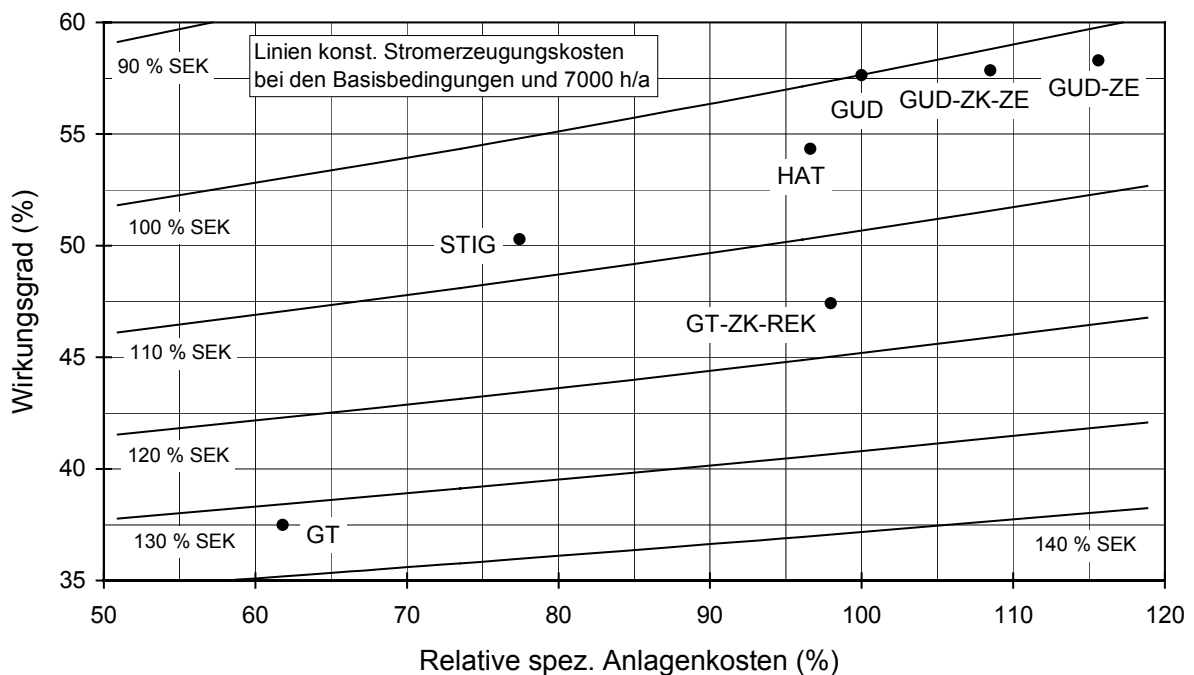


Abbildung 5.29: Wirkungsgrade und spezifische Anlagenkosten

Aus der Steigung der Linien konstanter Stromerzeugungskosten kann abgelesen werden, daß im Bereich der GUD-Werte eine Wirkungsgraderhöhung von 1 %-Pkt. eine Erhöhung der spezifischen Anlagenkosten um 8 % rechtfertigt. Da die Stromerzeugungskosten indirekt proportional zum Wirkungsgrad sind, nimmt der Abstand zwischen den Linien konstanter Stromerzeugungskosten mit steigendem Wirkungsgradniveau zu.

In Abbildung 5.30 sind die Stromerzeugungskosten der drei GUD-Varianten und des HAT-Prozesses bei einer jährlichen Laufzeit von 7000 Stunden dargestellt. Der GUD-Prozess mit der „einfachen“ Gasturbine erreicht die niedrigsten Stromerzeugungskosten. Bei der Gasturbine mit Zwischenerhitzung sind die zusätzlichen Anlagenkosten und die zusätzlichen Kosten für Wartung und Instandhaltung höher als dies durch den Wirkungsgrad- und Leistungsanstieg gerechtfertigt ist. Ihre Stromerzeugungskosten sind deshalb 2.2 % höher. Wird die Gasturbine mit Zwischenerhitzung durch eine Zwischenkühlung ergänzt, so sinken die spezifischen Anlagenkosten trotz höherer absoluter Anlagenkosten durch den Leistungsanstieg. Die Stromerzeugungskosten des GUD-Prozesses mit der Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung sind deshalb nur noch 0.7 % höher als beim GUD-Prozess mit der „einfachen“ Gasturbine, obwohl die Zwischenkühlung den Wirkungsgrad senkt. Die Stromerzeugungskosten des HAT-Prozesses sind wegen des niedrigeren Wirkungsgrades und der dadurch höheren Brennstoffkosten 3.6 % höher als beim „einfachen“ GUD-Prozess.

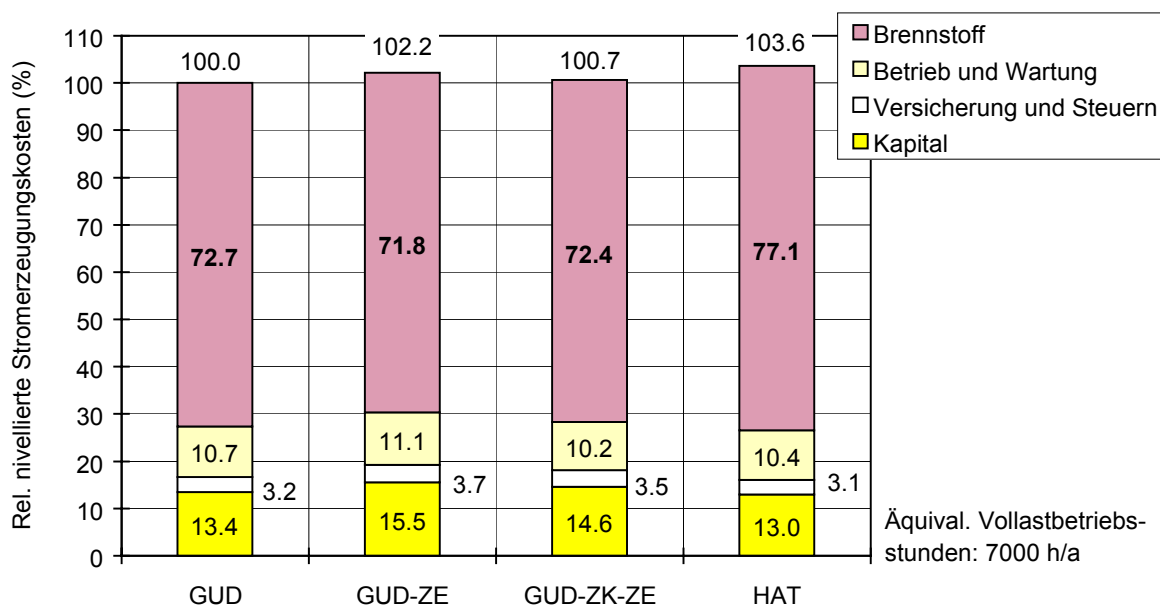


Abbildung 5.30: Stromerzeugungskosten der GUD-Varianten und des HAT-Prozesses bei 7000 Betriebsstunden

In Anhang C.4 bis C.8 sind Ergebnisse von Parametervariationen für die drei GUD-Varianten dargestellt. Eine Änderung des Zinssatzes um 2 %-Pkt. bewirkt demnach eine Änderung der relativen Differenz der Stromerzeugungskosten zwischen dem GUD-Prozess mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung und dem GUD-Prozess mit der „einfachen“ Gasturbine um 0.3 %-Pkt. Bei der Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung beträgt die Änderung der relativen Differenz der Stromerzeugungskosten wegen der niedrigeren spezifischen Anlagenkosten nur 0.2 %-Pkt. Hohe Zinsen benachteiligen also die Prozesse mit hohen spezifischen Anlagenkosten. Wird der Abschreibungszeitraum um 5 Jahre geändert, so ändern sich die relativen Differenzen der Stromerzeugungskosten in der gleichen Größenordnung wie bei der

Variation des Zinssatzes. Lange Abschreibungszeiträume begünstigen die Prozesse mit hohen spezifischen Anlagenkosten, da die jährlichen Kapitalkosten abnehmen. Der GUD-Prozeß mit der „einfachen“ Gasturbine erreicht bei den hier betrachteten Variationen sowohl bei niedrigeren Zinssätzen als auch bei längeren Abschreibungszeiträumen niedrigere Stromerzeugungskosten als die Varianten mit den Gasturbinen mit Zwischenerhitzung (Anhang C.4 und C.5).

Bei einer Erhöhung des Brennstoffpreises von 5.5 auf 8.0 DM/GJ nehmen die relativen Differenzen der Stromerzeugungskosten zwischen den GUD-Varianten mit den Gasturbinen mit Zwischenerhitzung und dem „einfachen“ GUD-Prozeß um rund ein Drittel ab. Die Stromerzeugungskosten des GUD-Prozesses mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung sind dann noch 1.4 % höher als beim GUD-Prozeß mit der „einfachen“ Gasturbine und die Stromerzeugungskosten des GUD-Prozesses mit der Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung sind nur noch 0.5 % höher. Eine Reduzierung des Brennstoffpreises von 5.5 auf 3 DM/GJ bewirkt eine doppelt so starke Änderung der relativen Differenzen der Stromerzeugungskosten wie die Erhöhung des Brennstoffpreises auf 8 DM/GJ. Die Differenzen nehmen in diesem Fall jedoch zu. Wird die reale Preissteigerungsrate des Brennstoffes von den angenommenen 1 % auf 3 % erhöht, dann sinken die relativen Differenzen der Stromerzeugungskosten um ein Fünftel. Der GUD-Prozeß mit der „einfachen“ Gasturbine ist bei den hier betrachteten Variationen den Varianten mit den Gasturbinen mit Zwischenerhitzung sowohl bei höheren Brennstoffpreisen als auch bei höheren Preissteigerungsraten des Brennstoffes überlegen (Anhang C.6 und C.7).

Eine Variation der spezifischen Kosten für Wartung und Instandhaltung bei dem GUD-Prozeß mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung zeigt, daß die relative Differenz der Stromerzeugungskosten zwischen dem GUD-Prozeß mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung und dem „einfachen“ GUD-Prozeß auch bei gleichen spezifischen Kosten für Wartung und Instandhaltung immer noch 1.6 % beträgt (Anhang C.8).

In Abbildung 5.31 sind die relativen Stromerzeugungskosten der in Kapitel 3 analysierten Prozesse in Abhängigkeit von den jährlichen äquivalenten Vollaststunden aufgetragen. Die Werte der Stromerzeugungskosten basieren auf dem Vollastwirkungsgrad. Die GUD-Varianten mit den Gasturbinen mit Zwischenerhitzung sind in dieser Darstellung nicht enthalten, da ihre Stromerzeugungskosten aufgrund der höheren spezifischen Anlagenkosten mit abnehmender Betriebsstundenanzahl im Vergleich zum „einfachen“ GUD noch ungünstiger werden, als sie es schon bei 7000 Stunden sind.

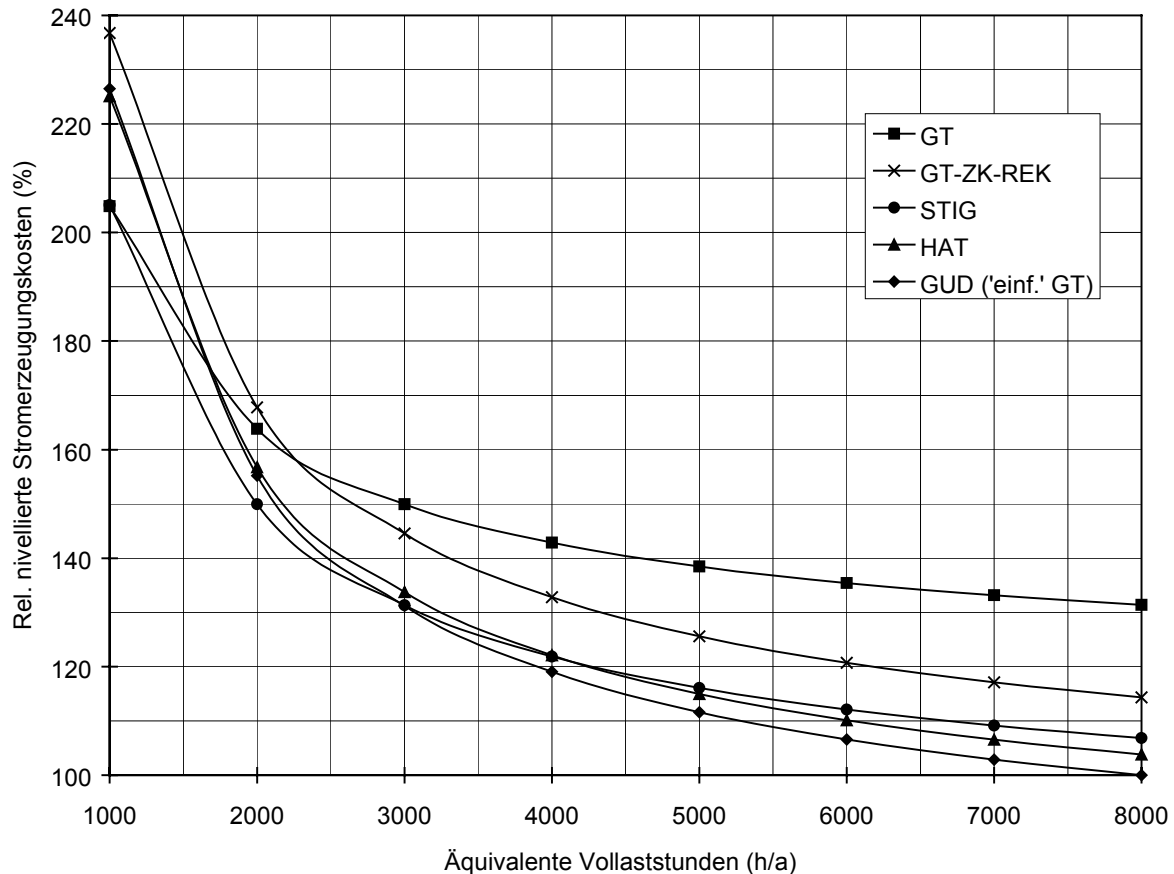


Abbildung 5.31: Stromerzeugungskosten in Abhängigkeit von den jährlichen äquivalenten Vollastbetriebsstunden

Ab einer jährlichen Betriebszeit von 3000 äquivalenten Vollaststunden erreicht der GUD-Prozess mit der „einfachen“ Gasturbine niedrigere Stromerzeugungskosten als die anderen Prozesse. Zwischen 1000 und 3000 Stunden hat der STIG-Prozess die niedrigsten Stromerzeugungskosten und bei weniger als 1000 Stunden pro Jahr der „einfache“ Gasturbinenprozess. Die Stromerzeugungskosten des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation sind über den gesamten Bereich sehr viel höher als die jeweils niedrigsten Stromerzeugungskosten des jeweils besten Prozesses. Dieser Prozess ist also unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten nicht attraktiv.

Abbildung 5.32 zeigt die relativen Stromerzeugungskosten des GUD-, des HAT-, des STIG- und des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation bei 4000 äquivalenten Vollastbetriebsstunden noch einmal detaillierter. Die Stromerzeugungskosten des HAT- und des STIG-Prozesses sind ungefähr gleich groß und liegen 2,6 % bzw. 2,4 % über den Stromerzeugungskosten des GUD-Prozesses. Der Gasturbinenprozess mit Zwischenkühlung und Rekuperation hat 11,5 % höhere Stromerzeugungskosten als der GUD-Prozess.

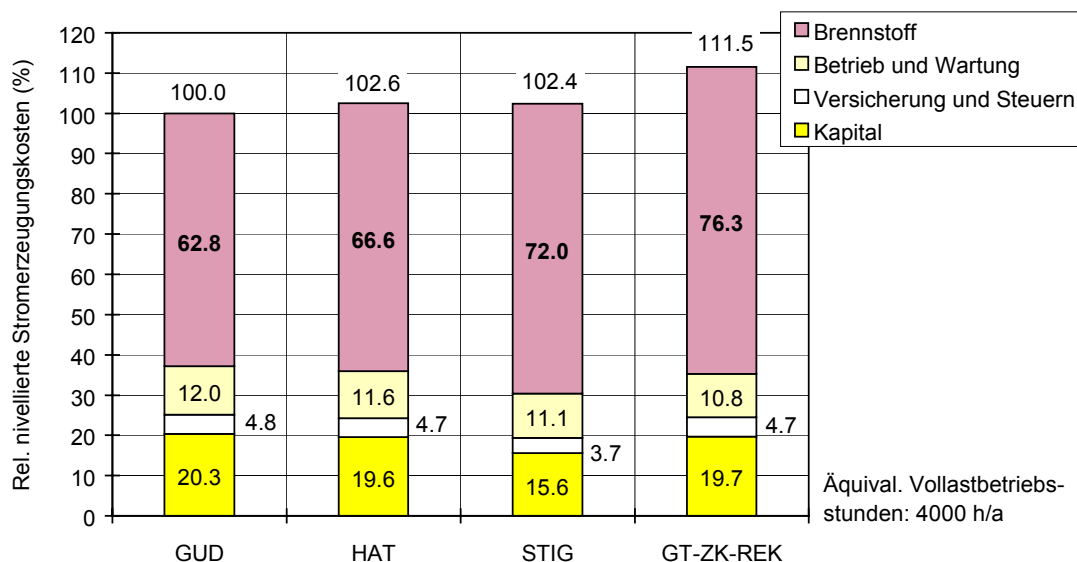


Abbildung 5.32: Stromerzeugungskosten von GUD, HAT, STIG und Gasturbine mit Zwischenkühlung und Rekuperation bei 4000 Betriebsstunden

Im Vergleich zur Betriebszeit von 7000 Stunden (Abbildung 5.30) haben beim GUD-Prozeß die Anteile der Fixkosten (Kapital, Versicherung und Steuern) an den Stromerzeugungskosten um 51 % (= 8.5 %-Pkt.) zugenommen. Der Anteil der Brennstoffkosten hat durch die Verkürzung der Laufzeit um 14 % (= 9.9 %-Pkt.) abgenommen und der Kostenanteil für Betrieb und Wartung ist um 12 % (= 1.3 %-Pkt.) gestiegen.

Beim HAT- und beim STIG-Prozeß wurden bisher keine Rohwasserkosten berücksichtigt. Unter der Annahme, daß die Rohwasserkosten 0.5 DM/m³ betragen, steigen die Betriebsmittelkosten um 0.5 DM/MWh auf 1.5 DM/MWh. Als Folge davon nehmen die Stromerzeugungskosten um 0.8 % zu (Anhang C.9 und C.10).

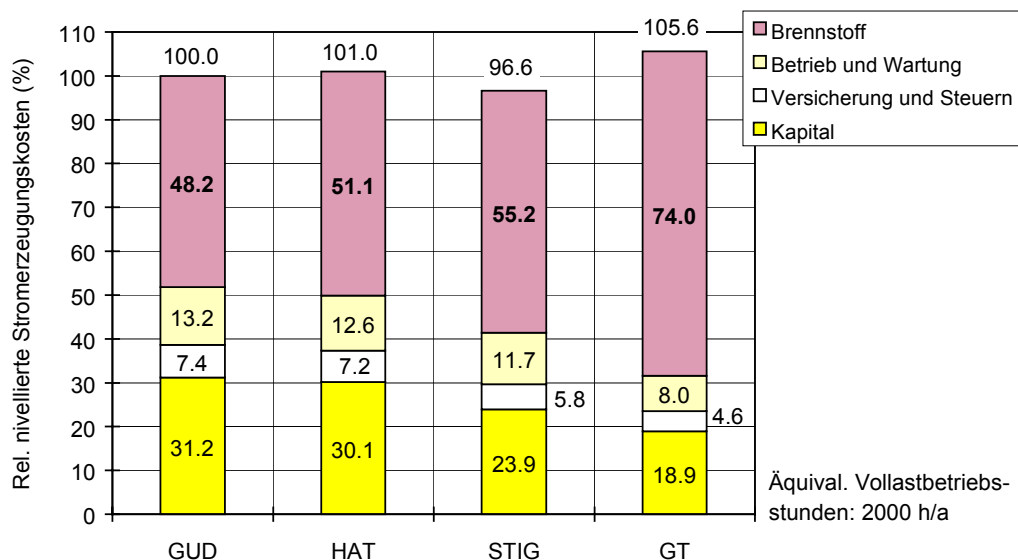


Abbildung 5.33: Stromerzeugungskosten von GUD, HAT, STIG und Gasturbine bei 2000 Betriebsstunden

Bei einer Reduzierung der jährlichen Betriebszeit auf 2000 äquivalente Vollaststunden erreicht der STIG-Prozeß die niedrigsten Stromerzeugungskosten (Abbildung

5.33). Sie sind 3.4 % niedriger als beim GUD-Prozeß und 4.4 % niedriger als beim HAT-Prozeß. Die Stromerzeugungskosten des „einfachen“ Gasturbinenprozesses sind immer noch 9 % höher als die des STIG-Prozesses.

Aus Abbildung 5.33 wird deutlich, daß die Prozesse mit hohen Wirkungsgraden und hohen spezifischen Anlagenkosten, wie z.B. der GUD-Prozeß, niedrigere Brennstoffkosten und höhere Kapitalkosten haben als die Prozesse mit niedrigen Wirkungsgraden und niedrigen spezifischen Anlagenkosten, wie z.B. der GT-Prozeß. In der Summe kompensieren sich diese Unterschiede jedoch teilweise.

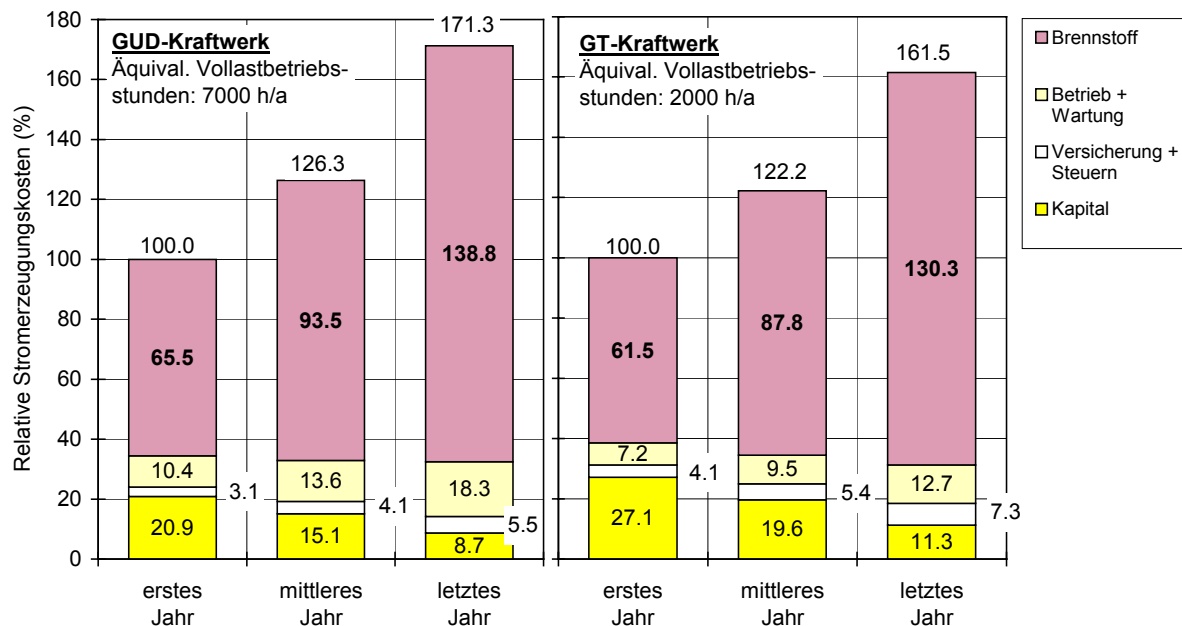


Abbildung 5.34: Stromerzeugungskosten in Abhängigkeit vom Betriebsjahr

Die Struktur der Stromerzeugungskosten ist vom Betriebsjahr abhängig (Abbildung 5.34). Der Anteil der Kapitalkosten nimmt bei der hier angenommenen linearen Tilgung mit zunehmenden Betriebsjahren ab, weil die Kapitalkosten mit den sinkenden Kosten für die Kapitalverzinsung abnehmen. Beim GUD-Kraftwerk mit einer jährlichen Betriebszeit von 7000 Stunden sinkt der Kapitalkostenanteil während der zwanzigjährigen Betriebszeit von 21 % auf 5 %. Beim Gasturbinen-Kraftwerk mit einer jährlichen Betriebszeit von 2000 Stunden fällt der Kapitalkostenanteil von 27 % auf 7 %. Die Kostenanteile für Versicherung, Steuern, Betrieb und Wartung ändern sich nur wenig. Ihre nominalen Kosten steigen entsprechend der Inflationsrate, während ihre realen Kosten konstant bleiben. Der Kostenanteil des Brennstoffes nimmt kontinuierlich zu, da für den Brennstoff eine reale Preissteigerung von 1 % pro Jahr angenommen wurde. Beim GUD-Kraftwerk steigt der Brennstoffkostenanteil bei den hier gewählten Bedingungen von 66 % auf 81 % und beim Gasturbinen-Kraftwerk von 62 % auf 81 %. Die Stromerzeugungskosten werden also mit zunehmenden Betriebsjahren immer mehr vom Wirkungsgrad und vom Brennstoffpreis beeinflusst.

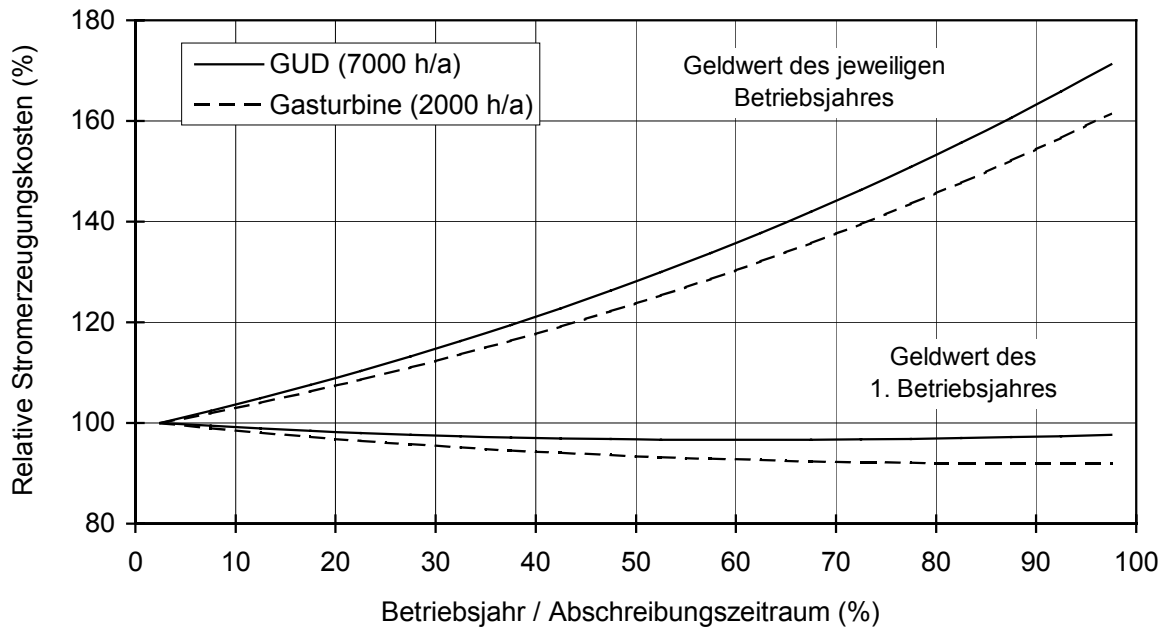


Abbildung 5.35: Stromerzeugungskosten in Abhängigkeit vom Betriebsjahr

In Abbildung 5.35 ist der Verlauf der Stromerzeugungskosten des GUD- und des Gasturbinenprozesses in Abhängigkeit von den Betriebsjahren in variablem und in konstantem Geldwert aufgetragen. Die Stromerzeugungskosten im Geldwert des jeweiligen Betriebsjahres und im Geldwert des 1. Betriebsjahres sind über die Inflationsrate und die Anzahl der Betriebsjahre miteinander verknüpft.

$$\frac{\text{SEK (Geldwert des n. Betriebsjahres)}}{\text{SEK (Geldwert des 1. Betriebsjahres)}} = (1 + r_i)^n \quad r_i: \text{Inflationsrate} \quad (5.6)$$

$n: \text{Anz. der Betriebsjahre}$

Der Anstieg der realen Brennstoffkosten ist bei den hier getroffenen Annahmen in den ersten Betriebsjahren geringer als die Abnahme der realen Kapitalkosten, so daß die realen Stromerzeugungskosten sinken (Abbildung 5.35). Als reale Kosten werden hier die Kosten in konstantem Geldwert bezeichnet. Die Abnahme der realen Kapitalkosten wird mit zunehmenden Betriebsjahren geringer, so daß die steigenden realen Brennstoffkosten die realen Stromerzeugungskosten gegen Ende des Betrachtungszeitraumes erhöhen.

Der GUD-Prozeß mit der „einfachen“ Gasturbine erreicht, wie in Abbildung 5.30 dargestellt, bei 7000 Betriebsstunden niedrigere Stromerzeugungskosten als die übrigen Prozesse. Unter der Annahme, daß die anderen GUD-Varianten mit den Gasturbinen mit Zwischenerhitzung und der HAT-Prozeß die gleichen Stromerzeugungskosten haben sollen wie der „einfache“ GUD-Prozeß, lassen sich gerechtfertigte Anlagenkosten bestimmen. Die gegenüber dem Basis-GUD mit den Anlagenkosten K_0 , der Leistung P_0 und dem Wirkungsgrad η_0 bei gleichen Stromerzeugungskosten gerechtfertigten Anlagenkosten K einer Variante mit der Leistung P und dem Wirkungsgrad η können mit der aus Gleichung (5.2) hergeleiteten Gleichung (5.7) bestimmt werden.

$$\frac{K}{P} = \frac{K_0}{P_0} + \frac{h}{\text{CRF} + k_{\text{VS}} \cdot \text{CELF}_{\text{VS}}} \cdot \left(k_{\text{B}} \cdot \text{CELF}_{\text{B}} \cdot \left(\frac{1}{\eta_0} - \frac{1}{\eta} \right) + \text{CELF}_{\text{BM}} \cdot (k_{\text{BM},0} - k_{\text{BM}}) \right. \\ \left. + \text{CELF}_{\text{WI}} \cdot (k_{\text{WI},0} - k_{\text{WI}}) + \frac{\text{CELF}_{\text{P}}}{h} \cdot \left(\frac{K_{\text{P},0}}{P_0} - \frac{K_{\text{P}}}{P} \right) \right) \quad (5.7)$$

Bei einer jährlichen Betriebszeit von 7000 Stunden und den in Tabelle 5.5 aufgeführten Annahmen können aus Gleichung (5.7) folgende Faktoren für die Bewertung von Änderungen gegenüber dem Basis-GUD hergeleitet werden (Tabelle 5.9).

Tabelle 5.9: Bewertungsfaktoren

	ΔX	Änderung der gerechtf. spez. Anlagenkosten
Wirkungsgrad	+ 1 %-Pkt.	+ 7.9 %
Leistung	+ 10 %	+ 1.8 %
Betriebsmittelkosten	- 10 %	+ 1.2 %
Kosten für Wartung und Instandhaltung	- 10 %	+ 3.6 %
Personalkosten	- 10 %	+ 1.9 %

Der Wirkungsgrad hat den stärksten Einfluß auf die gerechtfertigten Anlagenkosten. Eine Änderung des Wirkungsgrades um 1 %-Pkt. rechtfertigt eine Änderung der spezifischen Anlagenkosten um 7.9 % (siehe auch Abbildung 5.29). Steigt die Leistung um 10 %, so sind die gerechtfertigten spezifischen Anlagenkosten bei konstanten Personalkosten 1.8 % höher.

In Abbildung 5.36 sind die aktuellen Anlagenkosten der GUD-Varianten und des HAT-Prozesses gemäß Anhang C.2 und C.3 und die gerechtfertigten Anlagenkosten dargestellt. Die gerechtfertigten Anlagenkosten des GUD-Prozesses mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung sind nur 4 % niedriger als die aktuellen Anlagenkosten. Falls die Kosten der Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung, deren Abschätzung eher konservativ ist, um 4 % der Gesamtanlagenkosten niedriger sind, würde der GUD-Prozeß mit der Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung die gleichen Stromerzeugungskosten erreichen wie der GUD-Prozeß mit der „einfachen“ Gasturbine. Bei der Gasturbine mit Zwischenerhitzung und ohne Zwischenkühlung beträgt der Unterschied zwischen den aktuellen und den gerechtfertigten Anlagenkosten 13 %. Es erscheint deshalb ziemlich unwahrscheinlich, daß der GUD-Prozeß mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung und ohne Zwischenkühlung die Stromerzeugungskosten des GUD-Prozesses mit der „einfachen“ Gasturbine erreicht. Die gerechtfertigten Anlagenkosten des HAT-Prozesses sind 22 % niedriger als die aktuellen Anlagenkosten. Der HAT-Prozeß kann mit dem GUD-Prozeß wegen dieser großen Kostendifferenz nicht konkurrieren.

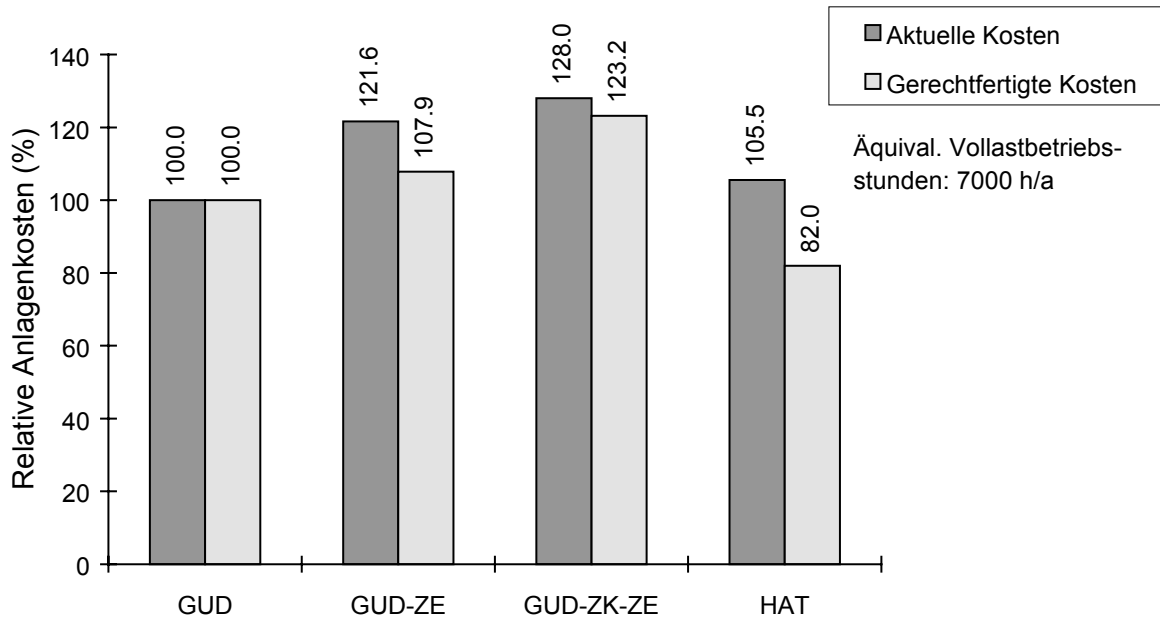


Abbildung 5.36: Aktuelle und gerechtfertigte relative Anlagenkosten der GUD-Prozesse und des HAT-Prozesses bei 7000 Betriebsstunden

Tabelle 5.10: Nettowirkungsgrade und Nettoleistungen der GUD-Prozesse mit verschiedenen Gasturbinen-Kühltechniken

Brennkammerkühlung		Offene LK	Offene LK	Offene LK	Offene LK	Offene LK	Geschl. LK	Geschl. DK
Turbinenkühlung		Offene LK	Offene LK mit KLK	Geschl. HD-LK	Geschl. ND-LK	Geschl. DK	Offene LK	Offene LK
Wirkungsgrad (netto)	(%)	57.63	57.48	58.13	57.27	58.49	58.29	58.31
Leistung (netto)	(MW)	354.7	366.7	382.1	366.4	425.6	382.0	392.9
Eigenbedarf	(%)	1.5	1.7	7.7	1.6	1.5	1.5	1.5

Zur Bestimmung der gerechtfertigten Anlagenkosten der in Kapitel 4 untersuchten Gasturbinen-Kühltechniken werden zunächst die Nettowirkungsgrade und Nettoleistungen benötigt (Tabelle 5.10). Die Variante mit Kühlluftkühlung und die Variante mit geschlossener Hochdruckluftkühlung der Turbine brauchen zusätzliche Verdichter und haben deshalb einen zum Teil sehr hohen Eigenbedarf.

Unter der Annahme, daß alle Varianten die gleichen Stromerzeugungskosten wie die Basisvariante mit offener Luftkühlung der Brennkammer und der Turbine haben sollen, können mit Gleichung (5.7) gerechtfertigte Anlagenkosten berechnet werden. Für die Varianten mit geschlossenem Luftkühlsystem der Turbine wurde hierbei eine Erhöhung der spezifischen Kosten für Wartung und Instandhaltung um 10 % angenommen, weil wegen der hohen thermischen Spannungen im Schaufelwerkstoff eine kürzere Lebensdauer der Schaufeln zu erwarten ist. Bei der Variante mit geschlossener Dampfkühlung der Turbine wurden die spezifischen Kosten für Wartung und Instandhaltung auf dem Basiswert konstant gehalten, da der hohe Leistungsanstieg die absoluten Kosten für Wartung und Instandhaltung schon um 20 % erhöht.

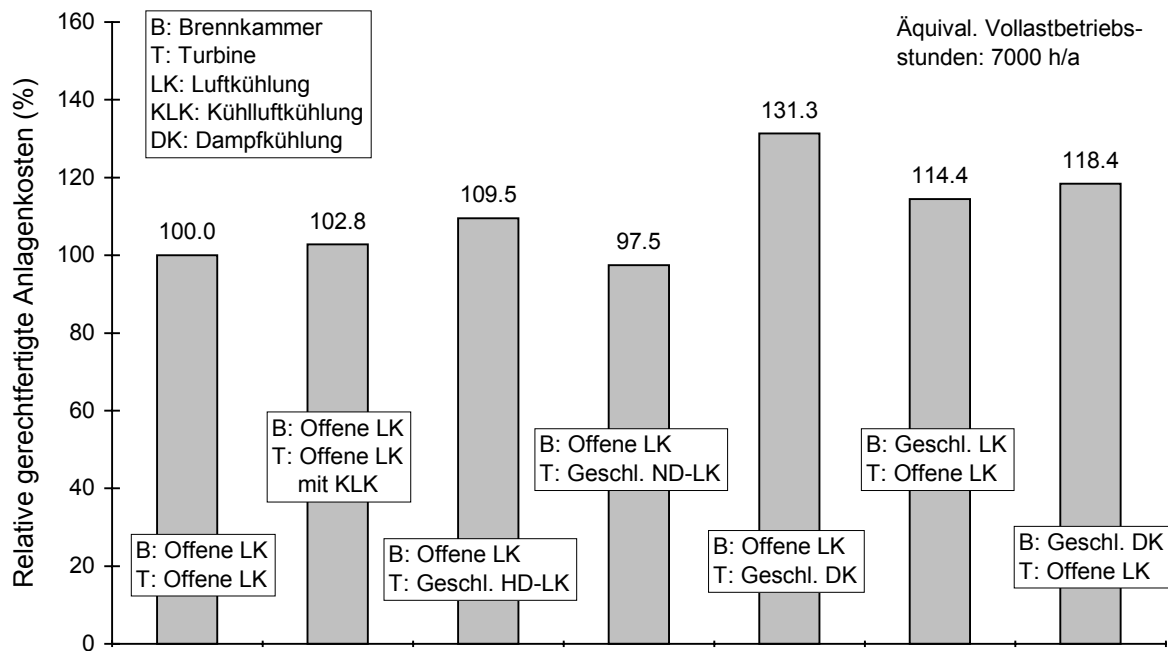


Abbildung 5.37: Relative gerechtfertigte Anlagenkosten K/K_0 der verschiedenen Gasturbinen-Kühltechniken bei 7000 Betriebsstunden

Die Varianten mit geschlossener Dampfkühlung erreichen die höchsten gerechtfertigten Anlagenkosten (Abbildung 5.37). Im Falle der dampfgekühlten Turbine betragen die gerechtfertigten Mehrkosten gegenüber der Basisvariante 31.3 % und im Falle der dampfgekühlten Brennkammer 18.4 %. An dritter und vierter Stelle folgen Varianten mit geschlossener Luftkühlung, die zum Teil die gleichen Wirkungsgradvorteile bieten wie die geschlossene Dampfkühlung, aber niedrigere Leistungen haben. An dritter Stelle liegt die geschlossene Luftkühlung der Brennkammer mit gerechtfertigten Mehrkosten von 14.4 % und an vierter Stelle die geschlossene Hochdruckluftkühlung der Turbine mit gerechtfertigten Mehrkosten von 9.5 %. Die gerechtfertigten Anlagenkosten der Variante mit geschlossener Niederdruckluftkühlung der Turbine sind wegen des schlechteren Wirkungsgrades 2.5 % niedriger. Wird die Basisvariante durch eine Kühlluftkühlung ergänzt, so steigen die gerechtfertigten Anlagenkosten wegen der höheren Leistung trotz des niedrigeren Wirkungsgrades um 2.8 %.

In Anhang C.11 ist für die Varianten mit geschlossener Dampfkühlung und geschlossener Hochdruckluftkühlung der Turbine der Einfluß der spezifischen Kosten für Wartung und Instandhaltung auf die gerechtfertigten Anlagenkosten dargestellt. Eine Änderung der spezifischen Kosten für Wartung und Instandhaltung um 10 % bewirkt demnach eine Änderung der gerechtfertigten Anlagenkosten um 3.6 % (siehe auch Tabelle 5.9).

5.3 Optimierungsansätze aus der exergoökonomischen Analyse

Die grundlegende Idee der exergoökonomischen Analyse ist es, für jeden Exergiestrom die spezifischen Kosten pro Exergieeinheit zu bestimmen, um dann für

jede Komponente die relative Differenz zwischen den spezifischen Kosten des Produkt- und des Aufwandstromes zu ermitteln. Hohe relative Kostendifferenzen weisen auf einen Optimierungsbedarf hin.

Der Bezug der Kosten auf die Exergie ist sinnvoll, weil die Exergie ein Maß für die Arbeitsfähigkeit ist und diese die wirtschaftlich interessante Größe eines Stoff- oder Wärmestroms ist.

Zur Ermittlung der spezifischen Kosten pro Exergieeinheit wird für jede Komponente eine Exergie- und eine Kostenbilanz aufgestellt.

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (5.8)$$

\dot{E}_F : Exergetischer Aufwandstrom (Fuel)

\dot{E}_P : Exergetischer Produktstrom

\dot{E}_D : Exergieverlust innerhalb der Komponente (Destruction)

\dot{E}_L : Exergieverluststrom an die Umgebung (Loss)

$$\dot{C}_P = \dot{C}_F + \dot{Z} \quad (5.9)$$

\dot{C}_P : Produktkostenstrom

\dot{C}_F : Aufwandkostenstrom (Fuel)

\dot{Z} : Kostenstrom für Kapital, Versicherung, Steuern, Betrieb und Wartung

Hat eine Komponente mehrere austretende Produktströme, so sind entsprechende Nebenbedingungen zu definieren. Die Aufwandskostenströme sind entweder aus Berechnungen der vorgeschalteten Komponenten bekannt oder werden von außen, z.B. durch einen Brennstoffkostenstrom, vorgegeben. Der Kostenstrom, der die Kosten für Kapital, Versicherung, Steuern, Betrieb und Wartung enthält, kann durch Bezug der jährlichen Kosten auf die Jahresbetriebszeit bestimmt werden.

Die spezifischen Kosten pro Exergieeinheit können dann aus dem Verhältnis von Kostenstrom zu Exergiestrom berechnet werden (Gleichung (5.10)).

$$c_i = \frac{\dot{C}_i}{\dot{E}_i} \quad (5.10)$$

c_i : Spezifische Kosten des Stromes i
 \dot{C}_i : Kostenstrom i
 \dot{E}_i : Exergiestrom i

Die relative Kostendifferenz r wird aus den spezifischen Kosten des Produkt- und des Aufwandstromes ermittelt (Gleichung (5.11)).

$$r = \frac{C_P - C_F}{C_F} \quad (5.11)$$

r : Relative Kostendifferenz

c_P : Spezifische Kosten des Nutzenstromes

c_F : Spezifische Kosten des Aufwandstromes

Sie gibt den relativen Anstieg der spezifischen Kosten pro Exergieeinheit zwischen Aufwand und Produkt einer Komponente an. Hohe relative Kostendifferenzen werden entweder durch hohe Komponentenkosten oder durch hohe Verluste verursacht. Sie weisen auf einen Optimierungsbedarf hin.

Aus der Exergie- und der Kostenbilanz, Gleichung (5.8) und (5.9), kann folgende Gleichung zur Bestimmung der Quellen der Kostensteigerung in einer Komponente hergeleitet werden.

$$\dot{E}_P \cdot (c_P - c_F) = \dot{Z} + c_F \cdot (\dot{E}_D + \dot{E}_L) \quad (5.12)$$

\dot{E}_P : Exergetischer Produktstrom

c_P : Spezifische Kosten des Produktstromes

c_F : Spezifische Kosten des Aufwandstromes

\dot{Z} : Kostenstrom für Kapital, Versicherung,
Steuern, Betrieb und Wartung

\dot{E}_D : Exergieverlust innerhalb der Komponente

\dot{E}_L : Exergieverluststrom an die Umgebung

Die Steigerung der spezifischen Kosten in einer Komponente ist demnach vom Kostenstrom für Kapital, Versicherung, Steuern, Betrieb und Wartung und vom Kostenstrom durch Exergieverluste abhängig.

Der Kostenstrom durch Exergieverluste wird im folgenden mit \dot{C}_{D+L} abgekürzt.

$$\dot{C}_{D+L} = c_F \cdot (\dot{E}_D + \dot{E}_L) \quad (5.13)$$

\dot{C}_{D+L} : Verlustkostenstrom

c_F : Spezifische Aufwandskosten

\dot{E}_D : Exergieverlust innerhalb der Komponente

\dot{E}_L : Exergieverluststrom an die Umgebung

Mit dem exergoökonomischen Faktor f (Gleichung (5.14)) wird der Anteil der Kostensteigerung durch Investition, Betrieb und Wartung an der Gesamtkostensteigerung in einer Komponente bestimmt.

$$f = \frac{\dot{Z}}{\dot{Z} + \dot{C}_{D+L}} \quad (5.14)$$

f : Exergoökonomischer Faktor

\dot{Z} : Kostenstrom für Kapital, Versicherung, Steuern, Betrieb und Wartung

\dot{C}_{D+L} : Verlustkostenstrom

Hohe Werte des exergoökonomischen Faktors weisen auf zu hohe Investitionen hin und niedrige Werte auf zu hohe Verlustkosten durch schlechte Wirkungsgrade. Mit Hilfe des exergoökonomischen Faktors können im Idealfall also Aussagen gemacht werden, ob der Wirkungsgrad einer Komponente im Kostenoptimum liegt oder ob er zu schlecht oder zu gut ist.

Diejenigen Komponenten, die eine hohe relative Kostendifferenz r haben und außerdem hohe Kostenströme für Investition, Betrieb, Wartung und Verluste ($Z + C_{D+L}$) aufweisen, sollten vorrangig optimiert werden. Das entscheidende übergeordnete Kriterium für den Optimierungsprozeß, mit dem über Erfolg oder Mißerfolg einer Änderung an einer Komponente geurteilt wird, sind jedoch die Stromerzeugungskosten (Produktkosten) und nicht die Kenngrößen der Komponente. Die exergoökonomische Analyse kann durch ihre Informationen über die Kostensteigerungen in den Komponenten und deren Quellen den Optimierungsprozeß unter Umständen verkürzen, weil die Variationen gezielter durchgeführt werden können.

Die folgenden drei Abbildungen zeigen für den GUD-, den HAT- und den STIG-Prozeß die Anteile der Hauptkomponenten an der Steigerung der Kosten vom Niveau der Brennstoffkosten bis zum Niveau der Stromerzeugungskosten. Die Ergebnisse basieren auf den in Kapitel 5.2 getroffenen Annahmen für die Kostenrechnung und auf einer jährlichen Betriebszeit von 7000 äquivalenten Vollaststunden.

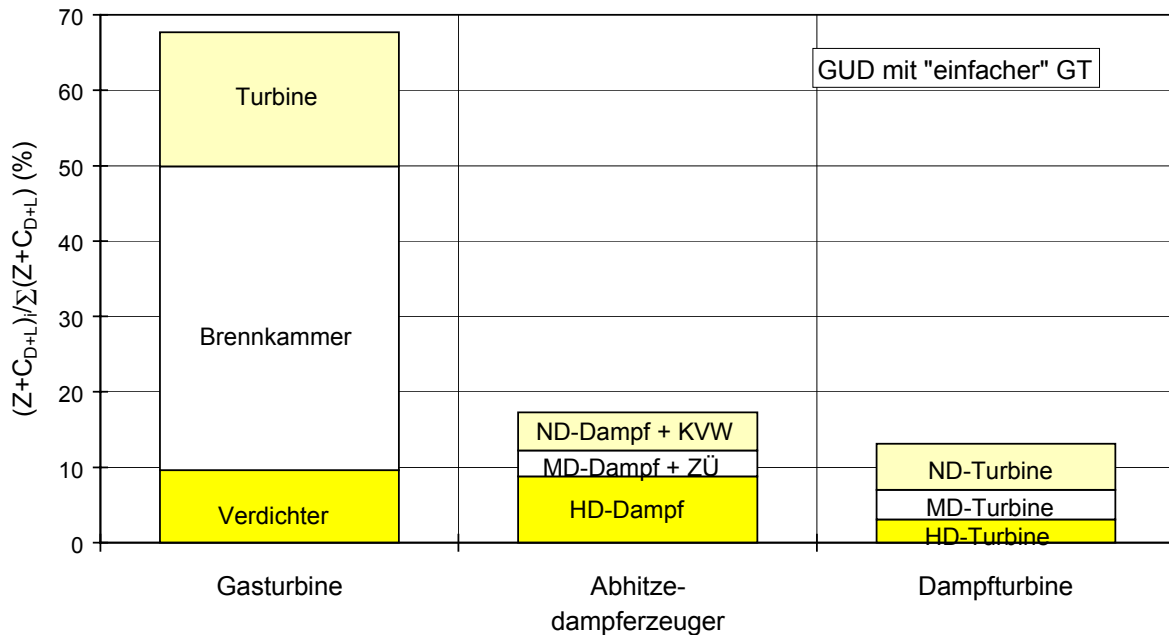


Abbildung 5.38: Quellen der Kostensteigerung des GUD-Prozesses

Beim GUD-Prozeß wird von der Gasturbine 68 % der Erhöhung der spezifischen Kosten zwischen dem eintretenden Brennstoff und dem austretenden elektrischen Strom verursacht (Abbildung 5.38). Hierbei hat die Brennkammer mit 40 % den größten Anteil, gefolgt von der Turbine mit 18 % und dem Verdichter mit 10 %.

Tabelle 5.11: Exergoökonomische Kenngrößen der „einfachen“ Gasturbine

	Relative Kostendifferenz r	Exergoökonomischer Faktor f
Verdichter	10.8	43.2
Brennkammer	35.6	6.8
Turbine	10.3	32.8

Bei der Brennkammer beträgt die relative Kostendifferenz r, die ein Maß für den Anstieg der spezifischen Kosten zwischen den eintretenden und den austretenden Strömen ist, 35.6 % (Tabelle 5.11). Der Kostenanstieg wird zu 93.2 % durch Exergieverluste verursacht. Der exergoökonomische Faktor f, der ein Maß für den Anteil der Komponentenkosten am Kostenanstieg ist, beträgt also nur 6.8 %. Die hohen Exergieverluste der Brennkammer werden vor allem durch die Irreversibilität des Verbrennungsprozesses verursacht. Verbesserungen des exergetischen Wirkungsgrades durch zusätzliche Investitionen sind deshalb nur sehr begrenzt möglich. Die Brennkammer wird immer einen hohen Anteil an dem Kostenanstieg innerhalb des Prozesses haben.

Bei der Turbine beträgt der Anstieg der spezifischen Kosten 10.3 % und beim Verdichter 10.8 % (Tabelle 5.11). Die im Vergleich zur Brennkammer sehr viel niedrigeren Verluste der Turbine und des Verdichters sind der Grund dafür, daß die relativen Kostendifferenzen rund 70 % niedriger sind. Die exergoökonomischen Faktoren liegen bei 32.8 % bzw. 43.2 %. Der Anteil der Komponentenkosten am

Kostenanstieg ist bei der Turbine und dem Verdichter also fünf bis sechsmal so hoch wie bei der Brennkammer.

Der Abhitzedampferzeuger verursacht 17 % der Kostensteigerung und die Dampfturbine 13 %. Die r - und f -Werte des Abhitzedampferzeugers werden im Zusammenhang mit Abbildung 5.42 diskutiert. Die relativen Kostendifferenzen der Dampfturbinen (HD, MD, ND) liegen zwischen 17 und 25 % und die exergoökonomischen Faktoren zwischen 45 und 78 % (Anhang C.12).

Wie aus den spezifischen Kosten der Produktströme (c_P) in Anhang C.12 abgelesen werden kann, sind die spezifischen Kosten des von der Dampfturbine erzeugten elektrischen Stromes rund 50 % höher als die spezifischen Kosten des von der Gasturbine erzeugten elektrischen Stromes.

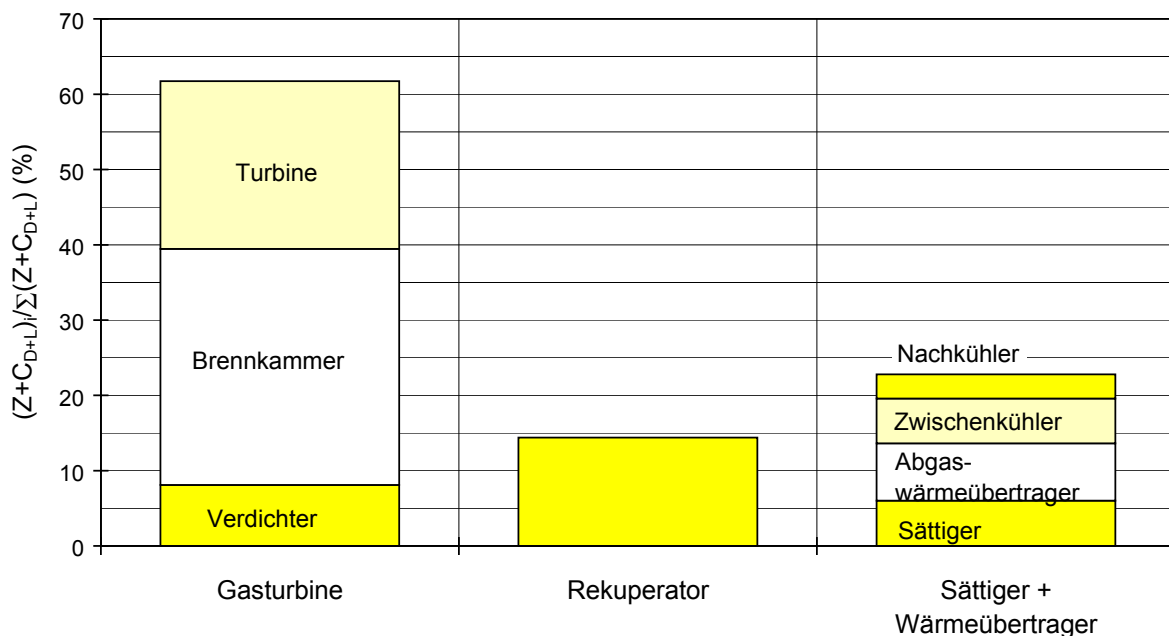


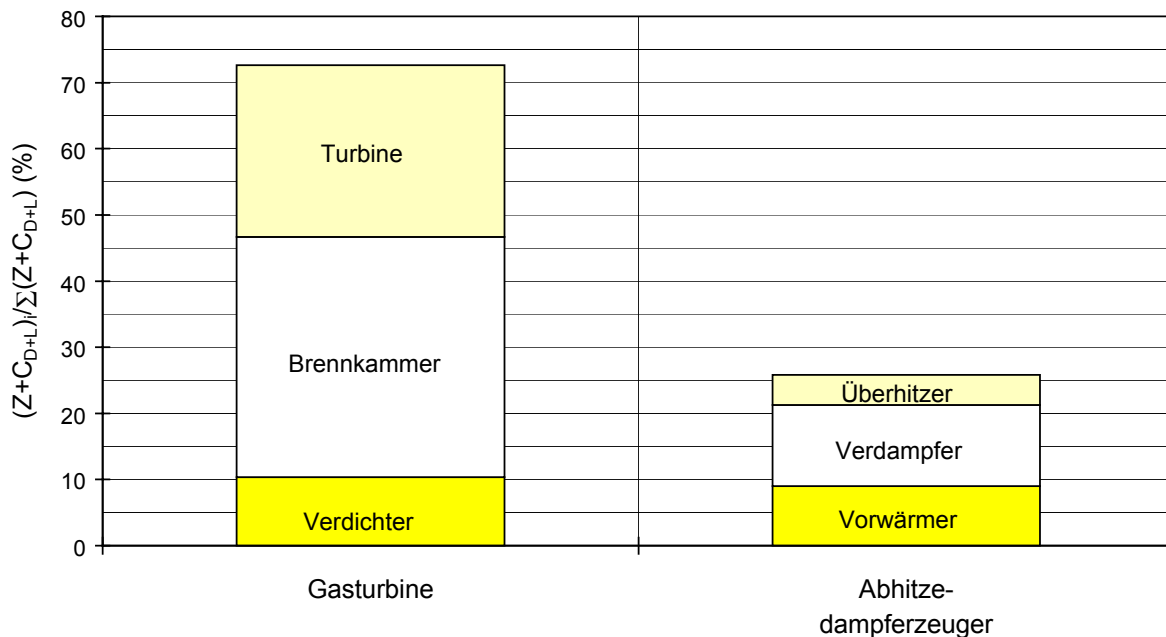
Abbildung 5.39: Quellen der Kostensteigerung des HAT-Prozesses

Beim HAT-Prozeß beträgt der Anteil der Gasturbine an der Kostensteigerung 61 % (Abbildung 5.39). Er ist niedriger als beim GUD-Prozeß, da die zahlreichen Wärmeübertrager und der Sättiger einen stärkeren Kostenanstieg verursachen als der Wasser-Dampf-Kreislauf des GUD-Prozesses. Der Verdichter hat einen Anteil von 8 % an der Kostensteigerung, die Brennkammer 31 % und die Turbine 22 %.

Tabelle 5.12: Exergoökonomische Kenngrößen der Gasturbine des HAT-Prozesses

	Relative Kostendifferenz r	Exergoökonomischer Faktor f
ND-Verdichter	12.6	30.3
HD-Verdichter	10.4	53.9
Brennkammer	30.3	7.3
Turbine	11.0	21.8

Die relative Kostendifferenz der Brennkammer beträgt 30.3 % (Tabelle 5.12). Sie ist aufgrund der erhöhten Brennkammereintrittstemperatur rund 15 % niedriger als bei der Gasturbine des GUD-Prozesses. Bei der Turbine beträgt der Anteil der Komponentenkosten am Kostenanstieg 21.8 %. Er ist wegen der durch die Aufsättigung und die Zwischenkühlung erhöhten Turbinenleistung 34 % niedriger als bei der Gasturbine des GUD-Prozesses. Diese beiden Beispiele verdeutlichen die Abhängigkeit der exergoökonomischen Kenngrößen von der Art des Prozesses.

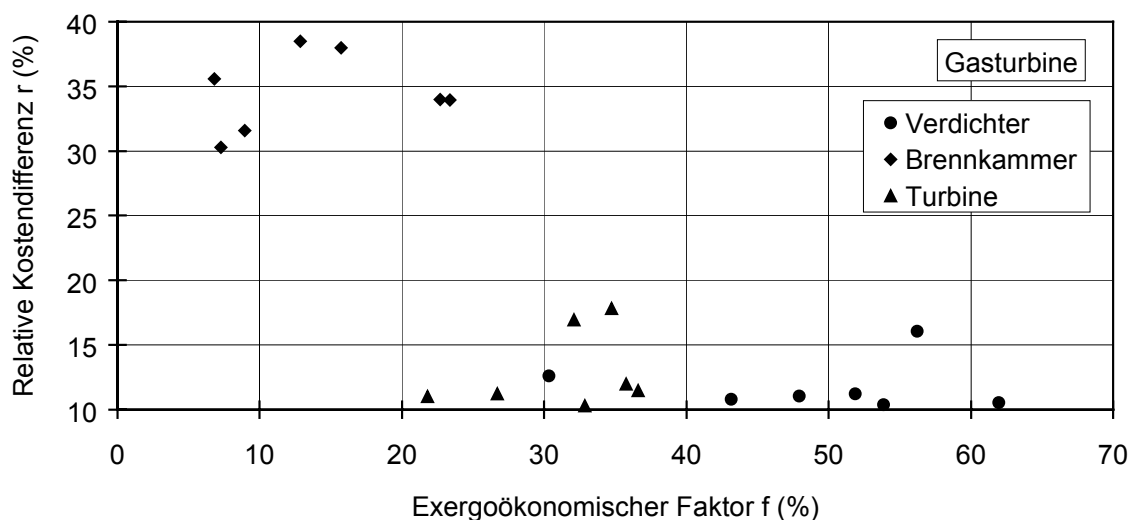
**Abbildung 5.40:** Quellen der Kostensteigerung des STIG-Prozesses

Beim STIG-Prozeß expandiert der im Abhitzedampferzeuger erzeugte Dampf in der Gasturbine. Im Vergleich zum GUD-Prozeß entfällt die Dampfturbine. Die Gasturbine hat deshalb mit 73 % einen höheren Anteil an der Kostensteigerung (Abbildung 5.40). Der Verdichter hat hierbei einen Anteil von 10 %, die Brennkammer 36 % und die Turbine 26 %. Der Abhitzedampferzeuger verursacht 26 % der Kostensteigerung.

Tabelle 5.13: Exergoökonomische Kenngrößen der Gasturbine des STIG-Prozesses

	Relative Kostendifferenz r	Exergoökonomischer Faktor f
ND-Verdichter	11.1	47.9
Brennkammer	31.6	9.0
Turbine	11.2	26.7

Die exergoökonomischen Kenngrößen des STIG-Prozesses liegen in einer ähnlichen Größenordnung wie beim HAT-Prozeß. Die Unterschiede im Vergleich zum GUD-Prozeß können auf die Dampfeindüsung zurückgeführt werden. Die Dampfeindüsung vermindert durch die Erhöhung der Brennkammereintrittstemperatur die Brennkammeverluste. Die relative Kostendifferenz der Brennkammer sinkt dadurch um 11 % und der exergoökonomische Faktor steigt um 32 %. Bei der Turbine bewirkt die Dampfeindüsung eine Leistungserhöhung und dadurch eine Abnahme des exergoökonomischen Faktors um 19 %.

**Abbildung 5.41:** Relative Kostendifferenzen und exergoökonomische Faktoren der Komponenten der Gasturbine

In Abbildung 5.41 sind Werte der relativen Kostendifferenz r und des exergoökonomischen Faktors f für die Hauptkomponenten der Gasturbinen dargestellt. Die Werte gehören zu den drei GUD-Varianten, dem HAT-Prozeß und dem STIG-Prozeß (Anhang C.12 bis C.16). Es wird deutlich, daß die relativen Kostendifferenzen und die exergoökonomischen Faktoren trotz eines vergleichbaren Technologie- und Kostenniveaus stark streuen. Dies ist erstens auf die Abhängigkeit der exergoökonomischen Kenngrößen von der Art der Komponente und zweitens auf die Abhängigkeit von den Auslegungsbedingungen zurückzuführen. Bei der Brennkammer liegen die f -Werte z.B. zwischen 5 % und 25 % und die r -Werte zwischen 30 % und 40 %. Die Streuung der Werte kann auf Unterschiede bei den Brennkammereintrittstemperaturen und Brennkammerdrücken zurückgeführt werden. Die Ein-

trittstemperaturen beeinflussen vor allem die Exergieverluste und die Drücke die Kosten der Brennkammer.

Die r - und f -Werte der Verdichter und der Turbinen zeigen ähnliche Streuungen wie die Werte der Brennkammer. Die verschiedenen Druckverhältnisse, Druckniveaus und Zusammensetzungen der Arbeitsgase führen zu Wirkungsgrad- und Kostenunterschieden und verursachen dadurch die Differenzen bei den exergoökonomischen Kenngrößen. Je höher z.B. der Wasseranteil im Rauchgas der Turbine ist, desto höher ist die Turbinenleistung und desto niedriger ist der Anteil der Komponentenkosten am Kostenanstieg in der Komponente. Der exergoökonomische Faktor der Turbine ist deshalb beim STIG-Prozeß 19 % niedriger als beim „einfachen“ GUD-Prozeß.

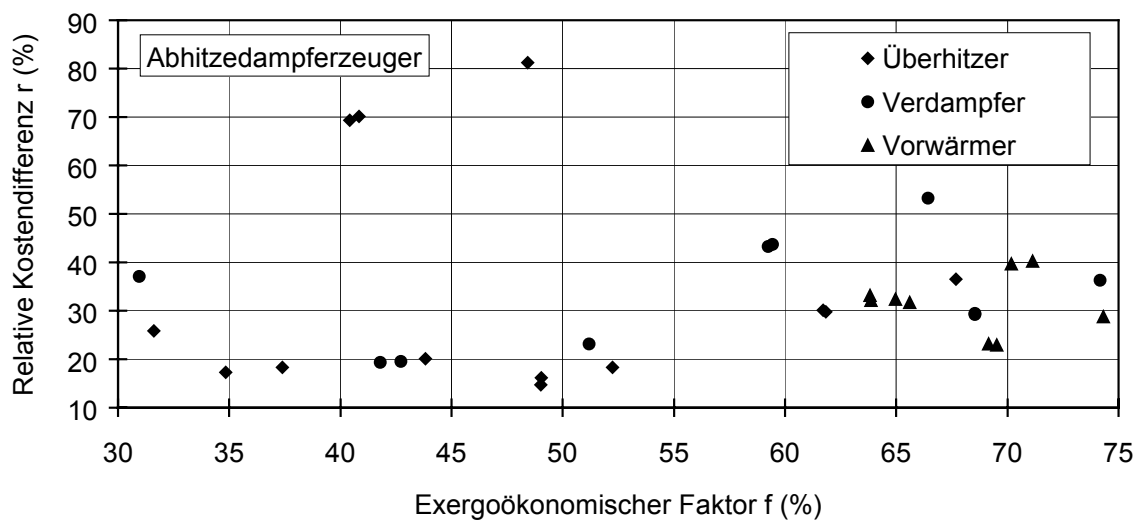


Abbildung 5.42: Relative Kostendifferenzen und exergoökonomische Faktoren der Komponenten des Abhitzedampferzeugers

Bei den einzelnen Wärmeübertragern des Abhitzedampferzeugers ist die Streuung der f - und r -Werte noch ausgeprägter als bei den Komponenten der Gasturbine. Die exergoökonomischen Faktoren der Verdampfer liegen z.B. zwischen 30 % und 70 % und die relativen Kostendifferenzen zwischen 20 % und 60 % (Abbildung 5.42). Die Streuung der Werte kann auf Unterschiede beim Temperaturniveau der Verdampfung und bei den mittleren Temperaturdifferenzen der Wärmeübertragung zurückgeführt werden. Diese Größen beeinflussen den Exergiegehalt des Wärmestromes, die Exergieverluste der Wärmeübertragung (Gleichung (3.5)) und die Komponentenkosten. Der Hochdruckverdampfer hat z.B. wegen der großen übertragenen Wärmeleistung eine höhere mittlere Temperaturdifferenz als der Mitteldruck- und der Niederdruckverdampfer. Die auf den übertragenen Wärmestrom bezogenen Komponentenkosten sind daher niedriger. In Bezug auf den übertragenen Exergiestrom ist der Unterschied noch größer, da der Exergiegehalt der übertragenen Wärme höher ist. Die relative Kostendifferenz ist daher beim Hochdruckverdampfer am niedrigsten und beim Niederdruckverdampfer am höchsten. Die Werte des Niederdruckverdampfers sind zwei- bis dreimal so hoch wie die des Hochdruckverdampfers (Anhang C.12 -

C.16). Der exergoökonomische Faktor des Hochdruckverdampfers ist aus den gleichen Gründen 20 % bis 30 % niedriger als beim Mitteldruck- oder Niederdruckverdampfer. Die Streuung der exergoökonomischen Kenngrößen der Vorwärmer und der Überhitzer kann wie bei den Verdampfern auf Unterschiede beim Temperaturniveau und den Temperaturdifferenzen zurückgeführt werden.

Zwischen den einzelnen Wärmeübertragern des Abhitzedampferzeugers bestehen komplexe Abhängigkeiten. Änderungen an einer Komponente wirken sich immer auch auf andere Komponenten aus. Die Optimierung eines einzelnen Wärmeübertragers ist deshalb nicht möglich. Es kann immer nur eine gesamte Druckstufe, die aus Vorwärmer, Verdampfer und Überhitzer besteht, gleichzeitig optimiert werden.

Aus den dargestellten Ergebnissen geht hervor, daß die exergoökonomischen Kenngrößen einer Komponente nicht nur von den Auslegungsbedingungen beeinflußt werden, sondern auch vom Ort der Komponente innerhalb des Prozesses, von der Art des Prozesses und von den Randbedingungen der Kostenrechnung. Der Ort der Komponente innerhalb des Prozesses beeinflußt durch die Anzahl der vorgeschalteten Komponenten die spezifischen Kosten des Aufwandstromes der Komponente. Die Brennstoffart wirkt sich über den Brennstoffpreis auf den Verlustkostenstrom aus. Ein kohlebefeuertes Kraftwerk hat also andere Werte der exergoökonomischen Kenngrößen als ein gasbefeuertes Kraftwerk. Die jährlichen Betriebsstunden haben einen starken Einfluß auf den Kostenstrom für Investition, Betrieb und Wartung. Die exergoökonomischen Kenngrößen eines Grundlastkraftwerks sind deshalb nicht mit den exergoökonomischen Kenngrößen eines Mittel- oder Spitzenlastkraftwerks vergleichbar.

Die Bestimmung der optimalen Werte der relativen Kostendifferenzen und der exergoökonomischen Faktoren ist also sehr komplex und mit hohem Aufwand verbunden, so daß der erhoffte Vorteil der exergoökonomischen Analyse, die schnellere Prozeßoptimierung, nicht mehr gewährleistet ist. Wenn aber keine eng begrenzten optimalen Werte bekannt sind, dann können die berechneten relativen Kostendifferenzen und exergoökonomischen Faktoren nicht eindeutig interpretiert werden. Man ist dann bei der Optimierung, wie bisher, auf die Erfahrung des Ingenieurs bzw. auf die Durchführung systematischer Parametervariationen angewiesen.

Die Methode der exergoökonomischen Analyse wird also in vielen Fällen nicht die in sie gesetzten Hoffnungen erfüllen können, die Prozeßoptimierung zu beschleunigen.

6 Schlußfolgerungen

Der Vergleich der verschiedenen Kraftwerksprozesse unter thermodynamischen und ökonomischen Gesichtspunkten hat ergeben, daß der GUD-Prozeß einen höheren Wirkungsgrad erreicht als der HAT-Prozeß, der STIG-Prozeß und der Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation und daß er ab einer jährlichen Betriebszeit von 3000 äquivalenten Vollaststunden niedrigere Stromerzeugungskosten hat als diese. Zwischen 1000 und 3000 Stunden erreicht der STIG-Prozeß die niedrigsten Stromerzeugungskosten und bei weniger als 1000 Stunden der „einfache“ Gasturbinenprozeß. Der wirtschaftliche Einsatzbereich des STIG-Prozesses ist trotz der Vernachlässigung von Rohwasserkosten relativ klein und kann durch Ausweitung des Einsatzbereiches des Gasturbinen- und des GUD-Prozesses abgedeckt werden, ohne daß nennenswerte wirtschaftliche Nachteile entstehen. Der HAT-Prozeß und der Gasturbinenprozeß mit Zwischenkühlung und Rekuperation haben bei den hier getroffenen Annahmen und Randbedingungen immer höhere Stromerzeugungskosten als der jeweils beste Prozeß.

Der GUD-Prozeß mit der „einfachen“ Gasturbine ist den anderen GUD-Varianten mit den Gasturbinen mit Zwischenerhitzung wirtschaftlich überlegen, weil der Wirkungsgrad- und Leistungsvorteil der Zwischenerhitzung durch die höheren Kosten der Gasturbine und die höheren Kosten für Wartung und Instandhaltung kompensiert wird. Die Verfügbarkeit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung ist wegen der höheren Komplexität des Prozesses und wegen zusätzlicher technischer Risiken, wie z.B. einer vorzeitigen Zündung in der zweiten Brennkammer bei gestörten Strömungsverhältnissen, niedriger als bei der „einfachen“ Gasturbine und führt dadurch zu weiteren Kostennachteilen. Der höhere Teillastwirkungsgrad des GUD-Prozesses mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung kann nur sehr beschränkt in niedrigere Stromerzeugungskosten umgesetzt werden, weil die äquivalenten Vollaststunden bei Teillastbetrieb abnehmen und die höheren spezifischen Anlagenkosten durch die reduzierte Laufzeit die Vorteile des höheren Teillastwirkungsgrades kompensieren. Die zusätzliche Zwischenkühlung der Verdichterluft bewirkt eine Erhöhung der Gasturbinenleistung und dadurch eine Reduzierung der spezifischen Anlagenkosten. Die Stromerzeugungskosten sinken durch die Zwischenkühlung und erreichen fast die Werte des GUD-Prozesses mit der „einfachen“ Gasturbine. Bei Berücksichtigung der niedrigeren Verfügbarkeit des komplexeren GUD-Prozesses mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung nehmen die wirtschaftlichen Nachteile gegenüber dem „einfachen“ GUD-Prozeß jedoch wieder zu. Der GUD-Prozeß mit der „einfachen“ Gasturbine ist also der wirtschaftlich optimale Prozeß, weil er in einem großen Anwendungsspektrum (Grundlast, Mittellast) die niedrigsten Stromerzeugungskosten erreicht.

Der Vergleich der verschiedenen Gasturbinen-Kühltechniken hat gezeigt, daß die geschlossenen Dampfkühlsysteme der Brennkammer und der Turbine zu den höchsten Wirkungsgraden und Leistungen führen. An zweiter Stelle folgen die geschlossenen Luftkühlsysteme und an dritter Stelle die offenen Luftkühlsysteme. Die geschlossenen Kühlsysteme verursachen jedoch hohe thermische Spannungen in den zu kühlenden Bauteilen und verringern dadurch ihre Lebensdauer. Hierdurch steigen die Kosten für Wartung und Instandhaltung. Die hohen thermischen Spannungen erhöhen des weiteren die Anforderungen an die Wärmedämmschichten auf den Turbinenschaufeln und den Brennkammerwänden (Beschichtungstechnik). Die Kühlung der dünnen

Schaufelnasen und Schaufelhinterkanten ist mit einem geschlossenen Kühlsystem nur schwer zu realisieren. Zur Vermeidung von Ablagerungen in den Schaufeln müssen an den Kühldampf extrem hohe Reinheitsanforderungen gestellt werden. Die Dichtheit des geschlossenen Dampfkühlsystems ist entscheidend, um einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen. Gegenüber der offenen Luftkühlung bedeutet dies einen enormen zusätzlichen Aufwand. Weiterhin besteht bei der Dampfkühlung die Gefahr von Hochtemperaturkorrosion. Die Probleme und Risiken der geschlossenen Kühlsysteme sind also erheblich. Bei der Brennkammer sind diese Probleme jedoch nicht so kritisch wie bei der Turbine, da keine zusätzlichen mechanischen Belastungen vorliegen, die zu kühlenden Teile nicht rotieren und die Kühlkanäle großzügiger dimensioniert werden können.

Der am Austritt der Hochdruckdampfturbine vorhandene Dampfmassenstrom ist nicht ausreichend, um gleichzeitig die Brennkammer und mehrere Turbinenstufen zu kühlen. Die optimale Kombination der Kühltechniken für die Brennkammer und die Turbine besteht deshalb aus der geschlossenen Luftkühlung der Brennkammer und der geschlossenen Dampfkühlung der Turbine. Wenn jedoch zusätzlich zum Abdampf der Hochdruckdampfturbine auch Hochdruckdampf aus dem Abhitzedampferzeuger für Kühlzwecke benutzt würde, dann könnte diese Beschränkung vermieden werden. Bei der Verwendung von Hochdruckdampf ist jedoch wegen der großen Druckdifferenz zum Rauchgas in der Gasturbine mit hohen Leckagen zu rechnen, die zusätzliche Wirkungsgradverluste erzeugen und damit den Vorteil der Dampfkühlung gegenüber der Luftkühlung vermindern.

Wenn die technischen Probleme der geschlossenen Kühlsysteme gelöst werden und wenn die Verfügbarkeit und die Kosten für Wartung und Instandhaltung in einer ähnlichen Größenordnung liegen wie bei der Gasturbine mit offener Luftkühlung, bieten diese Varianten wirtschaftliche Vorteile gegenüber der offenen Luftkühlung. Die Gasturbine mit Dampfkühlung ist jedoch nicht für einen Solobetrieb, einen Betrieb ohne Dampfprozeß, geeignet und kann deshalb nicht für Spitzenlastanwendungen eingesetzt werden.

Die Anwendung der exergoökonomischen Analyse auf die verschiedenen Prozesse hat gezeigt, daß die exergoökonomischen Kenngrößen stark von den thermodynamischen und wirtschaftlichen Randbedingungen abhängig sind und daß sie deshalb sehr unterschiedliche Werte annehmen. Eine erfolgreiche Anwendung dieser Methode zur Prozeßoptimierung setzt jedoch eine relativ exakte Kenntnis der optimalen Werte der exergoökonomischen Kenngrößen voraus, damit die ermittelten Kenngrößen eindeutig interpretiert werden können. Der Aufwand zur Bestimmung der optimalen Werte ist wegen der vielen Einflußgrößen sehr hoch. Die Methode der exergoökonomischen Analyse kann deshalb im Vergleich zur bisher üblichen Methode der Parametervariation den Aufwand bei der Prozeßoptimierung nicht vermindern.

Anhang A

Randbedingungen der Rechnungen und thermodynamisches Modell der Gasturbine

- A.1 Randbedingungen der Rechnungen
- A.2 Isentroper Verdichterwirkungsgrad
- A.3 Brennkammerkühlung
- A.4 Verbrennungstemperaturen
- A.5 Kühleffektivitäten der Leit- und Laufschaufeln
- A.6 Sperrluft
- A.7 Aerodynamische Verluste durch Kühl- und Sperrluftzumischung
- A.8 Schaufelwandtemperaturen
- A.9 Aerodynamische Wirkungsgrade der Laufräder
- A.10 Berechnung der Austrittstemperatur des Kühlmediums bei geschlossenen Schaufelkühlsystemen
- A.11 Definition der Turbineneintrittstemperatur nach ISO 2314
- A.12 Definition des isentropen Turbinenwirkungsgrades nach ISO 2314
- A.13 Eigenbedarfsleistung von GUD-Kraftwerken

A.1 Randbedingungen der Rechnungen

Allgemein

Stickoxid-Emissionen	25	ppm	(15 % O ₂ , trocken)
Umgebungsbedingungen (ISO)	15 °C, 1.013 bar, 60 % rel. Feuchte		
Kondensatordruck	0.04	bar	
Generatorwirkungsgrad	99.0	%	
Brennstoff	Methan (CH ₄)		
Brenngasdruck im Netz	30	bar	

Verdichter

Druckverlust Verdichtereintritt	Δp	10	mbar
Druckverl. Diffusor Verdichteraustritt	Δp	2	%
Mechanische Verluste		0.1	%

Brennkammer

Brennstoffvorwärmung	ϑ_{\max}	200	°C
Brennkammerwirkungsgrad	η_{BK}	99.8	%
Druckverlust der Brennkammer	Δp	2	%
Minimaler Brenngasdruck	$p_{G,\min}$	$1.5 \cdot p_{BK}$	-

Turbine (GT)

Diffusor ND-Turbinenaustritt	Δp	40	mbar
Diffusor HD-Turb. bei Zwischenerhitz.	Δp	1.5	%
Druckverluste der Kühlluft	Δp	10	% (mindestens 1 bar)
Massenstrom Turbinenaustritt	m_T	620	kg/s
Mechanische Verluste		0.1	%

Abhitzedampferzeuger

Druckverlust (Rauchgas)	Δp	35/30	mbar (3DZÜ-/1D-Prozeß)
Pinch-Points HD, MD, ND	PP	8/8/12	K
Approach Points HD, MD, ND	AP	2/2/2	K
Überhitzergrädigkeiten HD, ZÜ	$\Delta \vartheta$	20	K
Überhitzergrädigkeiten ND, MD	$\Delta \vartheta$	10	K

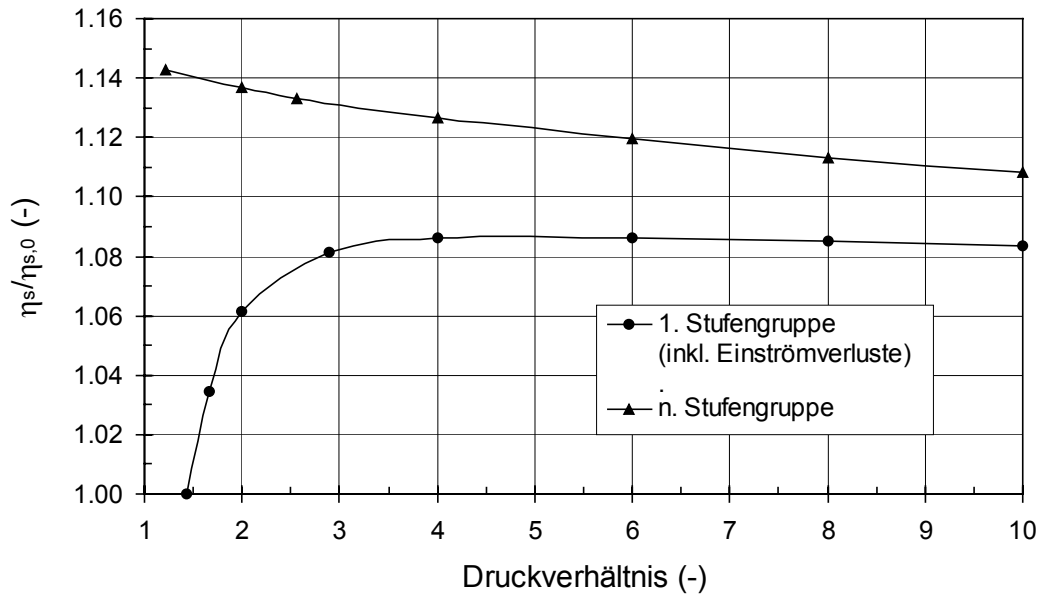
Dampfturbine

Dampfdrücke HD, MD, ND	p	110/30/4	bar
Isentroper Wirkungsgrad HD-Turb.	η	91.5	%
Isentroper Wirkungsgrad MD-Turb.	η	92.0	%
Isentroper Wirkungsgrad ND-Turb.	η	90.0	% (ohne Nässeinfluß)

Wärmetauscher

Druckverluste (Gas)	Δp	3	%
Druckverluste (Wasser)	Δp	5	%
Druckverl. in den Leitungen, jeweils	Δp	1.5	%
Grädigkeiten (Gas / Gas)	$\Delta \vartheta$	20	K
Grädigkeiten (Gas / Wasser)	$\Delta \vartheta$	10	K

A.2 Isentroper Verdichterwirkungsgrad



A.3 Brennkammerkühlung

Offene Luftkühlung

$$\frac{\dot{m}_{\text{KL}}}{\dot{m}_{\text{BK,aus}}} = f_{\text{KL}} \cdot \left(\frac{\vartheta_{\text{V}} - \vartheta_0}{\vartheta_0 - \vartheta_{\text{KL}}} \right)^{1.25} \quad (\text{A.1})$$

- \dot{m}_{KL} : Kühlluftmassenstrom
- $\dot{m}_{\text{BK,aus}}$: Brennkammeraustrittsmassenstrom
- f_{KL} : Kühlluftfaktor
- ϑ_{V} : Verbrennungstemperatur
- ϑ_0 : Materialtemperatur
- ϑ_{KL} : Kühllufttemperatur

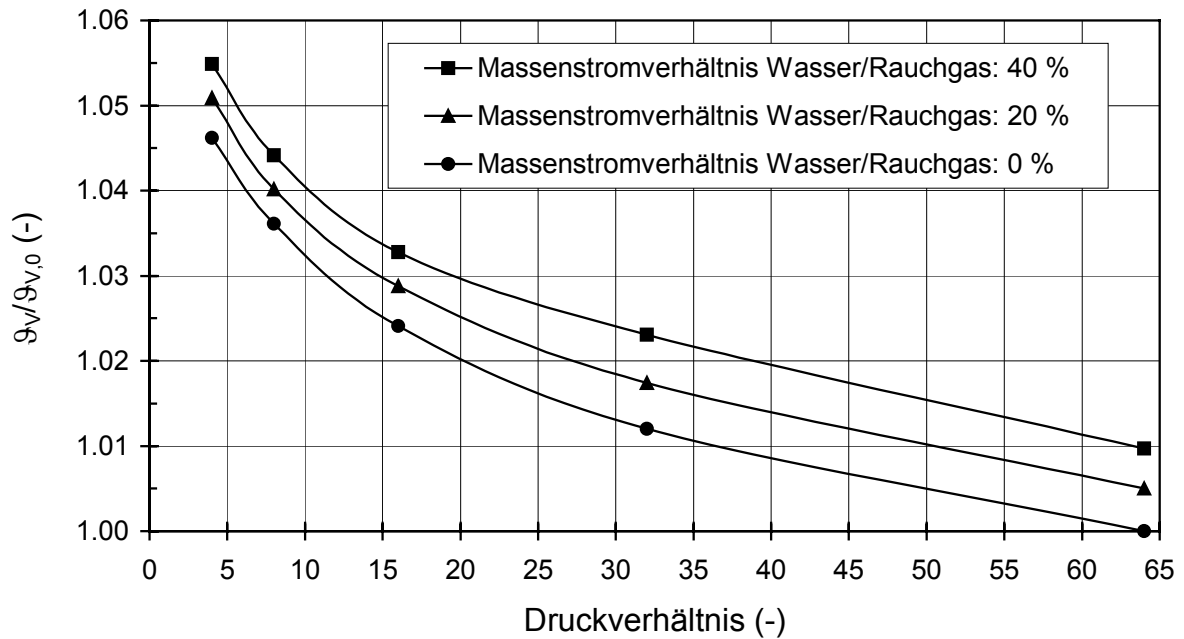
Geschlossenes Kühlsystem

$$\dot{Q}_{\text{K}} = \dot{Q}_{\text{Str}} + \alpha \cdot A_{\text{BK}} \cdot (\vartheta_{\text{V}} - \vartheta_0) \quad (\text{A.2})$$

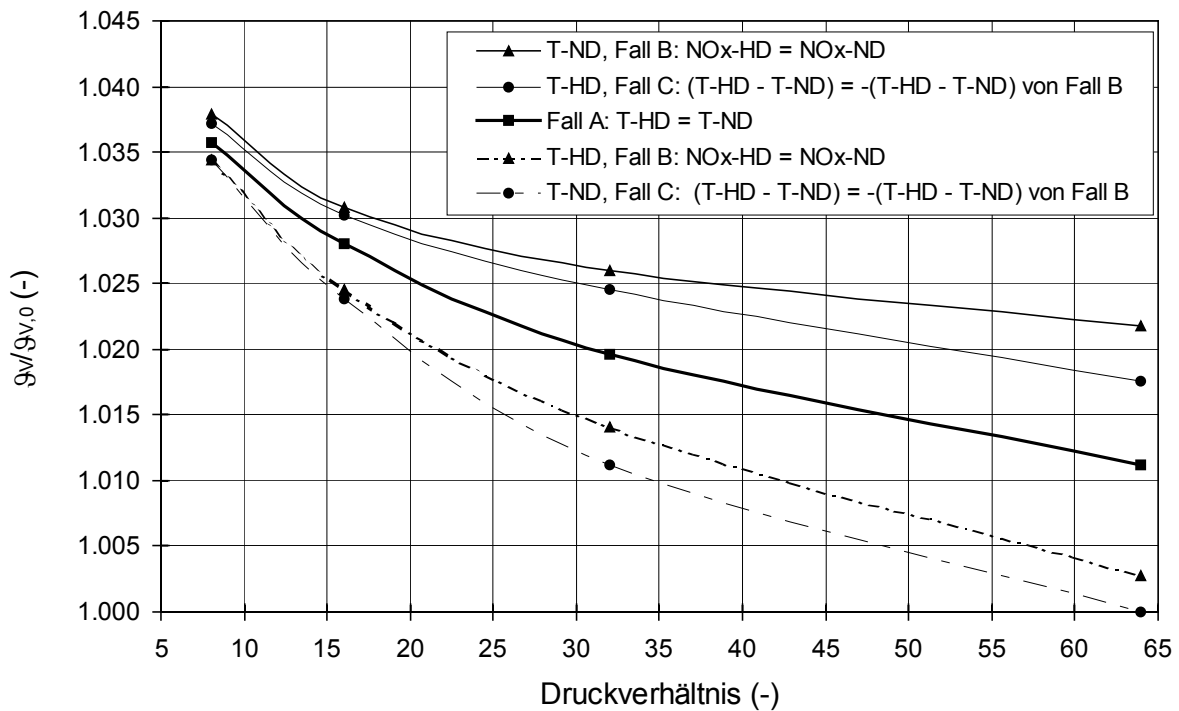
- \dot{Q}_{K} : Kühlleistung
- \dot{Q}_{Str} : Wärmeübertragung durch Strahlung
- α : Wärmeübergangskoeffizient
- A_{BK} : Oberfläche der Brennkammer
- ϑ_{V} : Verbrennungstemperatur
- ϑ_0 : Materialtemperatur

A.4 Verbrennungstemperaturen

Einstufige Verbrennung mit Wasserzugabe vor der Brennkammer



Zweistufige Verbrennung

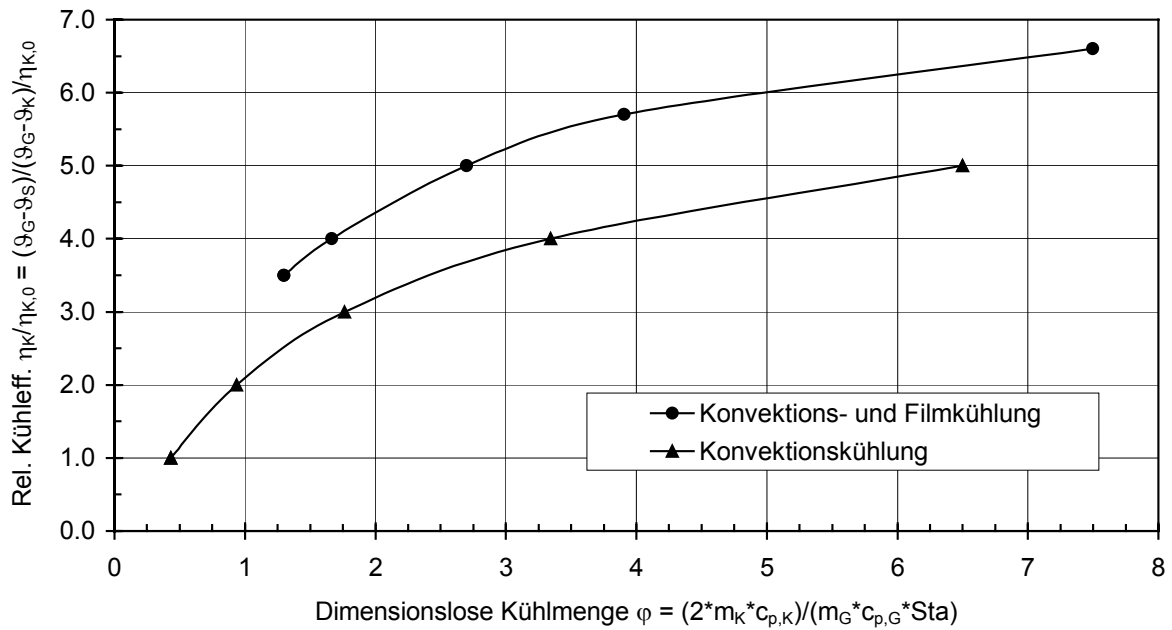


Randbedingung:

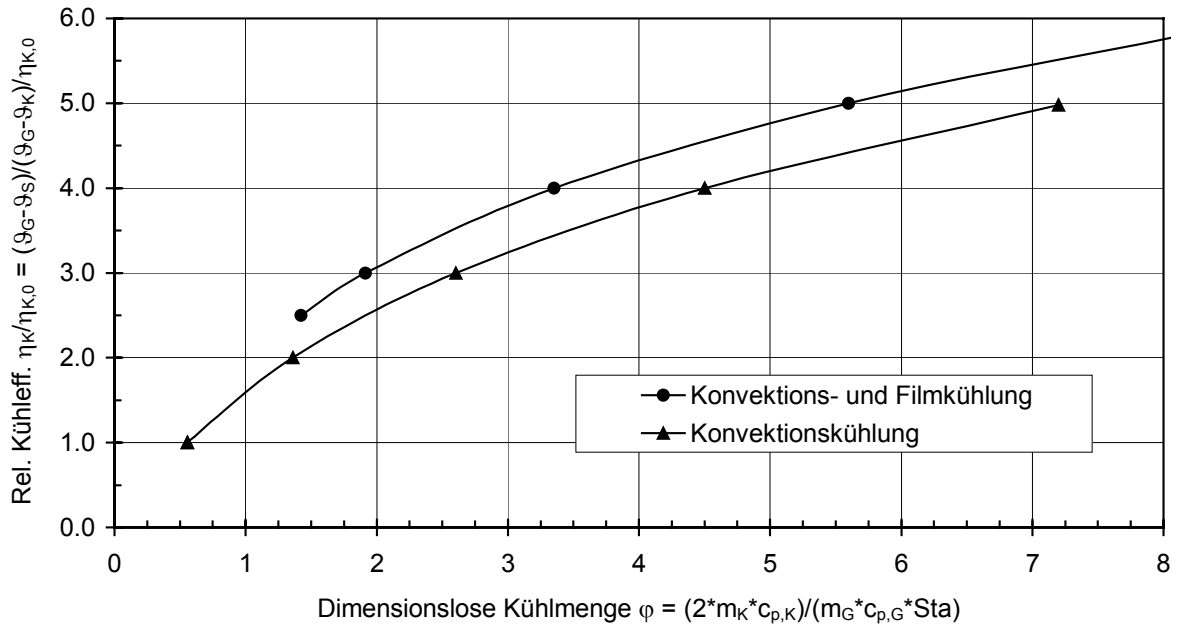
$\text{NO}_x = 25 \text{ ppmv}$ (15 % O_2 , trocken)

A.5 Kühleffektivitäten der Leit- und Laufschaufeln

Leitschaufel



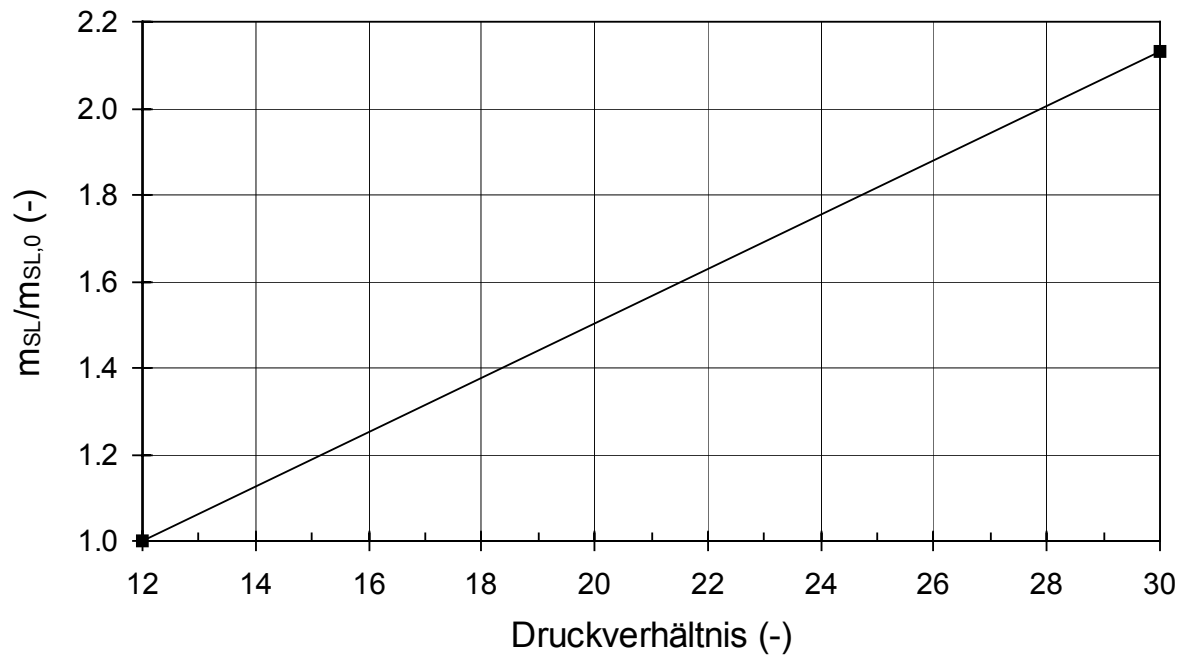
Laufschaufel



- ϑ_G und ϑ_K sind Totaltemperaturen
- Sta beinhaltet die Verhältnisse von Stanton-Zahlen und Flächen
- Erläuterungen zu den Variablen in Anhang A.10

A.6 Sperrluft

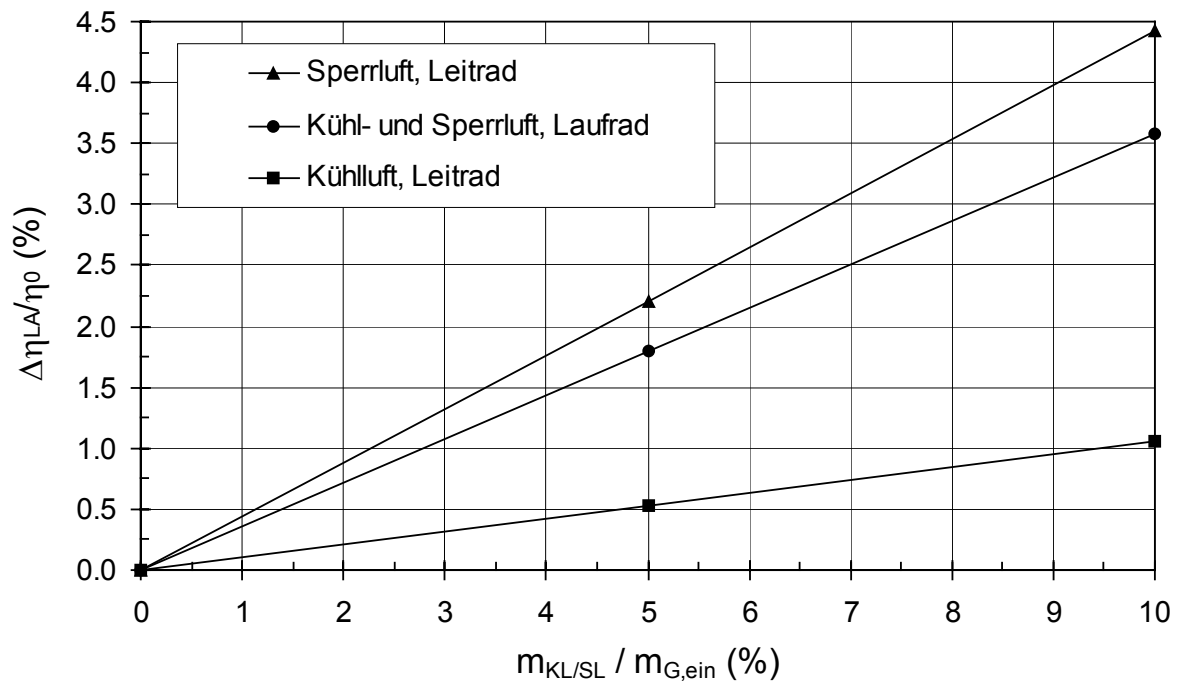
Gesamtmenge der Sperrluft



Aufteilung der Sperrluft

Anzahl der Stufen	Verdichterdruckverhältnis	1. Stufe (%)	2. Stufe (%)	3. Stufe (%)	4. Stufe (%)	5. Stufe (%)
1	1.0 ... 2.3	100.0				
2	2.3 ... 5.3	60.0	40.0			
3	5.3 ... 12.2	44.4	33.3	22.2		
4	12.2 ... 28.0	30.8	30.8	23.1	15.4	
5	28.0 ... 64.0	31.6	21.1	21.1	15.8	10.5

A.7 Aerodynamische Verluste durch Kühl- und Sperrluftzumischung



A.8 Schaufelwandtemperaturen

	1. Stufe	2. Stufe	3. Stufe	4. Stufe	5. Stufe
Leitrad	$\vartheta_0 - 55 \text{ K}$	$\vartheta_0 - 65 \text{ K}$	$\vartheta_0 - 95 \text{ K}$	$\vartheta_0 - 70 \text{ K}$	$\vartheta_0 - 45 \text{ K}$
Laufrad	ϑ_0	$\vartheta_0 - 10 \text{ K}$	$\vartheta_0 - 30 \text{ K}$	$\vartheta_0 - 80 \text{ K}$	$\vartheta_0 - 130 \text{ K}$

A.9 Aerodynamische Wirkungsgrade der Laufräder

Anzahl der Stufen	Verdichterdruckverhältnis	1. Stufe	2. Stufe	3. Stufe	4. Stufe	5. Stufe
1	1.0 ... 2.3	$\eta_0 + 4.2$				
2	2.3 ... 5.3	$\eta_0 + 4.2$	$\eta_0 + 4.2$			
3	5.3 ... 12.2	$\eta_0 + 3.0$	$\eta_0 + 4.2$	$\eta_0 + 4.2$		
4	12.2 ... 28.0	$\eta_0 + 1.8$	$\eta_0 + 3.0$	$\eta_0 + 4.2$	$\eta_0 + 4.2$	
5	28.0 ... 64.0	η_0	$\eta_0 + 1.8$	$\eta_0 + 3.0$	$\eta_0 + 4.2$	$\eta_0 + 4.2$

A.10 Berechnung der Austrittstemperatur des Kühlmediums bei geschlossenen Schaufelkühlsystemen

$$\text{Kühleffektivität: } \eta_K = \frac{\vartheta_G - \vartheta_S}{\vartheta_G - \vartheta_K} \quad (\text{A.3})$$

ϑ_G : Rauchgastemperatur vor der Schaufel [°C]

ϑ_S : Mittlere Schaufelwandtemperatur [°C]

ϑ_K : Eintrittstemperatur des Kühlmediums [°C]

$$\text{Dimensionslose Menge des Kühlmediums: } \varphi = \frac{2 \cdot \dot{m}_K \cdot c_{p,K}}{\dot{m}_G \cdot c_{p,G} \cdot \text{Sta}} \quad (\text{A.4})$$

\dot{m}_K : Massenstrom des Kühlmediums [kg / s]

$c_{p,K}$: Spezifische isobare Wärmekapazität des Kühlmediums [kJ / kg / K]

\dot{m}_G : Massenstrom des Rauchgases [kg / s]

$c_{p,G}$: Spezifische isobare Wärmekapazität des Rauchgases [kJ / kg / K]

Sta: Stanton – Zahl, mit Flächenverhältnis bewertet [–]

$$\text{Kühlwirkungsgrad der Schaufel: } \varepsilon = \frac{\vartheta_{K,\text{aus}} - \vartheta_{K,\text{ein}}}{\vartheta_S - \vartheta_{K,\text{ein}}} = \frac{2 \cdot \eta_K}{\varphi \cdot (1 - \eta_K)} \quad (\text{A.5})$$

$\vartheta_{K,\text{aus}}$: Austrittstemperatur des Kühlmediums [°C]

$\vartheta_{K,\text{ein}}$: Eintrittstemperatur des Kühlmediums [°C]

ϑ_S : Mittlere Schaufelwandtemperatur [°C]

η_K : Kühleffektivität [–]

φ : Dimensionsloser Massenstrom des Kühlmediums [–]

$$\text{Austrittstemperatur des Kühlmediums: } \vartheta_{K,\text{aus}} = \vartheta_{K,\text{ein}} + \varepsilon \cdot (\vartheta_S - \vartheta_{K,\text{ein}}) \quad [\text{°C}] \quad (\text{A.6})$$

A.11 Definition der Turbineneintrittstemperatur nach ISO 2314

$$\vartheta_{\text{ISO}} = \frac{\dot{m}_{\text{T,ein}} \cdot h_{\text{T,ein}} + \sum \dot{m}_{\text{KS},i} \cdot h_{\text{KS},i}}{(\dot{m}_{\text{T,ein}} + \sum \dot{m}_{\text{KS},i}) \cdot c_p(\vartheta_{\text{ISO}}, \text{Abg.-Zus.})} + \vartheta_{\text{B}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{B.1})$$

$\dot{m}_{\text{T,ein}}$:	Turbineneintrittsmassenstrom [kg / s]
$h_{\text{T,ein}}$:	Spez. Enthalpie des Turbineneintrittsmassenstroms [kJ / kg]
$\dot{m}_{\text{KS},i}$:	Kühl – und Sperrluftmassenstrom der i – ten Stufe [kg / s]
$h_{\text{KS},i}$:	Spez. Enthalpie des Kühl – und Sperrluftmassenstroms der i – ten Stufe [kJ / kg]
$c_p(\vartheta_{\text{ISO}}, \text{Abg.-Zus.})$:	Integrale spez. isobare Wärmekapazität bei ISO – Turbineneintrittstemperatur und Abgaszusammensetzung [kJ / kg / K]
ϑ_{B} :	Bezugstemperatur der Enthalpie [°C]

Für geschlossene Kühlsysteme wurde die Gleichung folgendermaßen modifiziert:

$$\vartheta_{\text{ISO}} = \frac{\dot{m}_{\text{T,ein}} \cdot h_{\text{T,ein}} + \sum \dot{m}_{\text{S},i} \cdot h_{\text{S},i} + \sum \dot{m}_{\text{L},i} \cdot h_{\text{L},i} - \sum \dot{m}_{\text{K},i} \cdot \Delta h_{\text{K},i}}{(\dot{m}_{\text{T,ein}} + \sum \dot{m}_{\text{S},i} + \sum \dot{m}_{\text{L},i}) \cdot c_p(\vartheta_{\text{ISO}}, \text{Abg.-Zus.})} + \vartheta_{\text{B}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{B.2})$$

$\dot{m}_{\text{T,ein}}$:	Turbineneintrittsmassenstrom [kg / s]
$h_{\text{T,ein}}$:	Spez. Enthalpie des Turbineneintrittsmassenstroms [kJ / kg]
$\dot{m}_{\text{S},i}$:	Sperrluftmassenstrom der i – ten Stufe [kg / s]
$h_{\text{S},i}$:	Spez. Enthalpie des Sperrluftmassenstroms der i – ten Stufe [kJ / kg]
$\dot{m}_{\text{L},i}$:	Leckagen der i – ten Stufe [kg / s]
$h_{\text{L},i}$:	Spez. Enthalpie der Leckagen der i – ten Stufe [kJ / kg]
$\dot{m}_{\text{K},i}$:	Kühlmassenstrom der i – ten Stufe [kg / s]
$\Delta h_{\text{K},i}$:	Änderung der spez. Enthalpie des Kühlmassenstroms der i – ten Stufe [kJ / kg]
$c_p(\vartheta_{\text{ISO}}, \text{Abg.-Zus.})$:	Integrale spez. isobare Wärmekapazität bei ISO – Turbineneintrittstemperatur und Abgaszusammensetzung [kJ / kg / K]
ϑ_{B} :	Bezugstemperatur der Enthalpie [°C]

A.12 Definition des isentropen Turbinenwirkungsgrades nach ISO 2314

$$\eta_{\text{ISO}} = \frac{h(\vartheta_{\text{ISO}}, \text{Abg.-Zus.}) - h(\vartheta_{\text{Abg}}, \text{Abg.-Zus.})}{h(\vartheta_{\text{ISO}}, \text{Abg.-Zus.}) - h(\vartheta_{\text{Abg.isentr.}}, \text{Abg.-Zus.})} \quad (\text{B.3})$$

$h(\vartheta_{\text{ISO}}, \text{Abg.-Zus.})$: Spez. Enthalpie bei ISO – Turbineneintrittstemperatur und Abgaszusammensetzung [kJ / kg]

$h(\vartheta_{\text{Abg}}, \text{Abg.-Zus.})$: Spez. Enthalpie bei Abgastemperatur und Abgaszusammensetzung [kJ / kg]

$h(\vartheta_{\text{Abg.isentr.}}, \text{Abg.-Zus.})$: Spez. Enthalpie nach isentroper Expansion bei Abgastemperatur und Abgaszusammensetzung [kJ / kg]

A.13 Eigenbedarfsleistung von GUD-Kraftwerken

	Gasturbine	Wasser-Dampf-Kreislauf (3-Druck-ZÜ)
	(% von GT-Leistung)	(% von DT-Leistung)
Trafo-Verluste	0.35	0.35
Generatableitung	0.04	0.04
Kabelverluste	0.03	0.03
Beleuchtung	0.03	0.03
Lüftung / Klima	0.06	0.08
Vakuumpumpen	-	0.03
Wärmeabfuhrsystem (Frischwasserkühlung)	-	0.60
Kondensatpumpen	-	0.25
Kondensatumwälzpumpe	-	0.02
Speisewasserpumpen	-	1.20
Elektrolyt. Chlorerzeugung	-	0.35
Ölpumpen	0.02	0.02
Rest (Kleinverbraucher)	0.07	0.20

$\Sigma = 0.6 \%$

$\Sigma = 3.2 \%$

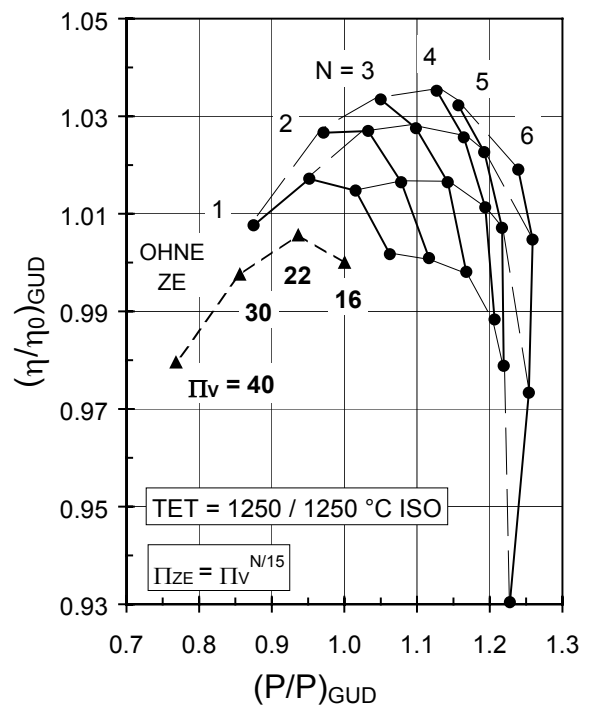
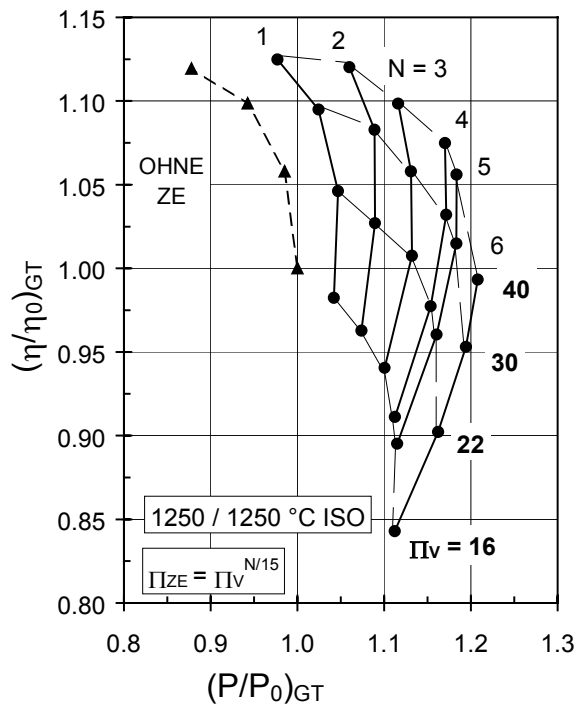
Zusätzliche Verdichter für den Brennstoff oder die Kühlluft sind in der Aufstellung nicht enthalten.

Anhang B

Variationen der thermodynamischen Parameter

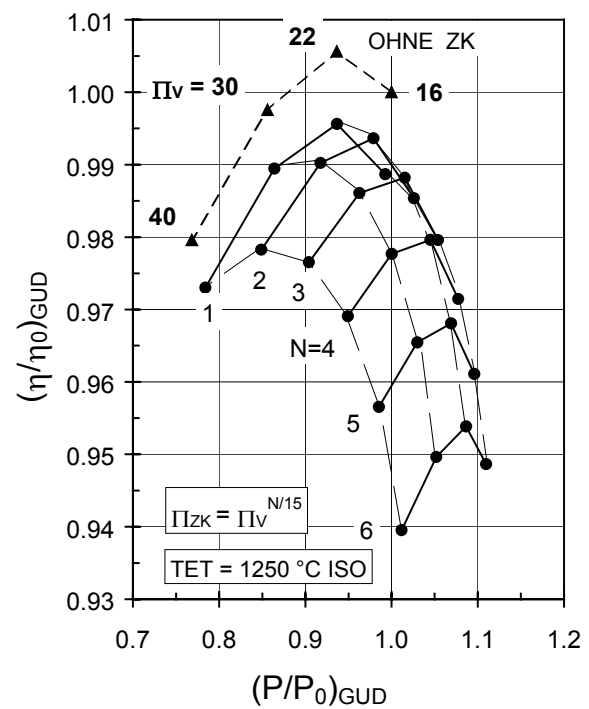
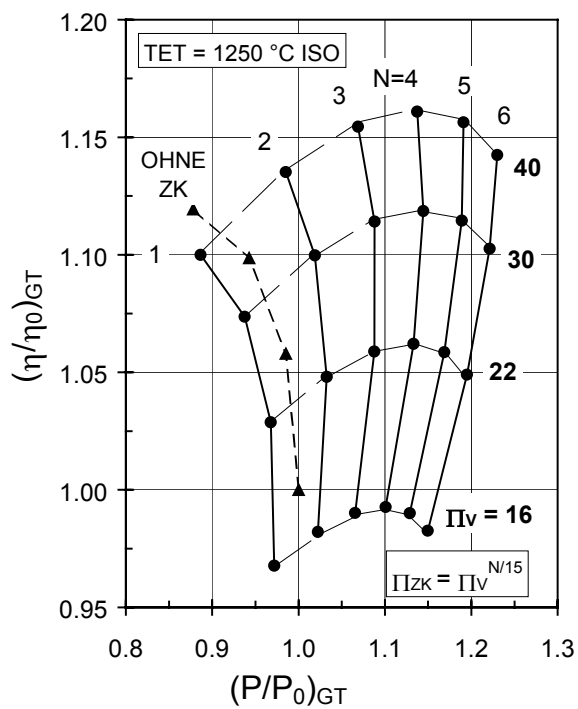
- B.1 Variation des Druckverhältnisses der Zwischenerhitzung
- B.2 Variation des Druckverhältnisses der Zwischenkühlung
- B.3 Einfluß des Verdichter- und Turbinenwirkungsgrades auf den Gasturbinen- und den GUD-Prozeß
- B.4 Offene Luftkühlung der Turbine: Variation der zulässigen Schaufelwandtemperaturen
- B.5 Offene Luftkühlung der Turbine: Variation der Kühlluftdruckverluste
- B.6 Offene Luftkühlung der Brennkammer: Variation der Brennkammerkühlluftmenge und des Brennkammerdruckverlustes
- B.7 Offene Luftkühlung der Turbine: Variation bei Kühlluftkühlung
- B.8 Geschlossene Luftkühlung der Brennkammer: Variation der Kühlwärme und der Leckagen
- B.9 Geschlossene Dampfkühlung der Brennkammer: Variation der Kühlwärme und der Leckagen
- B.10 Geschlossene Dampfkühlung der Brennkammer: Variation des Dampfdruckverlustes, Einsatz von Wasser als Kühlmittel
- B.11 Geschlossene Hochdruckluftkühlung der Turbine: Variation des Kühlluftdruckverlustes und der Leckagen
- B.12 Geschlossene Niederdruckluftkühlung der Turbine: Variation des Kühlluftdruckverlustes und der Art der Durchströmung der Schaufelreihen
- B.13 Geschlossene Dampfkühlung der Turbine: Variation der Leckagen und der Dampfdruckverluste
- B.14 Geschlossene Dampfkühlung der Turbine: Variation der Stanton-Zahl
- B.15 Geschlossene Dampfkühlung der Turbine: Variation der Anzahl der dampfgekühlten Schaufeln
- B.16 Geschlossene Dampfkühlung der 1. und 2. Turbinenstufe: Variation der Schaltung

B.1 Variation des Druckverhältnisses der Zwischenerhitzung



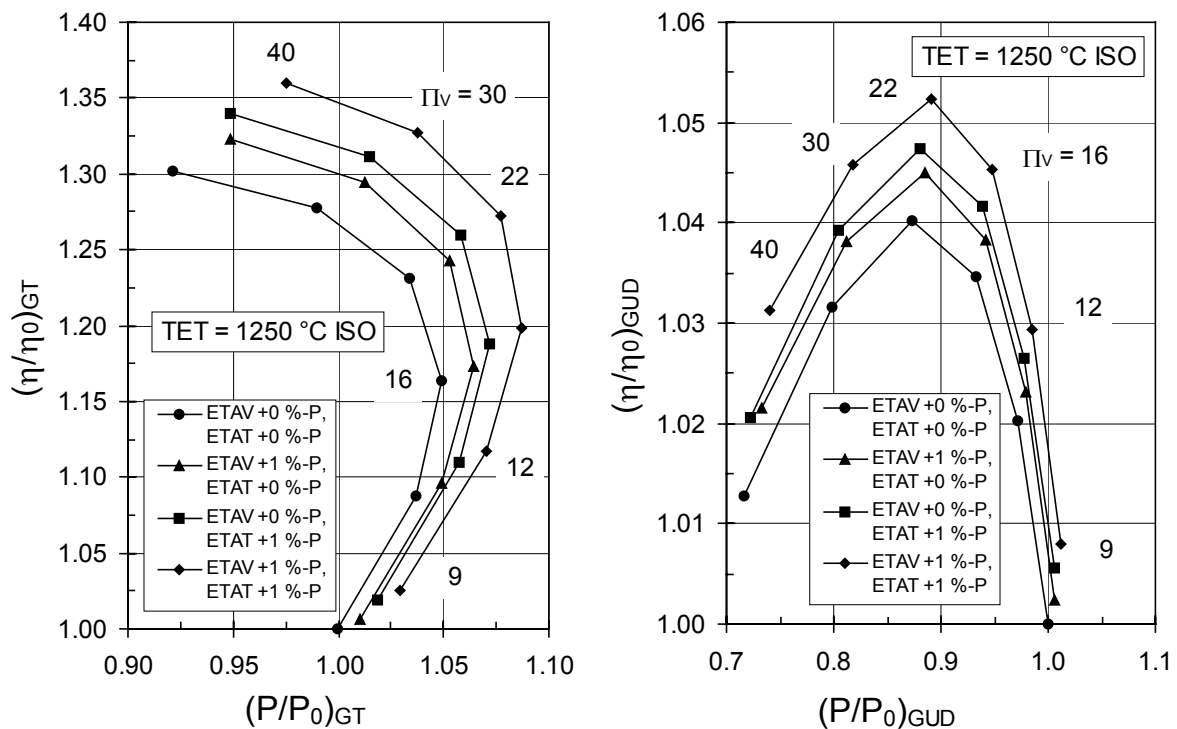
Konstanter polytroper Verdichterwirkungsgrad und isentroper Turbinenwirkungsgrad

B.2 Variation des Druckverhältnisses der Zwischenkühlung



Konstanter polytroper Verdichterwirkungsgrad und isentroper Turbinenwirkungsgrad

B.3 Einfluß des Verdichter- und Turbinenwirkungsgrades auf den Gasturbinen- und den GUD-Prozeß



B.4 Offene Luftkühlung der Turbine: Variation der zulässigen Schaufelwandtemperaturen

		Basis- variante	Zulässige Schaufelwand- Temperatur			
			$\vartheta_{LE} + 50 \text{ K}$	$\vartheta_{LE} / \vartheta_{LA} + 50 \text{ K}$	$\vartheta_{LA} - 50 \text{ K}$	$\vartheta_{LE} / \vartheta_{LA} - 50 \text{ K}$
η_{GT}	(%)	37.71	37.79	38.11	37.27	37.19
P_{GT}	(MW)	234.23	239.67	246.68	225.51	218.85
η_{GUD}	(%)	58.52	58.84	59.25	57.96	57.50
P_{GUD}	(MW)	360.15	369.80	380.02	347.51	335.36
ϑ vor Leit1	(°C)	1383.7	1383.7	1383.7	1383.7	1383.7
ϑ vor Lauf1	(°C)	1331.3	1344.4	1344.4	1331.3	1310.7
ϑ_{ISO}	(°C)	1187.5	1203.4	1219.0	1167.8	1148.1
ϑ_{Abg}	(°C)	573.0	583.0	590.5	563.8	550.9
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-P)	-	0.06	0.46	-0.53	-0.53
$m_{KL,BK}$	(%)	11.9	12.2	12.4	11.6	11.3
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	21.3	19.6	18.0	23.4	25.5

Randbedingungen:

- Bruttowerte für Wirkgd. und Leistung
- Verbrennungstemperatur 1530 °C
- Druckverhältnis 16
- Relative Massenströme bzgl. Ansaugmassenstrom
- Sperrluft 6.6 %
- Dampfprozeß: 3-Druck-ZÜ (110 bar)
- Dampftemperatur = Abgastemp. - 20 K
- Kondensatordruck 0.04 bar

B.5 Offene Luftkühlung der Turbine: Variation der Kühlluftdruckverluste

		Basisvariante		
		$\Delta p_{KL} = 1.0 \text{ bar}$	$\Delta p_{KL} = 1.5 \text{ bar}$	$\Delta p_{KL} = 0.5 \text{ bar}$
η_{GT}	(%)	37.71	37.62	37.80
P_{GT}	(MW)	234.23	233.44	234.96
η_{GUD}	(%)	58.52	58.46	58.57
P_{GUD}	(MW)	360.15	359.50	360.72
$\vartheta \text{ vor Leit1}$	(°C)	1383.7	1383.8	1383.7
$\vartheta \text{ vor Lauf1}$	(°C)	1331.3	1331.3	1331.2
ϑ_{ISO}	(°C)	1187.5	1187.5	1187.4
ϑ_{Abg}	(°C)	573.0	573.4	572.7
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-P)	-	-0.05	0.05
$m_{KL,BK}$	(%)	11.9	11.9	11.9
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	21.3	21.4	21.2

B.6 Offene Luftkühlung der Brennkammer: Variation der Brennkammerkühlluftmenge und des Brennkammerdruckverlustes

		Basis	Kühlluftmenge		Druckverlust	
			$\Delta p_{BK} = 2 \%$	$m_{KL} + 10 \%$	$m_{KL} - 10 \%$	$\Delta p_{BK} = 3 \%$
η_{GT}	(%)	37.71	37.72	37.71	37.49	37.27
P_{GT}	(MW)	234.23	232.09	236.32	232.82	231.39
η_{GUD}	(%)	58.52	58.39	58.64	58.42	58.32
P_{GUD}	(MW)	360.15	356.02	364.16	359.48	358.78
$\vartheta \text{ vor Leit1}$	(°C)	1383.7	1370.1	1397.2	1383.7	1383.7
$\vartheta \text{ vor Lauf1}$	(°C)	1331.3	1320.2	1342.2	1331.3	1331.3
ϑ_{ISO}	(°C)	1187.5	1181.1	1193.7	1187.2	1187.0
ϑ_{Abg}	(°C)	573.0	568.3	577.6	574.9	576.7
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-P)	-	0.07	-0.08	-0.03	-0.07
$m_{KL,BK}$	(%)	11.9	13.1	10.7	11.9	11.9
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	21.3	20.8	21.9	21.4	21.4

Randbedingungen für B.5 und B.6:

- Bruttowerte für Wrkgd. und Leistung
- Verbrennungstemperatur 1530 °C
- Druckverhältnis 16
- Relative Massenströme bzgl. Ansaugmassenstrom
- Sperrluft 6.6 %
- Dampfprozeß: 3-Druck-ZÜ (110 bar)
- Dampftemperatur = Abgastemp. - 20 K
- Kondensatordruck 0.04 bar

B.7 Offene Luftkühlung der Turbine: Variation bei Kühlluftkühlung (KLK)

		Basis				
		Leit1 + Lauf1 $\vartheta_{KL} = 200 \text{ °C}$ ND-Trommel	Leit1 + Lauf1 $\vartheta_{KL} = 175 \text{ °C}$ ND-Trommel	Leit1 + Lauf1 $\vartheta_{KL} = 250 \text{ °C}$ ND-Trommel	Lauf1 $\vartheta_{KL} = 200 \text{ °C}$ ND-Trommel	Leit1 + Lauf1 $\vartheta_{KL} = 260 \text{ °C}$ MD-Trommel
\dot{Q}_{KLK}	(MW)	10.7	11.6	8.7	5.0	8.2
η_{GT}	(%)	37.38	37.36	37.42	37.70	37.43
P_{GT}	(MW)	240.67	241.26	239.30	238.06	238.99
η_{GUD}	(%)	58.36	58.36	58.38	58.50	58.57
P_{GUD}	(MW)	372.36	373.40	369.94	366.03	370.56
ϑ vor Leit1	(°C)	1383.7	1383.7	1383.7	1383.7	1383.7
ϑ vor Lauf1	(°C)	1345.4	1346.5	1342.7	1331.3	1342.1
ϑ_{ISO}	(°C)	1200.5	1201.5	1198.2	1193.1	1197.7
ϑ_{Abg}	(°C)	579.7	580.2	578.6	574.6	578.3
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-P)	-	0.03	-0.06	0.01	-0.07
$m_{KL,BK}$	(%)	12.3	12.4	12.3	12.1	12.2
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	18.4	18.1	19.0	20.0	19.1

B.8 Geschl. Luftkühlung der Brennkammer: Variation der Kühlwärme und der Leckagen

		Basis	Kühlwärme		Leckagen	
		$m_L = 10 \text{ kg/s}$	$Q_K + 10 \%$	$Q_K - 10 \%$	$m_L = 0 \text{ kg/s}$	$m_L = 20 \text{ kg/s}$
η_{GT}	(%)	37.30	37.30	37.30	37.27	37.32
P_{GT}	(MW)	246.68	246.49	246.88	249.07	244.18
η_{GUD}	(%)	59.21	59.20	59.21	59.34	59.08
P_{GUD}	(MW)	388.04	387.67	388.41	392.99	383.02
ϑ vor Leit1	(°C)	1492.8	1491.2	1494.4	1513.4	1472.5
ϑ vor Lauf1	(°C)	1416.2	1415.0	1417.4	1431.5	1400.9
ϑ_{ISO}	(°C)	1232.6	1232.0	1233.2	1240.0	1225.0
ϑ_{Abg}	(°C)	609.3	608.8	609.7	615.1	603.3
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-P)	-	0.01	-0.01	-0.12	0.13
$m_{KL,BK}$	(%)	74.2	74.3	74.1	73.4	75.1
$\dot{Q}_{K,BK}$	(MW)	10.4	11.4	9.4	10.4	10.4
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	25.8	25.7	25.9	26.6	24.9

Randbedingungen für B.7 und B.8:

- Bruttowerte für Wrkgd. und Leistung unter Berücksichtigung der Boosterleistung
- Booster für Leitschaukelkühlluft bei KLK
- Verbr.-Temp. 1530 °C, Druckverhältnis 16
- Relative Massenströme bzgl. Ansaugmassenstrom
- BK-Druckverlust der geschl. Kühlung 4 %
- Sperrluft 6.6 %
- Dampfprozeß: 3-Druck-ZÜ (110 bar)
- Dampftemperatur = Abgastemp. - 20 K
- Kondensatordruck 0.04 bar

B.9 Geschl. Dampfkühlung der Brennkammer: Variation der Kühlwärme und der Leckagen

		Basis	Kühlwärme		Leckagen		Kühldampf
		$m_L = 0.4 \%$	$Q_K + 10 \%$	$Q_K - 10 \%$	$m_L = 0.8 \%$	$m_L = 0 \%$	$m_{KD} = 7.9 \%$
η_{GT}	(%)	37.26	37.23	37.29	37.51	37.01	37.23
P_{GT}	(MW)	253.41	253.36	253.45	254.63	252.19	253.32
η_{GUD}	(%)	59.22	59.19	59.26	59.04	59.41	59.04
P_{GUD}	(MW)	399.12	399.13	399.11	397.11	401.10	398.03
ϑ vor Leit1	(°C)	1504.6	1502.1	1507.1	1495.8	1513.4	1503.7
ϑ vor Lauf1	(°C)	1425.5	1423.6	1427.3	1418.9	1432.0	1424.8
ϑ_{ISO}	(°C)	1237.6	1236.7	1238.5	1234.4	1240.7	1237.3
ϑ_{Abg}	(°C)	612.3	611.7	612.9	610.7	613.8	612.1
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-P)	-	0.01	-0.01	0.03	-0.03	0.00
$m_{KD,BK}$	(%)	3.9	4.3	3.6	4.0	3.9	7.9
$\dot{Q}_{K,BK}$	(MW)	10.4	11.4	9.4	10.4	10.4	10.4
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	26.5	26.4	26.5	26.3	26.6	26.4

B.10 Geschl. Dampfkühlung der Brennkammer: Variation des Dampfdruckverlustes, Einsatz von Wasser als Kühlmittel

		Basis	Druckverlust des Dampfes		Wasser (HD-Eco 2)	
		$\Delta p_{KD} = 4 \%$	$\Delta p_{KD} = 8 \%$ Drosselung des Hauptstromes	$\Delta p_{KD} = 16 \%$ 2. Einleitstelle in die DT	Leckagen $m_L = 0.0 \%$	Leckagen $m_L = 0.4 \%$
η_{GT}	(%)	37.26	37.26	37.26	37.01	36.98
P_{GT}	(MW)	253.41	253.41	253.41	252.19	252.57
η_{GUD}	(%)	59.22	59.16	59.16	59.26	58.92
P_{GUD}	(MW)	399.12	398.67	398.80	400.13	398.77
ϑ vor Leit1	(°C)	1504.6	1504.6	1504.6	1513.4	1496.5
ϑ vor Lauf1	(°C)	1425.5	1425.5	1425.5	1432.0	1419.5
ϑ_{ISO}	(°C)	1237.6	1237.6	1237.6	1240.7	1234.7
ϑ_{Abg}	(°C)	612.3	612.3	612.3	613.8	610.2
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-P)	-	0.00	0.00	-0.03	0.04
$m_{KD,BK}$	(%)	3.9	3.9	4.0	3.9	3.9
$\dot{Q}_{K,BK}$	(MW)	10.4	10.4	10.4	10.4	10.4
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	26.5	26.5	26.5	26.6	26.1

Randbedingungen für B.9 und B.10:

- Bruttowerte für Wirkgd. und Leistung
- Verbrennungstemperatur 1530 °C
- Druckverhältnis 16
- Relative Massenströme bzgl. Ansaugmassenstrom
- Sperrluft 6.6 %
- keine Überhitzung des Kühldampfes im AHD
- Dampftemperatur = Abgastemp. - 20 K
- Dampfprozeß: 3-Druck-ZÜ (110 bar)

B.11 Geschl. Hochdruck-Luftkühlung der Turbine: Variation des Kühlluftdruckverlustes und der Leckagen

		Basis	Druckverlust		Leckagen	
		$\Delta p_{KL} = 30\%$ $m_L = 1.5\%$	$\Delta p_{KL} = 40\%$ $m_L = 1.8\%$	$\Delta p_{KL} = 20\%$ $m_L = 1.4\%$	$\Delta p_{KL} = 30\%$ $m_L = 0.0\%$	$\Delta p_{KL} = 30\%$ $m_L = 3.0\%$
Booster	(MW)	25.64	43.14	14.11	26.24	25.07
η_{GT}	(%)	36.90	35.17	38.00	37.18	36.64
P_{GT}	(MW)	244.78	226.13	257.12	249.71	240.12
η_{GUD}	(%)	59.08	57.92	59.81	59.37	58.80
P_{GUD}	(MW)	388.32	369.03	401.06	395.15	381.82
ϑ vor Leit1	(°C)	1382.8	1382.5	1383.0	1382.8	1382.9
ϑ vor Lauf1	(°C)	1366.6	1366.0	1367.0	1369.4	1363.8
ϑ_{ISO}	(°C)	1273.0	1271.7	1273.9	1283.2	1263.2
ϑ_{Abg}	(°C)	614.3	613.2	615.0	618.6	610.2
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-P)	90.51	-0.05	0.04	0.33	-0.31
$m_{KL,BK}$	(%)	13.9	13.8	13.9	14.1	13.6
$\dot{Q}_{K,T}$	(MW)	29.2	29.0	29.3	29.8	28.6
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	54.1	61.1	49.3	55.2	53.0

B.12 Geschl. Niederdruck-Luftkühlung der Turbine: Variation des Kühlluftdruckverlustes u. d. Art der Durchstrg. der Schaufelreihen

		Basis		
		$\Delta p_{KL} = 80\%$ seriell	$\Delta p_{KL} = 65\%$ seriell	$\Delta p_{KL} = 65\%$ parallel
η_{GT}	(%)	35.66	36.58	35.66
P_{GT}	(MW)	230.28	239.86	216.87
η_{GUD}	(%)	58.19	58.79	57.34
P_{GUD}	(MW)	372.35	382.01	345.58
ϑ vor Leit1	(°C)	1383.7	1383.7	1383.7
ϑ vor Lauf1	(°C)	1370.1	1370.1	1370.2
ϑ_{ISO}	(°C)	1276.5	1277.4	1272.4
ϑ_{Abg}	(°C)	611.2	611.2	580.1
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-P)	-	0.02	-0.07
$m_{KL,BK}$	(%)	12.4	12.6	11.6
$\dot{Q}_{K,T}$	(MW)	26.5	26.9	25.1
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	18.1	16.8	23.0

Randbedingungen für B.11 und B.12:

- Bruttowerte für Wrkgd. und Leistung unter Berücksichtigung der Boosterleistung
- Booster bei geschl. HD-Luftkühlung
- Verbr.-Temp. 1530 °C, Druckverhältnis 16
- Relative Massenströme bzgl. Ansaugmassenstrom
- Leckagen m_L/m_{KL} : Leit/Lauf = 1/3
- Sperrluft 6.6 %
- HD-Luftkühlung: parallele Durchströmung der Schaufelreihen
- Dampftemperatur = Abgastemp. - 20 K

B.13 Geschlossene Dampfkühlung der Turbine: Variation der Leckagen und der Dampfdruckverluste

		Basis	Leckagen		Druckverlust	
		$m_L = 1.3 \%$ $\Delta p_{KD} = 30 \%$	$m_L = 0.0 \%$ $\Delta p_{KD} = 30 \%$	$m_L = 2.5 \%$ $\Delta p_{KD} = 30 \%$	$m_L = 1.3 \%$ $\Delta p_{KD} = 20 \%$	$m_L = 1.3 \%$ $\Delta p_{KD} = 40 \%$
η_{GT}	(%)	38.27	37.85	38.67	38.29	38.25
P_{GT}	(MW)	281.01	277.90	283.93	281.12	280.89
η_{GUD}	(%)	59.39	60.13	58.68	59.60	59.15
P_{GUD}	(MW)	432.1	437.47	426.99	433.62	430.37
ϑ vor Leit1	(°C)	1383.7	1383.7	1383.7	1383.7	1383.7
ϑ vor Lauf1	(°C)	1365.2	1370.3	1360.3	1365.3	1365.0
ϑ_{ISO}	(°C)	1267.1	1284.5	1251.5	1267.5	1266.7
ϑ_{Abg}	(°C)	614.8	621.3	608.9	615.0	614.5
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-P)	-	0.30	-0.29	-0.01	0.00
$m_{KL,BK}$	(%)	14.1	14.1	14.1	14.1	14.1
$\dot{Q}_{K,T}$	(MW)	29.6	30.0	29.3	29.3	30.0
$m_{KD,T}$	(%)	15.5	15.8	15.0	15.5	15.5
$m_{SL,T}$	(%)	6.6	6.6	6.6	6.6	6.6

B.14 Geschlossene Dampfkühlung der Turbine: Variation der Stanton-Zahl

		Basis	Stanton-Zahl
		$Sta_{LE} = Sta_{LE,0}$ $Sta_{LA} = Sta_{LA,0}$	$Sta_{LE} = 0.9 \cdot Sta_{LE,0}$ $Sta_{LA} = 0.9 \cdot Sta_{LA,0}$
η_{GT}	(%)	38.27	38.36
P_{GT}	(MW)	281.01	281.67
η_{GUD}	(%)	59.39	59.53
P_{GUD}	(MW)	432.1	433.12
ϑ vor Leit1	(°C)	1383.7	1383.7
ϑ vor Lauf1	(°C)	1365.2	1367.0
ϑ_{ISO}	(°C)	1267.1	1272.0
ϑ_{Abg}	(°C)	614.8	617.8
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-P)	-	-0.03
$m_{KL,BK}$	(%)	14.1	14.1
$\dot{Q}_{K,T}$	(MW)	29.6	26.8
$m_{KD,T}$	(%)	15.5	14.2
$m_{SL,T}$	(%)	6.6	6.6

Randbedingungen für B.13 und B.14:

- Bruttowerte für Wrkgd. und Leistung
- Verbr.-Temp. 1530 °C, Druckverhältnis 16
- Leckagen m_L/m_{KD} : Leit/Lauf = 1/3
- Relative Massenströme bzgl. Ansaugmassenstrom
- Parallele Durchströmung der der Schaufelreihen
- Dampftemperatur = Abgastemp. - 20 K
- Endüberhitzung des Kühldampfes im AHD

B.15 Geschlossene Dampfkühlung der Turbine: Variation der Anzahl der dampfgekühlten Schaufeln

		Basis				
		Leit 1-3 Lauf 1-3	Leit 1	Leit 1 Lauf 1	Leit 1 + 2	Leit 1 + 2 Lauf 1 + 2
η_{GT}	(%)	38.27	37.49	38.01	37.43	38.11
P_{GT}	(MW)	281.01	243.84	258.14	249.29	269.66
η_{GUD}	(%)	59.39	58.70	59.12	58.76	59.23
P_{GUD}	(MW)	432.1	378.34	397.77	387.76	415.33
ϑ vor Leit1	(°C)	1383.7	1383.7	1383.7	1383.7	1383.7
ϑ vor Lauf1	(°C)	1365.2	1355.6	1365.3	1355.7	1365.1
ϑ_{ISO}	(°C)	1267.1	1207.4	1229.9	1218.5	1250.3
ϑ_{Abg}	(°C)	614.8	586.9	598.8	592.2	608.2
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-P)	-	-1.96	-1.39	-1.61	-0.68
$m_{KL,BK}$	(%)	14.1	12.5	13.1	12.8	13.7
$\dot{Q}_{K,T}$	(MW)	29.6	9.1	14.7	15.2	24.8
$m_{KD,T}$	(%)	15.5	5.0	8.1	8.1	13.7
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	6.6	17.3	13.3	15.2	9.1

B.16 Geschlossene Dampfkühlung der 1. und 2. Turbinenstufe: Variation der Schaltung

		Endüberhitzer im AHK 2. Einleitstelle in d. DT	Endüberhitzer im AHK Drosselung d. Restmenge	Kein End-ÜH im AHK 2. Einleitstelle in d. DT
		η_{GT}	(%)	38.11
P_{GT}	(MW)	269.66	269.66	269.66
η_{GUD}	(%)	59.23	59.15	59.04
P_{GUD}	(MW)	415.33	414.82	413.99
ϑ vor Leit1	(°C)	1383.7	1383.7	1383.7
ϑ vor Lauf1	(°C)	1365.1	1365.3	1365.1
ϑ_{ISO}	(°C)	1250.3	1250.7	1250.3
ϑ_{Abg}	(°C)	608.2	608.4	608.2
$\Delta\eta_{s,T}$	(%-P)	-	0.00	0.00
$m_{KL,BK}$	(%)	13.7	13.7	13.7
$\dot{Q}_{K,T}$	(MW)	24.8	24.7	24.8
$m_{KD,T}$	(%)	13.7	13.3	13.7
$(m_{KL}+m_{SL})_T$	(%)	9.1	9.1	9.1

Randbedingungen für B.15 und B.16:

- Bruttowerte für Wirkgd. und Leistung
- Verbr.-Temp. 1530 °C, Druckverhältnis 16
- Leckagen m_L/m_{KD} : Leit 5 %, Lauf 15 %
- Relative Massenströme bzgl. Ansaugmassenstrom
- Parallele Durchströmung der Schaufelreihen
- Dampftemperatur = Abgastemp. - 20 K
- Endüberhitzung des Kühldampfes im AHD

Anhang C

Anlagenkosten, Stromerzeugungskosten und exergoökonomische Kenngrößen

- C.1 Anlagenkosten der GUD-Varianten mit verschiedenen Druckverhältnissen und Dampftemperaturen
- C.2 Anlagenkosten der GUD-Varianten mit verschiedenen Gasturbinenprozessen
- C.3 Anlagenkosten des HAT-Prozesses, des STIG-Prozesses, des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation und des 'einfachen' Gasturbinenprozesses
- C.4 Variation der Zinsen
- C.5 Variation des Abschreibungszeitraumes
- C.6 Variation des Brennstoffpreises
- C.7 Variation der Preissteigerungsrate des Brennstoffes
- C.8 Variation der Kosten für Wartung und Instandhaltung des GUD-Prozesses mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung
- C.9 Variation der Betriebsmittelkosten des HAT-Prozesses
- C.10 Variation der Betriebsmittelkosten des STIG-Prozesses
- C.11 Variation der Kosten für Wartung und Instandhaltung der GUD-Prozesse mit geschlossenen Turbinenkühlsystemen
- C.12 Exergoökonomische Kenngrößen des GUD-Prozesses mit der „einfachen“ Gasturbine
- C.13 Exergoökonomische Kenngrößen des GUD-Prozesses mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung
- C.14 Exergoökonomische Kenngrößen des GUD-Prozesses mit der Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung
- C.15 Exergoökonomische Kenngrößen des HAT-Prozesses
- C.16 Exergoökonomische Kenngrößen des STIG-Prozesses

C.1 Anlagenkosten der GUD-Varianten mit verschiedenen Druckverhältnissen und Dampftemperaturen

	GUD (14/550) K/K ₀ [%]	GUD (14/580) K/K ₀ [%]	GUD (16) K/K ₀ [%]	GUD (18) K/K ₀ [%]
Hauptkomponenten				
Gasturbine	12.05	12.05	12.33	12.60
Brennstoffvorwärmung	0.41	0.41	0.41	0.40
Abhitzedampferzeuger	10.24	10.51	9.96	9.58
Rohrleitungen + Armaturen	3.80	4.07	3.63	3.47
Dampfturbine	8.48	9.25	8.09	7.71
Kondensatpumpe	0.24	0.24	0.23	0.21
Speisewasserpumpe	0.42	0.42	0.40	0.37
Kondensator + Evakuierung	2.15	2.15	2.04	1.93
Generator	4.98	5.01	4.90	4.79
Summe:	42.76	44.11	41.98	41.06
Hauptsysteme				
Wasser-Dampf-Kreislauf	1.16	1.16	1.16	1.16
Hilfisdampferzeuger	0.37	0.37	0.37	0.37
Umleiteinrichtung	0.31	0.31	0.31	0.31
Kühlwasserversorgung	2.01	2.01	2.01	2.01
Wasseraufbereitung	1.35	1.35	1.35	1.35
Chlorerzeugung	1.07	1.07	1.07	1.07
Ansaugsystem	0.70	0.70	0.70	0.70
Abgassystem	0.51	0.51	0.51	0.51
Brennstoffversorgung	1.51	1.51	1.51	1.51
Summe:	8.99	8.99	8.99	8.99
Nebensysteme				
Brandschutz	0.78	0.78	0.78	0.78
Klima/Lüftung	1.69	1.69	1.69	1.69
Kommunikation	0.17	0.17	0.17	0.17
Hebezeuge	0.62	0.62	0.62	0.62
Werkstätten	0.44	0.44	0.44	0.44
Labor	0.17	0.17	0.17	0.17
Summe:	3.86	3.86	3.86	3.86
Elektrotechnik				
Transformatoren	3.28	3.30	3.23	3.15
Schaltanlagen	1.13	1.13	1.13	1.13
Notstromversorgung	0.22	0.22	0.22	0.22
Verkabelung	2.85	2.85	2.85	2.85
Sonstiges	0.35	0.35	0.35	0.35
Summe:	7.83	7.85	7.78	7.70
Leittechnik				
Blockwarte	1.40	1.40	1.40	1.40
L-Technik Ausrüstung	0.85	0.85	0.85	0.85
L-Technik am Turbosatz	1.60	1.60	1.60	1.60
Summe:	3.85	3.85	3.85	3.85
Bau				
Gebäude	7.10	7.10	7.10	7.10
Kühlwasserbauwerke	7.10	7.10	7.10	7.10
Straßen- und Außenanlagen	1.00	1.00	1.00	1.00
Bauplanung	1.88	1.88	1.88	1.88
Anlagenplanung	0.72	0.72	0.72	0.72
Summe:	17.80	17.80	17.80	17.80

Montage/Inbetriebsetzung

Baustelleneinrichtung	1.68	1.68	1.68	1.68
Transport	1.32	1.32	1.32	1.32
Montage	4.84	4.84	4.84	4.84
Inbetriebsetzung	2.49	2.49	2.49	2.49
Abnahmemessungen	0.33	0.33	0.33	0.33
Summe:	10.67	10.67	10.67	10.67

Projektleitung

Projektmanagement	4.74	4.74	4.74	4.74
Kundenschulung	0.34	0.34	0.34	0.34
Summe:	5.08	5.08	5.08	5.08

Anlagenkosten [%]

100.84	102.21	100.00	99.00
---------------	---------------	---------------	--------------

Nettoleistung [%]

103.61	104.03	100.00	96.00
---------------	---------------	---------------	--------------

Spez. Anlagenkosten [%]

97.32	98.25	100.00	103.13
--------------	--------------	---------------	---------------

C.2 Anlagenkosten der GUD-Varianten mit verschiedenen Gasturbinenprozessen

	GUD K/K ₀ [%]	GUD-ZE K/K ₀ [%]	GUD-ZK-ZE K/K ₀ [%]
Hauptkomponenten			
Gasturbine	12.33	30.22	28.12
Zwischenkühler	-	-	2.75
Brennstoffverdichter	-	0.72	0.83
Brennstoffvorwärmung	0.41	0.55	0.61
Abhitzedampferzeuger	9.96	10.29	10.51
Rohrleitungen + Armaturen	3.63	3.85	4.68
Dampfturbine	8.09	8.81	9.19
Kondensatpumpe	0.23	0.23	0.24
Speisewasserpumpe	0.40	0.41	0.42
Kondensator + Evakuierung	2.04	2.06	2.09
Generator	4.90	5.01	5.28
Summe:	41.98	62.14	64.72
Hauptsysteme			
Wasser-Dampf-Kreislauf	1.16	1.16	1.16
Hilfsdampferzeuger	0.37	0.37	0.37
Umleiteinrichtung	0.31	0.31	0.31
Kühlwasserversorgung	2.01	2.01	2.48
Wasseraufbereitung	1.35	1.35	1.35
Chlorerzeugung	1.07	1.07	1.07
Ansaugsystem	0.70	0.70	0.70
Abgassystem	0.51	0.51	0.51
Brennstoffversorgung	1.51	1.51	1.51
Summe:	8.99	8.99	9.46
Nebensysteme			
Brandschutz	0.78	0.78	0.78
Klima/Lüftung	1.69	1.69	1.69
Kommunikation	0.17	0.17	0.17
Hebezeuge	0.62	0.62	0.62
Werkstätten	0.44	0.44	0.44
Labor	0.17	0.17	0.17
Summe:	3.86	3.86	3.86
Elektrotechnik			
Transformatoren	3.23	3.30	3.49
Schaltanlagen	1.13	1.13	1.13
Notstromversorgung	0.22	0.22	0.22
Verkabelung	2.85	2.85	2.85
Sonstiges	0.35	0.35	0.35
Summe:	7.78	7.85	8.05
Leittechnik			
Blockwarte	1.40	1.40	1.40
L-Technik Ausrüstung	0.85	0.96	1.10
L-Technik am Turbosatz	1.60	1.71	1.82
Summe:	3.85	4.07	4.32

Bau			
Gebäude	7.10	8.20	10.40
Kühlwasserbauwerke	7.10	7.10	7.71
Straßen- und Außenanlagen	1.00	1.00	1.00
Bauplanung	1.88	1.88	1.88
Anlagenplanung	0.72	0.72	0.72
Summe:	17.80	18.90	21.71
Montage/Inbetriebsetzung			
Baustelleneinrichtung	1.68	1.68	1.68
Transport	1.32	1.32	1.32
Montage	4.84	4.84	4.95
Inbetriebsetzung	2.49	2.49	2.49
Abnahmemessungen	0.33	0.33	0.33
Summe:	10.67	10.67	10.78
Projektleitung			
Projektmanagement	4.74	4.74	4.74
Kundenschulung	0.34	0.34	0.34
Summe:	5.08	5.08	5.08
Anlagenkosten [%]	100.00	121.56	127.97
Nettoleistung [%]	100.00	105.07	117.96
Spezifische Anlagenkosten [%]	100.00	115.69	108.49

C.3 Anlagenkosten des HAT-Prozesses, des STIG-Prozesses, des Gasturbinenprozesses mit Zwischenkühlung und Rekuperation und des 'einfachen' GT-Prozesses

	HAT K/K ₀ [%]	STIG K/K ₀ [%]	GT-ZK-REK K/K ₀ [%]	GT K/K ₀ [%]
Hauptkomponenten				
Gasturbine	15.03	13.37	13.92	12.33
Brennstoffvorwärmung	0.44	0.42	0.28	-
Zwischenkühler	4.95	-	3.30	-
Nachkühler	1.93	-	-	-
Abhitzedampferzeuger	-	8.53	-	-
Rekuperator	13.76	-	11.56	-
Abgaswärmeübertrager	6.60	-	-	-
Aufsättiger	2.48	-	-	-
Rohrleitungen + Armaturen	7.16	2.06	4.40	-
Pumpen	0.55	0.39	-	-
Generator	5.12	4.73	4.35	3.25
Summe:	58.01	29.51	37.81	15.58
Hauptsysteme				
Wasserversorgung	1.10	1.10	1.65	-
Wasseraufbereitung	3.85	3.85	-	-
Ansaugsystem	0.70	0.70	0.70	0.70
Abgassystem	0.51	2.48	0.51	1.65
Brennstoffversorgung	1.51	1.51	1.51	1.51
Sonstiges	0.41	0.41	0.41	0.11
Summe:	8.09	10.06	4.78	3.97
Nebensysteme				
Brandschutz	0.66	0.66	0.66	0.55
Klima/Lüftung	1.27	1.27	1.27	0.94
Kommunikation	0.14	0.14	0.14	0.14
He	0.39	0.39	0.39	0.39
Werkstätten	0.44	0.44	0.44	0.44
Labor	0.26	0.26	0.08	0.08
Summe:	3.15	3.15	2.97	2.53
Elektrotechnik				
Transformatoren	3.37	3.13	2.87	2.48
Schaltanlagen	1.13	1.13	1.13	0.83
Notstromversorgung	0.22	0.22	0.22	0.22
Verkabelung	2.48	2.20	2.20	1.38
Sonstiges	0.35	0.35	0.35	0.22
Summe:	7.55	7.03	6.77	5.12
Leittechnik				
Blockwarte	1.29	1.18	1.18	0.55
L-Technik Ausrüstung	0.85	0.69	0.69	0.28
L-Technik am Turbosatz	0.83	0.72	0.72	0.72
Summe:	2.97	2.59	2.59	1.54
Bau				
Gebäude	9.30	7.10	7.10	3.03
Kühlwasserbauwerke	-	-	2.20	-
Straßen- und Außenanlagen	0.66	0.66	0.66	0.66
Bauplanung	1.65	1.21	1.21	0.66
Anlagenplanung	0.66	0.50	0.50	0.33
Summe:	12.27	9.47	11.67	4.68

Montage/Inbetriebsetzung

Baustelleneinrichtung	1.54	1.27	1.27	0.83
Transport	1.21	1.10	1.10	0.99
Montage	4.13	3.58	3.58	1.93
Inbetriebsetzung	1.65	1.16	1.16	0.55
Abnahmemessungen	0.22	0.11	0.11	0.08
Summe:	8.75	7.21	7.21	4.38

Projektleitung

Projektmanagement	4.40	3.85	3.85	2.48
Kundenschulung	0.34	0.34	0.34	0.34
Summe:	4.74	4.19	4.19	2.81

Anlagenkosten [%]

105.53	73.20	77.99	40.61
---------------	--------------	--------------	--------------

Nettleistung [%]

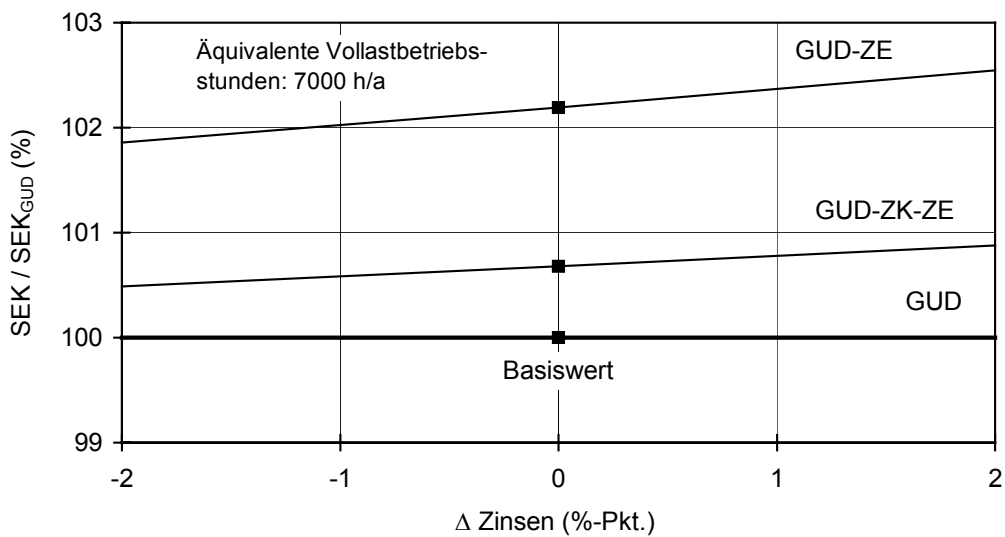
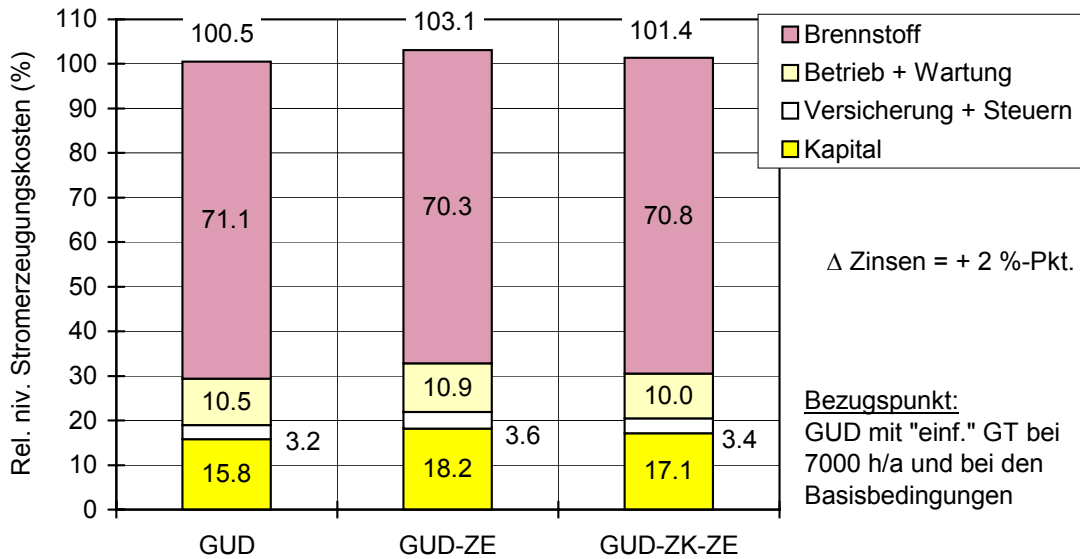
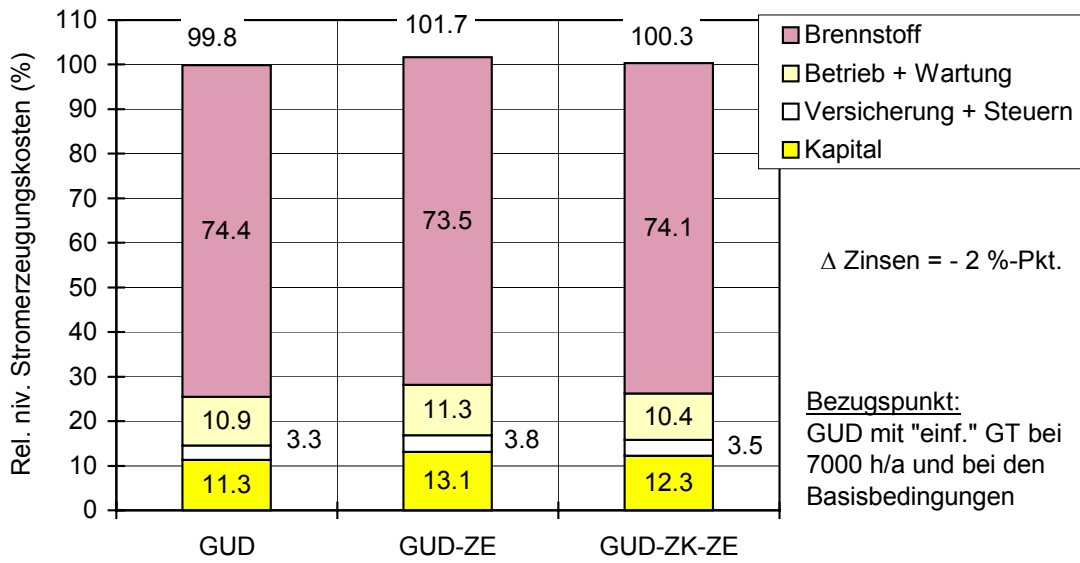
109.28	94.47	79.64	65.63
---------------	--------------	--------------	--------------

Spez. Anlagenkosten [%]

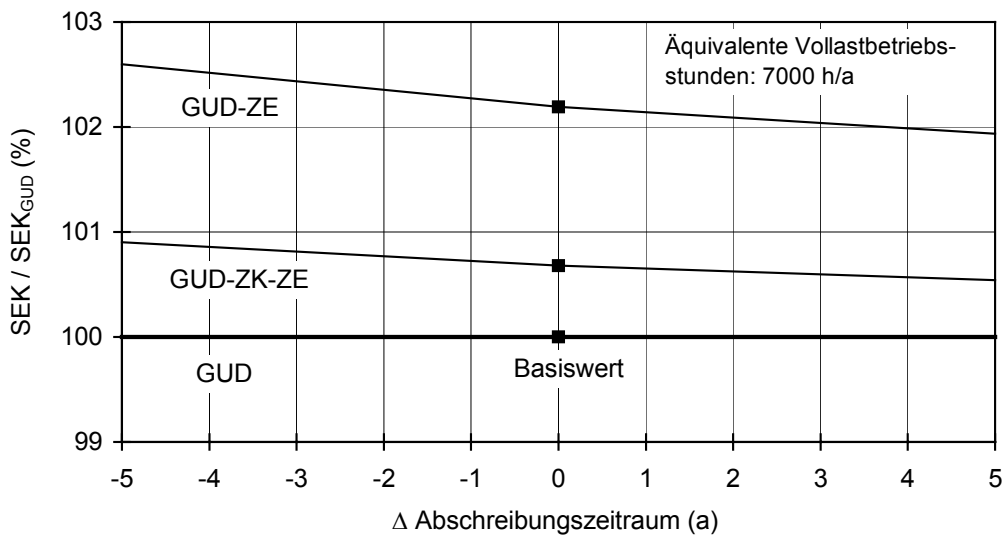
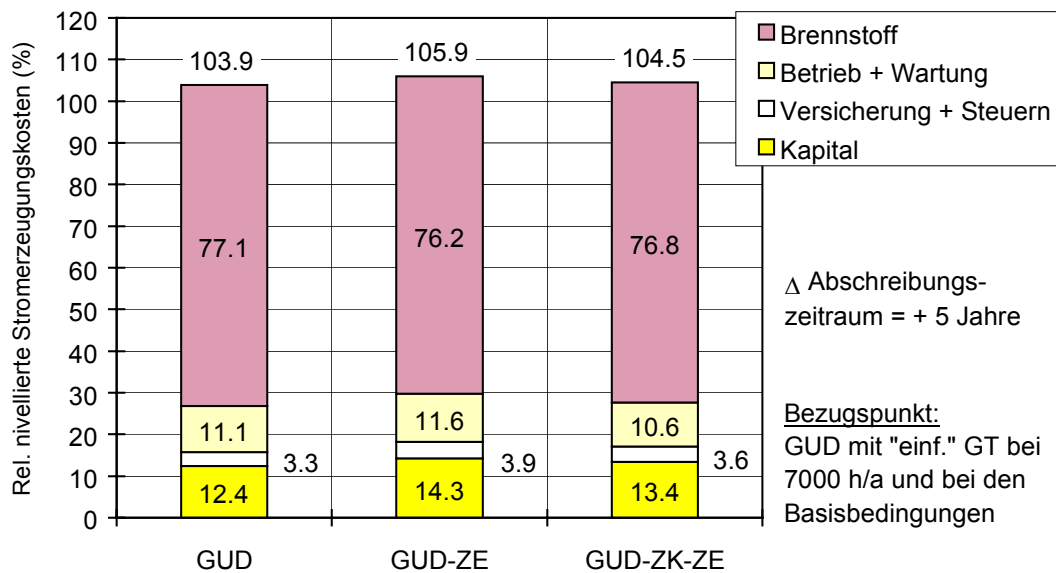
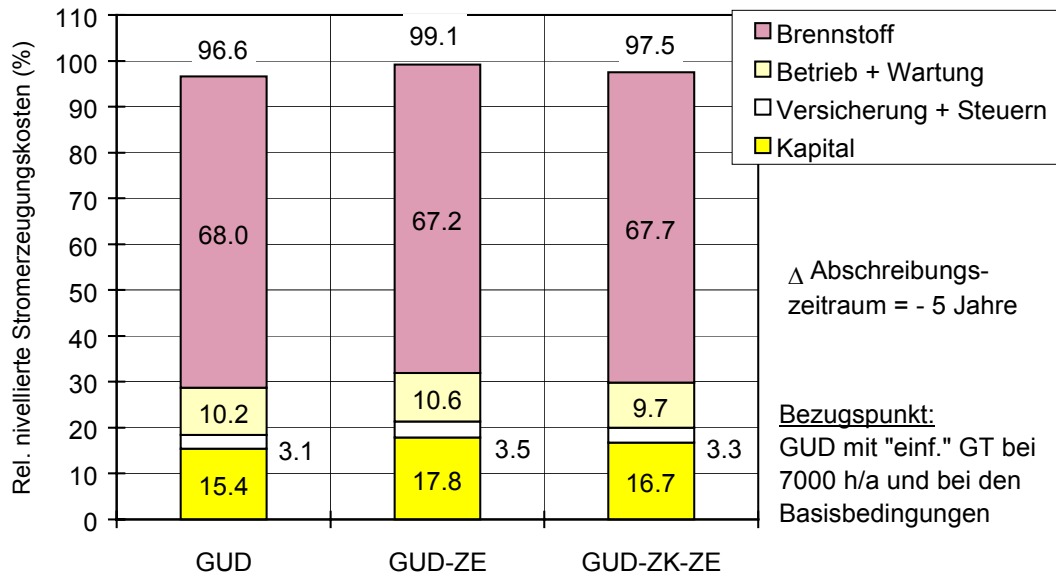
96.57	77.48	97.92	61.87
--------------	--------------	--------------	--------------

Bezugspunkt: GUD-Prozeß mit "einfacher" Gasturbine (II 16)

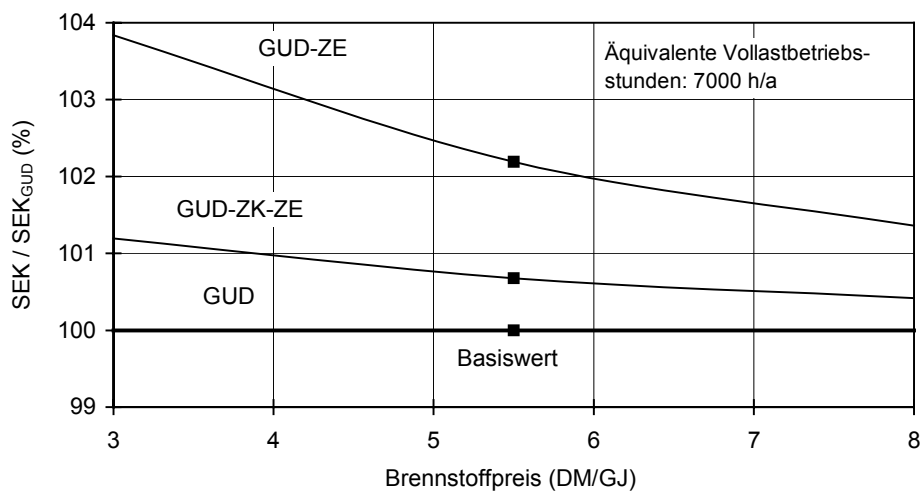
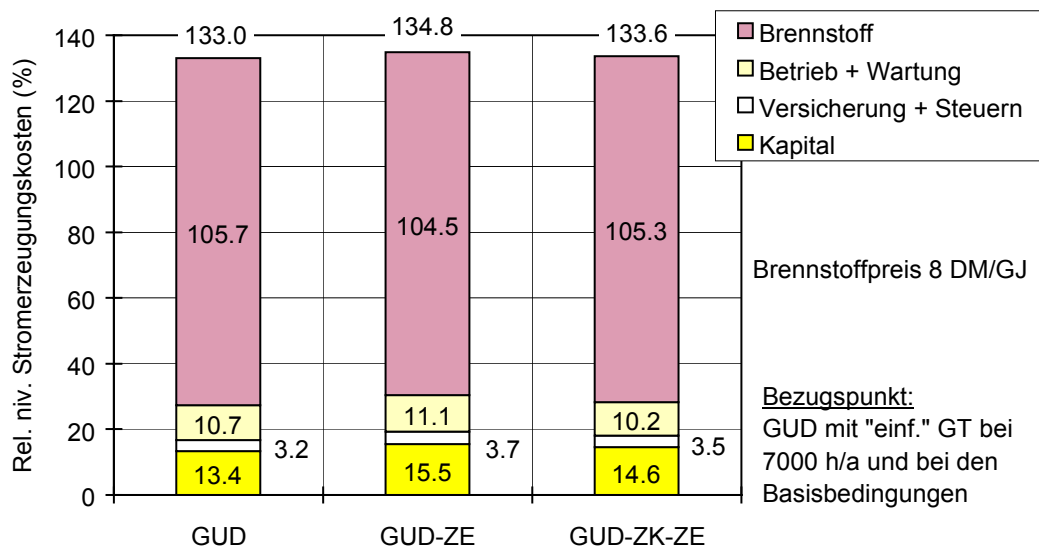
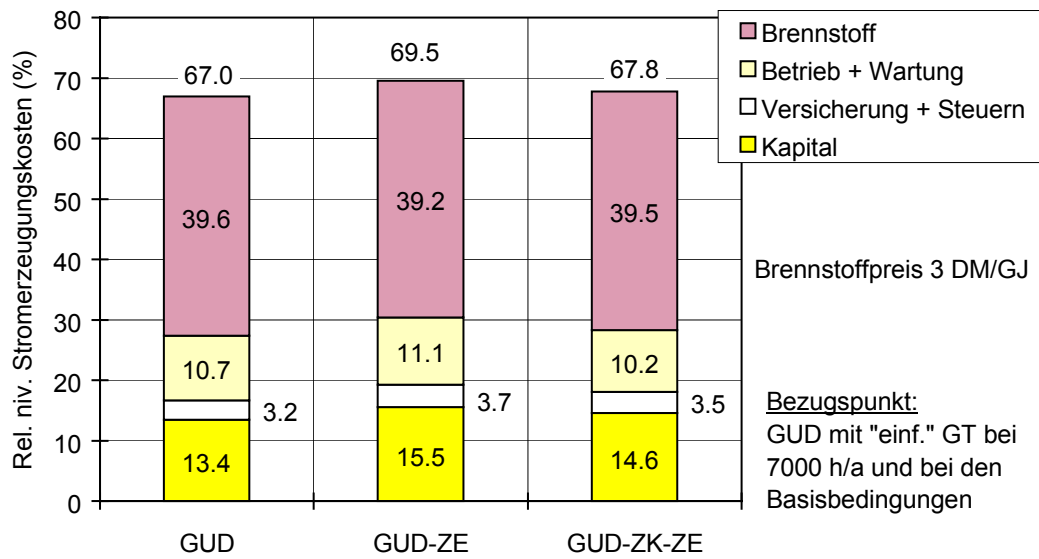
C.4 Variation der Zinsen



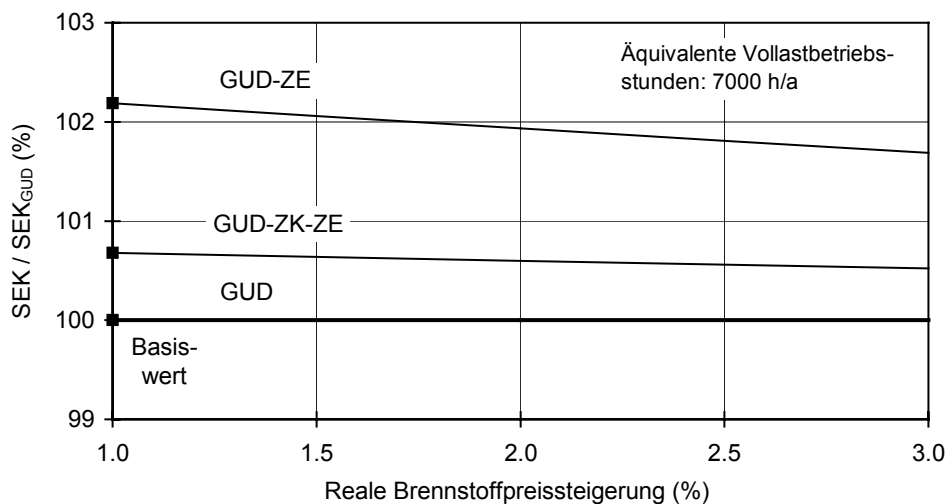
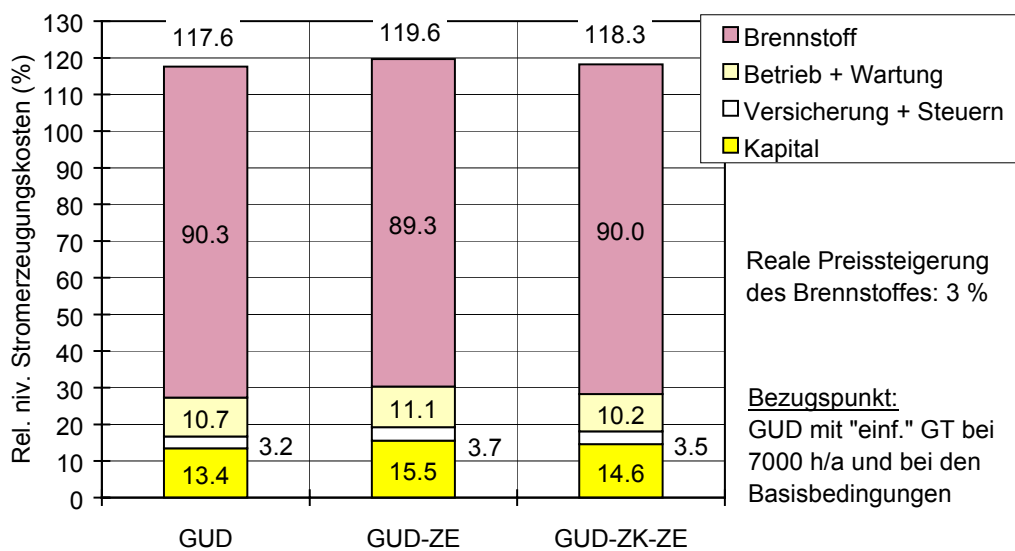
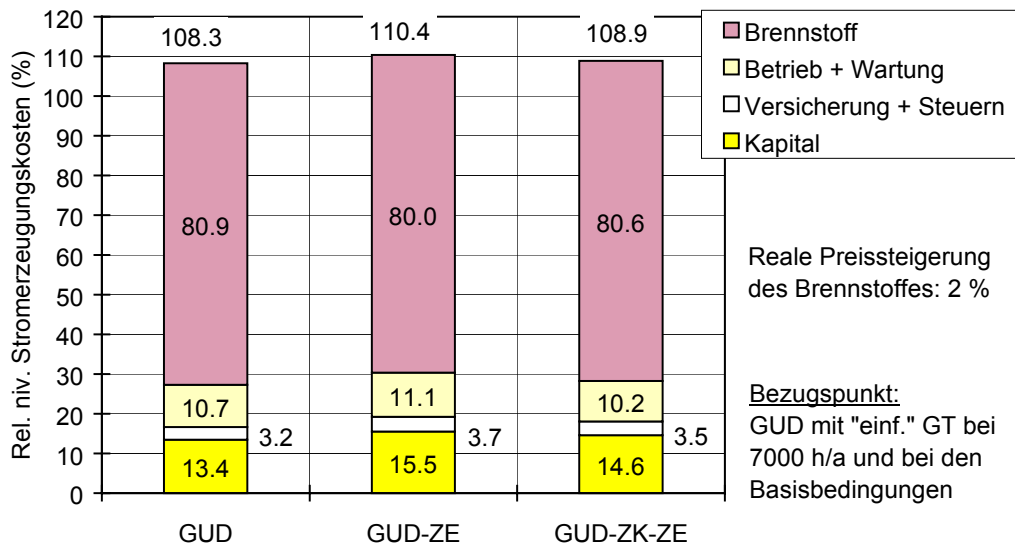
C.5 Variation des Abschreibungszeitraumes



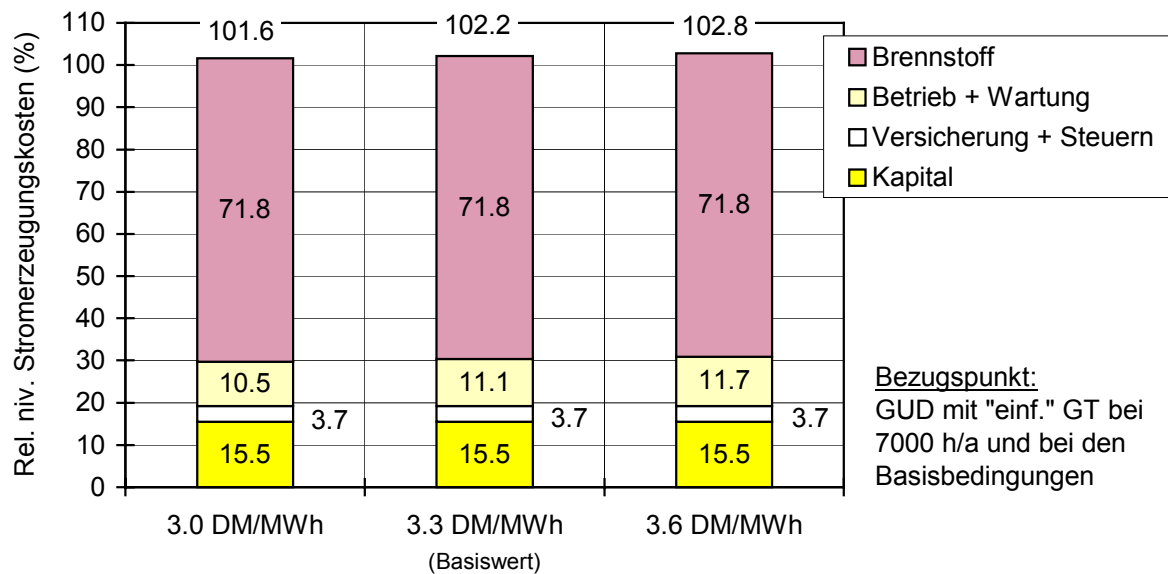
C.6 Variation des Brennstoffpreises



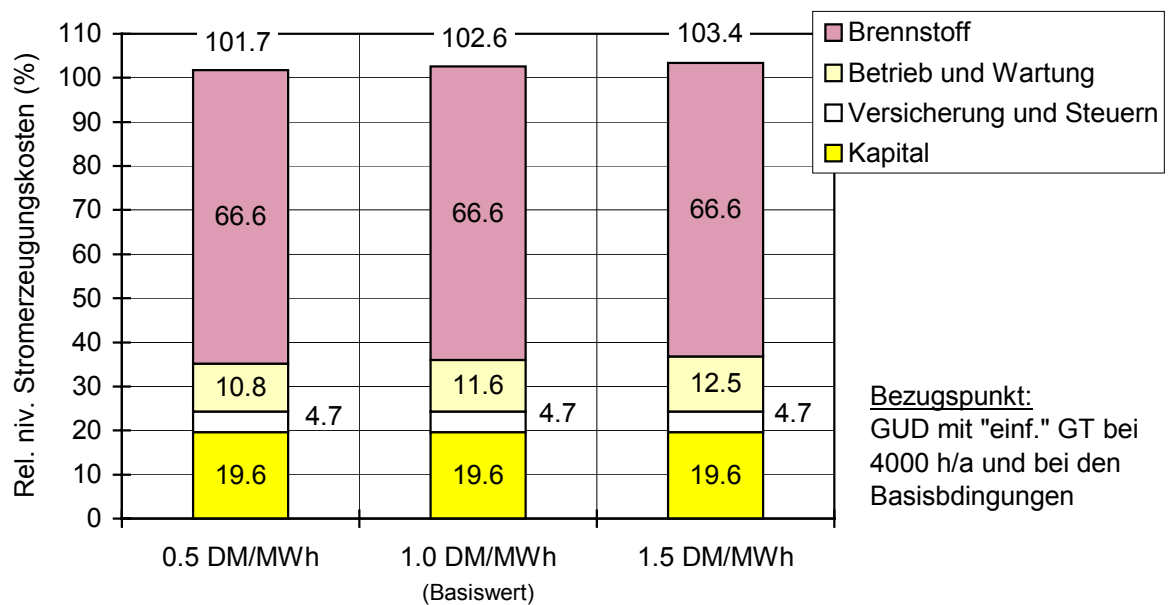
C.7 Variation der Preissteigerungsrate des Brennstoffes



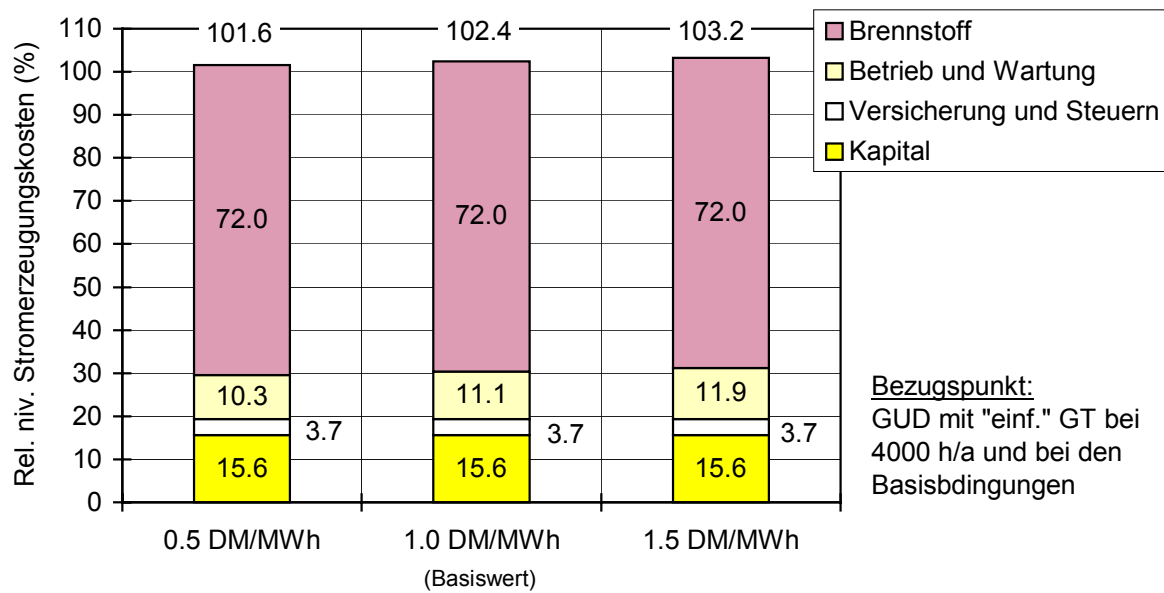
C.8 Variation der Kosten für Wartung und Instandhaltung des GUD-Prozesses mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung



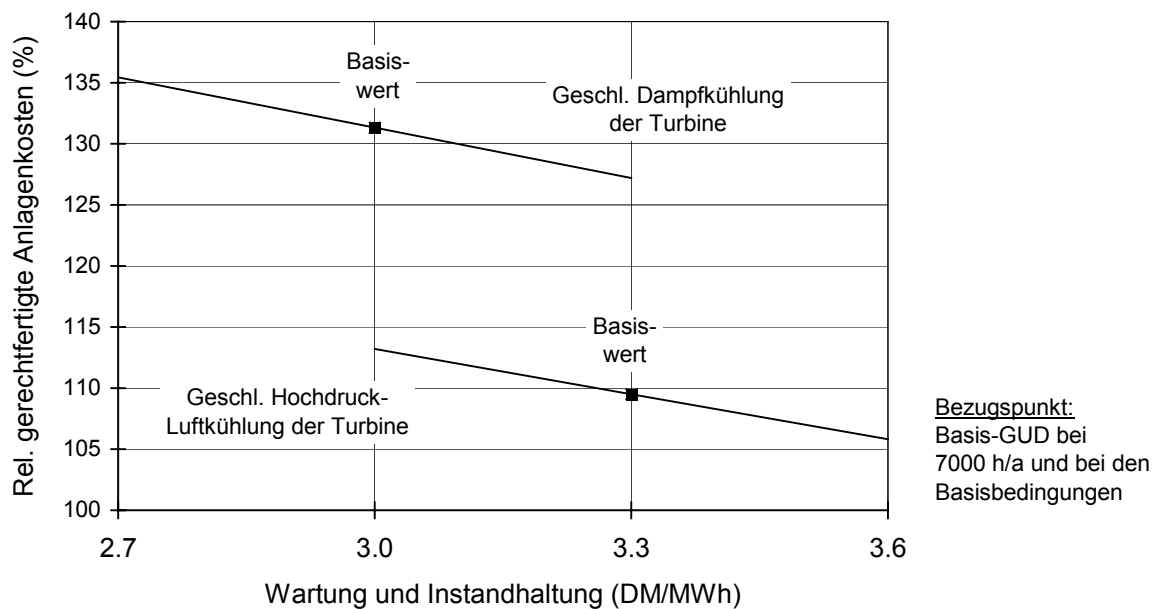
C.9 Variation der Betriebsmittelkosten des HAT-Prozesses



C.10 Variation der Betriebsmittelkosten des STIG-Prozesses



C.11 Variation der Kosten für Wartung und Instandhaltung der GUD-Prozesse mit geschlossenen Turbinenkühlsystemen



C.12 Exergoökonomische Kenngrößen des GUD-Prozesses mit der „einfachen“ Gasturbine [9]

Komponente	$C_F / C_{F,0}$ [%]	$C_P / C_{F,0}$ [%]	$(Z+C_D)_i / \Sigma(Z+C_D)_i$ [%]	r [%]	f [%]
Brennkammer	100.0	135.6	40.28	35.6	6.8
Turbine (GT)	151.4	167.0	17.76	10.3	32.8
Verdichter	167.0	185.1	9.66	10.8	43.2
ND-Turbine	214.2	256.4	6.17	19.7	44.8
MD-Turbine	206.0	242.1	3.92	17.5	70.5
HD-Verdampfer	151.4	186.5	3.67	23.2	51.2
Vorwärmstrecke	151.4	313.6	3.65	107.1	62.0
HD-Turbine	220.2	274.9	3.06	24.9	77.9
HD-Überhitzer	151.4	182.0	2.24	20.2	43.8
HD-Economiser 2	151.4	195.0	1.49	28.8	74.3
MD-Verdampfer	151.4	206.3	1.41	36.3	74.2
Zwischenüberhitzung	151.4	179.1	1.40	18.3	52.2
HD-Economiser 1	151.4	212.3	1.39	40.2	71.1
ND-Verdampfer	151.4	232.0	1.24	53.2	66.4
Brennstoffvorwärmung	384.4	663.4	0.86	72.6	49.6
MD-Economiser	151.4	211.5	0.45	39.7	70.2
HD-Pumpe	224.3	421.8	0.35	88.0	82.3
Kondensatpumpe	224.3	2127.1	0.33	848.3	97.9
MD-Pumpe	224.3	652.0	0.31	190.7	92.2
MD-Überhitzer	151.4	206.8	0.20	36.6	67.7
ND-Überhitzer	151.4	274.4	0.16	81.2	48.4

C.13 Exergoökonomische Kenngrößen des GUD-Prozesses mit der Gasturbine mit Zwischenerhitzung [9]

Komponente	$C_F / C_{F,0}$ [%]	$C_P / C_{F,0}$ [%]	$(Z+C_D)_i / \Sigma(Z+C_D)_i$ [%]	r [%]	f [%]
HD-Brennkammer	100.0	138.0	23.23	38.0	15.7
ND-Turbine (GT)	154.8	172.5	16.95	11.5	36.6
ND-Brennkammer	99.3	133.0	16.12	34.0	22.7
Verdichter	175.9	195.7	11.59	11.2	51.9
HD-Turbine (GT)	162.9	191.9	5.96	17.8	34.7
ND-Turbine	198.7	236.4	5.12	19.0	38.8
MD-Turbine	194.6	223.7	3.00	14.9	66.1
HD-Verdampfer	154.8	185.0	3.00	19.5	42.7
Vorwärmstrecke	154.8	293.1	2.86	89.4	55.4
HD-Turbine	197.1	239.9	2.33	21.7	75.1
HD-Überhitzer	154.8	183.2	2.08	18.3	37.4
Zwischenüberhitzung	154.8	179.7	1.21	16.1	49.0
HD-Economiser 2	154.8	190.5	1.16	23.1	69.1
HD-Economiser 1	154.8	204.8	1.09	32.3	65.0
MD-Verdampfer	154.8	200.3	0.99	29.4	68.5
ND-Verdampfer	154.8	222.4	0.90	43.7	59.4
Brennstoffverdichter	224.4	888.3	0.57	295.9	91.3
MD-Economiser	154.8	204.5	0.32	32.2	63.9
ND-Brennstoffvorwärmung	184.3	405.6	0.27	120.1	69.5
HD-Pumpe	224.4	378.9	0.26	68.9	77.4
HD-Brennstoffvorwärmung	184.3	344.8	0.25	87.1	74.3
Kondensatpumpe	224.4	1661.9	0.23	640.7	97.2
MD-Pumpe	224.4	554.7	0.22	147.2	89.9
MD-Überhitzer	154.8	201.3	0.15	30.1	61.7
ND-Überhitzer	154.8	263.2	0.12	70.1	40.8

C.14 Exergoökonomische Kenngrößen des GUD-Prozesses mit der Gasturbine mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung [9]

Komponente	$C_F / C_{F,0}$ [%]	$C_P / C_{F,0}$ [%]	$(Z+C_D)_i / \Sigma(Z+C_D)_i$ [%]	r [%]	f [%]
HD-Brennkammer	100.0	138.5	25.93	38.5	12.9
ND-Turbine (GT)	156.6	175.4	16.34	12.0	35.7
ND-Brennkammer	99.1	132.8	14.26	34.0	23.4
HD-Verd. mit ZK	178.6	207.3	11.21	16.0	56.2
HD-Turbine (GT)	164.9	192.8	5.62	17.0	32.1
ND-Turbine	178.6	242.5	4.31	35.7	32.1
ND-Verdichter	199.8	220.8	2.84	10.5	62.0
HD-Verdampfer	156.6	187.0	2.78	19.4	41.8
MD-Turbine	195.8	223.8	2.70	14.3	65.2
Vorwärmstrecke	156.6	297.0	2.66	89.7	55.2
HD-Turbine	198.5	239.4	2.09	20.6	74.2
HD-Überhitzer	156.6	183.7	1.91	17.3	34.8
HD-Economiser 2	156.6	192.5	1.08	22.9	69.5
Zwischenüberhitzung	156.6	179.7	1.05	14.7	49.0
HD-Economiser 1	156.6	208.5	1.03	33.1	63.8
MD-Verdampfer	156.6	202.4	0.88	29.2	68.5
Brennstoffverdichter	219.7	1113.4	0.86	406.9	90.9
ND-Verdampfer	156.6	224.4	0.79	43.3	59.3
MD-Economiser	156.6	206.2	0.29	31.7	65.6
ND-Brennstoffvorwärmung	186.1	418.5	0.25	124.9	70.7
HD-Brennstoffvorwärmung	186.1	327.2	0.25	75.9	72.2
HD-Pumpe	219.7	367.9	0.23	67.5	76.9
Kondensatpumpe	219.7	1611.1	0.21	633.4	97.1
MD-Pumpe	219.7	535.6	0.20	143.8	89.3
MD-Überhitzer	156.6	203.3	0.13	29.8	61.8
ND-Überhitzer	156.6	265.3	0.11	69.4	40.4

C.15 Exergoökonomische Kenngrößen des HAT-Prozesses [9]

Komponente	$C_F / C_{F,0}$ [%]	$C_P / C_{F,0}$ [%]	$(Z+C_D)_i / \Sigma(Z+C_D)_i$ [%]	r [%]	f [%]
Brennkammer	100.0	130.3	31.35	30.3	7.3
Turbine	183.5	203.7	22.25	11.0	21.8
Rekuperator	183.5	258.2	14.41	40.7	65.3
Wasservorwärmer	183.5	269.9	7.64	47.1	61.6
Sättiger	279.7	296.8	6.01	6.1	24.0
Zwischenkühler	229.4	450.9	5.92	96.6	58.7
HD-Verdichter	203.7	224.9	4.30	10.4	53.9
ND-Verdichter	203.7	229.4	3.81	12.6	30.3
Nachkühler	226.5	304.2	3.26	34.3	40.4
Brennstoffvorwärmung	278.6	428.6	0.40	53.8	68.8
Pumpe (Sättiger)	229.1	769.3	0.37	235.8	74.7
Pumpe (Zusatzwasser)	229.1	780.4	0.28	240.6	81.4

C.16 Exergoökonomische Kenngrößen des STIG-Prozesses [9]

Komponente	$C_F / C_{F,0}$ [%]	$C_P / C_{F,0}$ [%]	$(Z+C_D)_i / \sum(Z+C_D)_i$ [%]	r [%]	f [%]
Brennkammer	100.0	131.6	36.33	31.6	9.0
Turbine	189.6	210.9	25.97	11.2	26.7
Verdampfer	189.6	259.9	12.23	37.1	31.0
Verdichter	210.9	234.2	10.34	11.1	47.9
Vorwärmstrecke	189.6	429.7	5.93	126.6	41.4
Überhitzer	189.6	238.6	4.58	25.9	31.6
Economiser	189.6	280.9	3.11	48.2	77.6
Brennstoffvorwärmung	354.1	651.2	0.90	83.9	56.7
Pumpe	245.9	1111.0	0.62	351.9	93.3

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

A	Fläche
c	spezifische Wärmekapazität, Geschwindigkeit, spezifische Kosten
\dot{C}	Kostenstrom
CELF	Nivellierungsfaktor (C onstant E scalation L evelization F actor)
CRF	Kapitalwiedergewinnungsfaktor (C apital R ecovery F actor)
d	Durchmesser, Differential
DK	Dampfkühlung
E	Exergie
\dot{E}	Exergiestrom
f	exergoökonomischer Faktor
GUD	G as- U nd D ampfturbinen-Kraftwerk
GT	Gasturbine
H	Enthalpie, Heizwert
h	spezifische Enthalpie, Stunden
i	Zinssatz
HAT	H umid A ir T urbine
HD	Hochdruck
K	Kosten
k	spezifische Kosten
KL	Kühlluft
KLK	Kühlluftkühlung
LK	Luftkühlung
\dot{m}	Massenstrom
MD	Mitteldruck
n	Anzahl der Jahre
ND	Niederdruck
P	Leistung
p	Druck
\dot{Q}	Wärmestrom
R	Gaskonstante
r	Teuerungsrate, relative Kostendifferenz

REK	Rekuperation
\dot{s}	Entropiestrom
S	Entropie
s	spezifische Entropie
SEK	Stromerzeugungskosten
SL	Sperrluft
St	Stanton-Zahl
STIG	S T e am I njected G as Turbine
T	Temperatur
v	spezifisches Volumen
X	charakteristischer Auslegungsparameter
\dot{z}	Kostenstrom für Kapital, Versicherung, Steuern, Betrieb und Wartung
ZE	Zwischenerhitzung
ZK	Zwischenkühlung

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeübergangskoeffizient, Degressionsexponent
Δ	Differenz
ε	exergetischer Wirkungsgrad
η	energetischer Wirkungsgrad, dynamische Viskosität
ϑ	Temperatur
λ	Wärmeleitfähigkeit
μ	chemisches Potential
Π	Druckverhältnis
ρ	Dichte
χ	Isentropenexponent

Indizes, tiefgestellt

a	außen
ab	abgeführt
Abg	Abgas
AHD	Abhitzedampferzeuger
B	Brennstoff
BK	Brennkammer
BM	Betriebsmittel
D	Vernichtung (Destruction)
DT	Dampfturbine
F	Aufwand (Fuel)
FD	Frischdampf
G	Gas
GT	Gasturbine
h	heiß, hydraulisch
I	Investition
i	innen, Zählindex, Inflation
irr	irreversibel
ISO	ISO-Norm
K	Kühlung, Kühlmedium
k	kalt
KD	Kühldampf
KL	Kühlluft
KLK	Kühlluftkühlung
L	Leckagen, Verlust (Loss)
LE	Leitschaufel
LA	Laufschaukel
m	mittlerer Wert
max	Maximalwert
mech	mechanisch
n	nominal
o	oberer Wert
P	Personal, Produkt
p	isobar
r	real
rev	reversibel

RG	Rauchgas
s	isentrop
SL	Sperrluft
T	Turbine
total	Totalzustand
U	Umgebung
u	unterer Wert
V	Verdichter, Verlust, Verbrennung
VS	Versicherung und Steuern
W	Wand
WI	Wartung und Instandhaltung
ZE	Zwischenerhitzung
ZK	Zwischenkühlung
ZÜ	Zwischenüberhitzung
zu	zugeführt
0	Basisfall
1	Anfangszustand
2	Endzustand

Indizes, hochgestellt

U	Umgebung
---	----------

Literaturverzeichnis

- [1] Baehr, H. D. : Thermodynamik. 8. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 1992
- [2] Bejan, A. ; Tsatsaronis, G; Moran, M.: Thermal Design and Optimization. John Wiley & Sons, New York, 1996
- [3] Diederichsen, C. : Referenzumgebungen zur Berechnung der chemischen Exergie. Fortschritt-Berichte, Reihe 19 Nr. 50, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991
- [4] VISUM, Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf nach IFC-67. Version 3.0, Siemens/KWU, Erlangen, 1992
- [5] FDBR-Handbuch, Wärme- und Strömungstechnik. Vulkan-Verlag, Essen, 1982
- [6] VDI-Wärmeatlas, 5. Auflage, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988
- [7] Werdecker, F. : Untersuchung und Bewertung von zwei Gasturbinenkonzepten für GUD-Einwellenanlagen. Diplomarbeit, TU Berlin, 1996
- [8] Harig, T. : Exergieanalyse und exergoökonomische Analyse eines GUD-Kraftwerks. Diplomarbeit, TU Berlin, 1996
- [9] Voß, M. : Vergleich von gasbefeuerten Kraftwerksprozessen unter thermodyn. und ökonom. Gesichtspunkten und Optimierungsansätze aus der exergoökonomischen Analyse. Diplomarbeit, TU Berlin, 1997

Weiterführende Literatur: Kraftwerksprozesse mit Gasturbinen

Biasi de, V.: CHAT rivals 52 % comb cycle plant efficiency at 20 % less capital cost. Gas Turbine World, May/June 1995.

Bolland, O.: Analysis of combined and integrated gas turbine cycles. Dr.-Ing. Thesis, The Norwegian Institute of Technology, Trondheim, Norway, March 1990.

Briesch, M. S.; Bannister, R. L.; Diakunchak, I. S. ; Huber, D. J.: A Combined Cycle Design to Achieve Greater Than 60 Percent Efficiency. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 117, October 1995.

Cohn, A.: Power Plant Cycles Featuring Air Humidification. EPRI Journal, October/November 1993.

Cohn, A.: Humidified Gas Turbines. Proceedings S502, Institution of Mechanical Engineers, London, 1997.

El-Masri, M. A.: On Thermodynamics of Gas-Turbine Cycles: Part 3 - Thermodynamic Potential and Limitations of Cooled Reheat-Gas-Turbine Combined Cycles.

Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, January 1986.

El-Masri, M. A.: A Modified, High-Efficiency, Recuperated Gas Turbine Cycle. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 110, April 1988.

Fey, B.: Dampf-Doping: Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung bei Gasturbinen durch Dampfeinblasung. BWK, Bd. 42, Nr. 12, Dezember 1990.

Franke, U.: Der Gasturbinenprozeß mit Dampfeinblasung. BWK, Bd. 44, Nr. 1/2, Januar/Februar 1992.

Franke, U.: Gasturbinenkonzepte mit Wassereinsatz. VGB Kraftwerkstechnik 73, Nr. 2, 1993.

Geers, C.: Thermodynamische Betrachtung eines HAT Gasturbinenprozesses. Diplomarbeit, Fachhochschule Osnabrück, 1994.

Höhr, H.: Vergleich von zwei unterschiedlichen Gasturbinentypen für Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen. BWK, Bd. 42, Nr. 12, Dezember 1990.

IFK: HAT-Kraftwerk (Studie). BMFT + Forschungszentrum Jülich, AuftragsNr. 121315, April 1992.

Kellerer, A.; Hein, D.; Spangenberg, C.: Lastfolgebetrieb mit einer Cheng Cycle-Anlage. VDI-Berichte 1321, VDI Verlag, Düsseldorf, 1997.

Kolp, D. A.; Moeller, D. J.: World's First Full STIG LM5000 Installed at Simpson Paper Company. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 111, April 1989.

Larson, E. D.; Williams, R. H.: Steam-Injected Gas Turbine. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 109, January 1987.

Lovis, M.; Rukes, B.: Kraftwerkskonzepte mit Gasturbinen. Energie, Jahrgang 43, September 1991.

McQuiggan, G.; Diakunchak, I. S.; Southall, L. R.: Westinghouse's Advanced Turbine Systems Program. ATS Proceedings, U.S. Department of Energy (Washington, D.C.) / Office of Fossil Energy (Morgantown, West Virginia), 1996

Nakhamkin, M.; Swensen, E. C.; Cohn, A.; Bradshaw, D.; Taylor, R.; Wilson, J. M.; Gaul, G.; Jahnke, F.; Polsky, M.: Cascaded humidified advanced turbine. Power Engineering, May 1995.

Nakhamkin, M.; Swensen, E. C.; Touchton, G.; Cohn, A.; Polsky, M.: CHAT Technology: An alternativ approach to achieve advanced turbine systems efficiencies with present combustion turbine technology. ASME paper 97-GT-142, June 1997.

- Rao, A. D.; Francuz, V. J.; Shen, J. C.; West, E. W.: A Comparison of Humid Air Turbine (HAT) Cycle and Combined-Cycle Power Plants. EPRI report IE-7300, March 1991.
- Rice, I. G.: The Combined Reheat Gas Turbine / Steam Turbine Cycle. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Power, Vol. 102, January 1980.
- Rice, I. G.: The Reheat Gas Turbine With Steam-Blade Cooling - A Means of Increasing Reheat Pressure, Output, and Combined Cycle Efficiency. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Power, Vol. 104, January 1982.
- Rice, I. G.: The Reheat-Gas-Turbine Combined Cycle. Mechanical Engineering, April 1982.
- Rice, I. G.: Evaluation of the compression-intercooled reheat-gas-turbine-combined cycle. ASME paper 84-GT-128.
- Rice, I. G.: Thermodynamic Evaluation of Gas Turbine Cogeneration Cycles: Part II - Complex Cycle Analysis. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 109, January 1987.
- Rukes, B.: Kraftwerkskonzepte für fossile Brennstoffe. VDI-Berichte 1029, VDI Verlag, Düsseldorf, 1993.
- Schonewald, R. W.; Fric, T. F.: General Electric's DOE/ATS H Gas Turbine Development. ATS Proceedings, U.S. Department of Energy (Washington, D.C.) / Office of Fossil Energy (Morgantown, West Virginia), 1996
- Shuh-Sen, L.: Analyse und Optimierung von kombinierten Gas-/Dampfturbinenprozessen. Dissertation, TU München, 1994.
- Spangenberg, C.; Hein, D.: Gasturbinen mit Dampfinjektion zur Leistungssteigerung - Technik, Betrieb, Wirtschaftlichkeit. VDI-Berichte 1182, VDI Verlag, Düsseldorf, 1995.
- Spangenberg, C.; Hein, D.: Kostenoptimierter Betrieb von Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen - die Cheng-Cycle-Anlage der TU München. VDI-Berichte 1280, VDI Verlag, Düsseldorf, 1996.
- Takeya, K.; Yasui, H.: Performance of the Integrated Gas and Steam Cycle for Reheat Gas Turbines. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 110, October 1988.
- Tuzson, J.: Status of Steam-Injected Gas Turbines. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 114, October 1992.
- Waller, H.; Scherer, D.; Scherer, V.: Die Gasturbine GT26 im kombinierten Gas-Dampfturbinenkraftwerk. VGB Kraftwerkstechnik 76, Nr. 8, 1996.
- William, H. D.; Ashok, D. R.: Redefined natural gas HAT cycle produces higher output. MPS, June 1993.

Yves, J. C.; Ladwig, M.; Marchmont, C.; Meier, R.: Commissioning, Testing and Validation of ABB's GT24 at JCP&L's Gilbert Generating Station. Paper presented at PowerGen Asia, New Dehli, 1996.

Weiterführende Literatur: Gasturbinen-Kühltechniken

Dring, R. P.; Blair, M. F.; Joslyn, H. D.: An Experimental Investigation of Film Cooling on a Turbine Rotor Blade. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Power, Vol. 102, January 1980.

El-Masri, M. A.: On Thermodynamics of Gas-Turbine Cycles: Part 2 - A Model for Expansion in Cooled Turbines. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, January 1986.

El-Masri, M. A.; Pourkey, F.: Prediction of Cooling Flow Requirements for Advanced Utility Gas Turbines Part I: Analysis and Scaling of the Effectiveness Curve. ASME paper 86-WA/HT-43, 1986.

El-Masri, M. A.: Prediction of Cooling Flow Requirements for Advanced Utility Gas Turbines Part II: Influence of Ceramic Thermal Barrier Coatings. ASME paper 86-WA/HT-44, 1986.

Fulton, K.; Farmer, R.: Takasago 330 MW combined cycle is testbed for steam-cooled 501G. Gas Turbine World, March/April 1997.

Ito, S.; Eckert, E. R. G.; Goldstein, R. J.: Aerodynamic Loss in a Gas Turbine Stage with Film Cooling. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Power, Vol. 102, October 1980.

Kawaike, K.; Kobayashi, N.; Ikeguchi, T.: Effect of New Blade Cooling System With Minimized Gas Temperature Dilution on Gas Turbine Performance. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, October 1984.

Louis, J. F.; Hiraoka, K.; El-Masri, M. A.: A Comparative Study of Different Means of Turbine Cooling on Gas Turbine Performance. ASME paper 83-GT-180.

Rice, I. G.: Steam-Cooled Gas Turbine Casings, Struts, and Disks in a Reheat Gas Turbine Combined Cycle: Part I - Compressor and Combuster. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Power, Vol. 105, October 1983.

Rice, I. G.: Steam-Cooled Gas Turbine Casings, Struts, and Disks in a Reheat Gas Turbine Combined Cycle: Part II - Gas Generator Turbine and Power Turbine. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Power, Vol. 105, October 1983.

Southall, L.; McQuiggan, G.: New 200 MW Class 501G Combustion Turbine. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 118, January 1996.

Stambler, I.: See ceramics pushing 1200 °C+ inlet temperatures without cooling. Gas Turbine World, July/August 1996.

Wu, C. S.; Louis, J. F.: A Comparative Study of the Influence of Different Means of Cooling on the Performance of a Combined Cycle. Transactions of the ASME / Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 106, October 1984.