

Bewertung der zur Zeit besten gasbefeueren Kraftwerksprozesse mit Heavy-Duty-Gasturbinen

Dipl.-Ing. **C. Kail**, Erlangen

Zusammenfassung

Im vorliegenden Bericht werden die wichtigsten Entwicklungsrichtungen von GUD[®]-Kraftwerken analysiert und bewertet. Die Gasturbine mit Zwischenerhitzung kann im Vergleich zur „einfachen“ Gasturbine ihren Wirkungsgrad- und Leistungsvorteil im GUD-Prozeß nicht in niedrigere Stromerzeugungskosten umsetzen, da die zusätzlichen Investitionen und die höheren Wartungskosten die thermodynamischen Vorteile kompensieren. Das Konzept der dampfgekühlten Turbinenschaufeln stellt sehr hohe Anforderungen an die Schaufelwerkstoffe, an die Qualität des Kühldampfes und an die Konstruktion des geschlossenen Kühlsystems. Wenn die technischen Probleme und Risiken zufriedenstellend gelöst werden können, bietet die geschlossene Dampfkühlung der Turbinenschaufeln durch den höheren Wirkungsgrad und die stark erhöhte Leistung wirtschaftliche Vorteile gegenüber der offenen Luftkühlung. Die Gasturbine mit geschlossenem Brennkammerkühlsystem ist weniger problematisch als die Gasturbine mit geschlossenem Schaufelkühlsystem. Sie ist im Vergleich zum offenen Brennkammerkühlsystem aufgrund ihres Wirkungsgrad- und Leistungsvorteils auch unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten attraktiv. Als Kühlmedium kann Luft oder Dampf eingesetzt werden.

Einleitung

Das Ziel fortschrittlicher Kraftwerksprozesse ist die Stromerzeugung mit hohen Wirkungsgraden, niedrigen Stromerzeugungskosten und geringem Einfluß auf die Umwelt (Emissionen). GUD-Kraftwerke sind in dieser Hinsicht zur Zeit anderen Kraftwerkstypen überlegen. Die derzeitigen Siemens-Gasturbinen sind das Ergebnis einer kontinuierlichen Weiterentwicklung bewährter Technik und führen bei Einsatz in GUD-Kraftwerken zu höchsten Wirkungsgraden (>58 %). Der Einsatz der Filmkühlung bei den Turbinenschaufeln und die Entwicklung der Ringbrennkammer und der Vormischbrenner sind die zuletzt erfolgreich durchgeführten Maßnahmen, um den Wirkungsgrad zu erhöhen und die Emissionen zu senken.

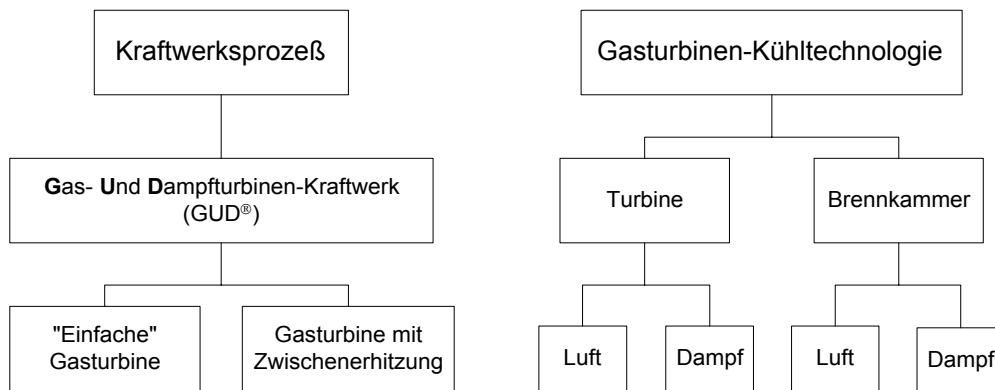


Abbildung 1: Hauptentwicklungsrichtungen von GUD-Kraftwerken

Der Trend zu weiteren Wirkungsgraderhöhungen und niedrigeren Emissionen erfordert auch weiterhin große Entwicklungsanstrengungen. Die derzeitigen Hauptentwicklungsrichtungen von GUD-Kraftwerken sind in der Abbildung 1 dargestellt. Der GUD-Prozeß kann mit einer „einfachen“, bisher üblichen Gasturbine oder mit einer zwischenerhitzten Gasturbine betrieben werden. Die rechte Seite der Abbildung zeigt die verschiedenen Wege, die bei der Kühlung der Brennkammer und der Turbine beschrrieben werden können. Hier kann zwischen Luft und Dampf als Kühlmedium und zwischen offenen und geschlossenen Systemen gewählt werden. Als Vergleichskraftwerk für die Bewertung der unterschiedlichen Konzepte dient ein GUD-Kraftwerk mit einer „einfachen“ Gasturbine, die dem Typ V94.3A ähnlich ist. Der Dampfprozeß ist ein 3-Druck-Prozeß mit Zwischenüberhitzung.

Die im folgenden gezeigten Ergebnisse enthalten Elemente der energetischen und der exergetischen Analyse. Sie sind detaillierter als die Ergebnisse des letzten Beitrages, der 1995 auf dieser Tagung präsentiert wurde. In dem letzten Beitrag wurden die Ergebnisse von umfangreichen Parametervariationen des Gasturbinen- und des Dampfturbinenprozesses von GUD-Kraftwerken vorgestellt [1].

Methoden zur thermodynamischen Bewertung und Optimierung

Ziel der thermodynamischen Optimierung von Kraftwerksprozessen ist es, die hinsichtlich Wirkungsgrad und Leistung günstigste Kombination der Prozeßparameter zu bestimmen. Die Untersuchung und Optimierung der Prozesse kann mit Hilfe der energetischen oder der exergetischen Analyse durchgeführt werden.

Bei der energetischen Analyse werden Energieströme unterschiedlicher Erscheinungsformen und Qualitäten benutzt, um die charakteristischen Kenngrößen des Prozesses zu bestimmen. Der energetische Wirkungsgrad η des Prozesses wird aus dem Verhältnis von Nutzleistung P zu energetischer Brennstoffleistung \dot{Q}_B berechnet. Er wird, wie auch die an die Umgebung abgegebenen Verluste \dot{Q}_{ab} , aus Energiebilanzen ermittelt.

$$\eta = \frac{P}{\dot{Q}_B} = \frac{\dot{Q}_B - \dot{Q}_{ab}}{\dot{Q}_B} \tag{1}$$

Im Falle des reversiblen Prozesses kann der Wirkungsgrad 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.

$$\eta_C = 1 - \frac{T_{m,ab}}{T_{m,zu}} = \eta + \frac{T_{m,ab} \cdot \sum \dot{S}_{irr}}{\dot{Q}_B} \quad (2)$$

Der Carnot-Wirkungsgrad und der reale Prozeßwirkungsgrad sind über die Entropieproduktion S_{irr} des Prozesses miteinander verknüpft. Falls bei der Übertragung der Brennstoffwärme auf den Prozeß energetische Verluste auftreten, muß auf der rechten Seite von Gl. 1 und Gl. 2 ein entsprechender Wirkungsgrad (z.B. der Kesselwirkungsgrad) berücksichtigt werden.

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 nur für diejenigen Komponenten bestimmt werden, bei denen keine Wärmeübertragung, keine Stoffmischung und keine chemische Reaktion auftritt (z. B. für Verdichter). Wärmetauscher oder Brennkammern können also mit dieser Methode nicht qualitativ bewertet werden.

Um den Einfluß eines einzelnen Eingangsparameters auf den Prozeß bestimmen zu können - z.B. den Einfluß des Verdichterdruckverhältnisses auf den Gasturbinenprozeß - muß der Prozeß unter Variation dieses Parameters mehrmals berechnet werden. Alle anderen Eingangsparameter bleiben hierbei konstant. Die Änderung dieses einen Parameters erzeugt durch die Abhängigkeiten innerhalb des Prozesses Veränderungen in fast allen nachgeschalteten Komponenten. Eine Vergrößerung des Verdichterdruckverhältnisses erhöht z.B. die Verdichteraustrittstemperatur, vermindert hierdurch die Brennstoffzufuhr in der Brennkammer und wirkt sich dann über die entsprechend niedrigere Turbinenaustrittstemperatur auf einen evtl. nachgeschalteten Dampfturbinenprozeß aus. Die Summe der Verluständerungen ist bei diesem Beispiel in Abhängigkeit von der Wahl des Startpunktes positiv oder negativ. Um den Einfluß aller Eingangsparameter auf den Prozeß zu bestimmen und um das thermodynamische Optimum zu finden, ist eine Vielzahl von Rechnungen notwendig.

Die zweite Methode zur Untersuchung und Optimierung von Kraftwerksprozessen ist die Exergieanalyse [2, 3]. Bei dieser Methode werden die im Prozeß auftretenden Exergieströme zur Berechnung von exergetischen Wirkungsgraden und Exergieverlusten benutzt. Die Exergie ist ein Maß für die Arbeitsfähigkeit eines Stoffes, wenn er reversibel mit der Umgebung in den Gleichgewichtszustand gebracht wird. Dies kann unter Mitwirkung der Umgebung geschehen. Die Exergie hat bei vorgegebener Umgebung den Charakter eines Potentials. Für sie gilt kein Erhaltungssatz, jede irreversible Zustandsänderung bedeutet Exergievernichtung.

Die Exergie E 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 [4].

$$E = H - H_U - T_U \cdot (S - S_U) + \sum_i (\mu_{i,G}^U - \mu_{i,U}^U) \cdot n_i \quad (3)$$

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 Exergieanalyse erlaubt eine sehr viel detailliertere Erfassung der Verluste als die Energieanalyse. Jeder Komponente kann ein Verlust und ein Wirkungsgrad zugewiesen werden. Im Gegensatz zur Energieanalyse können z.B. auch Verluste und Wirkungsgrade von Wärmetauschern und Verbrennungsprozessen bestimmt werden.

Der exergetische Wirkungsgrad ε des Prozesses wird analog zum energetischen Wirkungsgrad aus dem Verhältnis von Nutzleistung P zu exergetischer Brennstoffleistung E_B berechnet. Er kann auch aus den Verlusten bestimmt werden.

$$\varepsilon = \frac{P}{\dot{E}_B} = 1 - \frac{T_U \cdot \sum \dot{S}_{\text{irr}}}{\dot{E}_B} - \frac{\sum \dot{E}_{\text{ab}}}{\dot{E}_B} \quad (4)$$

Die Verbesserungspotentiale der Komponenten sind von der Art des Verlustes abhängig. Der Verlust eines Wärmeübertragers kann z.B. bei entsprechender Vergrößerung der Übertragungsflächen sehr klein gemacht werden. Der Verlust einer Verbrennung kann nur geringfügig beeinflusst werden, er wird bei fossil befeuerten Kraftwerken immer sehr groß bleiben. Es ist im allgemeinen nicht möglich, aus dem Verbesserungspotential einer Komponente ein Verbesserungspotential für den Prozeß abzuleiten, da jede Änderung an einer Komponente die meisten nachgeschalteten Komponenten beeinflusst.

Der Vorteil der Exergieanalyse gegenüber der Energieanalyse liegt in den detaillierten Angaben zu den Verlusten und Wirkungsgraden von allen Komponenten des Prozesses. Diese umfangreichen Informationen ermöglichen ein gezielteres Vorgehen bei den Parametervariationen zur Optimierung des Prozesses und vermindern hierdurch unter Umständen den Aufwand.

Die Abbildungen 2 und 3 zeigen den Energie- und den Exergiefluß in einem GUD-Prozeß. Die Darstellung des Energieflusses berücksichtigt die Kondensationswärme des Gasturbinenabgases. Aus diesem Grund muß die in der Brennkammer zugeführte Energie auf den oberen Heizwert H_o des Brennstoffes bezogen werden. Der obere Heizwert wird unter Berücksichtigung von Kondensation eines Wasseranteils aus der Reaktionsenthalpie der an der Verbrennung teilnehmenden Stoffe berechnet und ist größer als die Brennstoffexergie, die aus der Reaktions-Gibbs-Funktion bestimmt wird. 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 Brenn-

stoffexergie kann also nicht zwischen einem oberen und einem unteren Wert unterschieden werden.

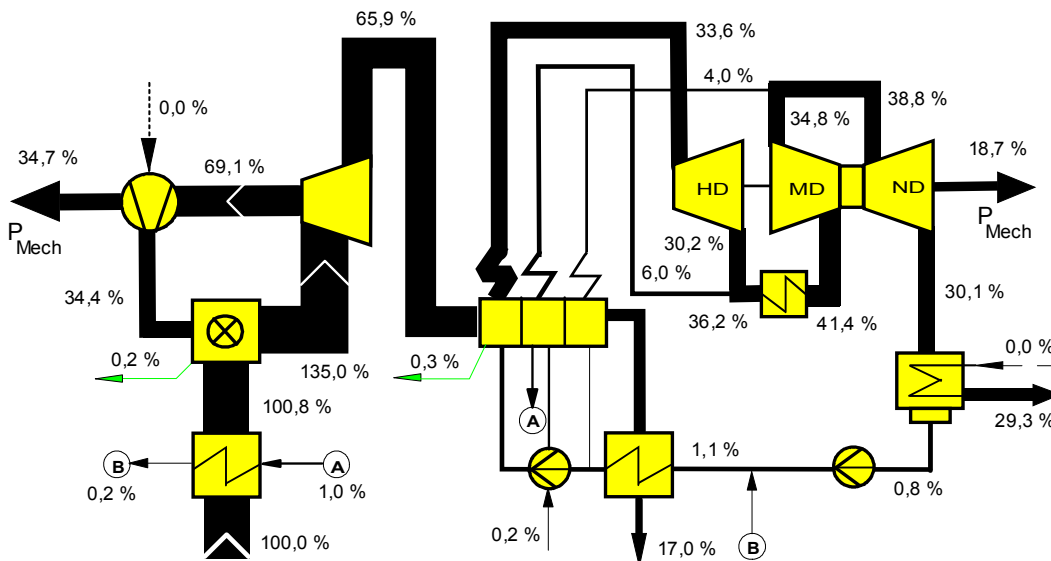


Abbildung 2: Energiefluß im GUD-Prozeß mit „einfacher“ Gasturbine (bzgl. H_0)

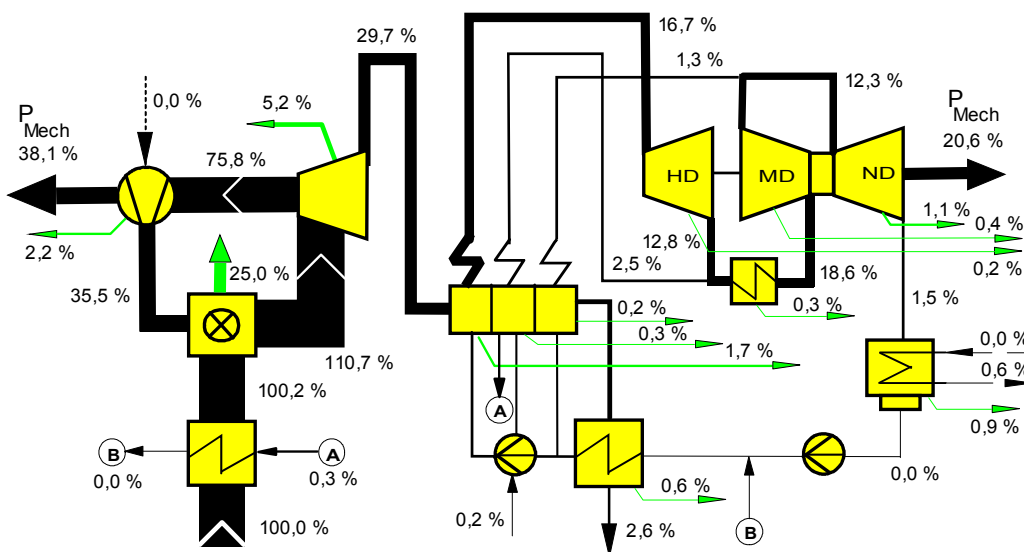


Abbildung 3: Exergiefluß im GUD-Prozeß mit „einfacher“ Gasturbine

Die in der Brennkammer der Gasturbine zugeführte energetische Brennstoffleistung beträgt 100.8 %. Sie besteht aus 100 % chemisch gebundener Leistung und 0.8 % thermischer Leistung (Brennstoffvorwärmung). Die Brennstoffleistung wird zu 34.7 % in mechanische Leistung umgesetzt, 65.9 % werden an den Abhitzeessel weitergeleitet. Die Dampfturbine erhält vom Abhitzeessel 47.9 % der in der Gasturbine zugeführten 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.

Der Exergiefluß nimmt sehr viel schneller ab als der Energiefluß, da in jeder Komponente ein Exergieverlust auftritt. Die größte Verlustquelle ist die Brennkammer, in ihr gehen 25 % der zugeführten Exergie verloren. Die Gasturbine gibt 29.7 % der zugeführten Exergie, im Gegensatz zu 65.9 % der Energie, an den Abhitzeessel weiter. Die Dampfturbine erhält vom Kessel 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.

Zwischenerhitzung der Turbinenrauchgase

Die Zwischenerhitzung der Turbinenrauchgase erhöht die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr und hierdurch das Wirkungsgradpotential des Prozesses. Die Gasturbine mit Zwischenerhitzung hat einen Verdichter, zwei Brennkammern und zwei Turbinen. Die aus dem Verdichter austretende Luft wird zunächst in der Hochdruckbrennkammer erhitzt und in der Hochdruckturbine entspannt. Im Anschluß an die Hochdruckturbine werden die Rauchgase in der Niederdruckbrennkammer wieder erhitzt, bevor sie dann in der Niederdruckturbine entspannt werden. Das Verdichterdrukverhältnis ist ungefähr doppelt so groß wie im Falle einer Gasturbine ohne Zwischenerhitzung. Für die hier gezeigten Ergebnisse betragen die Druckverhältnisse 16 und 28.

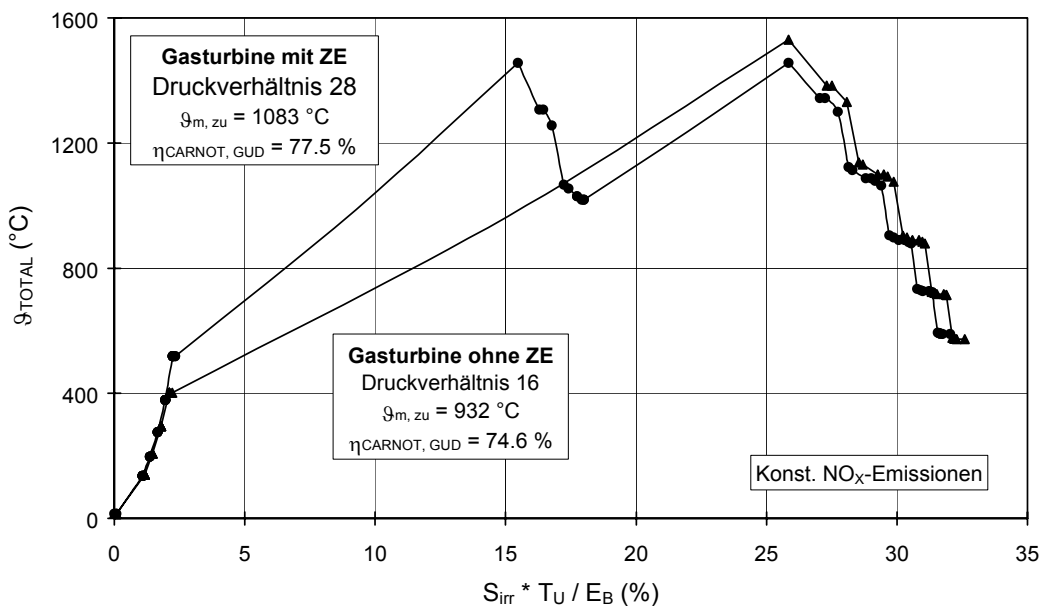


Abbildung 4: „Einfache“ und zwischenerhitzte Gasturbine im T,S-Diagramm

In Abbildung 4 ist der „einfache“ Gasturbinenprozeß und der Gasturbinenprozeß mit Zwischenerhitzung im T,S-Diagramm dargestellt. Auf der Ordinate ist die Totaltemperatur aufgetragen, sie besteht aus der statischen Temperatur und einem dynamischen Anteil. Auf der Abszisse ist die dimensionslose Entropieänderung aufgetragen. Die Änderung der Entropie des Gasturbinenprozesses ist ausschließlich auf Entropieerzeugung zurückzuführen. Die Entropie-

erzeugung S_{irr} ist in dieser Darstellung durch Multiplikation mit der Umgebungstemperatur und Division durch die jeweilige dem Prozeß zugeführte Brennstoffexergie dimensionslos gemacht worden und entspricht so dem Exergieverlust des Prozesses (siehe Gl. 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 jeweilige zugeführte Brennstoffexergie normiert wurde.

Für die Berechnung der Gasturbinenprozesse wurde ein sehr detailliertes Modell entwickelt, in dem der Kühlluftbedarf der Brennkammer und jeder einzelnen Schaufelreihe der Turbine berücksichtigt wird. Jeder Turbinenstufe wird ein aerodynamischer Wirkungsgrad zugewiesen, der über einen Faktor, welcher die Zumischungsverluste der Kühlluft berücksichtigt, korrigiert wird. Der Verdichter wird entsprechend der Anzahl der Entnahmestellen blockweise berechnet.

Die bei der Verbrennung erzeugte Stickoxydmenge (NO_x) steigt mit dem Druck. Die Verbrennungstemperaturen der Gasturbine mit Zwischenerhitzung müssen deshalb niedriger sein, um die gleichen Emissionen zu erhalten. 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 größere Verdichterdruckverhältnis 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 87 °C bei 32.5 °C. Der Carnot-Wirkungsgrad steigt durch Zwischenerhitzung wegen der höheren Temperatur der Wärmezufuhr um 2.9 %-Pkt.

Abbildung 5 zeigt den GUD-Wirkungsgrad der „einfachen“ und der zwischenerhitzten Gasturbine und die entsprechenden Veränderungen der Verluste des GUD-Prozesses. Falls beide Prozesse die gleiche Qualität hätten, würde der Wirkungsgradunterschied der Differenz der Carnot-Wirkungsgrade entsprechen. Die Zwischenerhitzung erzeugt jedoch zusätzliche Verluste und erreicht deswegen nicht das durch den Carnot-Wirkungsgrad bestimmte Verbesserungspotential. Die Verluste der Brennkammerkühlung sind bei der Gasturbine mit Zwischenerhitzung höher, da zwei Brennkammern gekühlt werden müssen. Der GUD-Wirkungsgrad sinkt hierdurch um 0.5 %-Pkt. Der zusätzliche Druckverlust der zweiten Brennkammer verringert den Wirkungsgrad um weitere 0.2 %-Pkt. Die Turbine der zwischenerhitzten Maschine erzeugt einen zusätzlichen Verlust von 1.3 %-Pkt. Dieser Verlust entsteht durch den relativ schlechten Expansionswirkungsgrad der Hochdruckturbine. Sie hat wegen der kleinen Schaufelhöhen einen niedrigen aerodynamischen Wirkungsgrad, der durch den hohen Kühlluftverbrauch noch zusätzlich verschlechtert wird. Der Kühlluftverbrauch ist wegen des großen Verdichterdruckverhältnisses und den damit verbundenen hohen Kühllufttemperaturen sehr groß. Der hinter der Hochdruckturbine angeordnete Diffusor, der die Strömungsgeschwindigkeit auf ein für die zweite Brennkammer geeignetes Niveau reduziert, hat einen Druckverlust von 1 bis 2 % und ist im Vergleich zur Gasturbine ohne Zwischenerhitzung eine zusätzliche Verlustquelle. Aufgrund des hohen Verdichter-

druckverhältnisses ist der isentrope Wirkungsgrad des Verdichters schlechter als bei der „einfachen“ Gasturbine, dies reduziert den GUD-Wirkungsgrad um 0.2 %-Pkt. Insgesamt geht drei Viertel des Carnot-Potentials durch die höheren Verluste des Prozesses verloren. Der GUD-Wirkungsgrad der zwischenerhitzten Gasturbine ist 0.7 %-Pkt. höher als bei der „einfachen“ Gasturbine. Die GUD-Leistung steigt um 5 %.

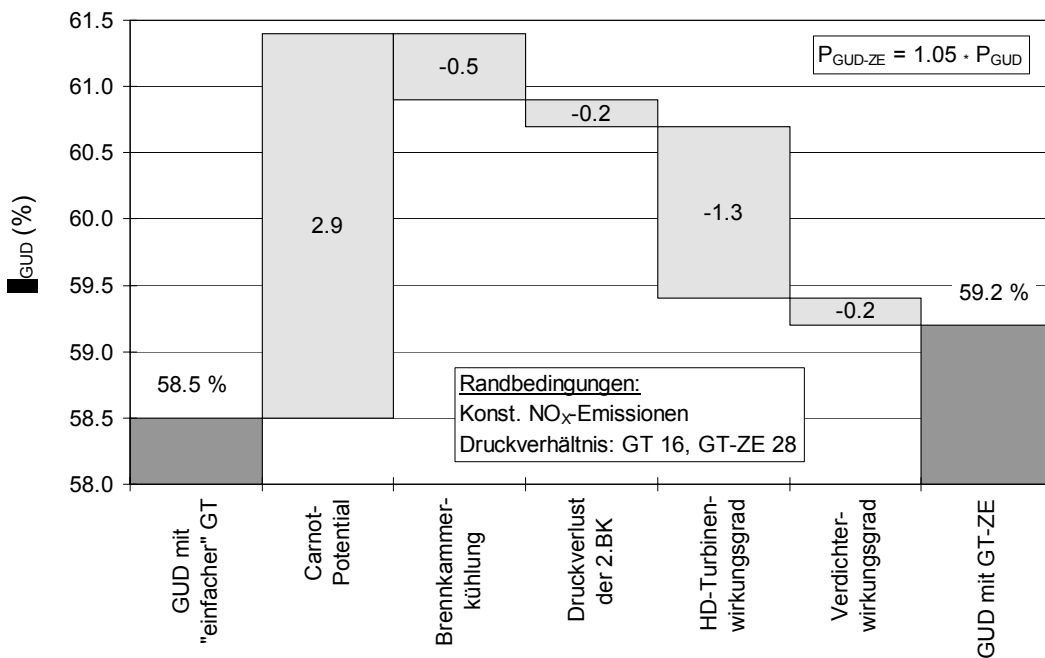


Abbildung 5: GUD-Wirkungsgrad der „einfachen“ und der zwischenerhitzten Gasturbine

Die Zwischenkühlung der Verdichterluft senkt die mittlere Temperatur der Kompression und hierdurch die benötigte Verdichterleistung. Sie ist bei hohen Verdichterdrukverhältnissen besonders effektiv und könnte deshalb eine sinnvolle Ergänzung für die zwischenerhitzte Gasturbine sein. In Abbildung 6 sind beide Prozesse im T,S-Diagramm dargestellt. Die Zwischenkühlung verringert die Verdichteraustrittstemperatur und damit auch die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr in der ersten Brennkammer. Die abgeführte Wärme der Zwischenkühlung ist aufgrund ihres niedrigen Temperaturniveaus nicht mehr nutzbar und muß an die Umgebung abgegeben werden. Sie wird bei einer höheren Temperatur abgeführt als die Abwärme des Kesselabgases und die Kondensationswärme der Dampfturbine und erhöht deshalb die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr. Der Carnot-Wirkungsgrad ist bei der zwischengekühlten Maschine 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 Maschine ohne Zwischenkühlung.

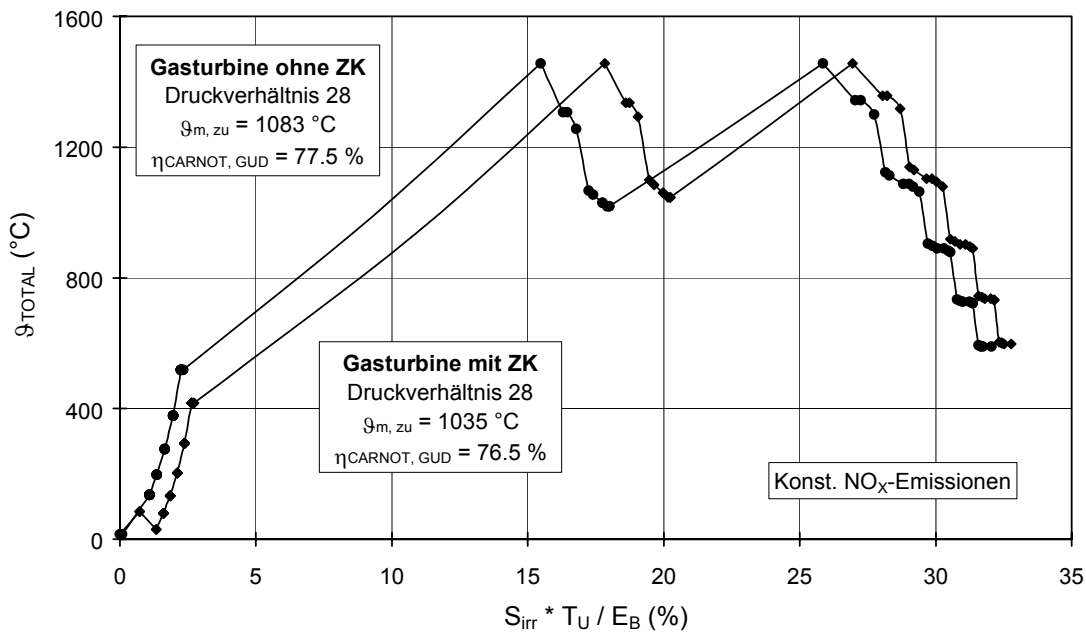


Abbildung 6: Zwischenerhitzte Gasturbine mit und ohne Zwischenkühlung im T,S-Diagramm

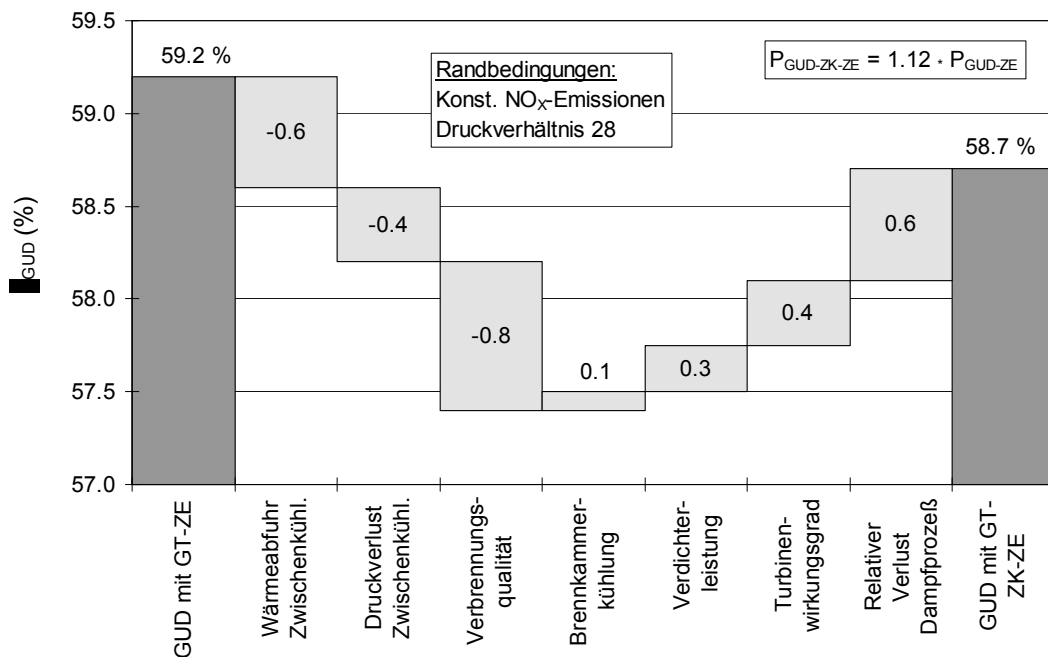


Abbildung 7: GUD-Wirkungsgrad der zwischenerhitzten Gasturbine mit und ohne Zwischenkühlung

Abbildung 7 zeigt die GUD-Wirkungsgrade der zwischenerhitzten Gasturbinen mit und ohne Zwischenkühlung und die Änderungen der Verluste. Die Veränderungen des Prozesses lassen sich in wirkungsgradverschlechternde und wirkungsgradverbessernde Effekte unterscheiden. 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 zwischengekühlten Maschine ist die Folge der niedrigeren

Verdichteraustrittstemperatur und ergibt einen zusätzlichen Verlust von 0.8 %-Pkt. Die durch die Zwischenkühlung niedrigeren Kühllufttemperaturen erlauben eine Reduzierung der Kühlluftmengen und führen so zu Verbesserungen bei der Brennkammerkühlung (0.1 %-Pkt.) und dem Turbinenwirkungsgrad (0.4 %-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 0.3 %-Pkt. Das Verhältnis der Verluste des Dampfprozesses zur zugeführten Brennstoffleistung ist für den GUD-Wirkungsgrad entscheidend (Gl. 2 und Gl. 4) und nimmt entsprechend der Erhöhung der Brennstoffzufuhr um 0.6 %-Pkt. ab. Die Qualität und die Leistung des Dampfprozesses werden durch die Zwischenkühlung nur geringfügig beeinflusst. Sie bleiben in erster Näherung konstant. Die Summe aller Verluständerungen entspricht der Veränderung des GUD-Wirkungsgrades und beträgt -0.5 %-Pkt. Sie ist nur halb so groß wie die Änderung des Carnot-Wirkungsgrades. Die Qualität des zwischengekühlten Prozesses ist also besser. Die GUD-Leistung steigt durch Zwischenkühlung um 12 %.

Bei einer Vergrößerung des Druckverhältnisses über den hier gewählten Wert von 28 hinaus steigen die positiven Effekte stärker als die negativen, so daß der GUD-Wirkungsgradverlust immer kleiner wird und irgendwann zu einem Gewinn wird. Dieser Wendepunkt liegt zwischen den Druckverhältnissen 35 und 40. Der Leistungsgewinn durch Zwischenkühlung steigt kontinuierlich mit dem Druckverhältnis.

Die Stromerzeugungskosten des GUD-Kraftwerks mit zwischenerhitzter Gasturbine bieten unter den derzeitigen wirtschaftlichen Randbedingungen keinen Vorteil gegenüber der „einfachen“ Gasturbine. Der Wirkungsgrad- und Leistungsvorteil wird vor allem durch die höheren Kosten der Gasturbine, aber auch durch die höheren Wartungskosten kompensiert. Mehrere zusätzliche Verdichterstufen, eine zweite Hochtemperatur-Turbinenstufe und eine zweite Brennkammer mit Brennern, größere Gehäuseabmessungen und höhere Wandstärken sowie die Notwendigkeit für den Einsatz hochwertigerer Werkstoffe in einigen Bereichen erhöhen die Kosten der zwischenerhitzten Gasturbine. Zudem steigen durch den vergleichsweise großen Hochtemperaturbereich die Wartungskosten gegenüber der „einfachen“ Gasturbine. Die Verfügbarkeit der zwischenerhitzten Gasturbine wird wegen der höheren Komplexität des Prozesses eher niedriger sein. Zusätzliche technische Risiken, wie z.B. eine vorzeitige Zündung in der zweiten Brennkammer bei gestörten Strömungsverhältnissen, vermindern die Attraktivität der zwischenerhitzten Gasturbine.

Geschlossene Dampfkühlung der Turbinenschaufeln

Die Kühlung der Turbinenschaufeln erlaubt eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur über das Niveau der zulässigen Materialtemperaturen hinaus. Die Leistung und der Wirkungsgrad der Gasturbine steigen mit der Turbineneintrittstemperatur. Die meisten der zur Zeit betriebenen Gasturbinen haben luftgekühlte Schaufeln. Die Kühlluft kühlt zunächst die Schaufeln konvektiv von innen, tritt durch

Öffnungen aus ihnen heraus und kann dann z.B. zur Bildung eines Schutzfilmes auf der Schaufeloberfläche benutzt werden. Die Zumischung der Kühlluft zu den Rauchgasen senkt die Rauchgastemperatur und verschlechtert den Expansionswirkungsgrad der Stufe durch Störung des Strömungsfeldes. Der Druckverlust der Kühlluft von der Verdichterentnahme bis zur Zumischung zu den Rauchgasen kostet zusätzliche Verdichterleistung.

Dampf ist aufgrund seiner höheren Wärmekapazität und seiner niedrigeren Viskosität prinzipiell ein besseres Kühlmedium als Luft. 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 ungefähr 30 bar und 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 Hochdruckabdampf wird durch die Kühlung der Schaufeln wieder überhitzt und anschließend der Mitteldruckturbine zugeführt. Um den Austrittsdruck des im Kessel überhitzten Dampfes und des in der Gasturbine überhitzten Dampfes nicht zu weit auseinander laufen zu lassen, ist eine parallele Durchströmung der zu kühlenden Schaufelreihen sinnvoll.

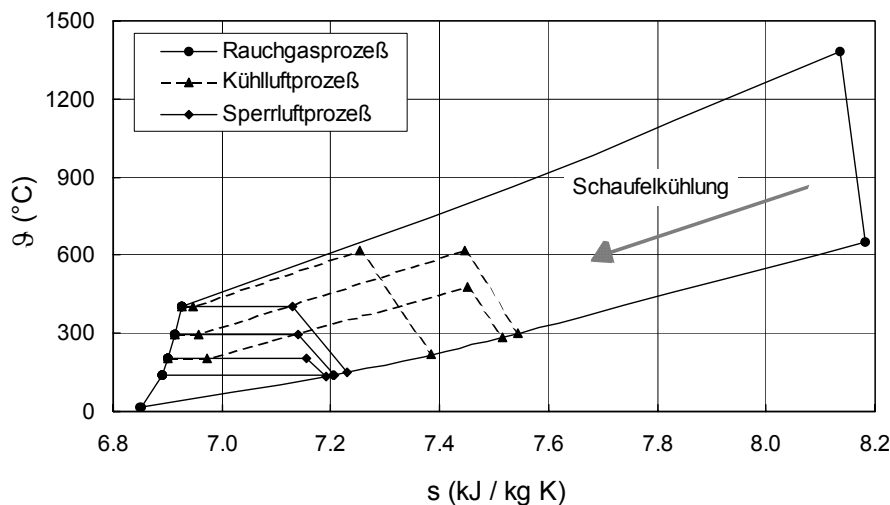


Abbildung 8: Aufteilung des Gasturbinenprozesses in Rauchgas-, Kühlluft- und Sperrluftprozeß

Zur Abschätzung des Wirkungsgradpotentials der Gasturbine mit Dampfkühlung wird in einem ersten Schritt der Gasturbinenprozeß mit Luftkühlung in einen Rauchgas-, einen Kühlluft- und einen Sperrluftprozeß zerlegt und getrennt berechnet. Diese Vorgehensweise ermöglicht die Bestimmung der jeweiligen Prozeßqualität und die Abschätzung eines Verbesserungspotentials für geschlossene Kühlsysteme. In Abbildung 8 ist der Rauchgas-, der Kühlluft- und der Sperrluftprozeß im T,S-Diagramm dargestellt. Der Kühlluftprozeß wurde entsprechend der Anzahl der zu kühlenden Stufen in drei Teilprozesse unterteilt. Der Sperrluftprozeß besteht aus vier Teilprozessen, da alle vier Turbinenstufen Sperrluft benötigen. Der Wirkungsgrad des

Kühlluftprozesses erreicht wegen seiner niedrigen Temperatur der Wärmezufuhr und wegen der Druckverluste nur ungefähr ein Drittel vom Wert des Wirkungsgrades des Rauchgasprozesses. Der Sperrluftprozeß besteht aus einer Verdichtung, einer Drosselung und einer Expansion. Er erzeugt keine Leistung, er vernichtet (dissipiert) Leistung.

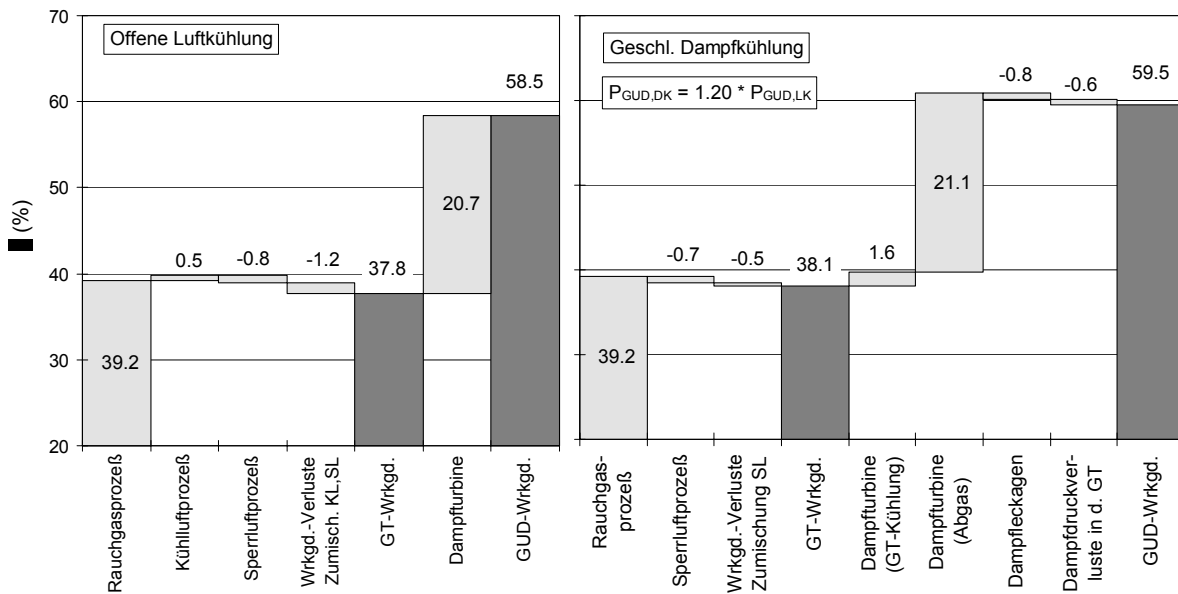


Abbildung 9: GUD-Wirkungsgrad der luftgekühlten und dampfgekühlten Gasturbine

Abbildung 9 zeigt die Ergebnisse der getrennten Prozeßberechnung und die entsprechenden Wirkungsgrade der GUD-Prozesse. Auf der Ordinate sind die erzeugten bzw. aufgenommenen Leistungen im Verhältnis zur zugeführten Brennstoffleistung aufgetragen. Im linken Diagramm sind die Ergebnisse für ein offenes Luftkühlsystem und im rechten Diagramm für ein geschlossenes Dampfkühlsystem dargestellt. Der Wirkungsgrad des Rauchgasprozesses beträgt in beiden Fällen 39.2 %. Im Fall der offenen Luftkühlung erzeugt der Kühlluftprozeß eine zusätzliche Leistung von 0.5 %. Der Sperrluftprozeß gibt keine Leistung ab, er nimmt Leistung auf und senkt hierdurch den Gasturbinenwirkungsgrad um 0.8 %-Pkt. Die Verschlechterung des Expansionswirkungsgrades im realen Prozeß wegen der oben beschriebenen Verluste durch die Zumischung der Kühl- und Sperrluft während der Expansion kostet weitere 1.2 %-Pkt. Der Gasturbinenwirkungsgrad beträgt nach Berücksichtigung aller Verluste 37.8 %. Der nachgeschaltete Dampfprozeß erzeugt eine Leistung von 20.7 %, so daß ein GUD-Wirkungsgrad von 58.5 % erreicht wird.

Bei der Dampfkühlung entfällt der Kühlluftprozeß. Der Sperrluftprozeß erzeugt mit 0.7 %-Pkt. etwas weniger Verluste, da der Rauchgasmassenstrom durch die fehlenden Kühlluftentnahmen größer ist. Die im realen Prozeß auftretenden Verluste durch Zumischung sind mit 0.5 %-Pkt. kleiner als bei der offenen Luftkühlung, da hier nur Sperrluft und keine Kühlluft dem Rauchgasstrom zugemischt wird. Der Wirkungsgrad der Gasturbine mit geschlossener Dampfkühlung ist 0.3 %-Pkt. höher als bei der offenen Luftkühlung und beträgt 38.1 %. Die Leistung des Dampfprozesses wird durch die Gasturbinenkühlwärme und durch die Abgaswärme der Gasturbine

erzeugt. Diese Leistungen betragen 1.6 % und 21.1% (bzgl. Brennstoffleistung). Das geschlossene Dampfkühlsystem ist nicht vollständig dicht, vor allem im Rotorbereich ist mit Leckagen zu rechnen. Diese Leckagen führen zu Wirkungsgradeinbußen von 0.8 %-Pkt. Der hohe Druckverlust des Kühldampfes in der Gasturbine erzeugt zusätzliche Verluste im Dampfprozeß und senkt hierdurch den Wirkungsgrad um 0.6 %-Pkt. Der sich ergebende GUD-Wirkungsgrad der Gasturbine mit geschlossener Dampfkühlung beträgt 59.5 % und ist damit 1 %-Pkt. höher als bei der Gasturbine mit offener Luftkühlung.

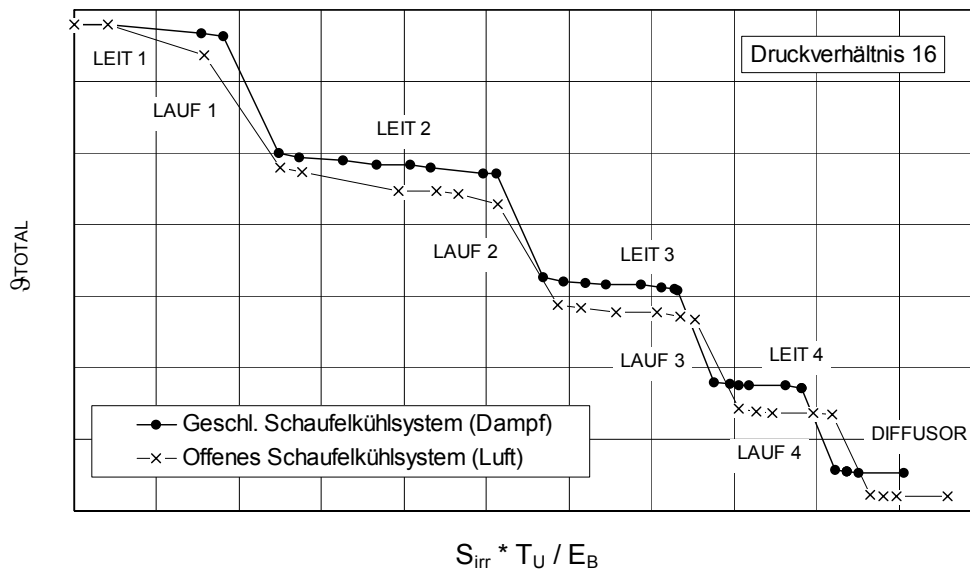


Abbildung 10: Expansionslinien für offene Luftkühlung und geschlossene Dampfkühlung der Turbine

In Abbildung 10 ist der Expansionsverlauf der luftgekühlten und der dampfgekühlten Gasturbine im T,S-Diagramm dargestellt. Ein Vergleich der Expansionslinien verdeutlicht die Unterschiede bei den Wirkungsgraden der Laufschaufeln und den Temperaturverlusten durch die Kühlung. Bei der ersten Stufe sind die Unterschiede am größten, zur zweiten und dritten Stufe hin werden sie kleiner und verschwinden bei der vierten Stufe, da sie ungekühlt ist.

Die relativen Änderungen der Laufradwirkungsgrade bei einem Wechsel von offener Luftkühlung zu geschlossener Dampfkühlung sind in Abbildung 11 dargestellt. Die Verluste durch die Kühlluftzumischung (s.o.) sind bei der ersten Stufe am größten. Bei der zweiten Stufe beträgt der Zumischungsverlust nur noch ein Drittel und bei der dritten Stufe nur noch ein Zehntel vom Wert der ersten Stufe. Der isentrope Wirkungsgrad der Gesamtexpansion ist im Falle der geschlossenen Dampfkühlung ungefähr 2 %-Pkt. höher als bei der offenen Luftkühlung.

Abbildung 12 zeigt die relativen Temperaturverluste der Luftkühlung und der Dampfkühlung für jede einzelne Schaufelreihe. Das Verhältnis der Temperaturverluste von Luftkühlung zu Dampfkühlung ist bei der ersten Stufe ungefähr 2:1, bei der zweiten Stufe ungefähr 4:3 und bei der dritten Stufe fast 1:1. Durch die kleineren Temperaturverluste der Dampfkühlung ist die ISO-Turbineneintrittstemperatur, welche ein Maß für die thermische Belastung der Schaufeln ist, ungefähr 80 K höher

als bei Luftkühlung. Die Abgastemperatur ist bei gleichem Druckverhältnis ungefähr 40 K höher.

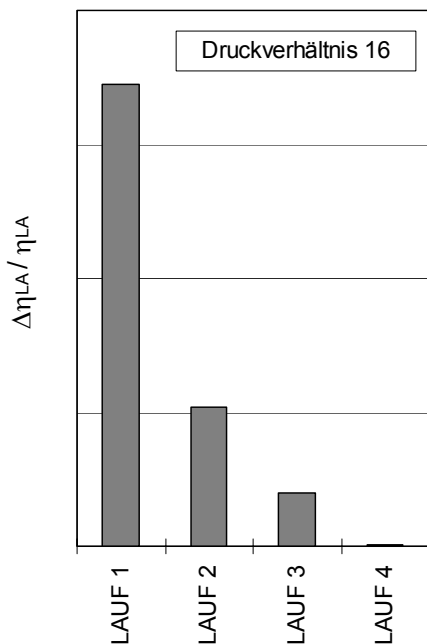


Abbildung 11: Erhöhung der Laufradwirkungsgrade durch Dampfkühlung

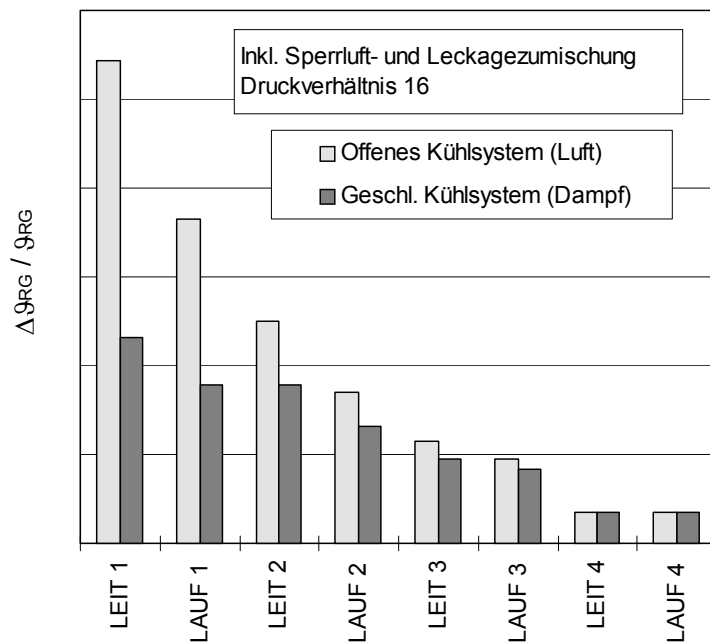


Abbildung 12: Absenkung der Rauchgastemperatur bei offener Luftkühlung und geschlossener Dampfkühlung

Das Verbesserungspotential durch die geschlossene Dampfkühlung ist aus mehreren Gründen bei den Laufschaufeln größer als bei den Leitschaufeln. Die Zumischung der Leitschaufelkühlluft zu den Rauchgasen verschlechtert den Expansionswirkungsgrad (Laufradwirkungsgrad) weniger als die Zumischung der Laufschaufelkühlluft, da sie das Strömungsfeld um die Laufschaufeln nicht so stark beeinflusst. Des weiteren sind die Druckverluste der Kühlluft bei den Laufschaufeln aufgrund des höheren Druckgefälles längs der Schaufeln größer als bei den Leitschaufeln. Die abzuführende Kühlwärme ist wegen des Größenunterschieds bei den Laufschaufeln kleiner als bei den Leitschaufeln. Die Filmkühlung ist bei den Laufschaufeln nicht so effektiv wie bei den Leitschaufeln, da der Film durch ungünstigere Strömungsverhältnisse und Schaufelgeometrien eher gestört wird. Der Wechsel von der Filmkühlung zur Konvektionskühlung ist also bei den Laufschaufeln mit geringeren Verschlechterungen als bei den Leitschaufeln verbunden.

Das GUD-Kraftwerk mit dampfgekühlter Gasturbine hat einen höheren Wirkungsgrad und aufgrund seiner stark erhöhten Leistung Vorteile bei den spezifischen Anlagenkosten gegenüber der luftgekühlten Gasturbine. Die Wartungskosten der Gasturbine mit Dampfkühlung werden wegen der zu erwartenden niedrigeren Lebensdauer der Schaufeln höher sein und hierdurch den Vorteil bei den Investitionskosten verkleinern. Die hohen Temperaturgradienten in den Schaufeln und den Wärmedämmschichten und die dadurch erzeugten hohen thermischen Spannungen sind ein Grund für die verkürzte Lebensdauer. Des weiteren ist evtl. mit Hochtemperaturkorrosion zu rechnen. Die Kühlung der dünnen Schaufelnasen und der dünnen Schaufelhinterkanten ist mit einem geschlossenen Dampfkühlsystem nur

schwer zu realisieren. Zur Vermeidung von Ablagerungen müssen an den Kühldampf extrem hohe Reinheitsanforderungen gestellt werden. Die Dichtigkeit des geschlossenen Kühlsystems ist entscheidend, um einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen. Gegenüber der offenen Luftkühlung bedeutet dies einen enormen zusätzlichen Aufwand.

Das GUD-Kraftwerk mit dampfgekühlten Turbinenschaufeln ist nur dann unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten attraktiv, wenn die Probleme zufriedenstellend gelöst werden und sowohl die Wartungskosten als auch die Verfügbarkeit in einer ähnlichen Größenordnung wie bei der luftgekühlten Gasturbine liegen. Die Gasturbine mit Dampfkühlung ist nicht für einen Solobetrieb, einen Betrieb ohne Dampfprozeß, geeignet.

Geschlossene Brennkammerkühlsysteme

Das Kühlsystem der Brennkammer kann als offenes oder als geschlossenes System ausgeführt werden. Das offene System besteht aus einer Kombination von Konvektions- und Filmkühlung. Das Kühlmedium strömt zuerst auf der Außenseite der zu kühlenden Teile vorbei und kühlt sie hierbei konvektiv, bevor es dann durch Öffnungen auf die heiße Seite gelangt und hier einen Schutzfilm auf der Oberfläche bildet. Als Kühlmedium wird im allgemeinen Luft benutzt, da bei Einsatz von Dampf die Abgasverluste stark ansteigen würden. Die Kühlluft wird von dem Verdichteraustrittsmassenstrom abgezweigt und nimmt nicht an der Verbrennung teil.

Bei einem geschlossenen System kann das Kühlmedium die Wärme nur konvektiv aufnehmen. Es kann sowohl Luft als auch Dampf eingesetzt werden. Bei der geschlossenen Luftkühlung wird der gesamte Verdichteraustrittsmassenstrom zur Kühlung der Brennkammer benutzt, bevor er selbst an der Verbrennung teilnimmt. Dieses Kühlsystem wirkt wie ein Rekuperator. Bei der geschlossenen Dampfkühlung wird ein Teil des Abdampfes der Hochdruckdampfturbine benutzt, um die Brennkammer zu kühlen. Der Dampf wird anschließend mit dem im Kessel überhitzten Dampf gemischt und der Mitteldruckdampfturbine zugeführt.

Der Temperaturverlust durch die Kühlung ist bei einem offenen System, bedingt durch die Zumischung des Kühlmediums, größer als bei einem geschlossenen System. Abbildung 13 zeigt die Temperaturverluste der Brennkammerkühlung für eine offene Luftkühlung, eine geschlossene Luftkühlung und eine geschlossene Dampfkühlung. Der Verlust des offenen Systems ist vier bis fünf mal so groß wie der Verlust des geschlossenen Systems. Die Temperaturverluste der geschlossenen Systeme unterscheiden sich nur geringfügig. Der Verlust der geschlossenen Dampfkühlung ist wegen der kleineren Leckagemengen etwas niedriger als bei der geschlossenen Luftkühlung. Die Dampfleckagen sind kleiner als die Luftleckagen, weil der Kühldampfmassenstrom nur 5 bis 10 % des Kühlluftmassenstromes beträgt.

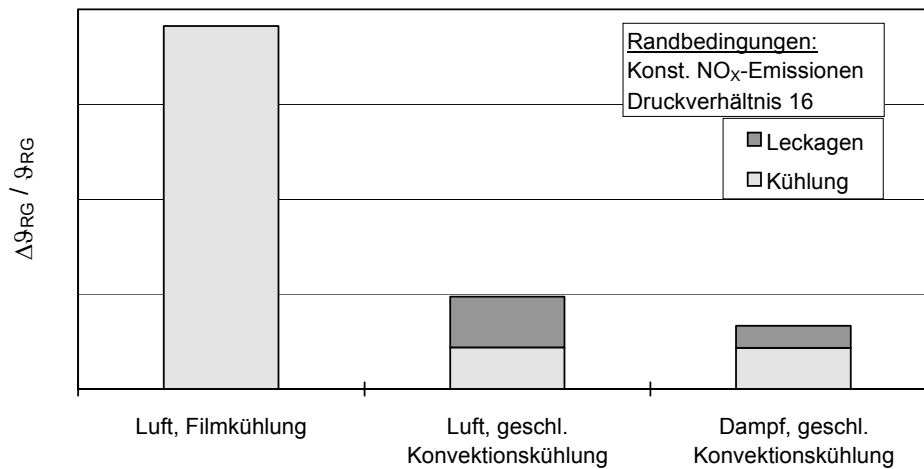


Abbildung 13: Absenkung der Rauchgastemp. bei offenen und geschl. Brennkammerkühlssystemen

Der Wechsel von einem offenen zu einem geschlossenen Brennkammerkühlssystem kann zur Wirkungsgraderhöhung oder zur Emissionsminderung genutzt werden. Eine Wirkungsgraderhöhung ergibt sich bei gleichen Verbrennungstemperaturen und eine Emissionsminderung bei gleichen Brennkammeraustrittstemperaturen. Die Abbildungen 14 und 15 zeigen für konstante Verbrennungstemperaturen die GUD-Wirkungsgrade der offenen und der geschlossenen Brennkammerkühlssysteme und die entsprechenden Änderungen der Verluste.

Die Ergebnisse des Vergleichs der offenen mit der geschlossenen Luftkühlung sind in Abbildung 14 dargestellt. Der rekuperative Effekt des geschlossenen Kühlsystems verbessert die Verbrennungsqualität und erhöht dadurch den GUD-Wirkungsgrad um 0.4 %-Pkt. Die Konvektionskühlung erzeugt weniger Verluste als die Filmkühlung, da die Zumischung des kalten Kühlluftmassenstroms zum heißen Rauchgasmassenstrom fehlt. Der Wirkungsgrad steigt hierdurch um 1 %-Pkt. Die Leckagen des geschlossenen Kühlsystems und der erhöhte Druckverlust in der Brennkammer senken den GUD-Wirkungsgrad um jeweils 0.2 %-Pkt. Die höhere Turbineneintrittstemperatur vergrößert den Kühlluftbedarf der Turbine und führt so zu einer Verschlechterung des Expansionswirkungsgrades. Der niedrigere Expansionswirkungsgrad läßt den Gesamtwirkungsgrad um 0.4 %-Pkt. sinken. Die relativen Verluste des Verdichters nehmen durch die höhere Brennstoffzufuhr ab (Gl. 2 und Gl. 4). Hierdurch steigt der GUD-Wirkungsgrad um 0.1 %-Pkt. Der GUD-Wirkungsgrad des geschlossenen Luftkühlsystems beträgt 59.2 % und ist damit 0.7 %-Pkt. höher als beim offenen Luftkühlssystem. Die GUD-Leistung steigt um 8 %.

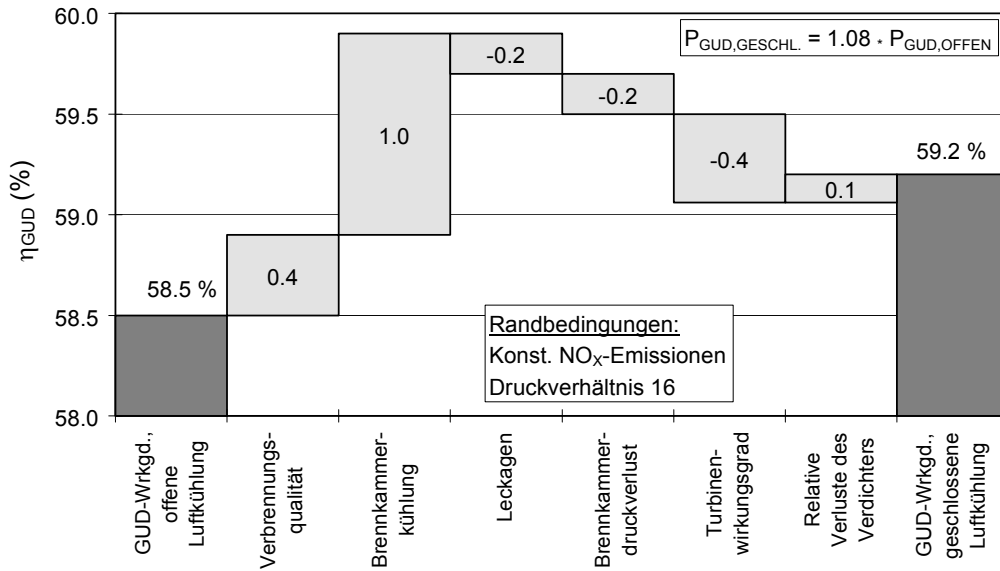


Abbildung 14: GUD-Wirkungsgrad bei offener und geschlossener Luftkühlung der Brennkammer

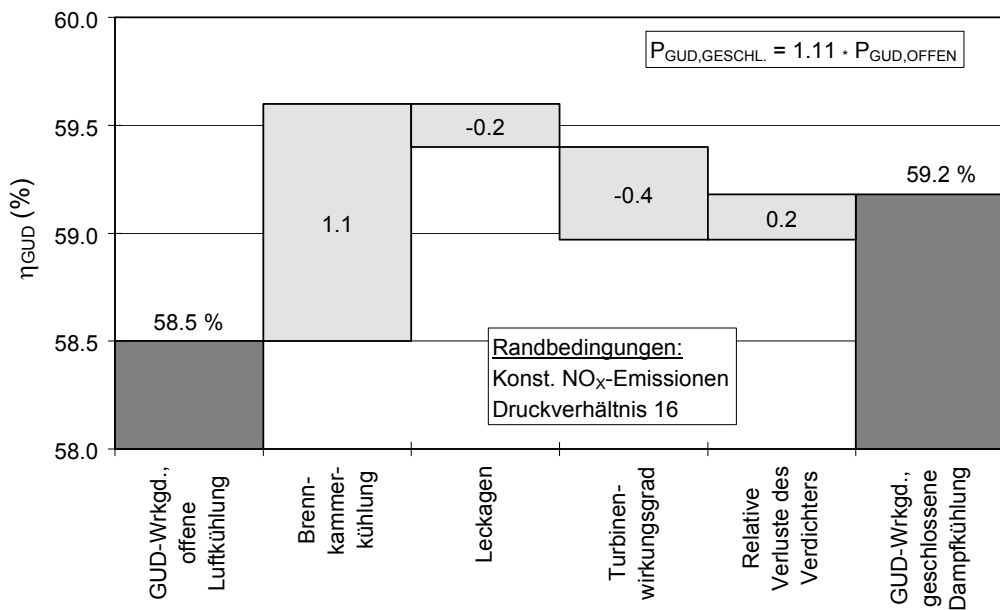


Abbildung 15: GUD-Wrkgd. bei offener Luftkühlung und geschl. Dampfkühlung der Brennkammer

Abbildung 15 zeigt die Ergebnisse des Vergleichs der offenen Luftkühlung mit der geschlossenen Dampfkühlung. 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 ansteigenden Kühlluftbedarf und senkt hierdurch den Wirkungsgrad um 0.4 %-Pkt. Die Abnahme der relativen Verdichterverluste verbessert den Prozeß um 0.2 %-Pkt. Nach Berücksichtigung aller Verluständerungen beträgt der GUD-Wirkungsgrad 59.2 % und ist damit, wie 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.

Die Gasturbine mit geschlossenem Brennkammerkühlsystem hat unter der Annahme gleicher Stickoxyd-Emissionen einen höheren GUD-Wirkungsgrad und eine höhere GUD-Leistung als die Gasturbine mit offenem Brennkammerkühlsystem. Bei Verwendung von Dampf ist die Leistungserhöhung stärker ausgeprägt als bei Verwendung von Luft. Dieser Leistungsvorteil der Dampfkühlung wird jedoch durch die Mehrkosten für zusätzliche Rohrleitungen und Armaturen relativiert. Die hohen thermischen Spannungen der geschlossenen Kühlsysteme sind bei Brennkammern eher beherrschbar als bei Turbinenschaufeln, da bei ihnen keine zusätzlichen mechanischen Belastungen vorliegen. Die Dichtheit des geschlossenen Systems ist leichter zu realisieren, da keine rotierenden Teile gekühlt werden müssen. Die Anforderungen an die Reinheit des Dampfes sind bei der Brennkammerkühlung nicht so hoch wie bei der Schaufelkühlung. Das geschlossene Brennkammerkühlsystem ist also weniger problematisch als das geschlossene Schaufelkühlsystem und ist deswegen auch unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten attraktiv. Dies gilt sowohl für den Einsatz von Luft, als auch für den Einsatz von Dampf.

Wirkungsgrade und Leistungen der untersuchten Prozesse

Gasturbinenprozeß	GUD-Wirkungsgrad (%, brutto)	GUD-Leistung (MW, brutto)
„Einfache“ Gasturbine	58.5	360
Gasturbine mit Zwischenerhitzung	59.2	379
GT mit Zwischenkühlung und Zwischenerhitzung	58.7	425
Geschl. Dampfkühlung der Turbinenschaufeln	59.5	433
Geschl. Luftkühlung der Brennkammer	59.2	388
Geschl. Dampfkühlung der Brennkammer	59.2	399

Literaturverzeichnis

- [1] Kail, C.; Rukes, B.: Fortschrittliche Gas- und Dampfturbinenprozesse zur Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung bei GUD-Kraftwerken. VDI-Berichte 1182, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995
- [2] Baehr, H. D.: Thermodynamik, 8. Auflage. Springer Verlag, Berlin, 1992
- [3] Bejan, A.; Tsatsaronis, G; Moran, M.: Thermal Design and Optimization. John Wiley & Sons, New York, 1996
- [4] Diederichsen, C.: Referenzumgebungen zur Berechnung der chemischen Exergie. Fortschritt-Berichte, Reihe 19 Nr. 50, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991