

# **Fortschrittliche Gas- und Dampfturbinenprozesse zur Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung bei GUD-Kraftwerken**

Dipl.-Ing. C. Kail, Dr.-Ing. B. Rukes VDI, Erlangen

## **Zusammenfassung**

Im vorliegenden Beitrag werden verschiedene Maßnahmen zur Erhöhung von Wirkungsgrad und Leistung des GUD<sup>®</sup>-Prozesses untersucht. Eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur und des Druckverhältnisses der Gasturbine und die Einführung einer Zwischenerhitzung der Turbinenrauchgase bieten die größten Potentiale. Weitere Wirkungsgradsteigerungen durch verbesserte Komponentenwirkungsgrade, Vorwärmung des Brennstoffes, erhöhte Frischdampfzustände und optimierte Abgaswärmenutzung durch einen 3 Druck Dampfprozeß mit Zwischenüberhitzung des Dampfes lassen das Ziel eines GUD-Wirkungsgrades von 60 % bis zum Jahr 2000 als realisierbar erscheinen.

Durch Ansaugluftkühlung, Zwischenkühlung der Verdichterluft, Zufeuerung im Dampferzeuger und Wasser- bzw. Dampfeindüsung in die GT-Brennkammer kann die Leistung des GUD-Kraftwerkes - allerdings zu Lasten des Wirkungsgrades - zusätzlich gesteigert werden.

## **Einleitung**

Der GUD-Prozeß hat aufgrund seiner hohen Temperatur der Wärmezufuhr in der Gasturbinenbrennkammer und seiner niedrigen Temperatur der Wärmeabfuhr im Kondensator der Dampfturbine ein sehr viel größeres Wirkungsgradpotential als andere Kraftwerksprozesse. Bei Einsatz der neuen Generation der Siemens Gasturbinen erreicht man z. B. GUD-Wirkungsgrade von über 58 % (Tabelle 1).

Die effektivsten Ansatzpunkte für weitere Steigerungen des GUD-Wirkungsgrades bietet der Gasturbinenprozeß, der aus diesem Grund in der vorliegenden Arbeit besonders intensiv behandelt wird. Weitere Möglichkeiten liegen sowohl im nachgeschalteten Dampfprozeß als auch im Gesamtprozeß.

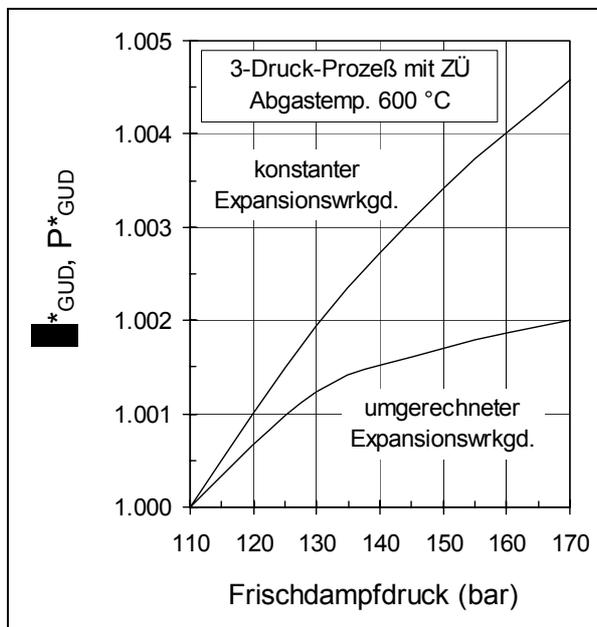
Die Qualität der erzielten Ergebnisse wird entscheidend von der möglichst genauen Erfassung der Veränderungen der Komponentenwirkungsgrade bei der Variation von Prozeßparametern beeinflusst.

Bei der Gasturbine wurde aufgrund langjähriger Beobachtungen unterstellt, daß der polytrope Verdichterwirkungsgrad und der isentrope Turbinenwirkungsgrad (ISO-Wirkungsgrad) für sämtliche Veränderungen des Druckverhältnisses und der Turbineneintrittstemperatur näherungsweise konstant bleiben. Diese Annahme berücksichtigt die sich mit dem Druckverhältnis ändernden Spaltverluste und Kühllufttemperaturen und setzt bei steigender Turbineneintrittstemperatur verbesserte Kühltechnologien voraus.

Gasturbine	-	V64.3A	V84.3A	V94.3A
Leistung <sup>*)</sup>	MW	70	170	240
Wirkungsgrad <sup>*)</sup>	%	36.8	38.0	38.0
Frequenz	Hz	50 / 60	60	50
GUD	-	1S.64.3A	1S.84.3A	1S.94.3A
Leistung <sup>*)</sup>	MW	103	254	359
Wirkungsgrad <sup>*)</sup>	%	54.8	57.9	58.1
Dampfturbinenprozeß	-	2 Druck	3 Druck mit ZÜ	3 Druck mit ZÜ

<sup>\*)</sup> Bruttowerte bei ISO-Bedingungen

**Tabelle 1:** Wirkungsgrad- und Leistungsdaten der neuen Siemens Gasturbinen



Bei der Optimierung des Dampfprozesses wurde das bei Siemens/KWU für Garantie-rechnungen eingesetzte Kreislaufprogramm verwendet, das die Veränderung des Dampf-turbinenwirkungsgrades bei z. B. anderen Frischdampfdrücken und -temperaturen exakt ermittelt. Welchen Fehler man dagegen bei der Annahme eines konstanten Expansions-wirkungsgrades machen kann illustriert Bild 1.

**Bild 1:** Einfluß des Expansionswirkungsgrades der Dampfturbine auf die Optimierung des Frischdampfdruckes

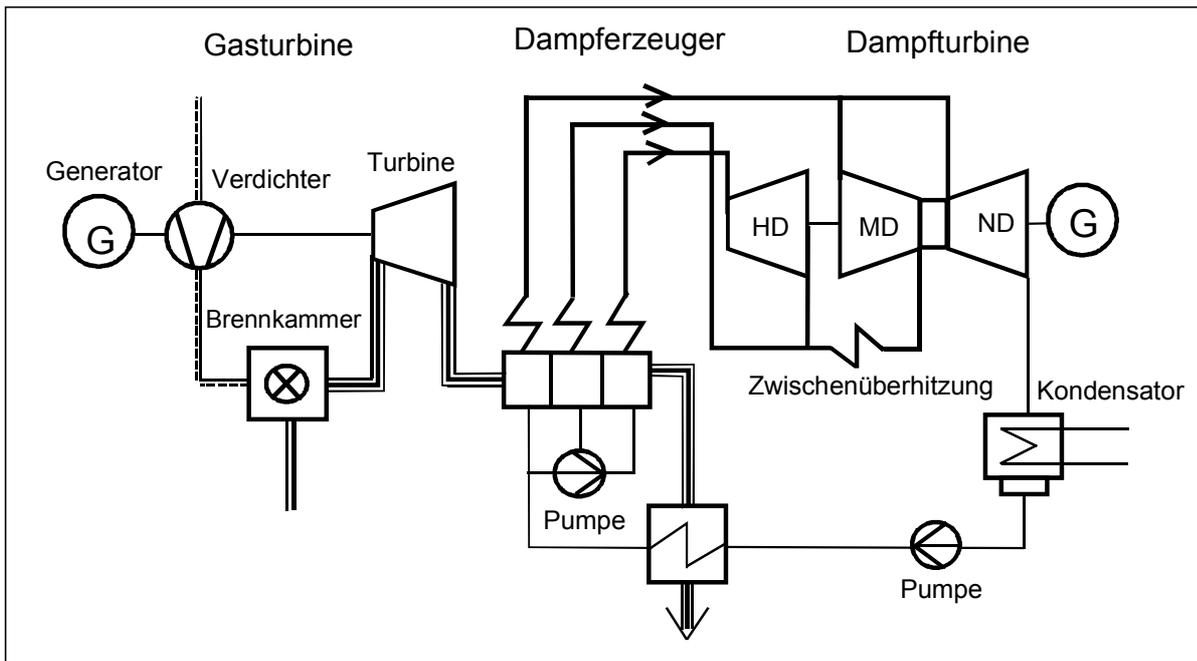
### Der GUD-Prozeß

Der GUD-Prozeß besteht aus einem Gasturbinenprozeß mit einem nachgeschalteten ungefeu-erten Dampfturbinenprozeß. Die Abgaswärme der Gasturbine wird in einem Abhitze-kessel zur Dampfproduktion genutzt (Bild 2).

Der Wirkungsgrad des GUD-Prozesses ( $\eta_{GUD}$ ) läßt sich aus dem Verhältnis der Summe von Gasturbinenleistung ( $P_{GT}$ ) und Dampfturbinenleistung ( $P_{DT}$ ) zu der dem Prozeß zugeführten Brennstoffleistung ( $\dot{Q}_{BRST}$ ) berechnen und kann als Kombination aus Gasturbinenwirkungs-grad ( $\eta_{GT}$ ), Dampferzeugernutzungsgrad ( $\eta_{DE}$ ) und Wirkungsgrad des Dampfturbinenprozes-ses ( $\eta_{DT}$ ) dargestellt werden:

$$\eta_{\text{GUD}} = \frac{P_{\text{GT}} + P_{\text{DT}}}{\dot{Q}_{\text{BRST}}} = \eta_{\text{GT}} + \eta_{\text{DE}} \eta_{\text{DT}} (1 - \eta_{\text{GT}})$$

mit  $\eta_{\text{GT}} = \frac{P_{\text{GT}}}{\dot{Q}_{\text{BRST}}}$ ,  $\eta_{\text{DE}} = \frac{\dot{Q}_{\text{DE} \rightarrow \text{DT}}}{\dot{Q}_{\text{GT} \rightarrow \text{DE}}}$ ,  $\eta_{\text{DT}} = \frac{P_{\text{DT}}}{\dot{Q}_{\text{DE} \rightarrow \text{DT}}}$ .



**Bild 2:** GUD-Kraftwerk mit einem 3 Druck-Dampfprozeß mit Zwischenüberhitzung

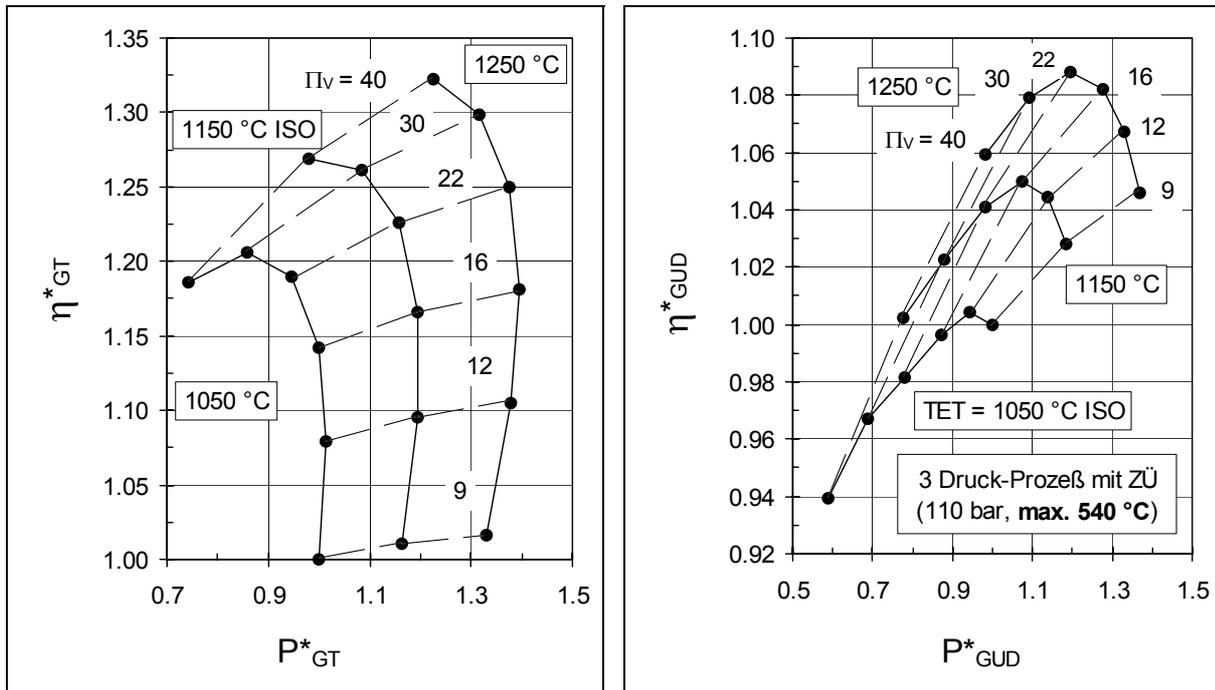
### Erhöhung von Turbineneintrittstemp. und Druckverhältnis der Gasturbine

Das Druckverhältnis und die Turbineneintrittstemperatur beeinflussen wichtige Eigenschaften der Gasturbine, nämlich den Wirkungsgrad, die Leistung (Bild 3, links) und die Abgastemperatur.

Das Druckverhältnis wirkt sich auf die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr ( $T_{m,zu}$ ) und Wärmeabfuhr ( $T_{m,ab}$ ) aus und beeinflusst hierdurch den thermischen Wirkungsgrad der Gasturbine. Im reversiblen Fall gilt:

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{T_{m,ab}}{T_{m,zu}}$$

Der thermische Wirkungsgrad steigt mit größer werdendem Druckverhältnis, weil das Temperaturverhältnis von Wärmeabfuhr zu Wärmezufuhr kleiner wird. Beim realen Gasturbinenprozeß läßt sich aufgrund von Irreversibilitäten bei der Kompression und Expansion der Wirkungsgrad nur bis zu einem bestimmten Druckverhältnis steigern, welches von der Turbineneintrittstemperatur abhängig ist. Eine weitere Erhöhung des Druckverhältnisses führt zu Wirkungsgradverschlechterungen. Die Nutzleistung der Gasturbine ändert sich nur wenig mit dem Druckverhältnis (Bild 3, links).



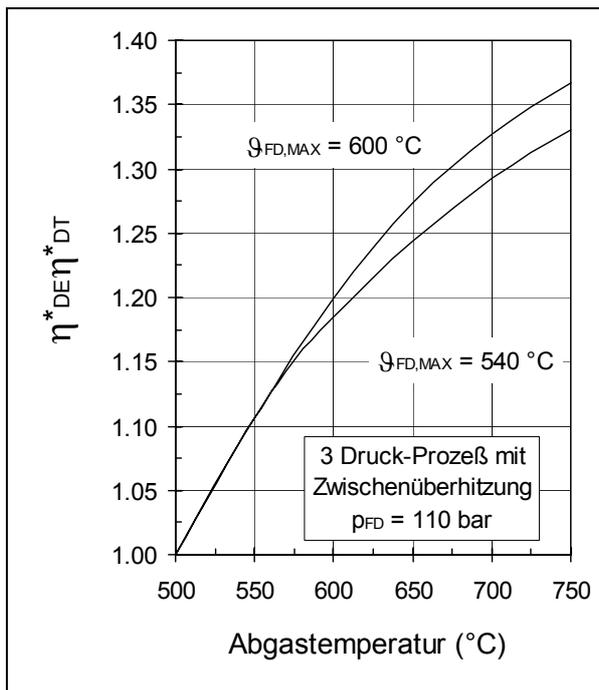
**Bild 3:** Einfluß von Druckverhältnis und Turbineneintrittstemperatur auf den Gasturbinen- und den GUD-Prozeß

Die Turbineneintrittstemperatur ( $T_1$ ) hat einen starken Einfluß auf die Turbinenleistung, weil die Enthalpiedifferenz ( $\Delta h_s$ ) der Expansion ungefähr proportional zu ihr ist. Im reversiblen Fall gilt für die isentrope Enthalpiedifferenz eines idealen Gases:

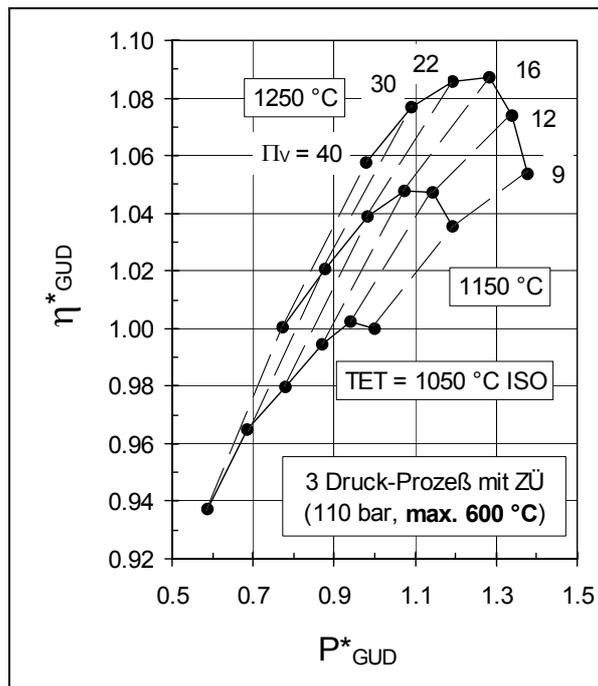
$$\Delta h_s = T_1 \frac{\chi}{\chi - 1} R \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\chi - 1}{\chi}} - 1 \right] \quad (R = \text{Gaskonstante}, \chi = \text{Isentropenexponent}, p = \text{Druck}).$$

Eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur führt zu einer Steigerung der Nutzleistung der Gasturbine und in Abhängigkeit vom Druckverhältnis zu einer stärker oder schwächer ausgeprägten Wirkungsgradsteigerung (Bild 3, links).

Das optimale Druckverhältnis einer Gasturbine für den GUD-Prozeß ist kleiner als bei einer Gasturbine für den Solo-Betrieb (Bild 3, rechts), weil der Dampfprozeß nur bei hohen Abgas-temperaturen (550 - 600 °C) durch einen hochwertigen Frischdampfzustand einen guten Wirkungsgrad erreicht (Bild 4). Erhöht man die für den Dampfturbinenprozeß maximal zulässige Dampftemperatur, so verkleinert sich das für den GUD-Prozeß optimale Druckverhältnis (Vergleiche Bild 3, rechts, mit Bild 5).



**Bild 4:** Einfluß der Abgastemperatur auf den Wirkungsgrad des Dampfprozesses



**Bild 5:** Einfluß von Druckverhältnis und Turbineneintrittstemperatur auf den GUD-Prozeß

Der GUD-Wirkungsgrad steigt kontinuierlich mit der Turbineneintrittstemperatur und hat bezüglich des Druckverhältnisses einen Maximalwert bei einem bestimmten Druckverhältnis, welches mit zunehmender Turbineneintrittstemperatur steigt. Die GUD-Leistung nimmt mit steigender Turbineneintrittstemperatur zu und mit steigendem Druckverhältnis ab.

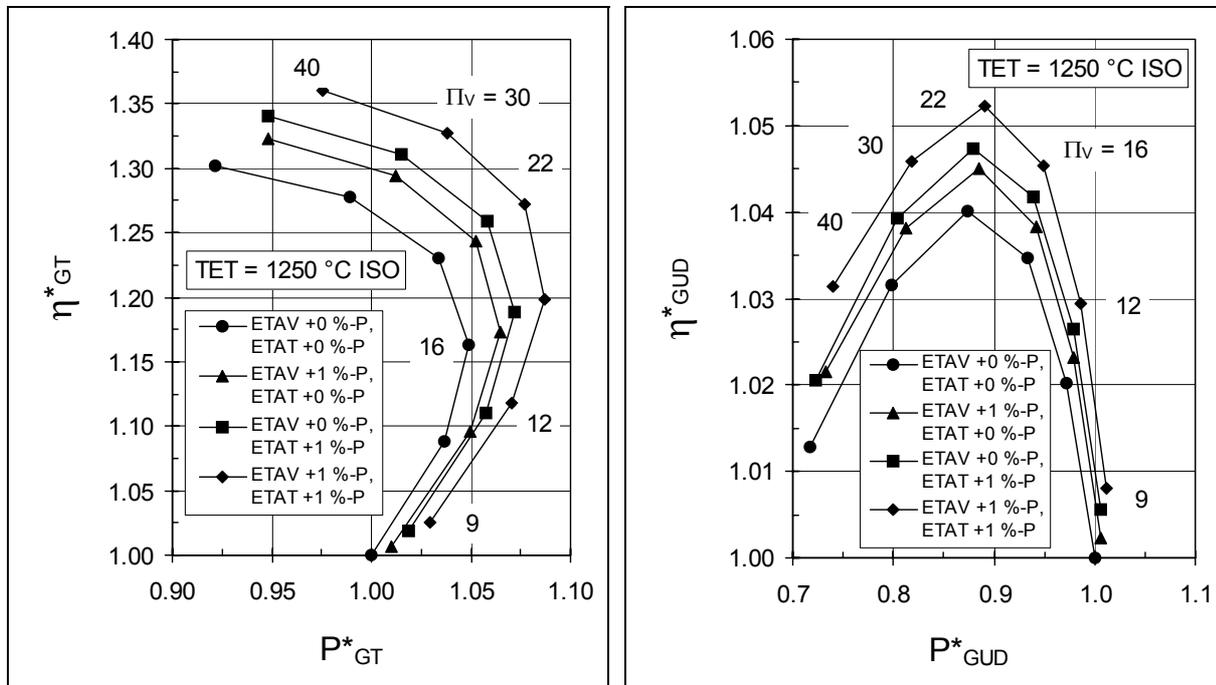
Eine Erhöhung von Druckverhältnis und Turbineneintrittstemperatur erfordert wegen steigender Kühlluft- und Rauchgastemperaturen den Einsatz fortschrittlicher Kühltechnologien, wie z. B. Filmkühlung der Schaufeln, sowie den Einsatz von Werkstoffen mit höheren zulässigen Materialtemperaturen, wie z. B. Einkristall-Schaufeln. Eine Kühlung der Kühlluft sollte nur dann vorgesehen werden, wenn die ISO-Turbineneintrittstemperatur um mindestens 40 - 50 K steigt und hierdurch den negativen Einfluß der Kühlluftkühlung auf den GUD-Wirkungsgrad kompensiert. Die günstigste Stelle zur Einbindung der Kühlluftwärme ist die Brennstoffvorwärmung, weil die Wärme dann dem Gasturbinenprozeß wieder zugeführt wird.

### Steigerung der Komponentenwirkungsgrade der Gasturbine

Mit zunehmendem Druckverhältnis steigt die Verdichter- und die Turbinenleistung, während die Nutzleistung ungefähr gleich bleibt. Die mit der Leistung zunehmenden Verluste bei der Kompression und Expansion gewinnen gegenüber der Nutzleistung an Gewicht und erhöhen hierdurch die Bedeutung der Komponentenwirkungsgrade (Bild 6).

Der Turbinenwirkungsgrad hat wegen des größeren Leistungsanteils der Turbine einen stärkeren Einfluß auf den Gesamtwirkungsgrad als der Verdichtewirkungsgrad. Mit zunehmendem

Druckverhältnis nimmt das Verhältnis der Turbinen- zu Verdichterleistung ab, die Bedeutung des Verdichterwirkungsgrades wird größer.



**Bild 6:** Einfluß von Verdichter- und Turbinenwirkungsgrad auf den Gasturbinen- und den GUD-Prozeß

Verbesserungen der Komponentenwirkungsgrade können erreicht werden durch ein optimiertes 3-dimensionales Schaufel-Design der Verdichter- und Turbinenbeschaufelung und durch eine Reduzierung der Spaltverluste durch z. B. eine Spaltsteuerung. Das optimale Druckverhältnis der Gasturbine für den GUD-Prozeß vergrößert sich leicht mit steigenden Komponentenwirkungsgraden.

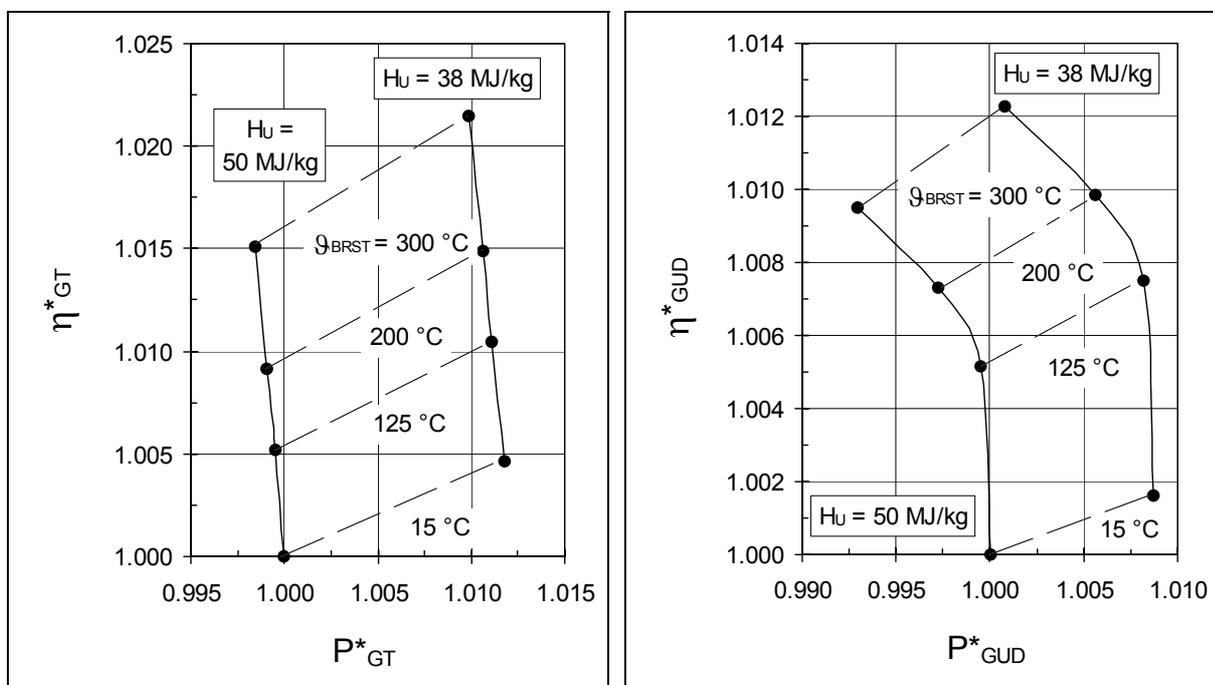
**Dampfkühlung**

Dampf ist aufgrund seiner höheren Wärmekapazität und seiner kleineren Viskosität prinzipiell ein besseres Kühlmedium als Luft. Dampf anstelle von Kühlluft reduziert die spezifische Verdichterleistung durch den Wegfall der Druckverluste der Kühlluft und vermindert die NO<sub>x</sub>-Emissionen durch eine bei gleicher Turbineneintrittstemperatur niedrigere Brennkammertemperatur. Die Dampfkühlung kann als offenes oder als geschlossenes System ausgeführt werden. Bei einem offenen System (z. B. Filmkühlung der Schaufeln) wird der Dampf, nachdem er seine Kühlaufgabe erfüllt hat, dem Arbeitsgas zugemischt und wirkt dadurch leistungs- und wirkungsgradsteigernd auf die Gasturbine. Der Dampferzeugernutzungsgrad sinkt wegen des höheren Wasseranteiles im Abgas und der Wirkungsgrad des Dampfturbinenprozesses verschlechtert sich wegen des Entzugs von Hochtemperaturwärme, so daß der GUD-Wirkungsgrad trotz des gestiegenen Gasturbinenwirkungsgrades abnimmt. Aus diesen

Gründen muß eine offene Dampfkühlung gegenüber einer Luftkühlung eine deutliche Steigerung der Turbineneintrittstemperatur ermöglichen, um den GUD-Wirkungsgrad positiv beeinflussen zu können. Eine geschlossene Dampfkühlung eignet sich eher zur Kühlung von feststehenden Teilen der Gasturbine als zur Kühlung von Laufschaufeln und kann z. B. zur Zwischenüberhitzung des Abdampfes der Hochdruckturbinen eingesetzt werden. Die gegenüber einer Luftkühlung größeren Temperaturgradienten in den zu kühlenden Teilen steigern die Anforderungen an die eingesetzten Werkstoffe und an die konstruktive Ausführung.

### Brennstoffvorwärmung

Durch die Vorwärmung des Brenngases mit heißem Wasser aus dem Dampferzeuger wird hochwertige Brennstoffenergie durch relativ wertlose Niedertemperaturwärme aus dem Abgas

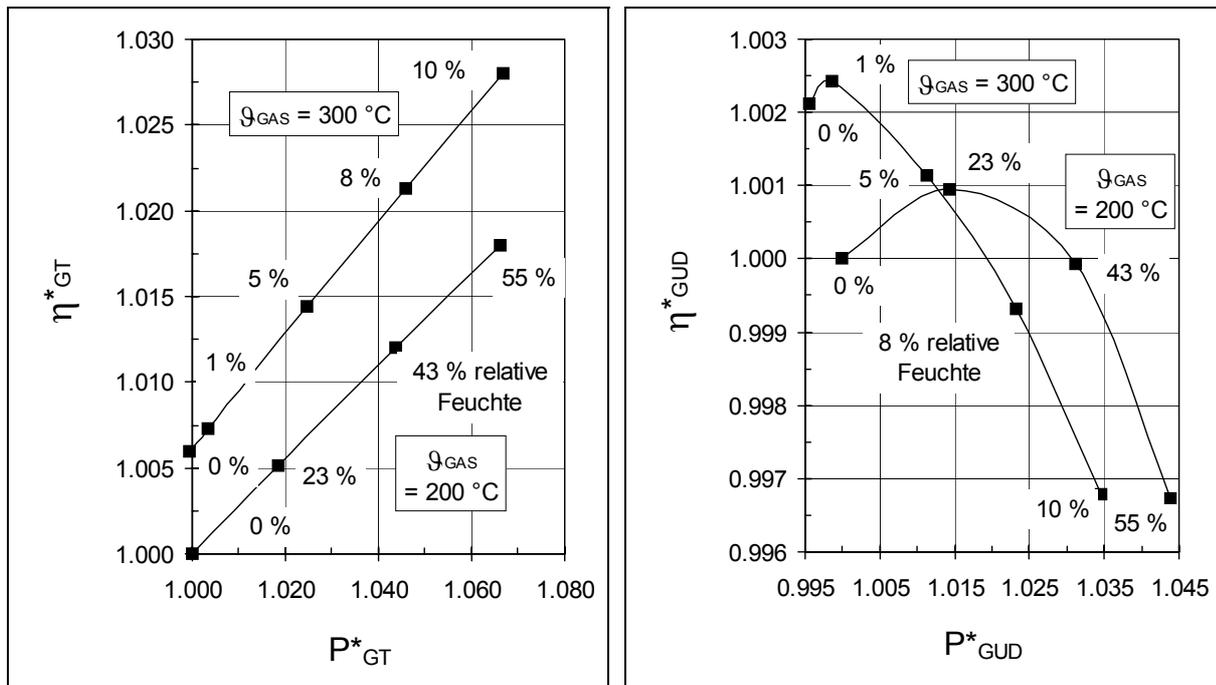


**Bild 7:** Einfluß von Brenngasvorwärmung durch Eco-Wasser auf den Gasturbinen- und den GUD-Prozeß

ersetzt. Die Reduzierung der Brennstoffleistung führt zu einem Anstieg des Gasturbinen- und GUD-Wirkungsgrades, welcher mit steigender Vorwärmtemperatur und sinkendem Heizwert des Brenngases größer wird (Bild 7). Mit zunehmender Vorwärmtemperatur entzieht man dem Dampfprozeß hochwertigere Wärme, so daß die Steigerung des GUD-Wirkungsgrades abflacht und die GUD-Leistung stärker abnimmt. Die Brennstoffvorwärmung ist eine wirtschaftliche Maßnahme zur Wirkungsgradsteigerung und wird zur Zeit bis zu Temperaturen von 200 °C ausgeführt.

### Brennstoffaufsättigung

Durch eine Aufsättigung und anschließende Überhitzung des Brenngases mit heißem Wasser aus dem Dampferzeuger steigt der Turbinenmassenstrom und seine Wärmekapazität, ohne das zusätzliche Verdichterleistung aufgebracht werden muß. Die Steigerung der Turbinenleistung führt zu einer Erhöhung der Gasturbinennutzleistung und des Gasturbinenwirkungsgrades (Bild 8, links).

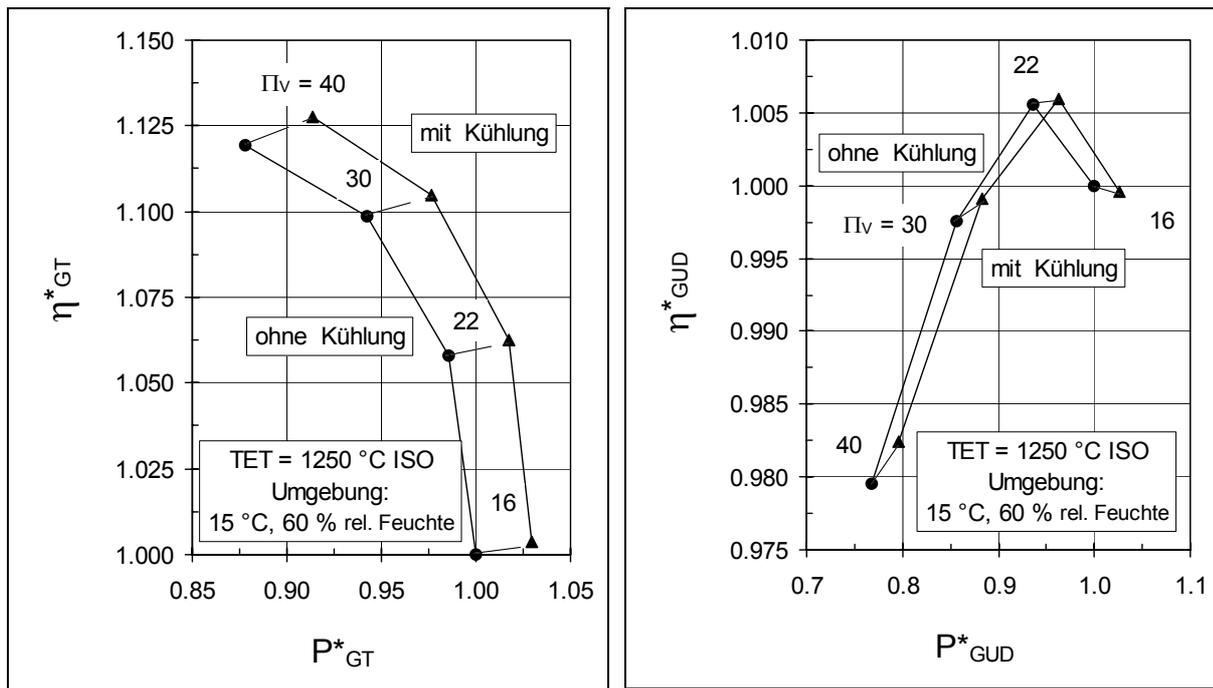


**Bild 8:** Einfluß von Brenngasaufsättigung und Überhitzung durch Eco-Wasser auf den Gasturbinen- und den GUD-Prozeß

Mit zunehmenden Wasseranteil im Brenngas entzieht man dem Dampfprozeß eine größere Wärmeleistung und erhöht durch den gestiegenen Wasseranteil im Abgas die Verluste des Dampferzeugers. Beide Effekte wirken der Verbesserung des Gasturbinenwirkungsgrades entgegen, so daß der GUD-Wirkungsgrad nach einem geringen Anstieg mit zunehmender Wassermenge im Brenngas fällt (Bild 8, rechts). Die Leistungssteigerung durch Brennstoffaufsättigung ist gering und rechtfertigt daher nicht den apparativen Aufwand.

### Ansaugluftkühlung

Eine Kühlung der Ansaugluft durch Befeuchtung senkt die Verdichtereintrittstemperatur der Luft, erhöht durch den gestiegenen Wasseranteil ihre Wärmekapazität und steigert aufgrund der größeren Dichte der Luft den Massenstrom. Die durch diesen Effekt verkleinerte spezifische Verdichterleistung und vergrößerte spezifische Turbinenleistung führt zu einem Anstieg der Gasturbinenleistung und des Gasturbinenwirkungsgrades (Bild 9, links).



**Bild 9:** Einfluß von Verdichtereintrittsluftkühlung durch Befeuchtung auf den Gasturbinen- und den GUD-Prozeß

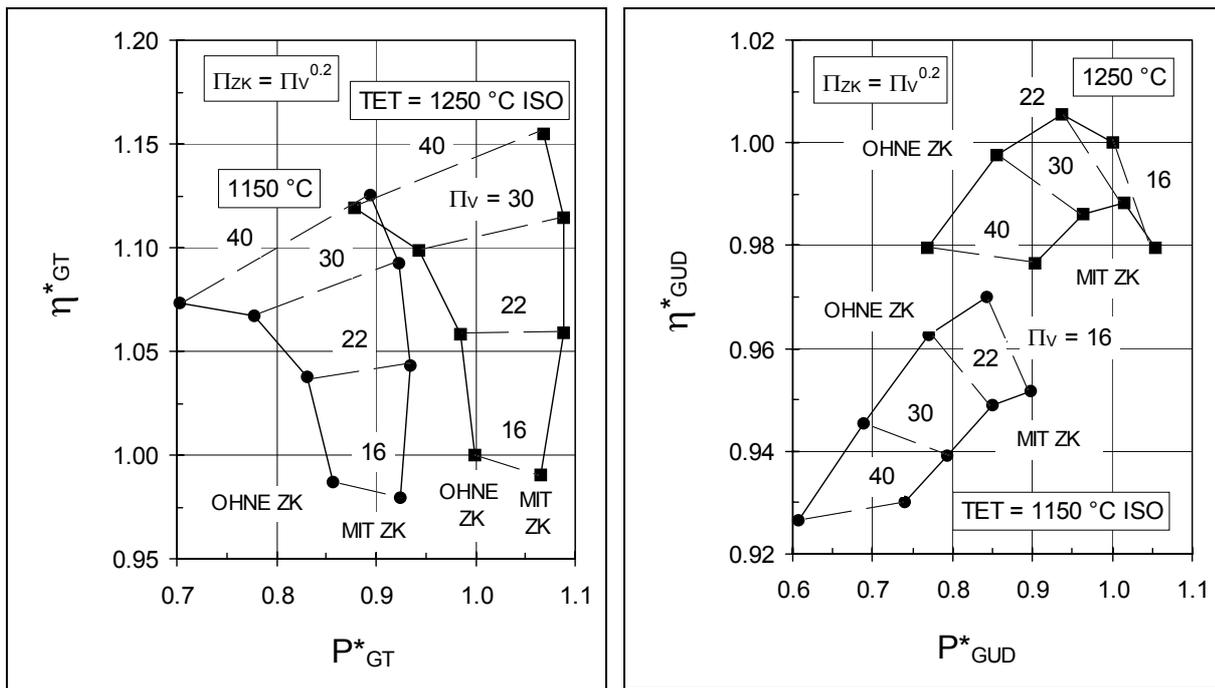
Der positive Effekt der Ansaugluftkühlung steigt mit größer werdendem Druckverhältnis, weil die relative Einsparung an Verdichterarbeit größer wird.

Da der zusätzliche Wasseranteil im Abgas den Dampferzeugernutzungsgrad verschlechtert, erhält man für den GUD-Prozeß bei kleinen Druckverhältnissen minimale Wirkungsgradeinbußen, bei größeren Druckverhältnissen steigt der GUD-Wirkungsgrad leicht an (Bild 9, rechts). Die Stärke des Effektes der Ansaugluftkühlung durch Befeuchtung ist vom Umgebungszustand abhängig und nimmt mit sinkender relativer Feuchte und steigender Umgebungstemperatur zu.

### Zwischenkühlung der Verdichterluft

Eine Zwischenkühlung der Verdichterluft senkt die mittlere Temperatur der Kompression und führt so durch eine Verkleinerung der Enthalpiedifferenz zu einer abnehmenden Verdichterleistung.

Mit steigendem Druckverhältnis wird der Wirkungsgrad- und Leistungsgewinn der Gasturbine größer, weil relativ mehr Verdichterleistung eingespart wird (Bild 10, links). Die Turbineneintrittstemperatur beeinflusst den Effekt der Zwischenkühlung nur geringfügig, er nimmt bei einer Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur wegen des größeren Verhältnisses von Turbinen- zu Verdichterleistung und wegen des größeren Einflusses des Druckverlustes der Zwischenkühlung leicht ab.

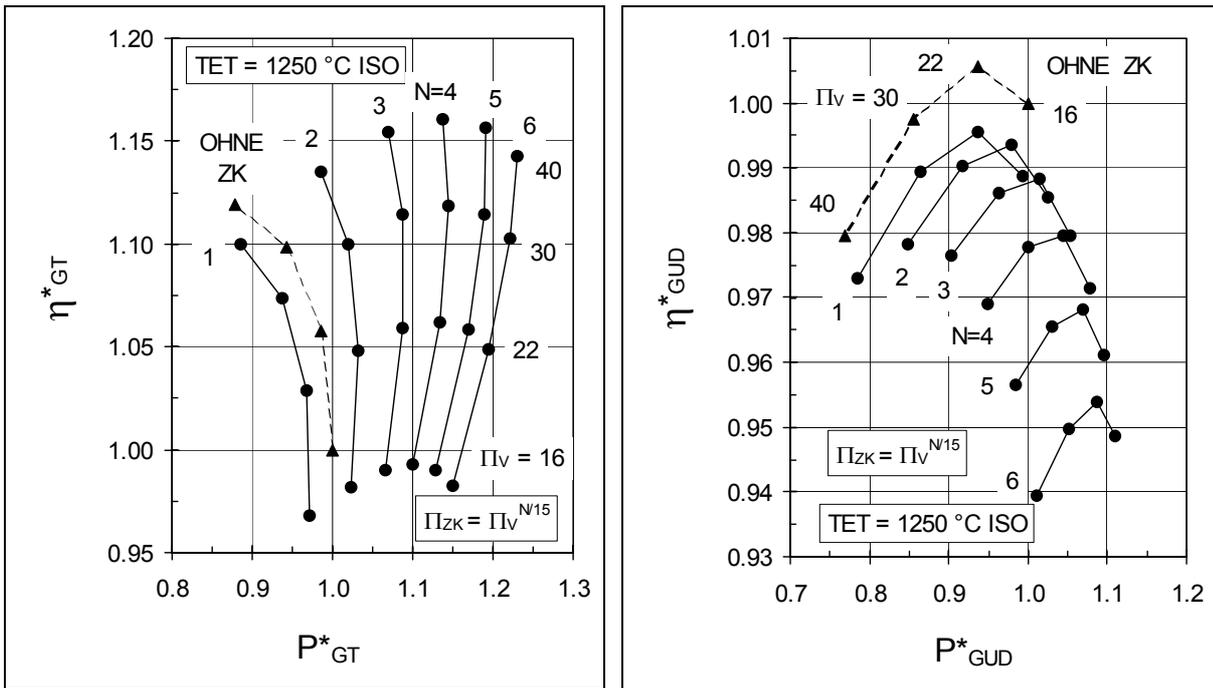


**Bild 10:** Einfluß von Zwischenkühlung der Verdichterluft durch Wärmeabfuhr auf den Gasturbinen- und den GUD-Prozeß

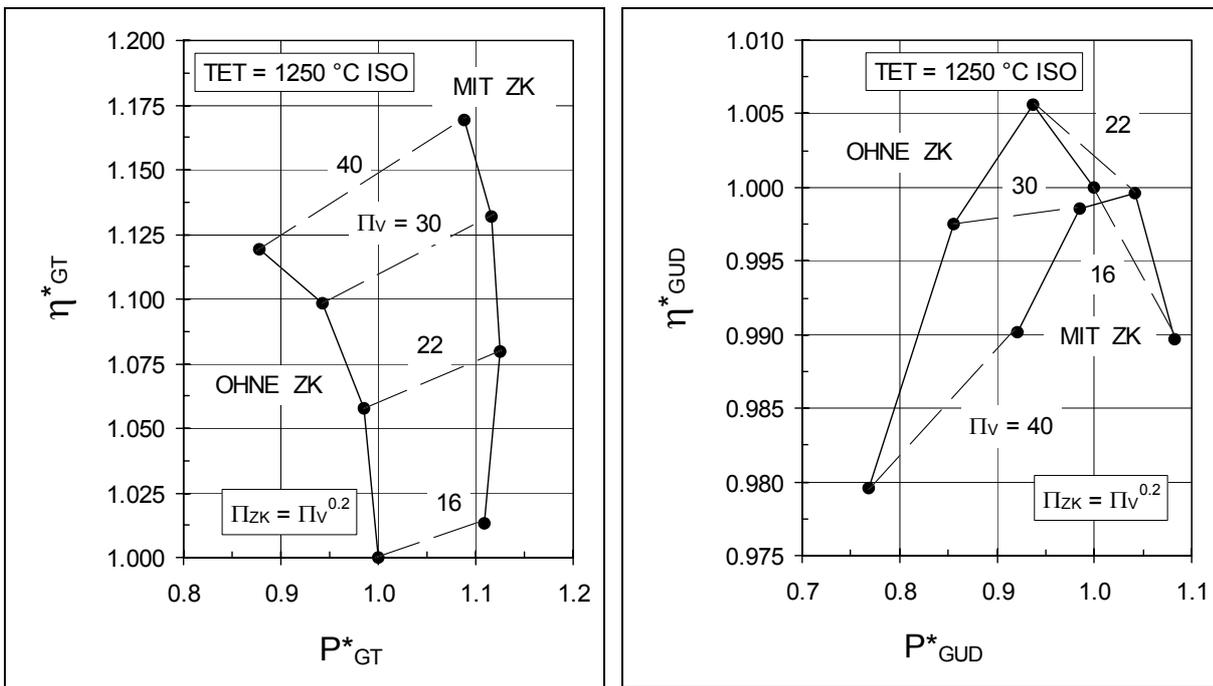
Die bei Zwischenkühlung zusätzliche Wärmeabfuhr der Gasturbine im Niedertemperaturbereich und der infolge eines erhöhten Brennstoffbedarfs gestiegene Wasseranteil im Abgas reduzieren den für den Dampfprozeß nutzbaren Anteil der Gasturbinenabwärme und verschlechtern dadurch den GUD-Wirkungsgrad (Bild 10, rechts).

Bild 11 zeigt die Ergebnisse einer Variation des Druckverhältnisses der Zwischenkühlung. Das optimale Druckverhältnis der Zwischenkühlung für eine Gasturbine im Solo-Betrieb liegt demnach ungefähr bei  $\Pi^{0.25}$ . Eine Gasturbine für den GUD-Prozeß sollte erst ab einem Druckverhältnis von ungefähr 40 eine Zwischenkühlung haben, die dann ungefähr bei  $\Pi^{0.2}$  liegen sollte.

Die technisch sehr viel schwierigere Variante der Zwischenkühlung durch Wassereinspritzung hat deutliche Vorteile gegenüber der Variante mit Wärmeabfuhr durch einen Wärmetauscher. Die ersparte Verdichterleistung für den eingespritzten Wasseranteil, die Erhöhung der Wärmekapazität der Verdichterluft und die kleineren Druckverluste bei der Zwischenkühlung führen zu größeren Wirkungsgrad- und Leistungssteigerungen als bei Zwischenkühlung durch Oberflächenwärmetauscher. Auch der GUD-Prozeß wird trotz des höheren Wasseranteils im Abgas bei Zwischenkühlung durch Wassereinspritzung eher positiv beeinflusst (Bild 12).



**Bild 11:** Einfluß des Druckverhältnisses der Zwischenkühlung auf den Gasturbinen- und den GUD-Prozeß



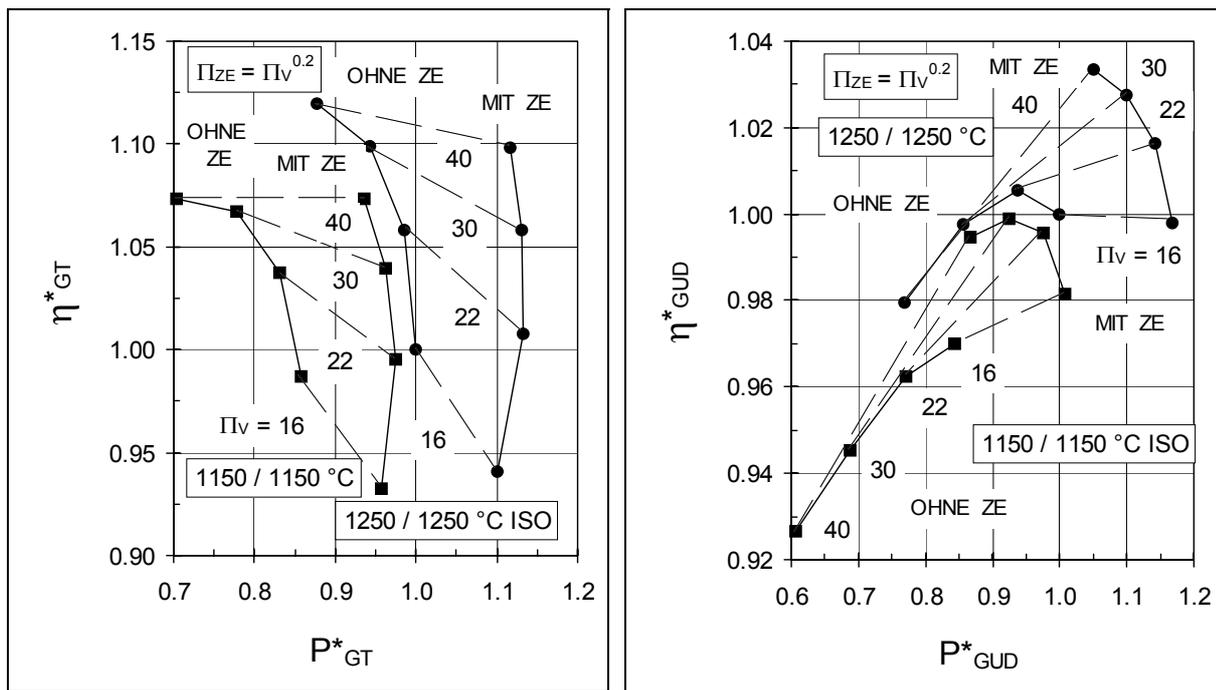
**Bild 12:** Einfluß von Zwischenkühlung der Verdichterluft durch Wassereinspritzung auf den Gasturbinen- und den GUD-Prozeß

Die in den Diagrammen dargestellten Kurven gelten für einen 3 Druck-Dampfprozeß mit Zwischenüberhitzung (110 bar, 540 °C) und wurden unter der Annahme erstellt, daß sich der ISO-Turbinenwirkungsgrad bei Zwischenkühlung durch Reduzierung der Kühlluftmenge um 0.25 %-Punkte erhöht und daß sich die ISO-Turbineneintrittstemperatur nicht ändert. Da in

der Realität leichte Steigerungen der ISO-Turbineneintrittstemperatur zu erwarten sind, dürfte der Effekt der Zwischenkühlung etwas positiver als hier dargestellt ausfallen.

### Zwischenerhitzung der Turbinenrauchgase

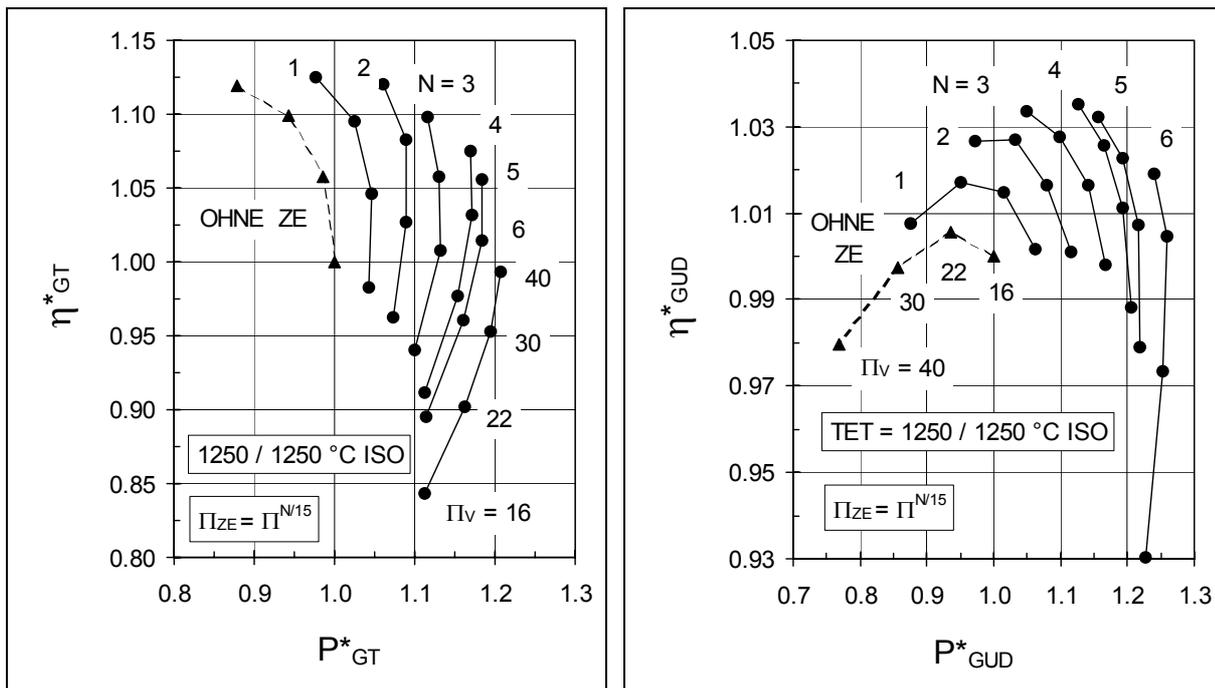
Eine Zwischenerhitzung der Turbinenrauchgase erhöht die mittlere Temperatur der Expansion und führt so durch eine Vergrößerung der Enthalpiedifferenz zu einer steigenden Turbinenleistung.



**Bild 13:** Einfluß von Zwischenerhitzung der Turbinenrauchgase auf den Gasturbinen- und den GUD-Prozeß

Mit zunehmendem Druckverhältnis wird der Wirkungsgradverlust der Gasturbine durch Zwischenerhitzung kleiner und der Leistungsgewinn größer (Bild 13, links), weil die relative Vergrößerung der Turbinenleistung durch die Spreizung der Isobaren zunimmt. Die Turbineneintrittstemperatur beeinflusst den Effekt der Zwischenerhitzung nur geringfügig, er nimmt bei einer Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur wegen der kleiner werdenden relativen Leistungssteigerung der Turbine leicht ab.

Die bei gleichem Druckverhältnis durch Zwischenerhitzung gesteigerte Abgastemperatur der Gasturbine verbessert den Dampferzeugernutzungsgrad und den Wirkungsgrad des Dampfturbinenprozesses, so daß der GUD-Wirkungsgrad trotz eines etwas schlechteren Gasturbinenwirkungsgrades deutlich steigt. Sowohl die Gasturbinenleistung als auch die GUD-Leistung nehmen stark zu (Bild 13, rechts).



**Bild 14:** Einfluß des Druckverhältnisses der Zwischenerhitzung auf den Gasturbinen- und den GUD-Prozeß

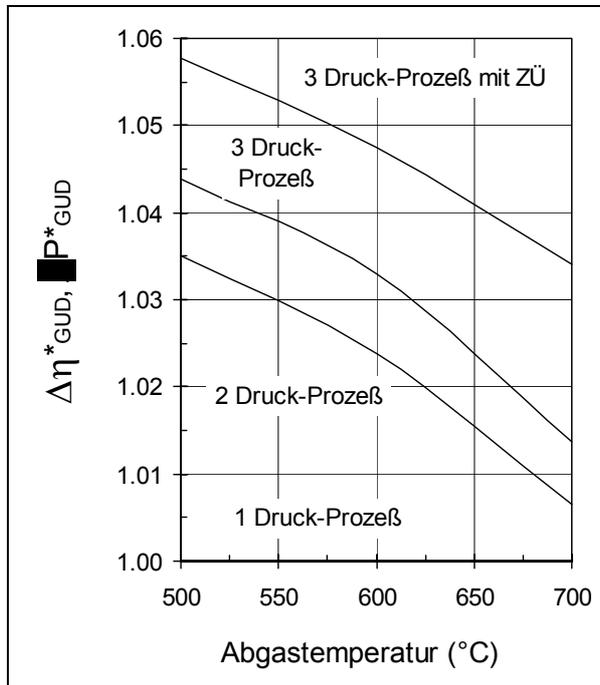
Bild 14 zeigt die Ergebnisse einer Variation des Druckverhältnisses der Zwischenerhitzung. Eine Gasturbine für den Solo-Betrieb sollte erst ab einem Gesamtdruckverhältnis von ungefähr 40 eine Zwischenerhitzung haben, die nach einem möglichst kleinen Expansionsdruckverhältnis angeordnet sein sollte. Das optimale Druckverhältnis für die Zwischenerhitzung bei einer Gasturbine für den GUD-Prozeß liegt ungefähr bei  $\Pi^{0.2}$ .

Die Gasturbine mit Zwischenerhitzung erfordert wegen der gegenüber einer normalen Gasturbine größeren Anzahl an zu kühlenden Teilen (2. Brennkammer, 2 Hochtemperaturstufen) eine sehr effektive Kühltechnologie, um die Vorteile der Zwischenerhitzung voll ausnutzen zu können. Der zusätzliche Diffusor vor der 2. Brennkammer, welcher durch Reduzierung der Geschwindigkeit große Druckverluste in der Brennkammer vermeiden und eine kontrollierte Verbrennung ermöglichen soll, erzeugt einen zusätzlichen Druckverlust von mindestens 1 % und verschlechtert hierdurch den Expansionswirkungsgrad der Hochdruckturbinen. Der reduzierte Sauerstoffgehalt der Rauchgase erfordert eine besondere Gestaltung der 2. Brennkammer, um eine vollständige Verbrennung zu gewährleisten.

Bei Lösung oben genannter technischer Probleme stellt die Zwischenerhitzung einen geeigneten Weg zur Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung bei GUD-Kraftwerken dar. Die in den Diagrammen dargestellten Kurven gelten für einen 3 Druck-Dampfprozeß mit Zwischenüberhitzung (110 bar, 540 °C).

## Erhöhung der Anzahl der Verdampfungsstufen im Dampferzeuger

Eine Erhöhung der Anzahl der Verdampfungsstufen verbessert die Abwärmenutzung durch



eine Verkleinerung der Temperaturdifferenzen, reduziert die Abgasverluste und steigert hierdurch die Qualität des Dampfprozesses. Bei Einführung einer Zwischenüberhitzung des Dampfes steigt der Wirkungsgrad des Dampfturbinenprozesses durch die Erhöhung der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr deutlich an, während der Dampferzeugernutzungsgrad wegen des kleineren Frischdampf-massenstromes und der deshalb leicht steigenden Abgastemperatur geringfügig sinkt. Bei den heute üblichen hohen Wirkungsgrad-bewertungen ist der 3 Druck-Prozeß mit Zwischenüberhitzung die Standardvariante.

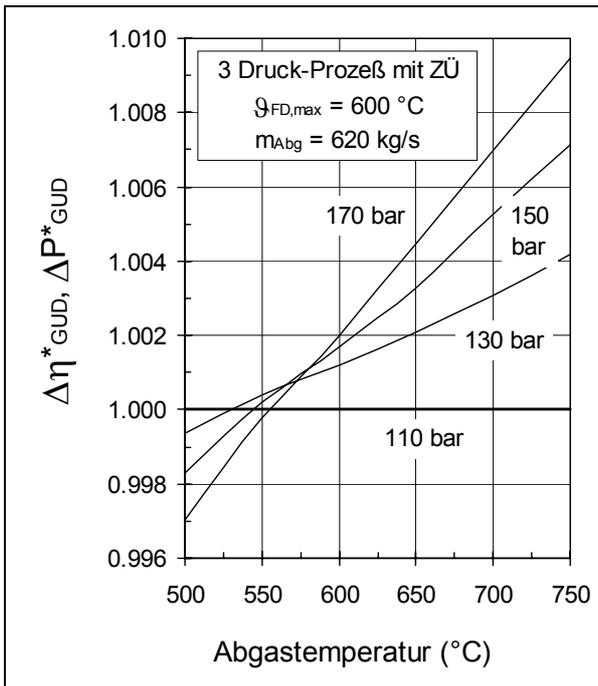
**Bild 15:** Veränderungen von GUD-Wirkungsgrad und -Leistung in Abhängigkeit von der Anzahl der Verdampfungsstufen und der Zwischenüberhitzung

Der Wirkungsgradgewinn durch zusätzliche Verdampfungsstufen verringert sich bei steigender Abgastemperatur (Bild 15), weil die Bedeutung des Niederdruck- und Mitteldruckdampf-massenstromes im Verhältnis zum Hochdruckdampf-massenstrom kleiner wird. Bei sehr hohen Abgastemperaturen (ca. 750 °C) werden die Dampf-massenströme der Mitteldruck- und Niederdruckstufe vernachlässigbar klein, so daß sich der 2 Druck- und der 3 Druck-Prozeß dem

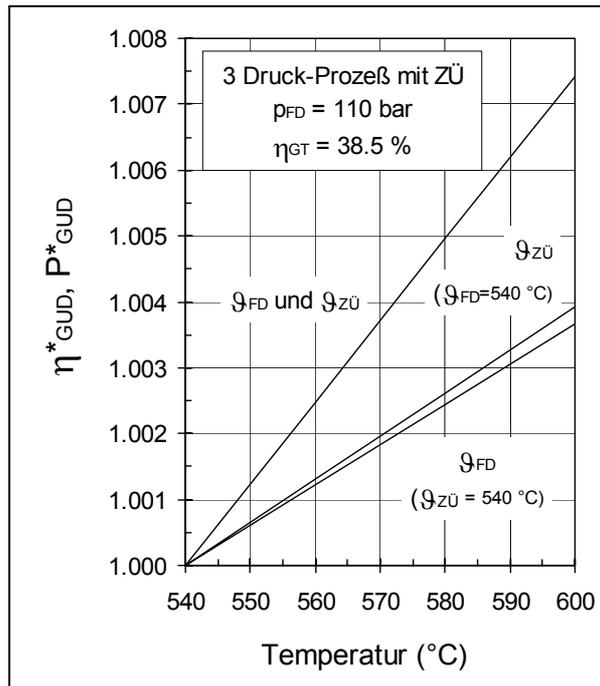
1 Druck-Prozeß annähern. Der positive Einfluß einer Zwischenüberhitzung des Dampfes bleibt auch bei hohen Abgastemperaturen erhalten und nimmt dort sogar etwas zu.

## Steigerung des Frischdampfdruckes

Eine Steigerung des Frischdampfdruckes führt durch eine erhöhte Verdampfungstemperatur und eine verkleinerte Verdampfungsenthalpie zu einer besseren Nutzung der Hochtemperaturwärme und zu einer Verkleinerung der Temperaturdifferenzen im Dampferzeuger. Der Expansionswirkungsgrad der Dampfturbine verschlechtert sich mit steigendem Druck wegen der Abnahme des Dampf-volumenstromes. Je kleiner der Volumenstrom ist, desto stärker wirken sich seine Veränderungen auf den Expansionswirkungsgrad aus. Bei ausreichend großen Volumenströmen ist der Expansionswirkungsgrad nahezu unabhängig von Veränderungen.



**Bild 16:** Veränderungen von GUD-Wirkungsgrad und -Leistung in Abhängigkeit vom Frischdampfdruck



**Bild 17:** GUD-Wirkungsgrad und -Leistung in Abhängigkeit von der Frischdampf- und Zwischenüberhitzungstemp.

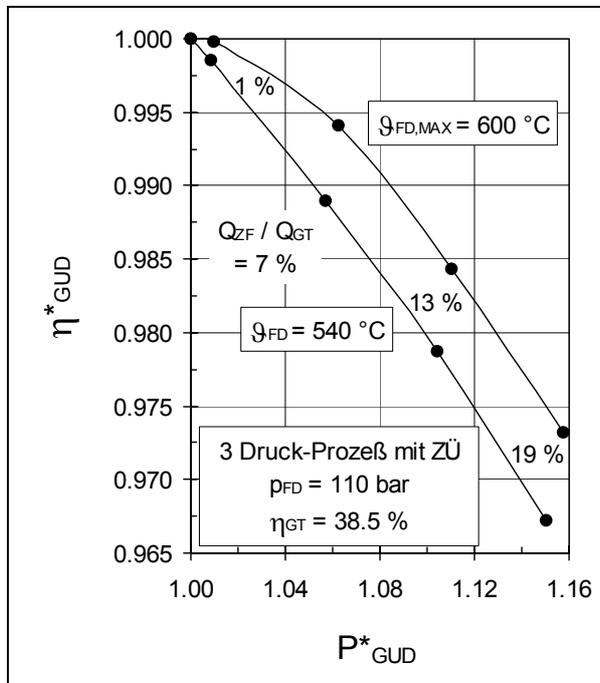
Der optimale Frischdampfdruck steigt mit der Abgastemperatur (Bild 16). Im Bereich der heute üblichen Gasturbinenabgastemperaturen zwischen 550 und 575 °C beträgt der optimale Frischdampfdruck für einen 3 Druck-Prozeß mit Zwischenüberhitzung unter thermodynamischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten 110 bar. Bei den zukünftig zu erwartenden Abgastemperaturen von ca. 600 °C erscheint eine Steigerung des Frischdampfdruckes auf 130-150 bar als sinnvoll. Die in dem Diagramm dargestellten Kurven berücksichtigen die sich mit dem Frischdampfdruck ändernde Speisepumpenleistung und gelten für Dampfturbinen mit einer Leistung ab ca. 100 MW, bei kleineren Dampfturbinen sind die optimalen Frischdampfdrücke wegen des kleineren Volumenstromes niedriger.

### Erhöhung der Frischdampf- und Zwischenüberhitzungstemperatur

Eine Erhöhung der Frischdampf- und ZÜ-Temperatur steigert den Wirkungsgrad des Dampfturbinenprozesses, weil die Enthalpiedifferenz der Expansion zunimmt und die Nässeverluste in der Niederdruckturbine kleiner werden. Der GUD-Wirkungsgrad und die GUD-Leistung steigen ungefähr linear mit der Frischdampf- und ZÜ-Temperatur (Bild 17). Der Einsatz neuer Werkstoffe ermöglicht eine Steigerung der maximal zulässigen Dampftemperatur von 540 °C auf ca. 600 °C.

## Leistungssteigerung durch Zusatzfeuerung im Dampferzeuger

Die Erhöhung der Gasturbinenabgastemperatur durch Zusatzfeuerung im Dampferzeuger erhöht den Anteil an Hochtemperaturwärme und wirkt sich deshalb positiv auf den Dampferzeugernutzungsgrad und den Wirkungsgrad des Dampfturbinenprozesses aus. Der GUD-



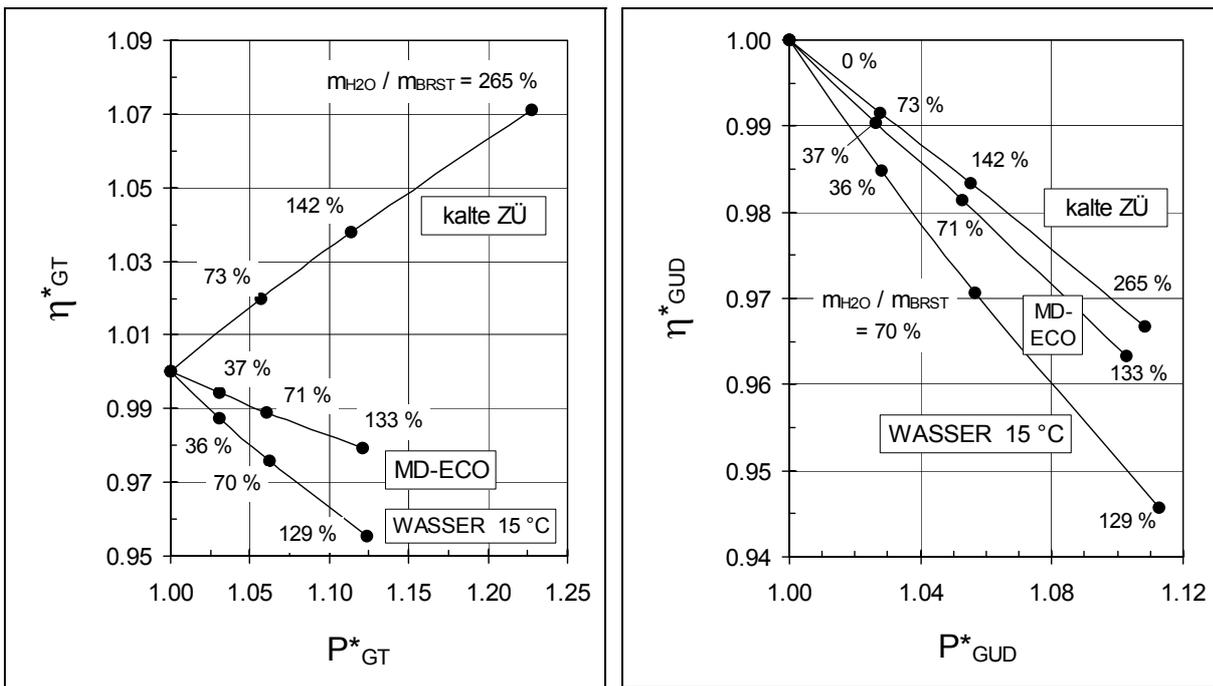
Wirkungsgrad fällt mit steigender Zufuehrungsleistung (Bild 18), weil die zusätzlich vom Dampfprozeß erzeugte Leistung mit einem Wirkungsgrad erzeugt wird, der kleiner als der GUD-Wirkungsgrad ist. Für einen 3 Druck-ZÜ-Prozeß mit einem Kondensator-druck von 0.04 bar beträgt der Wirkungsgrad der zusätzlich erzeugten Leistung ungefähr 50 %. Läßt man bei Zufuehrung eine Steigerung der Frischdampf-temperatur zu, so wird die Verschlechterung des GUD-Wirkungsgrades bei kleinen Zufuehrungsleistungen geringer sein.

**Bild 18:** GUD-Wirkungsgrad und -Leistung bei Zusatzfeuerung im Dampferzeuger

## Leistungssteigerung durch Wasser- bzw. Dampfeindüsung

Die Eindüsung von Dampf oder Wasser in die Gasturbinenbrennkammer erhöht den Turbinenmassenstrom sowie seine Wärmekapazität und steigert so die Nutzleistung der Gasturbine. Der Gasturbinenwirkungsgrad steigt bei Dampfeindüsung und sinkt bei Wassereinspritzung wegen des erhöhten Brennstoffbedarfes zur Verdampfung des Wassers (Bild 19, links).

Der GUD-Wirkungsgrad fällt sowohl bei Wassereinspritzung als auch bei Dampfeindüsung wegen des mit steigendem Wasseranteil im Abgas fallenden Dampferzeugernutzungsgrades. Da bei Dampfeindüsung dem Dampfprozeß wertvolle Hochtemperaturwärme entzogen und dadurch seine Leistung vermindert wird, muß man die Gasturbinenleistung mehr als bei Wassereinspritzung steigern, um die gleiche Erhöhung der GUD-Leistung zu erhalten. Man benötigt bei gleicher Leistungssteigerung bei Dampfeindüsung einen doppelt so großen Massenstrom wie bei Wassereinspritzung und verschlechtert durch den entsprechend höheren Wasseranteil im Abgas den Dampferzeugernutzungsgrad mehr als bei Wassereinspritzung. Die Dampfeindüsung zur Leistungssteigerung weist dadurch hinsichtlich des GUD-Wirkungsgrades nur geringe Vorteile gegenüber einer Variante mit Wassereinspritzung mit vorgewärmtem Wasser auf, so daß unter wirtschaftlichen Gesichtspunkten der Wassereinspritzung mit vorgewärmtem Wasser der Vorzug zu geben ist.



**Bild 19:** Einfluß von Wasser- bzw. Dampfneidung in die Brennkammer auf den Gasturbinen- und den GUD-Prozeß ( $\Pi = 18$ , TET = 1250 °C ISO)

### Erklärung von Formelzeichen und Abkürzungen

Zeichen / Abkürzung	Einheit	Name
h	kJ/kg	Enthalpie
Hu	MJ/kg	Heizwert
KL	-	Kühlung
MD-ECO	-	Vorwärmer der Mitteldruckstufe
p	bar	Druck
P	MW	elektr. Leistung
Q	MW	therm. Leistung
R	J/kg/K	Gaskonstante
T	K	Temperatur
TET	°C	Turbineneintrittstemperatur
ZE	-	Zwischenerhitzung
ZK	-	Zwischenkühlung
ZÜ	-	Zwischenüberhitzung
$\chi$	-	Isentropenexponent
$\Pi$	-	Druckverhältnis
$\vartheta$	°C	Temperatur