

KOMBINIERTE GAS- UND DAMPFTURBINENKRAFTWERKE: BAUSTEINE EINER EFFIZIENTEN STROMVERSORGUNG

Viktor Scherer

Lehrstuhl für Energieanlagen und Energieprozesstechnik
Ruhr-Universität Bochum

Kombinierte Gas- und Dampfturbinenkraftwerke erreichen heute Wirkungsgrade von nahezu 60% und nehmen damit die Spitzenposition bei thermischen Kraftwerken ein. Diese hohen Wirkungsgrade sind gekoppelt mit äußerst geringen Schadstoffemissionen. So kann der Ausstoß von Stickoxiden durch verbrennungstechnische Primärmaßnahmen auf 25 ppm NO_x [15% O₂] begrenzt werden. Durch den Hauptbrennstoff Erdgas entstehen praktisch keine Schwefeldioxidemissionen und auch die CO₂-Emissionen sind gering.

Im vorliegenden Beitrag werden die thermodynamischen Parameter erläutert, die den Wirkungsgrad solcher Anlagen beeinflussen. Darauf aufbauend wird die Auslegung moderner kombinierter Gas- und Dampfturbinenkraftwerke erläutert. Die thermodynamischen Einflussparameter zur Steigerung des Wirkungsgrades bestimmen auch die Entwicklungsziele. Exemplarisch werden wesentliche Entwicklungsthemen aufgezeigt.

Eine Übersicht über die Marktentwicklung im Bereich der Kraftwerkstechnik zeigt auf, welche Bedeutung diese kombinierten Gas- und Dampfturbinenkraftwerke inzwischen in der modernen Stromversorgung haben.

1. Übersicht

Kombinierte Gas- und Dampfturbinenkraftwerke haben heute den größten Marktanteil bei neu errichteten Kraftwerken, die mit fossilen Brennstoffen betrieben werden. Gründe hierfür sind die hohen Wirkungsgrade von 58% bei geringen Investitionskosten (ca. 350 Euro/kW).

Bild 1 zeigt die Entwicklung der Wirkungsgrade der heute dominierenden Techniken im Kraftwerksbau: dem reinen Dampfprozess, dem Gasturbinenprozess und dem kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozess, kurz Kombiprozess. Der Dampfturbinenprozess ist seit mehr als 100 Jahren bekannt und die Wirkungsgrade wurden ständig verbessert. Bei den modernsten Anlagen werden heute Wirkungsgrade von ca. 45% erreicht. Demgegenüber setzte die Entwicklung des Gasturbinenprozesses deutlich später ein. Obwohl der thermodynamische Prozess schon im 19. Jahrhundert bekannt war, wurden die ersten Gasturbinen erst Ende der 30iger Jahre gebaut. Grund hierfür ist, dass zu Beginn des Jahrhunderts die aerodynamischen Grundlagen nicht vorhanden waren, Luftverdichter mit einem ausreichend hohen Wir-

kungsgrad zu bauen. Die Wirkungsgrade von Gasturbinen erreichen heute Spitzenwerte von 44%. Erste Versuche, Gas- und Dampfturbinenprozesse zu kombinieren, setzten Ende der 50iger Jahre ein. Aber erst in den 90iger Jahren setzte der Siegeszug dieses Kraftwerkstyps aufgrund seiner Wirkungsgradvorteile ein. Wirkungsgrade von 58% werden erreicht und das Überschreiten der 60% Marke ist in diesem Jahrzehnt zu erwarten. Ein großes Entwicklungsprogramm des amerikanischen DOE (Vision 21) strebt Wirkungsgrade von 75% an.

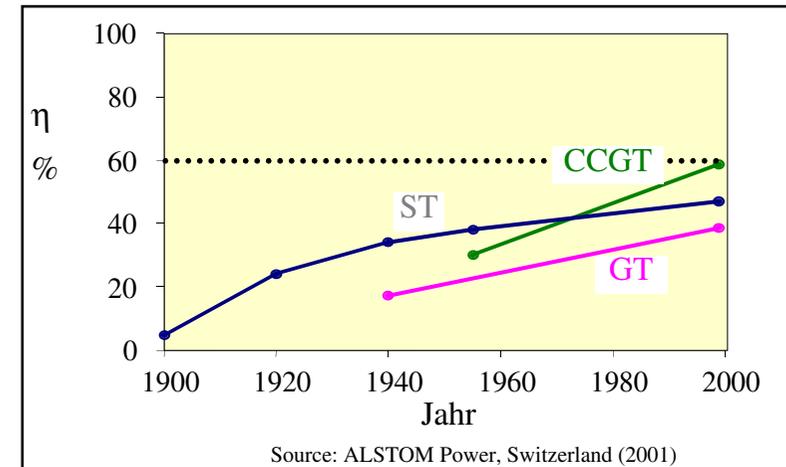


Bild 1: Wirkungsgrad von Dampfkraftwerk (ST),
Gasturbinenkraftwerk (GT) und Kombikraftwerk (CCGT)

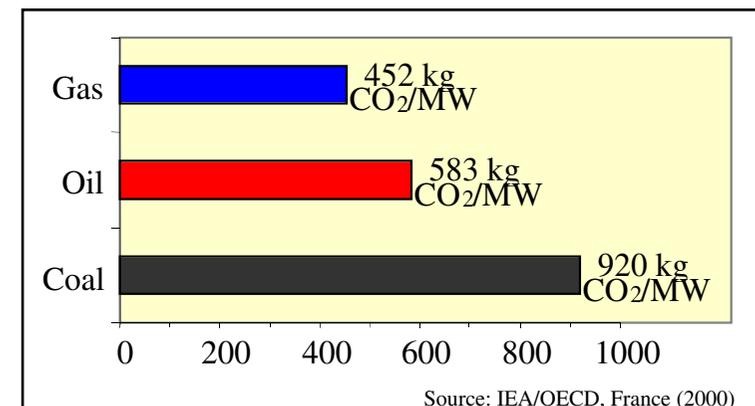


Bild 2: CO₂-Emissionen unterschiedlicher Kraftwerkstypen

Neben einem günstigen Wirkungsgrad und geringen Investitionskosten kann das kombinierte Gas- und Dampfturbinenkraftwerk auch mit geringsten Emissionen überzeugen. Bild 2 zeigt die CO₂-Emissionen eines Kombikraftwerks im Vergleich zu einem öl- oder kohlegefeuerten Dampfkraftwerk. Aufgrund des geringen Kohlenstoffgehalts in Erdgas, dem Hauptbrennstoff von Kombikraftwerken, führt der hohe Wirkungsgrad zu den günstigen Emissionen. Ebenso können bei Kombikraftwerken durch die Anwendung der mageren Vormischverbrennung die NO_x-Emissionen auf Werte begrenzt werden (< 25 ppm, 15% O₂), die von Kohlekraftwerken bei weitem nicht erreicht werden.

2. Grundlagen der Kreisprozesse

Gasturbinen zur Stromerzeugung sind von ihrem Grundschema (Bild 3) sehr einfache Anlagen. Es handelt sich um den offenen, einfachen Gasturbinenprozess auch Joule-Brayton-Prozess genannt. In einem vielstufigen Axialverdichter wird Umgebungsluft auf ca. 17 bar verdichtet. Die Temperatur der Luft steigt durch die Verdichtung auf ca. 400 °C. In einer Brennkammer wird der Brennstoff (Erdgas oder leichtes Heizöl) zugeführt und die Abgase werden dann mit ca. 1200 °C der Entspannungsturbine zugeführt. In der Turbine wird auf Umgebungsdruck entspannt und die Gastemperatur sinkt auf ca. 600 °C. Die Turbine treibt auf einer Welle Verdichter (2/3 der Turbinenleistung) und den Generator (1/3 der Turbinenleistung). Thermodynamisch günstig ist die hohe obere Kreisprozessstemperatur bei der Wärme dem Prozess zugeführt wird, jedoch sorgen die hohen Abgastemperaturen für große Verluste.

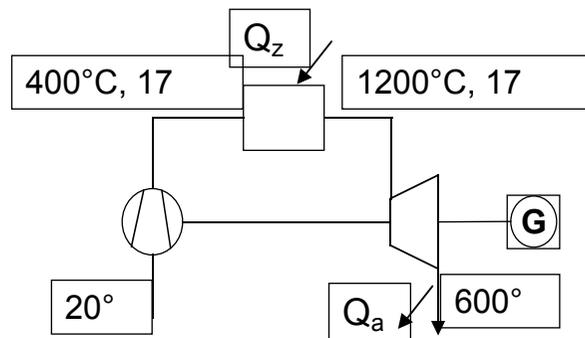


Bild 3: Einfacher, offener Gasturbinenprozess, Joule-Brayton-Prozess

Der in der Kraftwerkstechnik meistverbreitete Prozess ist der Dampfturbinen- oder Clausius-Rankine-Prozess. In seiner einfachsten Ausführung (er wird technisch deutlich komplexer umgesetzt) ist der Prozess in Bild 4 dargestellt.

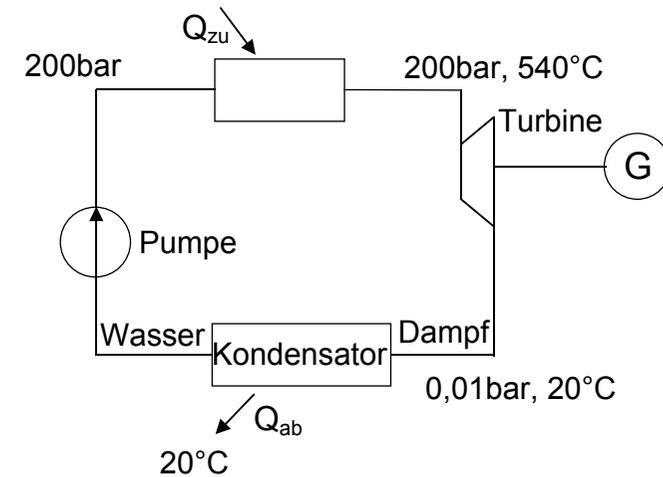


Bild 4: Dampfturbinenprozess, einfachste Ausführung, Clausius-Rankine-Prozess

Wasser wird in der Speisewasserpumpe auf ca. 100-250 bar verdichtet, in einer Brennkammer wird Wärme zugeführt und der überhitzte Dampf mit ca. 540-580 °C der Turbine zugeführt. Der Abdampfdruck stellt sich entsprechend der Kondensatortemperatur ein und liegt bei ca. 0,004-0,01 bar. Bei nahezu Umgebungstemperatur (abhängig von der Temperatur des Kühlmittels) wird die Kondensationswärme an die Umgebung abgegeben. Diese geringe Temperatur der Wärmeabfuhr stellt auch den Hauptvorteil dieses Prozesses dar, wogegen die obere Kreisprozessstemperatur mit ca. 540 °C relativ gering ist (bei Temperaturen über 600 °C ist ein Werkstoffwechsel auf austenitische Werkstoffe notwendig, was zu deutlich höheren Kosten führt).

3. Kombierter Gas- und Dampfturbinenprozess, Einflußgrößen auf die Auslegung

Es lag schon sehr früh nahe, die Vorteile der beiden Prozesse zu kombinieren, d.h. die hohe obere Kreisprozessstemperatur des Gasturbinenprozesses und die tiefe Temperatur der Wärmeabgabe an die Umgebung im Dampfprozess zu verknüpfen. Die einfachste Kombination der Prozesses sieht deshalb wie in Bild 5 dargestellt aus. Die heißen Gasturbinenabgase strömen in einen Dampferzeuger (Abhitzekeessel), wo die Wärme an den Wasser-Dampfkreislauf

abgegeben wird. Die Wärmeverluste über die Abgase sind gegenüber den Wärmeverlusten im Kondensator in erster Näherung vernachlässigbar.

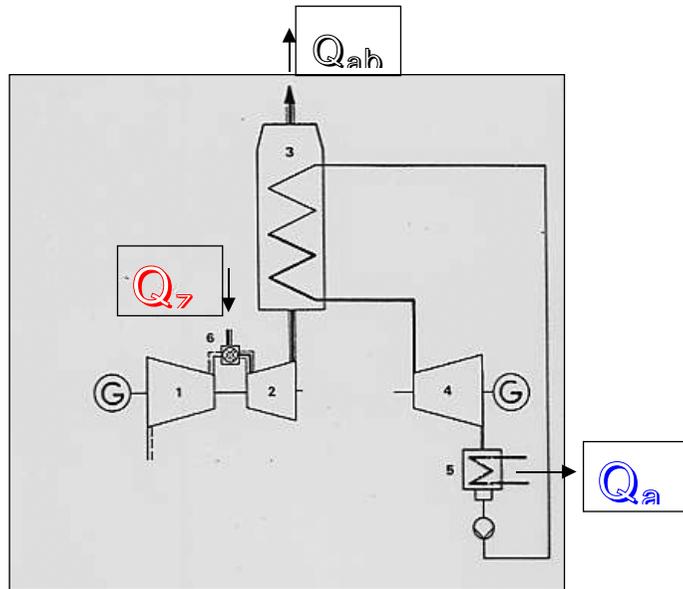


Bild 5: Kombierter Gas- und Dampfturbinenprozess, einfachste Ausführung

Der Wirkungsgrad des Kombiprozesses ergibt sich aus den Einzelwirkungsgraden wie folgt, wobei oft angenommen wird, dass im Abhitzekegel die Wärme den Rauchgasen vollständig entzogen werden kann und dem Dampfprozess zugeführt wird ($\eta_{AHK} = 1,0$):

$$\eta_{Kombi} = \eta_{GT} \eta_{AHK} (1 - \eta_{GT})$$

Es zeigt sich, dass der dominierende Faktor, der den Gesamtwirkungsgrad bestimmt, der Gasturbinenwirkungsgrad ist. Deshalb soll zunächst der Gasturbinenprozess näher beleuchtet werden. Bild 6 zeigt die erste Gasturbine (1938), die zur Stromerzeugung eingesetzt wurde. Diese Gasturbine steht in der Schweiz (Fabrikat Brown Boveri) und ist heute noch in Betrieb. Der Wirkungsgrad betrug 18%, die elektrische Leistung 4 MW und die Turbineneintrittstemperatur 540 °C.



Bild 6: Erste Gasturbine zur Stromerzeugung, 1938

Bild 7 und 8 zeigen eine der modernsten Großgasturbinen zur Stromerzeugung, die Gasturbine V94.3A der Fa. Siemens. Sie besteht aus einem vielstufigen Axialverdichter, einer sog. Ringbrennkammer sowie einer vierstufigen Axialturbine. Bei nahezu gleicher Baugröße wie die Gasturbine von 1938 wird heute eine Leistung von 240 MW bei einem Wirkungsgrad von 38% erreicht. Die Turbineneintrittstemperatur beträgt 1150 °C und das Verdichterdruckverhältnis – also das Verhältnis des Drucks vor und nach Verdichter – beträgt 17.

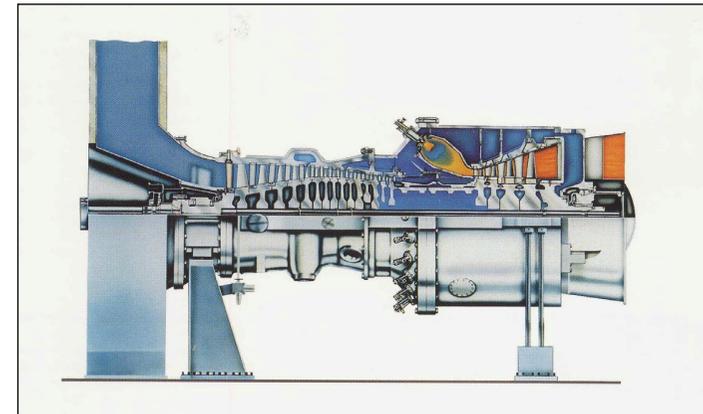


Bild 7: Siemens Gasturbine V94.3A

Turbineneintrittstemperatur und Verdichterdruckverhältnis sind auch die wesentlichen Parameter, die den Wirkungsgrad der Gasturbine bestimmen. Bild 9 zeigt die Abhängigkeit des Gasturbinenwirkungsgrads von diesen Prozessparametern. Für eine gegebene Turbineneintrittstemperatur ergibt sich ein optimales Druckverhältnis. Für eine Turbineneintrittstemperatur von 1150 °C ist das optimale Druckverhältnis ca. 30, also deutlich höher als bei der vorher gezeigten Gasturbine V94.3A. D.h. solche Großgasturbinen zur Stromerzeugung sind nicht auf einen optimalen Gasturbinenwirkungsgrad ausgelegt.

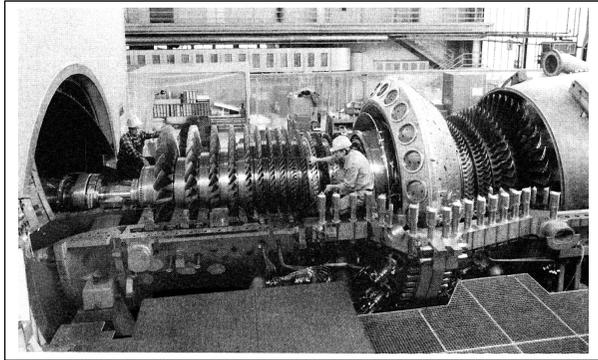


Bild 8: Siemens Gasturbine V94.3A

Es zeigt sich des weiteren aus Bild 9, dass das Druckverhältnis des Verdichters der entscheidende Prozessparameter für den Gasturbinenwirkungsgrad ist (nicht die Turbineneintrittstemperatur).

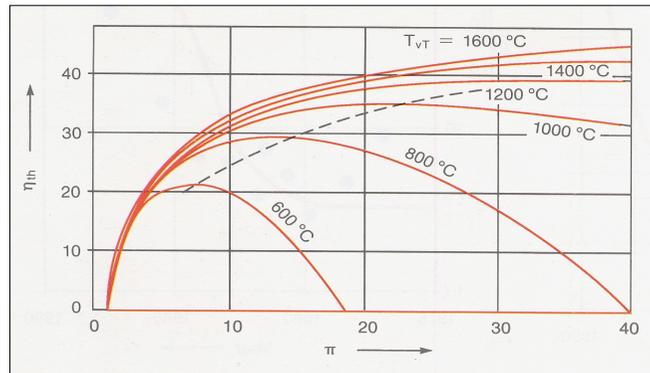


Bild 9: Gasturbinenwirkungsgrad in Abhängigkeit der Prozessparameter

Wie Bild 10 zeigt, ändern sich die Zusammenhänge, wenn der Wirkungsgrad des Kombiprozesses betrachtet wird. Für eine Turbineneintrittstemperatur von 1150 °C ergibt sich ein optimales Druckverhältnis von ca. 16. Die unterschiedliche Abhängigkeit der Wirkungsgrade von Gasturbine und Kombiprozess von den Prozessdaten der Gasturbine ergibt sich aus dem Verhalten der Abgastemperatur der Gasturbine. Mit steigendem Verdichterdruckverhältnis sinkt die Abgastemperatur, was günstig für den Gasturbinenprozess ist, jedoch nicht notwendigerweise für den Kombiprozess. Mit sinkender Abgastemperatur der Gasturbine fällt auch der Wirkungsgrad des nachgeschalteten Dampfprozesses. Es ist also eine Optimierungsaufgabe einen möglichst hohen Gasturbinenwirkungsgrad zu erreichen, bei dennoch nicht zu tiefer Abgastemperatur, um einen optimalen Gesamtwirkungsgrad zu erreichen.

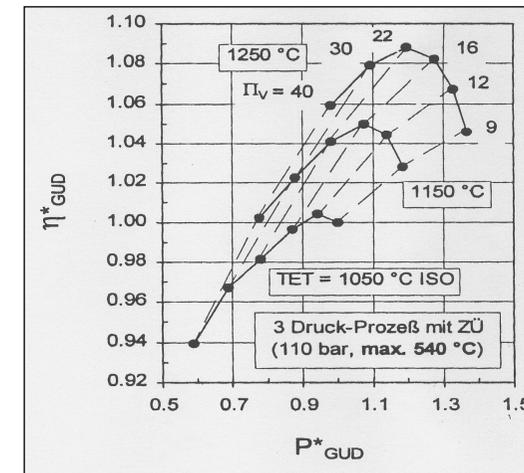


Bild 10: Kombiwirkungsgrad in Abhängigkeit der Prozessparameter [Kail&Ruges]

Bild 10 gibt einen weiteren wichtigen Hinweis auf die Entwicklungsziele auf dem Weg zu höheren Wirkungsgraden. Im Gegensatz zum reinen Gasturbinenprozess ist beim Kombiprozess die Turbineneintrittstemperatur der dominierende Faktor, um hohe Wirkungsgrade zu erreichen.

Der Steigerung der Turbineneintrittstemperatur sind jedoch technologische Grenzen gesetzt, die sich aus den maximalen Temperaturen ergeben, die metallische Werkstoffe ertragen. Die genannten Turbineneintrittstemperaturen von 1150 °C sind um ca. 150 °C höher als die maximal zulässigen Materialtemperaturen. Die Lücke zwischen diesen Temperaturen muss durch Kühlung der heißgasführenden Bauteile geschlossen werden. Dazu wird (Bild 11) dem Verdichter Luft entnommen und evtl. sogar als rückgekühlte Luft der Turbine zur Kühlung zugeführt.

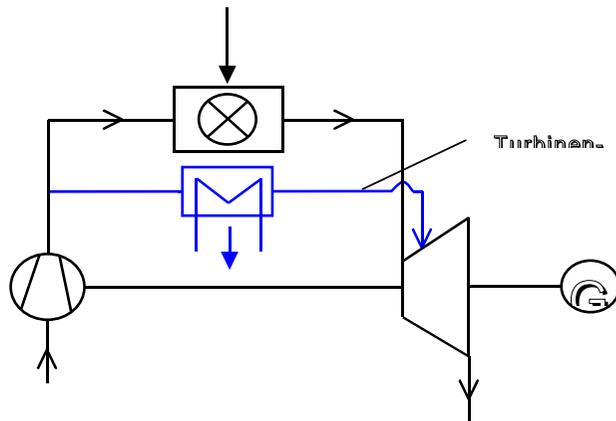


Bild 11: Prinzipskizze einer Turbinenkühlung

Die Turbinenschaufeln solcher Gasturbinen sind deshalb in der Regel als gegossene Hohl-schaufeln ausgeführt, die innen durch Kühlluft durchströmt werden. Die komplexe Formgebung mit kleinsten Kanälen (die auch zur Verstopfung bei staubbelasteter Luft neigen) führt zu sehr hohen Herstellungskosten dieser Schaufeln. Es werden hochtemperaturfeste Nickelbasislegierungen wie In738 eingesetzt. Die meist gegossenen Schaufeln werden als gerichtet erstarrte oder Einkristallwerkstoffe hergestellt [Berger, C.]. Die Anforderungen an Werkstoff und Herstellung führen dazu, dass die Turbinenbeschauelung die Herstellungskosten einer Gasturbine dominiert.

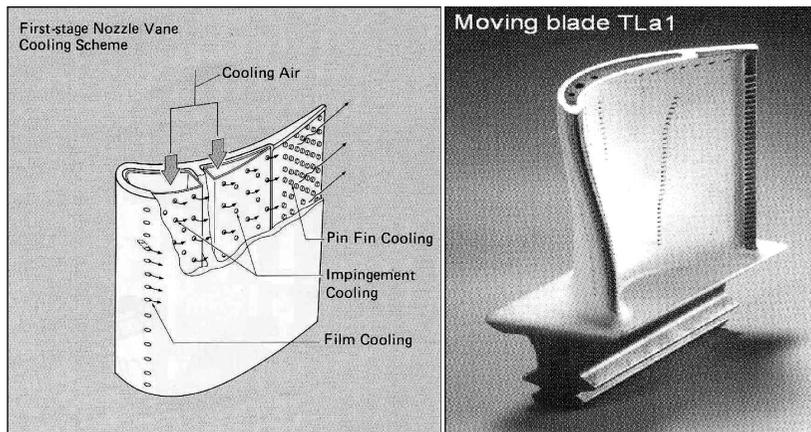


Bild 12: Gekühlte Turbinenschaufeln

Da der Wirkungsgrad des Kombiprozesses beim einfachen, offenen Gasturbinenprozess direkt von der Turbineneintrittstemperatur abhängt (und zu hohen Materialkosten führt), gibt es Anstrengungen, durch eine geeignete thermodynamische Kreisprozessführung bei Beibehaltung der Turbineneintrittstemperatur den Kreisprozesswirkungsgrad anzuheben. Einen geeigneten Kreisprozess zeigt Bild 13 (Im Vergleich zum einfachen, offenen Prozess). Die Luft wird auf ca. 30 bar verdichtet, einer ersten Brennkammer zugeführt und anschließend in einer Hochdruckturbinenstufe auf ca. 15 bar entspannt. In einer zweiten Brennkammer wird erneut Wärme zugeführt und anschließend in der Niederdruckturbinenstufe auf Umgebungsdruck entspannt. Bei gleicher Turbineneintrittstemperatur wie beim Standardprozess ergibt sich eine höhere Abgastemperatur. Unter der Annahme, dass der Gasturbinenwirkungsgrad des einfachen, offenen Prozesses identisch ist mit dem Prozess mit Zwischenerhitzung, ergibt der zweitgenannte Gasturbinenprozess - aufgrund der höheren Abgastemperatur - einen besseren Kombiwirkungsgrad.

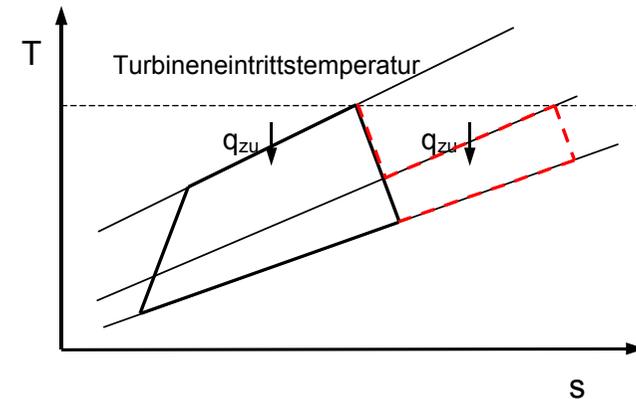


Bild 13: Gasturbinenprozess mit Zwischenerhitzung

Bild 14 zeigt eine ausgeführte Gasturbine nach dem Prinzip der Zwischenerhitzung der Fa. ALSTOM. Deutlich sind die beiden Entspannungsturbinen und die beiden Ringbrennkammern zu erkennen. Der Wirkungsgrad der Gasturbine beträgt 38%, die Leistung 240 MW. Gegenüber der Gasturbine V94.3A ist jedoch die Abgastemperatur (640 °C) um ca. 50 K höher, was zu einem günstigeren Dampfprozess führt.

Charakteristisch für den kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozess ist die geringe Abgastemperatur (550 – 650 °C), die zur Dampferzeugung zur Verfügung steht. Im Gegensatz zu Kohlekraftwerken, bei denen die Rauchgastemperatur bei ca. 1500 °C liegt, ist die treibende

Temperaturdifferenz zwischen Wasser- und Gasseite sehr gering. Es ist deshalb auf eine sorgfältige Auslegung und Anordnung der Wärmetauscherflächen zu achten.

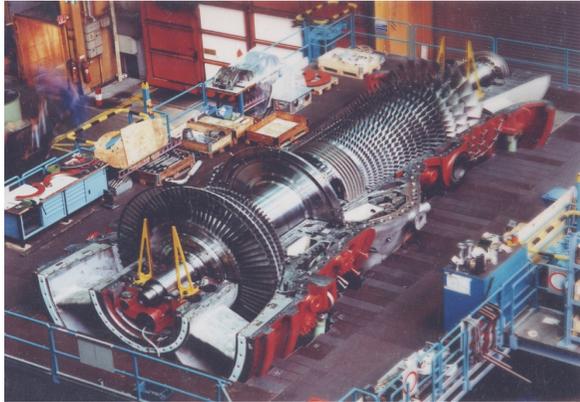


Bild 14: ALSTOM Gasturbine GT26

Bild 15 zeigt ein beispielhaftes Temperatur/Wärmediagramm bei 2 verschiedenen wasserseitigen Drücken. Untere Grenze für die Speisewassertemperatur (und damit auch der Abgastemperatur) ist der Taupunkt der Schwefelsäure im Abgas, der auf keinen Fall unterschritten werden darf. Der Säuretaupunkt ist um so höher, je höher der Schwefelgehalt der Abgase ist. Typischerweise liegt die minimale Speisewassertemperatur je nach Brennstoff zwischen 60 °C und 130 °C. Die Vorwärmung des Speisewassers auf 130 °C wird bei einfachsten Prozessen durch Vorwärmung im Speisewasserbehälter mittels Anzapfdampf aus der Dampfturbine erreicht.

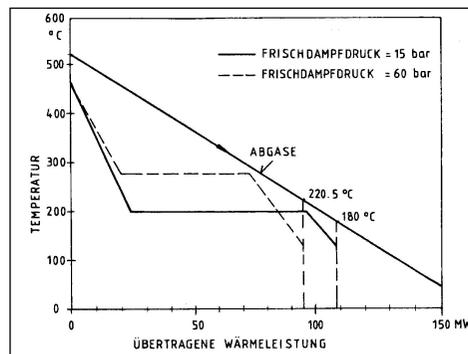


Bild 15: 1-Druck Dampfprozess

Bild 15 zeigt ein Temperatur/Wärmediagramm für den Kessel mit 1-Druck Prozess. Aufgetragen ist der Verlauf der Wasser-/Dampftemperaturen sowie der Rauchgastemperaturen über der übertragenen Wärmemenge. Es ist grundsätzlich bekannt, dass ein hoher Frischdampfdruck einen hohen Wirkungsgrad des Dampfprozesses gewährleistet. Der Energieausnutzungsgrad der Abgase sinkt jedoch, da die Abgastemperatur bei steigendem Frischdampfdruck ansteigt.

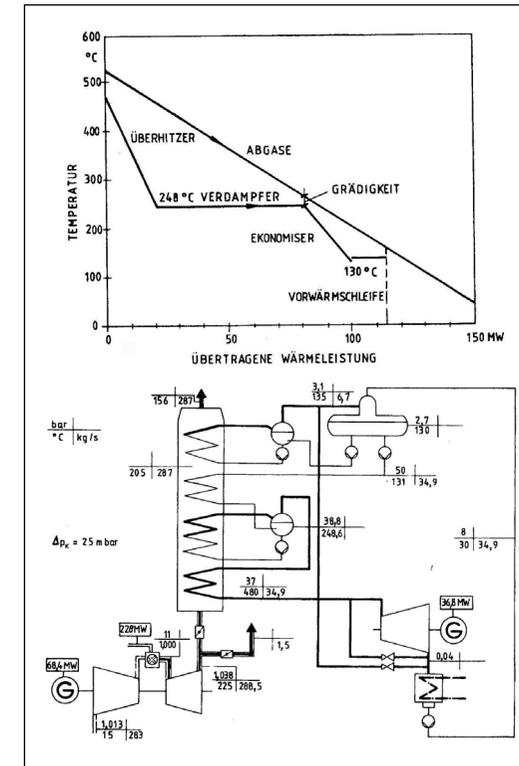


Bild 16: Beispiel eines 2-Druck Dampfprozess (Kondensatvorwärmung)

Um die Abwärme der Abgase besser auszunutzen (höherer Energieumsetzungsgrad η_{AKK} im Kessel), kann eine Niederdruckdampfchiene eingeführt werden. Das Temperatur/Wärmediagramm zeigt Bild 16. Die Abgaswärme kann deutlich besser genutzt werden. Der erzeugte Dampf wird zur Speisewasservorwärmung benutzt, wie im Verfahrensschema gezeigt [Kehlhofer et al.]. Der Anzapfdampf der Dampfturbine zur Speisewasservorwärmung entfällt und kann zur Stromerzeugung benutzt werden.

Der Wirkungsgrad kann weiter optimiert werden, indem der Niederdruckdampf nicht nur zur Speisewasservorwärmung benutzt wird, sondern zur Arbeitsleistung in der Dampfturbine, was thermodynamisch günstiger ist. Insbesondere für schwefelfreie Brennstoffe, wie Erdgas, ergeben sich dann 2-Druckschaltungen. Heute werden auch Anlagen mit 3-Druckprozessen ausgeführt mit Gas- und Dampfturbine auf einer Welle (s. Bild 17).

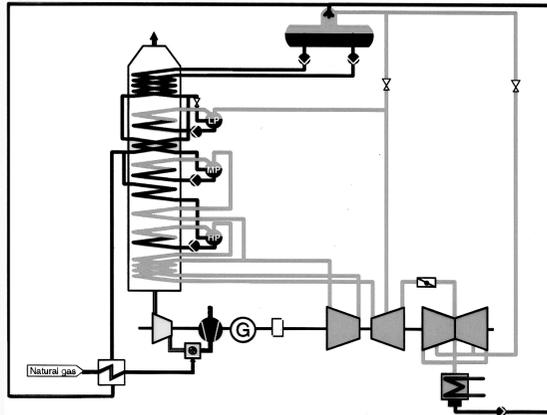


Bild 17: 3-Druckdampfprozeß mit Gas- und Dampfturbine auf einer Welle

Die relativ geringe Abgastemperatur von Gasturbinen führt also zu aufwendigen Schaltung mit 2- oder 3-Druckprozessen im Wasser-Dampfkreislauf, um möglichst viel, thermodynamisch günstigen, Hochdruckdampf zu erzeugen.

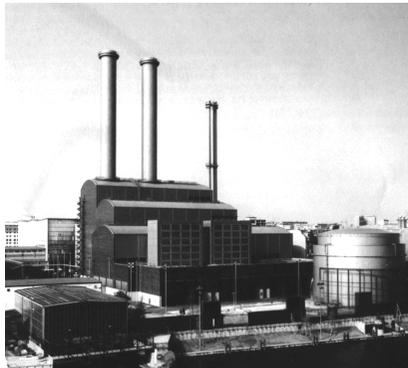


Bild 18: Heizkraftwerk Berlin Mitte

Ein Beispiel einer ausgeführten Anlage zeigt Bild 18. Es ist das Heizkraftwerk Berlin Mitte. Es besteht aus 2 Gasturbinen mit je 160 MW Leistung. Durch 1 weitere Dampfturbine kann zusätzlich Strom gewonnen werden. Die maximale elektrische Leistung beträgt 380 MW. Zusätzlich können über sogenannte Heizkondensatoren 304 MW an thermischer Energie (105 °C heißes Fernwärmewasser) gewonnen werden. Dadurch ergibt sich ein Brennstoffausnutzungsgrad von 89,2%.

4. Markt für Kombikraftwerke

Gas- und Dampfturbinenkraftwerke sind heute im Bereich der Kraftwerkstechnik die dominierende Technik. Folgendes Bild zeigt die prozentuale Aufteilung des Auftragseingangs auf die einzelnen Kraftwerkstypen für das Jahr 1997. Die kombinierten Gas- und Dampfturbinenkraftwerke dominieren den Markt mit einem Anteil von 38%. Bis zum Jahr 2001 ist dieser Anteil sogar auf über 50% gewachsen und dies hauptsächlich zu Lasten der in der Regel kohlegefeuerten Dampfkraftwerke. Insgesamt liegt das jährliche Bestellvolumen für Kraftwerke weltweit bei ca. 120 GW/a.

4 große Hersteller von Gas- und Dampfturbinen dominieren den Kombikraftwerksmarkt. Die Turbomaschinen für Kombikraftwerke werden zu mehr als 70% durch die Hersteller ALSTOM, General Electric, Mitsubishi und Siemens-Westinghouse abgedeckt.

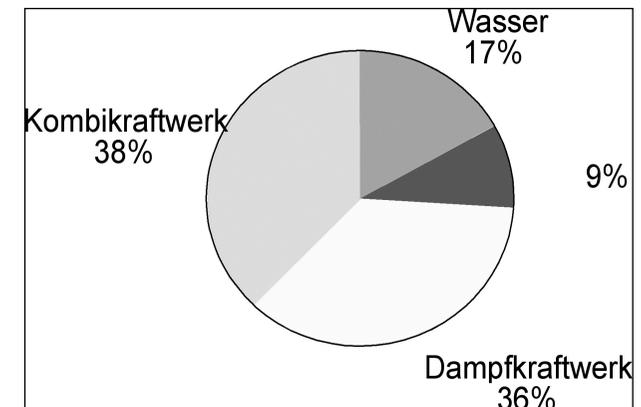


Bild 19: Marktaufteilung Kraftwerke, weltweit

5. Zusammenfassung

Kombinierte Gas- und Dampfturbinenkraftwerke erreichen heute Wirkungsgrade von 58%. Dies ist ein deutlicher Vorsprung gegenüber modernen Kohlekraftwerken (45%). Diese hohen Wirkungsgrade werden bei Investitionskosten von ca. 350 Euro/kW erreicht, d.h. ungefähr nur die Hälfte der Investitionskosten eines Kohlekraftwerks. Gleichzeitig werden geringste gasförmige Emissionen sowohl von CO₂, NO_x als auch CO erreicht.

Jedoch setzen sich die Stromgestehungskosten aus Investitionskosten und Brennstoffkosten zusammen. Beim Kombikraftwerk stellen die Brennstoffkosten den größeren Teil der Gesteuerungskosten dar. D.h. die Wirtschaftlichkeit eines Kombikraftwerks ist direkt vom Gaspreis abhängig (Gas ca. 1,5 Ct/kWh, Kohle ca 0,6 Ct/kWh). Gerade die vergangenen 2 Jahre zeigen einen Anstieg der Gaspreise auf dem internationalen Markt. Die Gaspreisentwicklung wird also maßgeblich den weiteren kommerziellen Erfolg von Kombikraftwerken bestimmen.

Literatur:

Berger, C.;

Werkstoffe – ihre zukünftigen Eigenschaften und Leistungen,
Symposium „Wege zum emissionsfreien, fossilen Kraftwerk“,
BMW, Berlin, 5.-6. Februar 2002.

Kail, C.; Bukes, B.;

Fortschrittliche Gas- und Dampfturbinenprozesse zur Wirkungsgrad- und Leistungssteigerung bei GUD-Kraftwerken,
VDI-Bericht Nr. 1182, S. 71-87, 1995.

Kehlhofer, R.; Bachmann, R.; Nielsen, H.; Warner, J.;

Combined Cycle Gas&Steam Turbine Power Plants,
Penn Well Publishing Company, Tulsa, Oklahoma,
ISBN 0-87814-736-5, 1999.