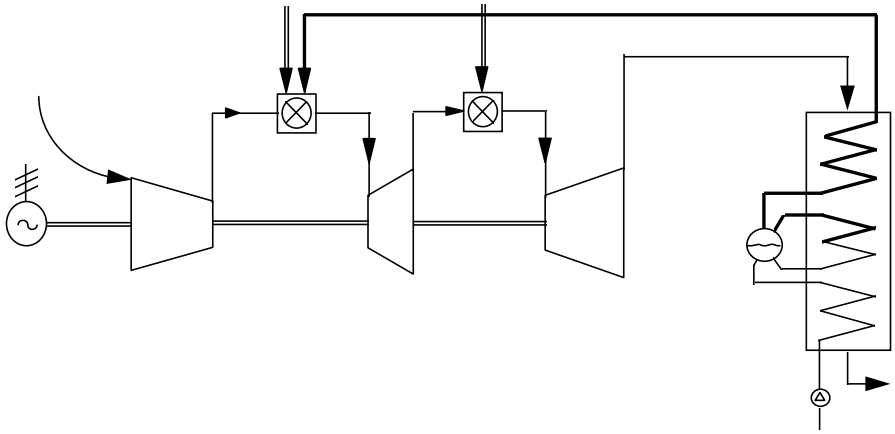
DIPLOMARBEIT

DAS THERMODYNAMISCHE VERHALTEN VON GASTURBINEN MIT SEQUENTIELLER VERBRENNUNG UND EINDÜSUNG VON DAMPF



Armin Hofstädter
Roßbachstraße 1
A-6020 Innsbruck

Diese Diplomarbeit wurde ausgeführt bei:

ABB Kraftwerke AG
CH-5401 Baden

Technische Universität Wien:
Institut für Thermische Turbomaschinen
Getreidemarkt 9
A-1060 Wien

unter der Anleitung von

Dipl. Ing. SIA H. U. Frutschi, ABB

o. Univ. Prof. Dr. H. Haselbacher, TU Wien

Baden, August 1996

KURZFASSUNG

Die vorliegende Arbeit befaßt sich mit der Untersuchung des sogenannten „Advanced Steam Injection Cycle“. Dieser Gasturbinen-Kreislauf vereinigt die Prinzipien der sequentiellen Verbrennung und der Eindüsung von Dampf. Diese beiden Methoden und ihre Auswirkungen auf das Gasturbinenverhalten sind im großen und ganzen bekannt, die Kombination der beiden versprach aber interessante Ergebnisse in Bezug auf Wirkungsgrad und spezifische Arbeit.

Der Vorteil des entstehenden Kreislaufs ist sein im Vergleich zur Kombiprozeß relativ einfacher Aufbau, weil von dem Dampfkreislauf einer Kombianlage der Kondensator überflüssig wird, die Expansion des Dampfes in einer sehr kleinen Gegendruck-Dampfturbine stattfindet und auch der Abhitzekessel als Eindruck-kessel weniger aufwendig ausgeführt werden kann.

In einer parametrischen Studie wurden verschiedene Ausführungsvarianten dieses „Advanced Steam Injection Cycle“ untersucht. Die Kreisläufe mit überkritischer Frischdampferzeugung erreichten dabei durchwegs bessere Wirkungsgrade als jene mit unterkritischem Druck. Den nicht zur Kühlung der verdichteten Luft benötigten Dampf nach der Expansion in der Gegendruck-Dampfturbine in den Abhitzekessel zurückzuführen und dort weiter zu überhitzen, steigerte den Wirkungsgrad zusätzlich - allerdings auf Kosten der spezifischen Arbeit.

Obwohl Wirkungsgrade deutlich jenseits der 50% errechnet wurden, konnte das Niveau heutiger Kombiprozesse nicht ganz erreicht werden. Die spezifische Arbeit liegt allerdings weit über den für moderne Kombianlagen üblichen Werten.

Eine Einschränkung entsteht vor allem bei höheren Temperaturen durch zu geringe Luftverhältnisse.

Durch den zumindest teilweisen Ersatz der Kühlluft durch Dampf könnte dieses Problem entschärft und gleichzeitig - wegen der besseren Kühleigenschaften des Dampfes - eventuell eine höhere zulässige Heißgastemperatur oder aber bessere polytrope Wirkungsgrade erreicht werden.

Überlegungen dieser Art wurden im Rahmen dieser Arbeit nur auf qualitativer Ebene angestellt.

Der untersuchte Kreislauf scheint für Spitzen- und Mittellast interessant zu sein, für Grundlast bleibt die Überlegenheit des Kombiprozesses unangetastet.

VORWORT

Diese Arbeit entstand als Diplomarbeit bei ABB Kraftwerke AG in Baden, Schweiz. Ich bedanke mich bei ABB für die finanzielle Unterstützung sowie für die Bereitstellung aller benötigten Hilfsmittel. Mein besonderer Dank gilt Herrn o. Univ. Prof. Dr. Hermann Haselbacher, der für mich den Kontakt zu ABB herstellte und die Betreuung vonseiten der Technischen Universität Wien übernahm, sowie Herrn H.U. Frutschi, dessen lehrreiche Erläuterungen wesentlich zum Entstehen dieser Arbeit beitrugen und dessen Erklärungen eine Bereicherung meiner universitären Ausbildung darstellen.

Außerdem möchte ich an dieser Stelle meinen Eltern ausdrücklich danken, deren finanzielle Unterstützung mein Maschinenbaustudium erst ermöglichte.

Armin Hofstädter

INHALTSVERZEICHNIS

Seite

- Kurzfassung III
- Vorwort IV
- Inhaltsverzeichnis V

1. Einleitung 1

1.1. Möglichkeiten der Abhitzenutzung bei einer Gasturbine 1

1.1.1. „Recuperated Gas Turbine“ 1

1.1.2. „Chemical Recuperated Gas Turbine“ 1

1.1.3. Evaporativ-Prozeß 2

1.1.4. Kombiprozeß 3

1.1.5. Steam-Injection-Prozeß 4

2. Der „Advanced Steam Injection Cycle“ („A-STIG“) 5

2.1. Prinzip der sequentiellen Verbrennung 5

2.2. Möglichkeiten zur Verwirklichung des „Advanced Steam Injection Cycle“ 5

2.3. Vergleich zwischen „Advanced Steam Injection Cycle“ und Kombiprozeß 9

3. Parametrische Studie des „Advanced Steam Injection Cycle“ .. 11

3.1. Allgemeines 11

3.2. Variierte Parameter 13

3.3. Festgehaltene Größen der parametrischen Studie 15

3.4. Randbedingungen und Annahmen für die parametrische Studie 15

3.4.1. Frischdampfdaten 16

3.4.2. Dampfdaten nach der Dampfturbine 17

3.4.3. Wärmetauscher zur Rückkühlung der HD-Kühlluft 17

3.4.4. Wärmetauscher zur Rückkühlung der ND-Kühlluft 18

3.4.5. Abhitzekessel 18

3.5. Ergebnisse der einzelnen Kreisläufe 18

3.5.1. A-STIG mit unterkritischem Dampf ohne Gegendruck-Dampfturbine 18

3.5.2. A-STIG mit unterkritischem Dampf und Gegendruck-Dampfturbine 19

3.5.3. A-STIG mit unterkritischem Dampf, Gegendruck-Dampfturbine und Zwischenüberhitzung 20

3.5.4. A-STIG mit überkritischem Dampf und Gegendruck-Dampfturbine 21

3.5.5. A-STIG mit überkritischem Dampf, Gegendruck-Dampfturbine und Zwischenüberhitzung 22

3.6. Diagramme für Wirkungsgrad und spezifische Arbeit 23

3.7. Zusammenfassung und Vergleich der Ergebnisse 41

3.8. Das T,Q-Diagramm 46

3.9. Verhalten weiterer Prozeßgrößen in Abhängigkeit von der Parameterkombination 50

3.9.1. λ-Werte 51

3.9.2. Abgastemperatur nach der Hoch- und Niederdruck-Gasturbine 53

3.9.3. Abgastemperatur nach dem Abhitzekessel 55

3.9.4. Erzeugbare Dampfmenge 56

4. Empfindlichkeitsstudie 57

4.1. Allgemeines 57

4.2. Auswirkungen auf Wirkungsgrad und spezifische Arbeit 58

4.2.1. Niederdruck-Gasturbine, Kreislauf-Druckverlust 58

4.2.2. Hochdruck-Gasturbine 59

4.2.3. Niederdruck- und Hochdruck-Gasturbine 59

4.2.4. Verdichter 60

4.2.5. Kühlluftmengen 60

4.3. Auswirkungen auf den Luftüberschuß 62

4.4. Diagramme 63

5. Möglichkeiten zur Verwendung des Dampfes zu Kühlzwecken . 69

5.1. Ausgangssituation 69

5.2. Vergleich der Kühlmedien Luft und Dampf 69

5.3. Offene Dampfkühlung 71

5.4. Geschlossene Dampfkühlung 73

5.5. Zusammenfassung und Vergleich 75

6. Schlußbetrachtungen und wirtschaftliche Überlegungen 77

- Anhang 80

Anhang A: Kreislaufberechnung 81

Anhang B: Abkürzungen und Symbole 95

- Quellennachweis 99

1. Einleitung

1.1. Möglichkeiten der Abhitzenutzung bei einer Gasturbine

Bei dem Prozeß, der einer Gasturbine zugrunde liegt, entstehen üblicherweise recht hohe Abgastemperaturen, was aufgrund der damit verbundenen Abwärmeverluste als Nachteil zu werten ist. In der Praxis versucht man daher häufig, durch die Nutzung dieser Abwärme den Wirkungsgrad von Gasturbinenanlagen zu erhöhen. Das kann auf unterschiedlichste Arten geschehen, wobei die Abhitzenutzung meistens in Form von Dampferzeugung vollzogen wird. Im folgenden werden einige Verfahren zur Abwärmenutzung vorgestellt, um die Vielzahl der Möglichkeiten anzudeuten.

1.1.1. „Recuperated Gas Turbine“

Die einfachste Möglichkeit, die Abwärme zu nützen, ist der Einsatz eines Rekuperators. In diesem wird die verdichtete Luft vor der Brennkammer durch die Abgase vorgeheizt, wodurch die erforderliche Brennstoffmenge etwas reduziert wird. Der erzielte Gewinn an Wirkungsgrad reicht jedoch nicht aus, um diesen Kreislauf konkurrenzfähig zu verwirklichen.

1.1.2. „Chemical Recuperated Gas Turbine“

Neben den zahlreichen Varianten, die Abhitze für einen Wasserdampfprozeß zu nützen, gibt es auch Möglichkeiten zur chemischen Rückgewinnung von im Abgas enthaltener Exergie. Bei der „Chemical Recuperated Gas Turbine“ ermöglichen

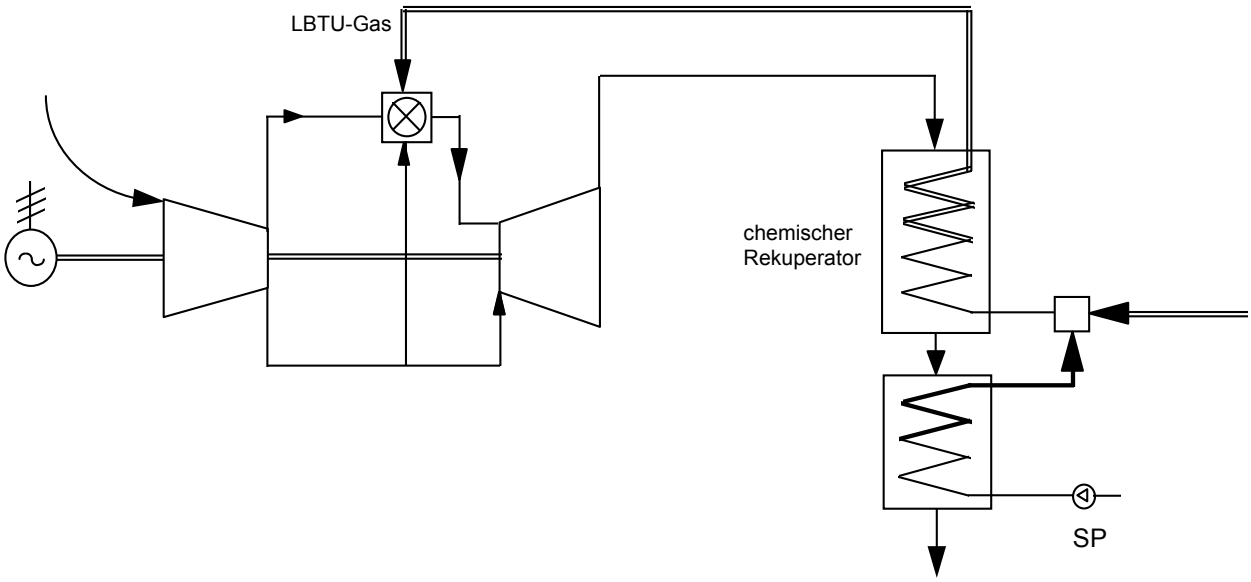


Abb. 1: Chemical Recuperated Gas Turbine

hohe Gasturbinen-Austrittstemperaturen die stark endotherme Reaktion

$$CH_4 + H_2O \rightarrow 3H_2 + CO$$

sowie die darauf folgende exotherme Reaktion

$$CO + H_2O \rightarrow H_2 + CO_2.$$

Das Wasser, das als Dampf in diese Reaktion eingebracht wird, ergibt zusammen mit dem Brennstoff CH_4, Methan, ein Gasgemisch aus Wasserstoff und Kohlendioxid, welches in die Brennkammer geleitet und dort verbrannt wird. Besonders bezüglich des NO_x-Ausstoßes verspricht diese Bauart sehr günstige Werte.

In Abb.1 ist das Schema einer solchen Anlage zu erkennen.

1.1.3. Evaporativ-Prozeß

Bei Kreisläufen dieses Prinzips durchläuft das Wasser vorerst einen durch Abgase geheizten Vorwärmer. Die Verdampfung des Wassers findet nun nicht in einem Abhitzekessel statt, sondern durch Eindüsung des vorgewärmten Wassers in die aus dem Verdichter kommende Luft und dem damit verbundenen Druckabfall auf Partialdruck. Dadurch wird die verdichtete Luft zwar abgekühlt, in einem nachfolgenden Rekuperator wird das Luft-Dampf-Gemisch aber wieder vorgeheizt, bevor es in der Brennkammer auf Heißgastemperatur gebracht wird. Abb.2 zeigt die prinzipielle Idee mittels einer Darstellung der einfachsten Form eines Evaporativ-Prozesses.

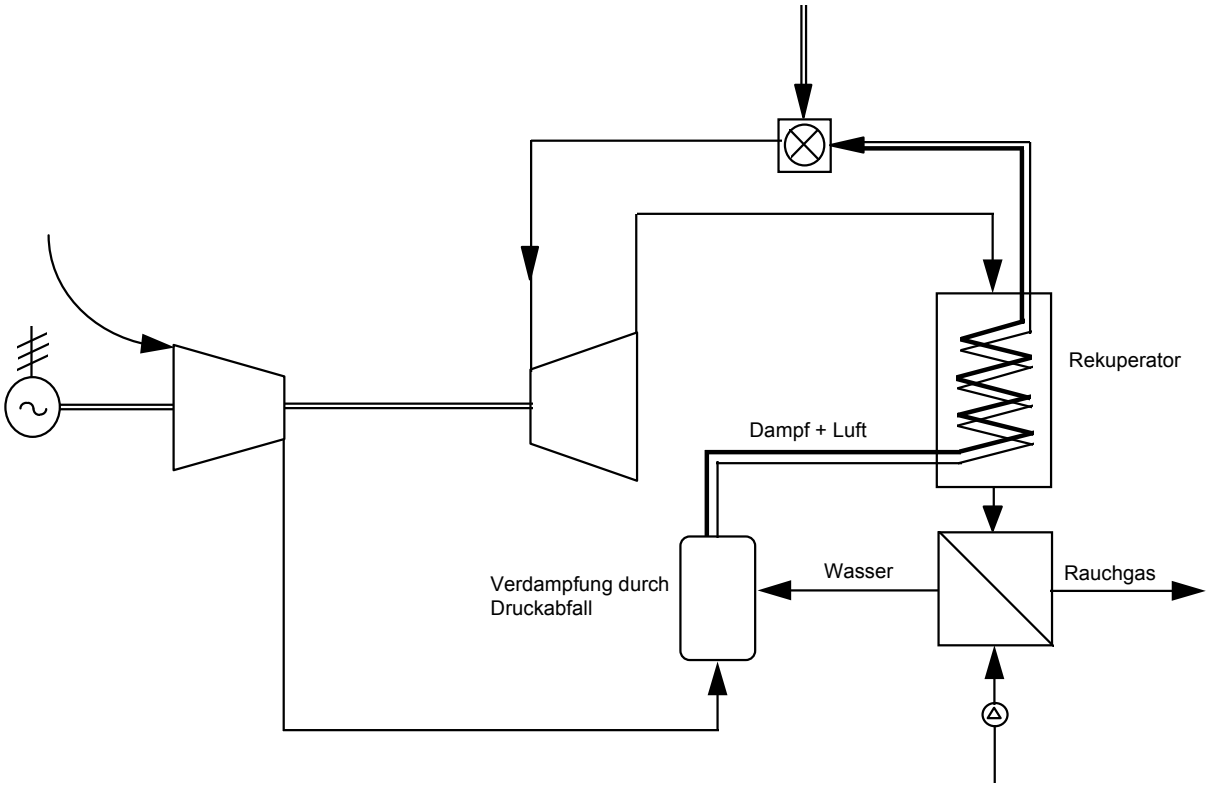


Abb. 2: Evaporativ-Prozeß

1.1.4. Kombiprozeß

Die derzeit fast ausschließlich angewandte Variante - mit der auch gegenwärtig zur Zeit die besten Wirkungsgrade erzielt werden - ist der Kombiprozeß, bei dem der Gasturbine ein Dampfkreislauf nachgeschaltet wird, dessen Wärmezufuhr ganz oder teilweise aus den heißen Abgasen der Gasturbine gedeckt wird. Dabei kann mit der Zusatzfeuerung zwar die Leistung der Gesamtanlage gesteigert werden, der Wirkungsgrad läßt sich aber nur bei relativ niederen Gasturbinen-Eintrittstemperaturen zusätzlich steigern [5]. Zumeist wird daher auf eine Zusatzfeuerung verzichtet. Eine mögliche Anordnung (ohne Zusatzfeuerung) zeigt Abb.3.

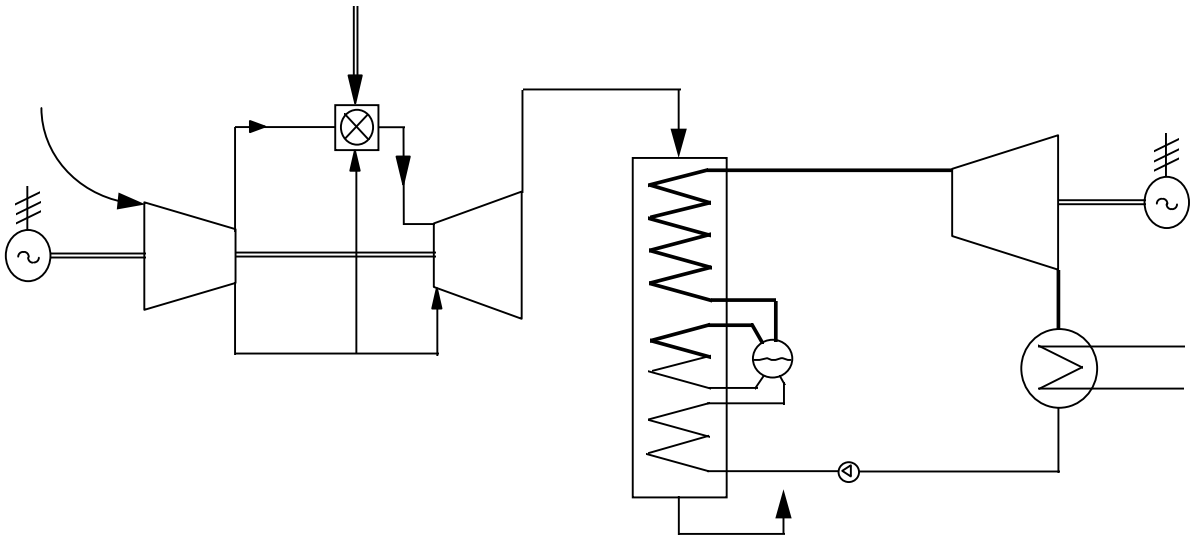


Abb. 3: Kombiprozeß

Bei der Gasturbinenauslegung für den Kombiprozeßbetrieb strebt man ein Maximum der spezifischen Arbeit (kJ/kg Luft) an. Dieses Optimum stimmt mit dem optimalen Wirkungsgrad der Kombianlage ziemlich genau überein, allerdings ist es nicht mit dem Wirkungsgradmaximum der Gasturbine identisch.

Im Gegensatz zum Betrieb der Gasturbine allein, bei dem die im Abgas enthaltene Energie als Verlust betrachtet werden muß, können höhere Abgastemperaturniveaus im Kombiprozeß bis zu einem gewissen Grad durchaus effizient genützt werden und sind dann sogar erwünscht.

Moderne Kombianlagen erreichen heute thermische Wirkungsgrade von über 58%. Dabei gestaltet sich allerdings der Dampfkreislauf oft recht aufwendig, weil mit Mehrdruckkessel gearbeitet werden muß.

Es ist auch möglich, bestehende Dampfkraftwerke in Kombianlagen umzurüsten, indem man einen vorgeschalteten Gasturbinenprozeß installiert.

Als eine wesentliche Eigenschaft von Kombianlagen muß noch angeführt werden, daß der Dampfkreislauf den Betrieb der Gasturbine (abgesehen vom kleinen Druckverlust im Abhitzekessel) nicht beeinflußt, da sowohl die Dampferzeugung als auch die Expansion desselben keine Rückwirkung auf den Gasturbinenprozeß haben.

1.1.5. Steam-Injection-Prozeß

Ein Kreislauf nach diesem Prinzip ist in Abb.4 dargestellt. Obwohl wie beim Kombiprozeß auch hier die Abgase aus der Gasturbine ausschließlich zur Dampferzeugung verwendet werden, findet die Expansion nicht in einer Dampfturbine, sondern in der Gasturbine selbst statt. Zu diesem Zweck wird der Frischdampf zumeist unmittelbar nach dem Verdichter der dort austretenden Luft beigemengt und in der Brennkammer auf Heißgastemperatur gebracht. Dieser auch als Cheng-Cycle bekannte Prozeß zeichnet sich vor allem durch hohe Werte der spezifischen Arbeit (kJ/kg Luft) aus, die im Bereich jener bestehender Kombiprozesse liegen oder sie sogar übersteigen. Diese Auswirkung ist nicht verwunderlich, weil der Dampf nicht nur bei der Expansion zur Leistung der Maschine beiträgt, sondern seinerseits auch im Abhitzekessel wieder neuen Dampf erzeugt. Die Wirkungsgrade bleiben für diesen „STIG-Cycle“ aber einiges hinter den Kombiprozessen zurück, obwohl sie gegenüber vergleichbaren Gasturbinen deutlich gesteigert werden können.

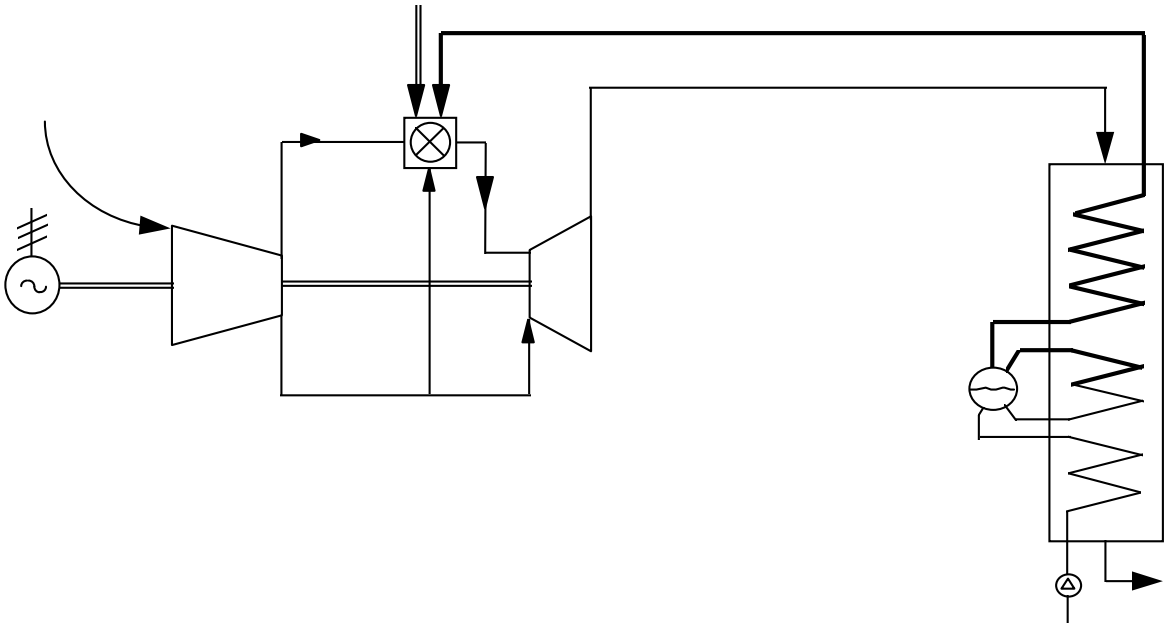


Abb. 4: Steam Injection Cycle

2. Der „Advanced Steam Injection Cycle“

2.1. Prinzip der sequentiellen Verbrennung

Das Prinzip einer Gasturbine sieht im einfachsten Fall nur die drei Komponenten Verdichter, Brennkammer und Turbine vor. Aus verschiedenen Gründen kann es interessant sein, das Gasgemisch an einer Stelle während der Expansion in einer zweiten Brennkammer erneut auf die Heißgastemperatur der ersten Brennkammer zu erhitzen. Dieses Verfahren nennt man „sequentielle Verbrennung“.

Durch diese Veränderung im Gasturbinenprozeß steigt - bei gleichem Verdichterdruckverhältnis und gleicher Heißgastemperatur - die Abgastemperatur, weil dem Gas nach der zweiten Brennkammer bei gleicher Heißgastemperatur ein geringeres Druckverhältnis zur Expansion (und dadurch zur Abkühlung) zur Verfügung steht. Das muß kein Nachteil sein, solange die Abwärme exergetisch zufriedenstellend genützt werden kann.

Für die alleine betriebene Gasturbine bedeutet diese Anordnung bei gleichem Druckverhältnis allerdings eine Verschlechterung des Wirkungsgrades, weil mit dem Abgas mehr Energie ungenützt abgeführt wird. Andererseits steigt die spezifische Arbeit, da die Expansion bei höheren Temperaturen stattfindet.

2.2. Möglichkeiten zur Verwirklichung des „Advanced Steam Injection Cycle“

Die gleichzeitige Verwirklichung der sequentiellen Verbrennung und der Dampfeindüsung - basierend auf einem herkömmlichen Gasturbinenprozeß - scheint die Vorteile der beiden Maßnahmen zu kombinieren. Wie zuvor beschrieben, steigt besonders durch die Dampfeindüsung (siehe Kap. 1.1.5.), aber auch durch die sequentielle Verbrennung (siehe Kap. 2.1.) die spezifische Arbeit an. Die durch die sequentielle Verbrennung erhöhte Abgasenergie läßt sich - wie beim Kombiprozeß - zur Erzeugung von Dampf recht effizient nützen, sodaß der Wirkungsgrad gegenüber dem einfachen STIG-Prozeß eine deutliche Steigerung erfährt.

Die entstehende Schaltung ist nicht eindeutig, sondern läßt Raum für Varianten.

Im einfachsten Aufbau (Abb.5) ist der benötigte Dampfdruck durch das Verdichterdruckverhältnis (zuzüglich Druckverluste) festgelegt. Außerdem wird der Dampf zur Kühlung der verdichteten Luft herangezogen, wodurch auch der Temperaturbereich des verwendeten Dampfes vorgegeben ist (ca. 270-300°C) [1].
Diese Kühlung der Luft dient zugleich zur Überhitzung des Dampfes. Um diesen Energietransfer durchzuführen, bedient man sich eines Gegenstrom-Wärmetauschers.

Die im Abgas enthaltene Energie wird aber nicht nur für die Versorgung mit „Kühldampf“ verwendet, sondern zum viel größeren Teil zur Erzeugung und Überhitzung von Dampf, welcher direkt zur Brennkammer geführt wird. Die Dampfeindüsung kann sowohl in der ersten als auch in der zweiten Brennkammer erfolgen.

Da der Frischdampfdruck (dank der Änderung des Aggregatzustands des Wassers) energetisch sehr günstig zur Verfügung gestellt werden kann, ist es interessant, ihn weit über dem für die Eindüsung notwendigen anzusetzen und den

Dampf dann in einer Gegendruck-Dampfturbine zu expandieren. Der Frischdampfdruck kann dabei auch überkritische Werte annehmen, bei denen der Übergang von Wasser zu Dampf kontinuierlich verläuft ($p_{krit.} \approx 220$bar). In jedem Fall müssen nun die Dampfdaten des diese Gegendruckturbine verlassenden Dampfes die oben gestellten Anforderungen an Druck und Temperatur erfüllen, um den Betrieb des Wärmetauschers in gleicher Weise zu gewährleisten. Abb.6 und 7 zeigen die eben beschriebenen Schaltungen.[1]

Da nun aber die gesamte Dampfmenge expandiert und dadurch abgekühlt wird, muß der - zumeist überwiegende - Teil, der nicht zur Kühlung der verdichteten Luft herangezogen wird, in der Brennkammer von relativ niederer Temperatur auf Heißgastemperatur erhitzt werden, was verhältnismäßig großer Brennstoffmengen bedarf. Dies kann man vermeiden, indem der expandierte, nicht für die Kühlung benötigte Dampf in den Abhitzekessel zurückgeführt und dort überhitzt wird.
Dadurch reduziert sich allerdings die erzeugbare Dampfmenge. Dieses Prinzip ist in den Abb.8 und 9 dargestellt. Wieder wurde eine Unterscheidung zwischen unter- und überkritischem Frischdampfdruck vorgenommen.

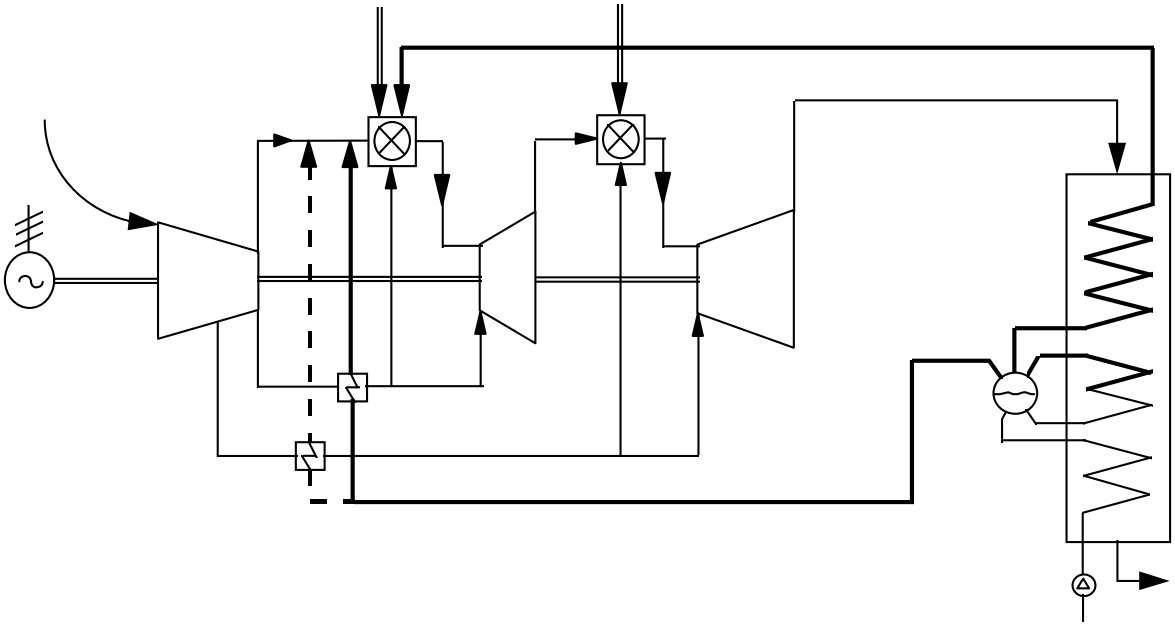


Abb. 5: „Advanced Steam Injection Cycle“ ohne Gegendruck-Dampfturbine

Da mit steigendem Verdichterdruckverhältnis auch die zur Kühlung der Niederdruckturbine abgezweigte Luft zunehmende Temperaturen aufweist, ist eventuell auch eine Rückkühlung derselben interessant oder sogar notwendig. In den vorgestellten Modellen wurde hiefür ein zweiter Wärmetauscher vorgesehen, dessen zugehörige Leitungen in den Abb.5-9 gestrichelt eingezeichnet sind. In diesem Wärmetauscher wird Dampf nach dem oben beschriebenen Prinzip zur Kühlung der verdichteten Luft herangezogen.

–

[1] In den Abb.5-9 wird die unterkritische Dampferzeugung durch eine Kesseltrommel symbolisiert. Es ist aber auch möglich, Dampf im sogenannten „Once-through-Boiler“ mit unterkritischem Druck ohne Kesseltrommel zu erzeugen.

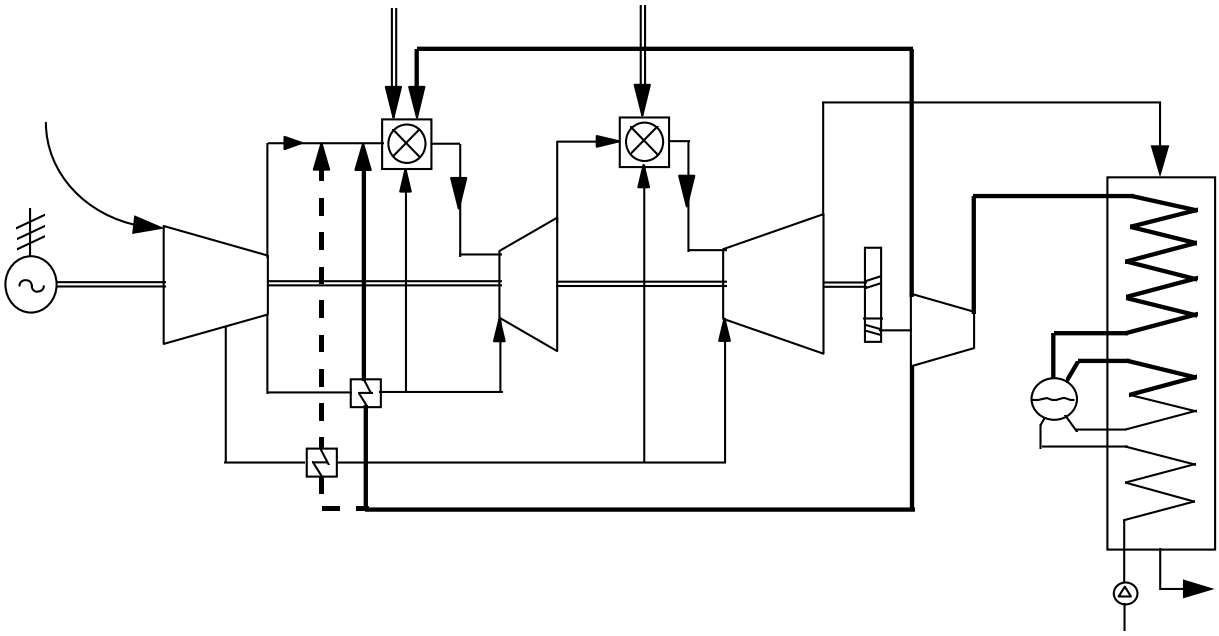


Abb. 6: „Advanced Steam Injection Cycle“ mit Gegendruck-Dampfturbine, mit unterkritischem Dampf

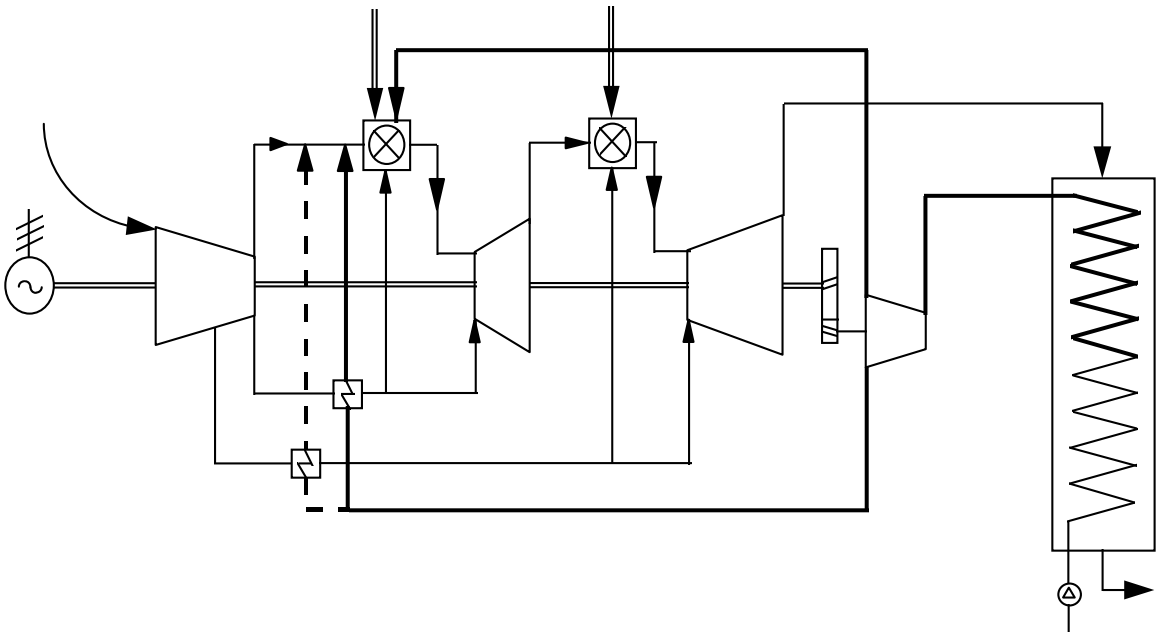


Abb. 7: „Advanced Steam Injection Cycle“ mit Gegendruck-Dampfturbine, mit überkritischem Dampf

–

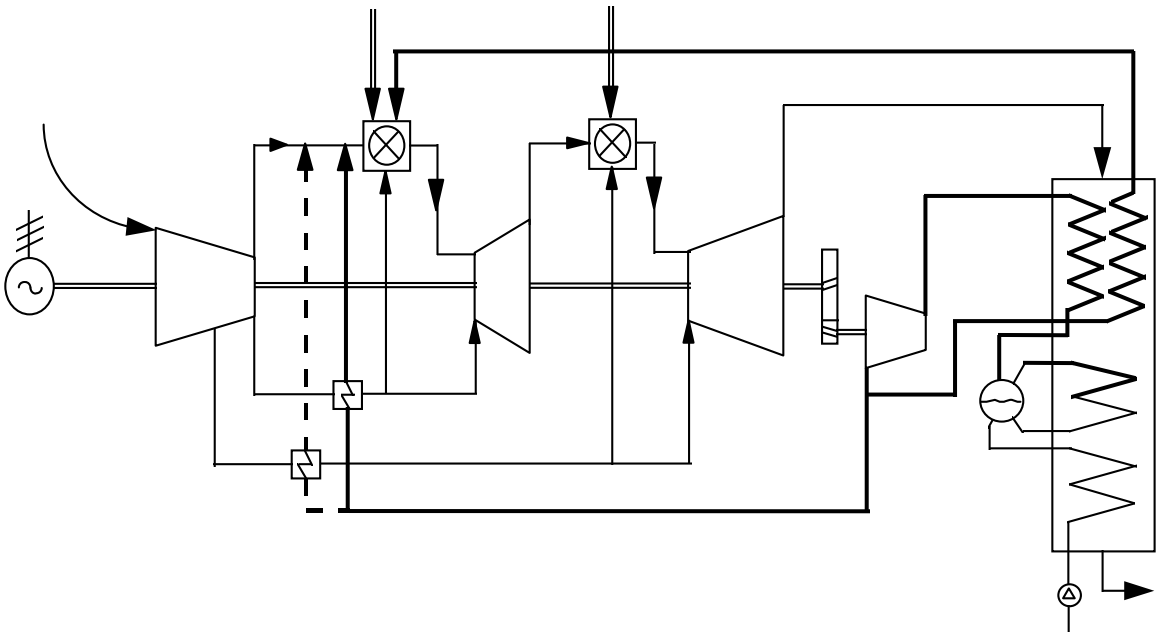


Abb. 8: „Advanced Steam Injection Cycle“ mit Gegendruck-Dampfturbine, mit unterkritischem Dampf, mit Zwischenüberhitzung

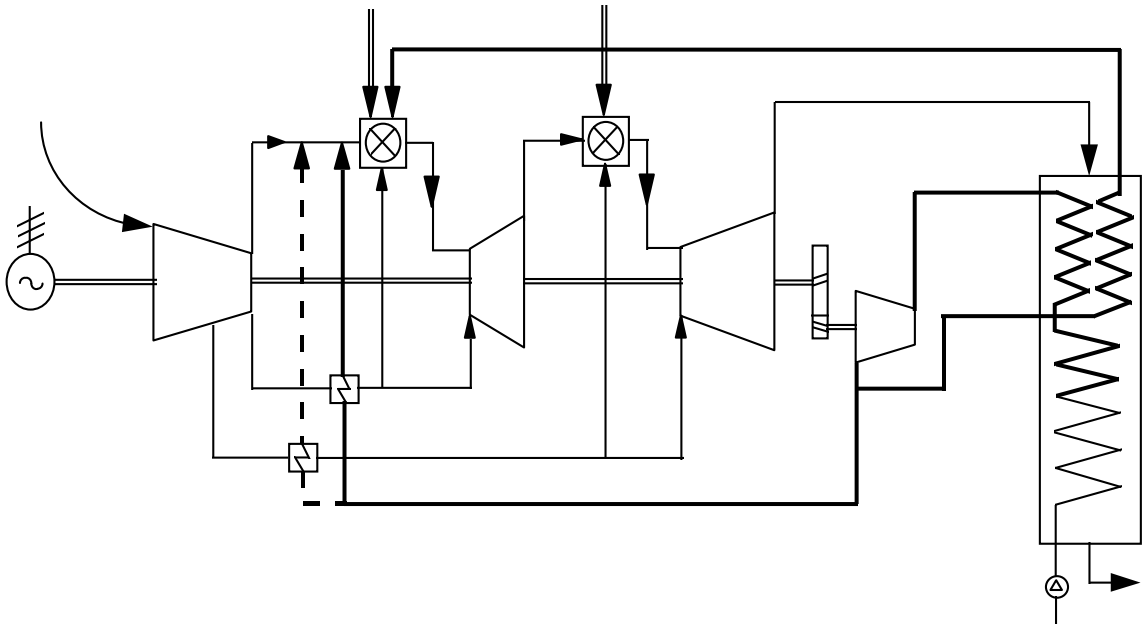


Abb. 9: „Advanced Steam Injection Cycle“ mit Gegendruck-Dampfturbine, mit überkritischem Dampf, mit Zwischenüberhitzung

Die Abb.5-9 zeigen die Schemata der Schaltungen zu den bisher geschilderten Möglichkeiten. In gleicher Weise kann der Dampf auch in die Niederdruck-Brennkammer eingedüst werden. Auf die separate Darstellung dieser Variante wur-

de aber verzichtet, da sie nach demselben Prinzip wie die Dampfeindüsung in die Hochdruck-Brennkammer verläuft.

Vorgenommen wurde also eine Einteilung in Kreisläufe mit bzw. ohne Dampfturbine, wobei bei ersteren unterschieden wurde, ob der Dampf zwischenüberhitzt wird oder nicht, bzw. ob die Dampferzeugung unter- oder überkritisch erfolgt.

Die Dampfturbine wurde zur besseren Illustration über ein Getriebe mit der Hauptwelle verbunden. In der Ausführung stellt der Betrieb eines separaten Generators mit nachgeschaltetem Umrichter möglicherweise eine interessante Alternative dar.

2.3. Vergleich zwischen „Advanced Steam Injection Cycle“ und Kombiprozeß

Der hohe Wirkungsgrad, der mit Kombianlagen erreicht werden kann, ist ein Hauptargument für diese Art der Stromerzeugung. Allerdings muß für effiziente Anlagen auch beträchtlicher Aufwand betrieben werden. Kann man dieselben Wirkungsgrade auch mit einfacheren Anlagen erzielen, so stellen diese mit Sicherheit eine ernstzunehmende Alternative zum Kombiprozeß dar.

Ein wesentlicher Vorteil der Dampfeindüsung gegenüber dem Kombiprozeß ist daher der vergleichsweise einfache Aufbau. Ein Vergleich der Abb.3 und 4 verdeutlicht die sehr unterschiedlich aufwendige Bauweise der beiden Kreisläufe. Prinzipiell wird von dem gesamten Dampfkreislauf nur der Abhitzekessel als Dampferzeuger benötigt, eventuell kommt noch eine relativ kleine Gegendruckturbine zum Einsatz. Bei der Gegenüberstellung der beiden Darstellungen muß berücksichtigt werden, daß es sich zur Verdeutlichung der unterschiedlichen Prinzipien um vereinfachte Schemata handelt - besonders beim Kombiprozeß. So ist z.B. der Abhitzekessel einer Kombianlage oft deutlich komplizierter auszuführen, weil für den Dampfprozeß dieser Bauart zur exergetisch besseren Nutzung der im Gasturbinenabgas enthaltenen Energie die Anwendung eines Mehrdruckkessels von Vorteil ist. Je nach Frischdampfdruck wird es darüber hinaus nur in wenigen Fällen möglich sein, die gesamte Expansion in einer einzigen Dampfturbine durchzuführen. Im Gegensatz zu einer eventuellen Gegendruck-Dampfturbine im „Advanced Steam Injection Cycle“ kann der Dampf in einer Kombianlage nämlich bis zu sehr niederen Druckniveaus (<0.1bar) expandiert werden, was enorme Druckverhältnisse zur Folge hat. Durch den geringen Druck des Dampfes gegen Ende der Expansion entstehen auch sehr große Volumenströme, sodaß zumindest die Niederdruckturbine meist mehrflutig ausgeführt werden muß.

Um im „Advanced Steam Injection Cycle“ den erhöhten Massenstrom in der Gasturbine, der durch die Eindüsung von Dampf zustandekommt, bewältigen zu können, ist diese entsprechend größer zu dimensionieren. Der dadurch entstehende Mehraufwand dürfte sich aber in Grenzen halten.

Während in der Kombianlage die Abwärme in einem Kondensator abgegeben wird, gehorcht der „Advanced Steam Injection Cycle“ durch die im Abgas enthaltene latente Restwärme dieser thermodynamischen Notwendigkeit. Dies bringt je nach Art der Kühlung im Kondensator (Trockenkühlturm, Naßkühlturm, Kühlung durch Meer- oder Flußwasser, Luftkondensator) teilweise eine beachtliche Verringerung des Aufwands mit sich. Der „Advanced Steam Injection Cycle“ benötigt zwar - abhängig von der Konfiguration - zum Teil beträchtliche Mengen an Wasser zur

Frischdampferzeugung. Der dadurch entstehende Wasserbedarf pro erzeugter kWh bleibt aber in der Größenordnung mit jenem der Kombianlage gleichen Wirkungsgrades vergleichbar, sofern bei letzterer die Wärme durch Verdunstung von Wasser an die Umwelt abgegeben wird (was sich als wirtschaftlich günstig erwiesen hat). Diese Verhältnismäßigkeit liegt in der gleichen Wärmemenge, die in beiden Fällen abgegeben werden muß und so zur Verdampfung von Wasser zur Verfügung steht.

Beim „Advanced Steam Injection Cycle“ bietet sich allerdings die Möglichkeit der teilweisen Rückgewinnung von Wasser aus den heißen Abgasen durch Rückkühlung auf Kondensationstemperatur. Ob sich diese Möglichkeit auch wirtschaftlich vertretbar realisieren läßt, ist im einzelnen Fall zu prüfen.

Im Gegensatz zur Kombianlage ist für den „Advanced Steam Injection Cycle“ eine viel größere Wasseraufbereitungsanlage erforderlich, um Problemen im Betrieb vorzubeugen und gleichbleibende Qualität des Wassers sicherzustellen. Durch die aufwendige Wiederaufbereitung von aus den Abgasen rückgewonnenem Wasser erhöhten sich die entstehenden Kosten dieser Anlage zusätzlich.

Aus der Tatsache, daß beim „Advanced Steam Injection Cycle“ zur Kühlung thermisch beanspruchter Strukturen statt Luft als Kühlmedium relativ leicht auch Dampf zu diesem Zweck eingesetzt werden kann, ergeben sich zwei weitere Vorteile für diesen Kreislauf: Zum einen kann die „teuer“ verdichtete Luft zur Gänze in die Brennkammer geführt werden. Dies ist insofern wünschenswert, als der Luftüberschuß bei der Verbrennung aufgrund des zu erhitzenden Dampfes weit unter den üblichen Werten für allein oder im Kombiprozeß betriebene Gasturbinen liegt und zusätzliche Luft daher mithilft, vollständige Verbrennung sicherzustellen.

Außerdem kann mit Dampf eine wesentlich intensivere Kühlung realisiert werden, wodurch eventuell die Heißgastemperaturen gesteigert werden könnten.
Diese besseren Kühleigenschaften basieren teils auf den thermodynamischen Eigenschaften von Dampf, dessen spezifische Wärme etwa doppelt so groß wie jene der Luft ist, teils auf dem möglichen höheren Druckgefälle in den Kühlkanälen. Letzteres kann sehr günstig zur Verfügung gestellt werden, da der Dampfdruck durch die Speisepumpe bzw. durch den Druck nach der Gegendruck-Dampfturbine bestimmt wird und daher sehr leicht über das Verdichterdruckverhältnis hinaus gesteigert werden kann. Bei Luftkühlung ergibt sich der maximale Druck der Kühlluft durch das Verdichterdruckverhältnis. Eine Steigerung diese Druckes ist nicht sinnvoll durchführbar.

Der Einsatz einer Dampfkühlung ist auf verschiedene Arten möglich. In Kap.5 wird versucht, einen kurzen Einblick in die Problematik zu geben.

An anderer Stelle ist die kühlende Wirkung des Dampfes in jedem Fall von Vorteil: Die Eindüsung von Dampf in die Brennkammer dient zur Verminderung der Flammentemperatur. Da sich NO_x mit einer nennenswerten Reaktionsgeschwindigkeit erst bei sehr hohen Temperaturen bildet, wird auf diese Weise eine Reduktion des NO_x-Gehaltes erleichtert.

3. Parametrische Studie des „Advanced Steam Injection Cycle“

3.1. Allgemeines

Um sich ein Bild von der Leistungsfähigkeit und dem Verhalten des „Advanced Steam Injection Cycle“ machen zu können, wurde er einer umfangreichen parametrischen Studie unterzogen.

Wie schon in Kap.2 angedeutet, ist neben der Dampfeindüsung in die Hochdruck-Brennkammer auch die Einbringung des Dampfes in die Niederdruck-Brennkammer möglich. Von einer näheren Untersuchung dieser Variante wurde aber abgesehen, weil schon im Vorfeld dieser Diplomarbeit angestellte Berechnungen für diesen Typus vergleichsweise ungünstige Werte für Wirkungsgrad und spezifische Arbeit ergaben [1]. Die parametrische Studie beschränkt sich daher auf die in den Abb.5-9 dargestellten Kreisläufe.

Für alle Versionen mit Gegendruck-Dampfturbine galt es in erster Linie, diesen Dampfprozeß unter Bedachtnahme auf die durch den Gasturbinenprozeß und Grenzwerte der technischen Durchführbarkeit (Frischdampfdruck, -temperatur) vorgegebenen Randbedingungen festzulegen.

Mit der Einschränkung für die Dampfdaten nach der Dampfturbine einerseits, die den Anforderungen des Wärmetauschers gerecht werden müssen, und den Begrenzungen von Frischdampftemperatur und -druck andererseits, die durch die Werkstoffbeanspruchbarkeit und Schwierigkeiten bei der Handhabung zustandekommen, war der Dampfturbinenprozeß in vielen Fällen schon recht genau bestimmt, besonders dann, wenn man sich auf über- bzw. unterkritische Dampferzeugung festlegte. Der noch verbleibende kleine Spielraum konnte zur Optimierung des gesamten Kreislaufs verwendet werden.

Besonders bei großen Verdichterdruckverhältnissen erreicht auch schon jene Luft, die zur Kühlung der Niederdruckturbine abgezweigt wird, Temperaturen, die für den unmittelbaren Einsatz der Luft als Kühlmedium zu hoch liegen. Für alle berechneten Fälle wurde unabhängig von der Temperatur der Niederdruck-Kühlluft zum Vergleich auch die Beeinflussung des thermischen Wirkungsgrades und der spezifischen Arbeit durch einen zweiten Wärmetauscher untersucht, in dem zusätzlich die Luft aus dem Niederdruckteil des Verdichters mittels Dampfes gekühlt wird. Daraus ergaben sich allerdings nur für die Varianten mit Zwischenerhitzung des Dampfes Unterschiede. Für alle Schaltungen, in denen der Dampf, der für den zweiten Wärmetauscher benötigt würde, bei einem Verzicht auf denselben direkt in die Brennkammer geleitet wird und keine Temperatursteigerung im Abhitzekessel erfährt, bleiben die Werte praktisch gleich, da mit der Energie aus der Verbrennung des Brennstoffes im einen Fall „heißer“ Dampf und „kühle“ Luft, im anderen „heiße“ Luft und „kühler“ Dampf auf die jeweilige Heißgastemperatur erhitzt werden muß. Der Unterschied, daß dies in verschiedenen Brennkammern passiert, war im rechnerischen Ergebnis kaum festzustellen und lag im Bereich der Rechenungenauigkeit. In den Diagrammen, die die Wirkungsgrade über der spezifischen Arbeit darstellen (Kap.3.6.), findet sich aus diesem Grund für die Kreisläufe mit Dampfturbine und ohne Zwischenüberhitzung (Abb.6 und 7) keine Berücksichtigung des zweiten Wärmetauschers.

Der zusätzliche Dampfbedarf bei Verwendung eines zweiten Wärmetauschers konnte nicht bei allen Parameterkombinationen gedeckt werden. Betroffen waren hievon vor allem Fälle mit niedrigen Abgastemperaturen.

Auch jene Konfigurationen, bei denen wie oben beschrieben der zweite Wärmetauscher keine meßbare Veränderung des Wirkungsgrades oder der spezifischen Arbeit bewirkte, wiesen dieses Verhalten auf.

Die zum Einsatz kommenden Wärmetauscher wurden durchwegs als Gegenstrom-Wärmetauscher angenommen.

Da bei dem untersuchten „Advanced Steam Injection Cycle“ der Dampf in der Brennkammer auf Heißgastemperatur gebracht wird, selbst allerdings keinen verfügbaren Sauerstoff in die Verbrennung mitbringt, kommt es vor allem bei hohen Temperaturen und großen Dampfmengen zu einem unterstöchiometrischen Gemisch, das eine vollständige Verbrennung nicht mehr zuläßt. Dieser Umstand resultiert einerseits aus der zusätzlichen Energie, die benötigt wird, um den Dampf auf höhere Temperaturen zu erhitzen, andererseits aus der größeren Menge Frischdampf, die durch die heißeren Abgase erzeugt werden kann. Für eine problemfreie, vollständige Verbrennung sollte in den Brennkammern ein Luftüberschuß von $\lambda \geq 1.1$ sichergestellt sein. Je nach Konfiguration gab es Höchstwerte für die Mischtemperatur, deren Überschreiten diese Forderung verletzte. Bei der Berechnung wurde $\lambda=1$ als Grenzwert herangezogen, wobei λ hier über die gesamte Anlage berechnet wurde und den unterschiedlichen Verhältnissen in den einzelnen Brennkammern nicht Rechnung trug. Die eingezeichneten Linien für $\lambda=1$ bzw. $\lambda=1.1$ in den Diagrammen Abb.10-41 beziehen sich hingegen auf jene Brennkammer, in der der kleinere Wert vorherrschte. (Bei einem Luftverhältnis von z.B. $\lambda=1.07$ in der ersten Brennkammer liegt der betreffende Auslegungspunkt also jenseits der $\lambda=1.1$-Grenzlinie, auch wenn in der zweiten Brennkammer ein größerer Luftüberschuß vorherrscht. Sollte λ in der zweiten Brennkammer aber den Luftüberschußwert der ersten Brennkemmer unterschreiten - z.B. $\lambda_{BK2}=0.98$ -, so berücksichtigen die Grenzlinien diesen - dann kritischeren - Wert und der Auslegungspunkt läge in diesem Beispiel jenseits der $\lambda=1.0$-Grenzlinie). Die Auslegungspunkte jenseits dieser λ-Grenzlinien repräsentieren Parameterkombinationen, die die Erzeugung so großer Mengen an Dampf zulassen, daß ihre Ausnützung in den untersuchten Kreisläufen - unter den angenommenen Randbedingungen - schwierig bzw. überhaupt nicht möglich ist.

Die Abgastemperaturen am Dampferzeugeraustritt unterschritten in einigen Fällen die Kondensationstemperatur für den enthaltenen Dampf. Größtenteils waren davon jene Parameterkombinationen betroffen, für die sich schon bezüglich des Luftverhältnisses mögliche Probleme andeuteten. Die zugehörigen Punkte wurden in den Diagrammen Abb.10-41 kenntlich gemacht. (siehe dazu auch Kap. 3.7.)

Für die zweite Brennkammer wird Selbstzündung vorgesehen. Neben dem Vorteil des geringeren Aufwands und des geringeren Druckverlustes in der Brennkammer wird dadurch auch eine stabile Verbrennung bis $\dot{m}_{Brennstoff} = 0$ bzw. $\lambda = \infty$ ermöglicht. (Bei Temperaturen unterhalb der Zündtemperatur liegt der Grenzwert für stabile Verbrennung bei $\lambda = 2$). Die Zündtemperatur des verwendeten Brennstoffs CH_4 liegt sehr hoch, deshalb sollte die Austrittstemperatur aus der Hochdruckturbine einen Wert von ca. 1000°C nicht unterschreiten. Es stellte sich heraus, daß bei ei-

nigen Konfigurationen aufgrund zu niedriger Temperaturen keine sichere Zündung in der zweiten Brennkammer gewährleistet werden kann. Die Abgastemperaturen der Hochdruck-Gasturbine steigen mit zunehmenden Heißgastemperaturen, abnehmenden Verdichterdruckverhältnissen und abnehmenden Werten für „n“. Für den Großteil der untersuchten Fälle wären in der praktischen Ausführung keine derartigen Probleme zu erwarten.

Die parametrisch variierten Werte gehen von heute realisierbaren Größen aus, decken aber zur Abschätzung des Potentials der untersuchten Kreisläufe Bereiche ab, in denen zumindest aus heutiger Sicht kein (besonders Heißgastemperaturen) oder kein sinnvoller (Extremwerte für „n“) Betrieb von Gasturbinenanlagen verwirklicht werden kann.

Die getroffenen Annahmen und gewählten Randbedingungen orientierten sich an auftretenden Größen in existierenden Gasturbinen- bzw. Dampfturbinenanwendungen. Nur selten wurden diese Grenzen zugunsten der Kontinuität der Ergebnisse geringfügig überschritten. Die weitest mögliche Festsetzung der Randbedingungen und die damit verbundenen Probleme sind in Abschnitt 3.3. beschrieben.

3.2. Variierte Parameter

In der parametrischen Studie wurden Mischtemperatur, Verdichterdruckverhältnis, und der Parameter „n“ gemäß folgender Tabelle variiert:

Mischtemperatur T_M:	2x1200,	2x1300,	2x1400,	(2x1500),	(2x1600) °C	
Verdichterdruckverhältnis π:	25,	30,	35,	40,	45,	50
Parameter „n“:	0.1,	0.15,	0.2,	0.25,	0.3	

Aufgrund des absoluten unteren Grenzwertes von λ=1 (siehe Kap.3.1.) konnten nur wenige Konfigurationen mit 1500°C berechnet werden. Mischtemperaturen von 1600°C führten in allen untersuchten Kreisläufen zu zu hohem Brennstoffbedarf gemäß der Forderung nach $\lambda \geq 1$. Aus diesem Grund sind diese Werte in obiger Auflistung in Klammer gesetzt.

Die „Mischtemperatur“ ist eine Rechengröße, die an keiner bestimmten Stelle im Kreislauf auftritt. Durch die Verwendung derselben vereinfacht sich aber die Berücksichtigung der Kühlluft ungemein, die sich somit nur noch in einem verminderten polytropen Wirkungsgrad niederschlägt. Den Wert für die Mischtemperatur erhält man, wenn man von der Turbinenaustrittstemperatur mittels des vorhandenen Druckverhältnisses und des polytropen Wirkungsgrades auf die Eintrittstemperatur zurückrechnet. Durch die Beimischung von Kühlluft während der Expansion liegt dieser Wert immer unter der eigentlichen Heißgastemperatur.

Der heutige Stand der Technik begrenzt die verwirklichbaren Heißgastemperaturen auf Werte, die einer Mischtemperatur von ca. 1235°C entsprechen. Diese Studie orientiert sich von diesem Wert vorwiegend nach oben, um auch Aussagen über das Leistungsvermögen des untersuchten Kreislaufs machen zu können, wenn neue Materialien oder bessere Kühlung höhere Temperaturen ermöglichen.

Allen Kreisläufen wurde eine einwellige Turbomaschine zugrunde gelegt. Der Verdichter wurde ohne Zwischenkühler angenommen. Auch hier geht die Untersuchung über das sinnvoll Verwirklichbare hinaus, weil das einwellig erzeugbare Verdichterdruckverhältnis mit $\pi_{max.} \approx 45$ begrenzt ist.

Das Problem stellt hier der abnehmende Volumenstrom während der Verdichtung dar. Dieser verursacht bei gegebenem Massenstrom entweder für die hinteren Stufen zu kurze und daher sehr verlustbehaftete Schaufeln oder für die ersten Stufen so lange Schaufeln, daß an den Schaufelenden überkritische Strömungsverhältnissen auftreten. Ersterem Problem könnte man durch geringeren Rotordurchmesser mit zunehmendem Druck entgegenwirken, allerdings sinkt dadurch die Umfangsgeschwindigkeit für diese Stufen, die mit dem Quadrat in das erreichbare Enthalpiedifferenz pro Stufe eingeht. Eine größere Stufenanzahl mit den damit verbundenen erhöhten Verlusten wäre erforderlich.

Andererseits werden moderne Anlagen mit Zwischenüberhitzung kaum mit einem Verdichterdruckverhältnis von $\pi \leq 25$ gebaut, da höhere Druckverhältnisse bei heute zulässigen Heißgastemperaturen für bessere Leistungsdaten sorgen und auch in der Handhabung keine Probleme verursachen. Die Variation des Verdichterdruckverhältnisses geht aber bewußt über diese Grenzen hinaus, um das Verhalten der untersuchten Kreisläufe besser abschätzen zu können.

Als dritter Parameter in dieser Studie wurde der Druck während der Zwischenerhitzung variiert. Dieser wird durch den Wert „n“ bestimmt, wobei „n“ aus

$$\pi_{Hochdruckturbine} = \pi_{Verdichter}^{n} \quad \text{bzw.} \tag{3.1}$$

$$n = \frac{\ln(\pi_{Hochdruckturbine})}{\ln(\pi_{Verdichter})} \tag{3.2}$$

bestimmt wird. Je größer also „n“ gewählt wird, desto geringer ist der Druck in der zweiten Brennkammer. Die Beschränkung für diesen Parameter ergeben sich einerseits aus einem minimalen Druckverhältnis, das in der Hochdruckturbine abgebaut werden soll. Führt man das Druckniveau der zweiten Brennkammer gedanklich an das der ersten heran, so erübrigt sich die Zwischenerhitzung und es ergibt sich ein „Steam Injection Cycle“, dessen geringe Wirkungsgrade einen breiten Anwendungsbereich verhindern und genau durch die Einführung einer Zwischenüberhitzung gesteigert werden sollten.

Andererseits führt ein geringes Druckniveau in der zweiten Brennkammer zu höheren Austrittstemperaturen, weil dem Gasgemisch in der Niederdruck-Gasturbine nur mehr ein geringes Druckverhältnis zur Expansion (und damit Abkühlung) zur Verfügung steht. Der Dampferzeugung mit möglichst wenig Exergieverlust sind aber zu hohe Abgastemperaturen hinderlich.

Der gewählte Bereich, innerhalb dessen „n“ variiert wird, berücksichtigt diese Umstände, wurde aber doch großzügig gewählt, um auch hier das Verhalten des „Advanced Steam Injection Cycle“ außerhalb optimaler Bedingungen beurteilen zu können.

3.3. Festgehaltene Größen der parametrischen Studie

Einige Randbedingungen wurden für die gesamte Untersuchung konstant gehalten, um das Ergebnis nicht zu verzerren. Die nachstehende Tabelle gibt Auskunft über diese Werte:

Wirkungsgrade und Verluste:

$\eta_{Verdichter}$ ..... 90 % polytrop
$\eta_{Hochdruck\text{-}Gasturbine}$ ..... 86 % polytrop
$\eta_{Niederdruck\text{-}Gasturbine}$ ..... 86 % polytrop
$\eta_{Dampfturbine}$ ..... 90 % isentrop
$\eta_{Getriebe\ oder\ Umrichter\ für\ schnellaufende\ Dampfturbine}$ 95 %
$\eta_{Speisepumpe,\ elektrisch}$ ..... 95 %
$\eta_{Speisepumpe,\ mechanisch}$ ..... 85 %
$\eta_{Generator}$ ..... 97.5 %
Kreislauf-Druckverluste[1] ..... 10 % (rauchgasseitig)
Druckverlust im Abhitzekessel ..... 10 % (dampfseitig)
Druckverlust des Dampfes ..... 10 % (nach der Dampferzeugung)

Massenströme:

$\dot{m}_{Verdichter}$ ..... 365 kg/s
$\dot{m}_{Kühlluft\ Hochdruckgasturbine}$ [2] ..... 70 kg/s
$\dot{m}_{Kühlluft\ Niederdruckgasturbine}$ [2] ..... 55 kg/s

Umgebungsbedingungen:

Umgebungstemperatur ..... 15 °C
Umgebungsdruck ..... 1 bar
Rel. Luftfeuchtigkeit..... 0 %

Brennstoff: Methan

unterer Heizwert.....50000 kJ/kg
Temperatur ..... 15 °C

Tab. 3.1.

[1] Die Kreislauf-Druckverluste wurden zu gleichen Anteilen ($1-\sqrt[3]{1-0.1}$) der ersten und zweiten Brennkammer und dem Abhitzekessel zugeordnet.

[2] Die Zahlen geben die Massenströme für Brennkammer- *und* Turbinenkühlluft an.

3.4. Randbedingungen und Annahmen für die parametrische Studie

Alle Größen, die weder parametrisch variiert wurden noch für die gesamte Studie unveränderte Werte annahmen, wurden weitest möglich konstant gehalten oder für jede Kombination sinnvoll im Sinne der technischen Durchführbarkeit gewählt.

3.4.1. Frischdampfdaten

Überkritischer Dampfdruck, mit Gegendruck-Dampfturbine

Die Frischdampftemperatur betrug nach Möglichkeit 600°C, sofern dies mit einer minimalen Temperaturdifferenz von 40°C zwischen dem Dampf beim Verlassen des Abhitzekessels und den Turbinenabgasen vereinbar war oder einem zu hohen Frischdampfdruck nicht widersprach.

Bei Abgastemperaturen unter 640°C wurde mit dem heißest möglichen Dampf gerechnet, ohne diese erforderliche 40°C-Temperaturdifferenz zu unterschreiten. Diese Reduktion der Frischdampftemperatur, mit der eine Verringerung des Frischdampfdruckes einhergeht (der Ausgangszustand aus der Dampfturbine ist in Druck und Temperatur vorgegeben), war manchmal in einem solchen Ausmaß vorzunehmen, daß der Kreislauf nicht mit überkritischer Frischdampferzeugung zu verwirklichen war (siehe auch Kap. 3.4.2.). Dieses Problem trat bei niederen Mischtemperaturen und kleinen Werten für „n“ auf (Großteil der Expansion in der Niederdruckturbine → niedere Abgastemperaturen).

In einigen Fällen, besonders bei hohen Verdichterdruckverhältnissen (die einen großen Gegendruck nach der Dampfturbine mit sich bringen), mußte die Frischdampftemperatur gesenkt werden, da eine Expansion bei konstanter Temperaturdifferenz mit steigendem Gegendruck einen höheren - teils zu hohen - Eingangsdruck erforderlich machte. In der Praxis sind Druckniveaus von über 300-350bar nur mit großem Aufwand zu handhaben, weshalb sich diese Studie im Bereich bis etwa 340bar bewegt.

Der Frischdampfdruck ergab sich in allen Fällen mit überkritischer Dampferzeugung aus den Daten des Dampfes am Dampfturbinenaustritt und der Frischdampftemperatur und mußte nur in den oben beschriebenen Fällen durch eine Senkung letzterer beschränkt werden.

Unterkritischer Dampfdruck, mit Gegendruck-Dampfturbine

Für die unterkritischen Anordnungen gemäß Abb.6 und Abb.8 wurde der Frischdampfdruck mit 160bar bzw. 200bar festgesetzt. Daraus ergab sich die erforderliche Temperatur, so wie bei überkritischem Dampf durch die Wahl der Temperatur der Frischdampfdruck bestimmt werden konnte. Bei einigen Parameterkombinationen machten es (wie bei der Erzeugung von Frischdampf mit überkritischem Druck) zu geringe Abgastemperaturen manchmal unmöglich, den gewünschten Druck von 200bar zu erreichen. Unter solchen Umständen wurde mit dem maximal erreichbaren Druck gerechnet.

Unterkritischer Dampfdruck ohne Gegendruck-Dampfturbine

In dieser Variante wurde der Frischdampfdruck durch das Verdichterdruckverhältnis und einen zehnprozentigen Druckverlust festgelegt. Die Temperatur des Kühldampfes wird in diesen Fällen durch die Siedetemperatur festgelegt, da an dieser Stelle im Abhitzekessel am leichtesten Dampf abgezweigt werden kann und das Temperaturniveau den Anforderungen genügt, wenngleich in Kauf genommen werden muß, daß verschiedene Verdichterdruckverhältnisse unterschiedliche Kühldampftemperaturen mit sich bringen. Der nicht für die Kühlung benötigte Dampf wurde auf 600°C überhitzt.

3.4.2. Dampfdaten nach der Dampfturbine

Der Druck nach der Dampfturbine richtete sich für alle Varianten, deren Kreislauf eine solche enthält, nach dem Verdichterdruckverhältnis, wobei ein zehnprozentiger Druckverlust angenommen wurde.

Überkritischer Dampfdruck

Für die Austrittstemperatur des Dampfes nach der Gegendruckturbine wurde - wenn möglich - für alle überkritischen Fälle 270°C gewählt. Ein Problem trat wie schon bei der überkritischen Frischdampferzeugung bei hohen Verdichterdruckverhältnissen auf, da die Sättigungstemperatur, die mit dem Druck steigt und als untere Grenze für die Dampfturbinen-Austrittstemperatur herangezogen wurde, bei den höchsten untersuchten Druckniveaus über 270°C lag. (Der „Dampf“ wäre demgemäß bei 270°C und dem erforderlichen Druck in Form von Wasser aus der Turbine ausgetreten.) Für diese Fälle wurde die jeweils niedrigste zulässige Temperatur als Dampfturbinen-Austrittstemperatur gewählt, die in allen Fällen unter 300°C lag, sodaß die Kühlluftdaten (siehe Kap. 3.4.3.) nicht geändert mußten.

Unterkritischer Dampfdruck

Für die Berechnungen mit unterkritischem Dampf wurde zur Vermeidung dieses Problems die Temperatur am Austritt der Dampfturbine mit 280°C etwas höher gewählt. (Außerdem konnten so die Wirkungsgrade noch geringfügig verbessert werden). Im Gegenzug reichte dafür bei relativ niederen Mischtemperaturen und kleinen Werten für „n“ (, bei welchen der Großteil der Expansion in der Niederdruck-Gasturbine stattfindet) die Abgastemperatur nicht mehr aus, um die Dampftemperatur zu erreichen, die für die gewählten Drücke von 160 bzw. 200bar erforderlich gewesen wäre (siehe Kap. 3.4.1.). Durch eine Verringerung der vorgegebenen Dampfturbinen-Austrittstemperatur auf 270°C in diesen Fällen konnte dieses Problem etwas entschärft werden, allerdings war es dennoch nicht in allen Fällen möglich, unterkritischen Dampf von 200bar zur erzeugen.

3.4.3. Wärmetauscher zur Rückkühlung der HD-Kühlluft

Die zur Kühlung im Wärmetauscher benötigte Dampfmenge ergab sich aus den bekannten thermodynamischen Zuständen der Luft am Ein- und Ausgang und der daraus resultierenden zur Verfügung stehenden bzw. „abzuführenden“ Enthalpie. Die Luft im Wärmetauscher wurde in allen Fällen von der aus der Verdichtung resultierenden Temperatur auf 300°C gekühlt. Die Ausgangstemperatur des Dampfes wurde 10°C unter jener der ungekühlten verdichteten Luft gewählt. Um die Kontinuität und Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, wurde an dieser Temperaturdifferenz auch bei hohen Druckverhältnissen - und damit hohen Verdichteraustrittstemperaturen - festgehalten, bei denen der überhitzte Dampf den Wärmetauscher mit mehr als 600°C verließ. Die Überschreitungen wurden aber als technisch bewältigbar eingeschätzt.

3.4.4. Wärmetauscher zur Rückkühlung der ND-Kühlluft

Für den zweiten Wärmetauscher gelten, wo er zum Einsatz kommt, die gleichen Bedingungen wie für den oben beschriebenen zur Kühlung der Hochdruck-Kühlluft. Die benötigten Dampfmengen berechnen sich wieder aus den bekannten Ein- und Ausgangszuständen von Luft und Dampf, allerdings wurde hier wegen der niedrigeren Lufttemperatur am Eingang weniger Dampf zur Kühlung der Luft benötigt.

3.4.5. Abhitzekessel

Mit Gegendruck-Dampfturbine

Die erzeugbare Dampfmenge ergab sich aus der im Abgas enthaltenen Energie. Dabei wurde der zweite Hauptsatz der Thermodynamik, der die Energieübertragung vom kühleren zum heißeren Medium verbietet, berücksichtigt, indem eine minimale Differenz zwischen der Temperatur des sich abkühlenden Abgases und jener des zu erhitzenden Wassers bzw. Dampfes von möglichst genau 10°C eingehalten wurde. Durch dieses Verfahren war auch die Abgastemperatur nach der Dampferzeugung festgelegt.

Ohne Gegendruck-Dampfturbine

Bei der Dampferzeugung deutlich unterhalb des kritischen Drucks, wie sie nur bei den Kreisläufen ohne Gegendruck-Dampfturbine auftrat, ist der Übergang von Wassererwärmung zu isothermer Verdampfung als sehr ausgeprägter Knick im T,s- bzw. T,Q-Diagramm zu erkennen. Da dieser Punkt (pinch point) in diesen Fällen einerseits immer das Kriterium zur Einhaltung des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik darstellt, andererseits sehr genau bestimmt werden kann, gilt hier eine minimale Temperaturdifferenenz von 5°C als ausreichend. Dieser Wert wurde auch für die Berechnung der Kreisläufe ohne Dampfturbine verwendet.

3.5. Ergebnisse der einzelnen Kreisläufe

Die Abb.10-41 zeigen den Wirkungsgrad über der spezifischen Arbeit für die einzelnen Kreisläufe bei den angegebenen Temperaturen, mit bzw. ohne Einsatz eines zweiten Wärmetauschers zur Kühlung der Niederdruck-Kühlluft. Die physikalisch oder technisch bedingten Grenzen sind jeweils gekennzeichnet und in den folgenden Punkten für jeden Kreislauf beschrieben.

3.5.1. A-STIG mit unterkritischem Dampf ohne Gegendruck-Dampfturbine

Dieser Kreislauf entspricht dem in Abb.5 dargestellten Schema.

Bei einer Mischtemperatur von 1200°C liegt die Temperatur beim Eintritt in die zweite Brennkammer in elf Fällen unter 1000°C, was eine Selbstzündung sehr erschwert. Betroffen sind alle Fälle mit n=0.3 und jene mit n=0.25 und $\pi \geq 30$.

Die Untersuchungen für 1300°C sind ohne zweiten Wärmetauscher bei n=0.25 nur für $\pi \geq 35$ möglich, bei höherem Druckverhältnis in der Hochdruckturbine (größere „n“) wird die Forderung nach $\lambda \geq 1.1$ für alle Verdichterdruckverhältnisse mißachtet.

Mit zweitem Wärmetauscher steigt das minimale erforderliche Druckverhältnis bei n=0.25 auf π=45, auch für n=0.2 und π=25 liegt das Luftverhältnis unter λ=1.1.

Mischtemperaturen von 1400°C ergaben ohne zweiten Wärmetauscher bei n=0.1 bzw. n=0.15 für die höchsten drei bzw. zwei Verdichterdruckverhältnisse zulässige Werte für λ. Die Verwendung eines zweiten Wärmetauschers reduziert die zulässigen Parameterkombinationen zusätzlich, sodaß alle Möglichkeiten außer n=0.1, π=45 bzw. π=50, zu wenig Luft für eine vollständige Verbrennung zur Verfügung stellten.

Für den Kreislauf mit unterkritischem Dampf ohne Gegendruck-Dampfturbine konnte in allen untersuchten Fällen genügend Dampf erzeugt werden, um den Bedarf der beiden Wärmetauscher zu decken.

3.5.2. A-STIG mit unterkritischem Dampf und Gegendruck-Dampfturbine

Abb.6 zeigt das Schaltschema dieser „Advanced Steam Injection Cycle“-Variante. In Abb.16-19 sind die zugehörigen errechneten Werte für die vorgewählten Frischdampfdrücke von 160 bzw. 200bar zu erkennen.

- **160bar**

Bei einer Mischtemperatur von 1200°C müssen für die errechneten Auslegungspunkte aus verschiedenen Gründen Einschränkungen vorgenommen werden:

Um in beiden Brennkammern $\lambda \geq 1.1$ zu erreichen, darf „n“ nicht mit 0.3 gewählt werden. Bei einem Druckverhältnis von $\pi \geq 35$ und n=0.3 sinkt λ sogar unter λ=1.0, was diese Fälle auch theoretisch unmöglich macht.

Wenn die Temperatur in der zweiten Brennkammer 1000°C nicht unterschreiten soll, scheiden dadurch nicht soeben genannte Parameterkombinationen erneut aus, sondern auch alle mit n=0.25 mit Ausnahme des niedrigsten untersuchten Druckverhältnissen von π=25.

Ein zweiter Wärmetauscher, der - wie schon erwähnt - bei der hier besprochenen Bauart die gleichen Ergebnisse liefert, macht außerdem noch die zwei höchsten untersuchten Verdichterdruckverhältnisse bei n=0.1 unmöglich, weil der erzeugte Dampf den Bedarf der beiden Wärmetauscher nicht abdecken kann.

Letzteres Problem stellt sich bei 1300°C Mischtemperatur nicht mehr, auch die Temperatur in der zweiten Brennkammer liegt für alle Kombinationen über 1000°C.

Im Gegenzug schränkt aber der erforderliche Luftüberschuß in den Brennkammern die realisierbaren Fälle noch weiter ein, sodaß insgesamt nur acht berechnete Auslegungspunkte (im untersten Bereich für „n“ und für höhere Druckverhältnisse) für die Ausführung dieses Kreislaufmodells in Frage kommen.

Für alle höheren Temperaturen konnten aus diesem Grund überhaupt keine Auslegungspunkte berechnet werden, die auch nur die Forderung nach $\lambda \geq 1$ erfüllen.

- **200bar**

Da mit dem Frischdampfdruck auch die benötigte Frischdampftemperatur steigt (bei gleichen Dampfdaten nach der Dampfturbine), kann nun nicht mehr soviel Dampf erzeugt werden wie bei 160bar, und das Luftverhältnis in den Brennkammern steigt etwas an. Allerdings kann gegenüber dem geringeren Druck nur eine zusätzliche Parameterkombination den angestrebten Wertebereich von $\lambda \geq 1.1$ in beiden Brennkammern erreichen. Nach wie vor hält ein Großteil der errechneten Werte bei einer Mischtemperatur von 1300°C wegen zu großer Dampfmengen einer Überprüfung des Luftüberschusses nicht stand. Höhere Mischtemperaturen waren nur in wenigen Fällen und nur mit $\lambda<1$ zu berechnen. Die Abb. zeigen daher auch bei 200bar nur die Ergebnisse für 1200°C und 1300°C Mischtemperatur.

Die Austrittstemperatur aus der Hochdruck-Gasturbine bleibt im Vergleich zum geringeren Frischdampfdruck bei 200bar praktisch unverändert. Durch die Grenzlinie für 1000°C in der Niederdruck-Brennkammer werden also die gleichen Parameterkombinationen wie oben ausgeschieden.

Auch die zu große Nachfrage an Kühldampf beim Einsatz eines zweiten Wärmetauschers macht wie oben eine Ausführung von π=45 und π=50 bei n=0.1 und einer Mischtemperatur von 1200°C unmöglich.

Außerdem war es für n=0.1 und T_M=1200°C nicht möglich, einen Frischdampfdruck von 200bar zu erreichen, da das Temperaturniveau der Abgase dafür nicht ausreichte. Dieser Umstand sollte bei der Betrachtung von Abb.17 berücksichtigt werden. Die betroffenen Punkte sind in den Darstellungen entsprechend kenntlich gemacht.

3.5.3. A-STIG mit unterkritischem Dampf, Gegendruck-Dampfturbine und Zwischenüberhitzung

Die im folgenden beschriebene Konfiguration ist in Abb.8 dargestellt.

Die nochmalige Überhitzung des Dampfes nach der Expansion in der Gasturbine reduziert den Anteil der im Abgas enthaltenen Energie, der zur Erzeugung von Frischdampf zur Verfügung steht. Durch geringere Dampfmengen bei gleichen Randbedingungen war es möglich, zulässige Werte auch bei höheren Temperaturen als zuvor zu ermitteln.

Die Abgastemperatur nach der Hochdruckturbine ändert sich für gleiche Parameterkombinationen auch bei einer Änderung des Dampfprozesses nicht wesentlich, da das Druckverhältnis und die Mischtemperatur gleichbleiben und die Austrittstemperatur im weiteren nur noch vom Isentropenexponent κ des Rauchgases abhängt. (Siehe dazu auch die Berechnung des Kreislaufs in Anhang A). Da κ aber keinen allzu starken Änderungen unterworfen ist, fällt auch hier für dieselben Auslegungspunkte wie in Kap.3.5.1. und Kap.3.5.2. die Temperatur in der zweiten Brennkammer unter 1000°C.

Das Problem der unzureichenden Versorgung der Wärmetauscher mit Dampf betrifft ebenso dieselben Parameterkombinationen wie zuvor. Die zugehörigen Werte für n=0.1 und π=45 bzw. π=50 fehlen aus diesem Grund in den Abb.21 und 27.

Als dritte Parallele zu dem in 3.5.2. beschriebenen Prozeß war auch hier die Abgastemperatur aus der Niederdruck-Gasturbine in einigen Fällen nicht hoch genug, um Dampf mit jener Temperatur zu erzeugen, die einem Druck von 200bar (Dampfturbinenaustritt ist nicht frei wählbar) entsprochen hätte. Die Punkte sind aus diesem Grund wieder entsprechend gekennzeichnet.

Wegen zu großer Dampfmengen und damit zu hohen Brennstoffbedarfs sinkt bei einer Mischtemperatur T_M=1300°C mit n=0.3 der Wert für λ bei 160 und 200bar Frischdampfdruck - jeweils mit oder ohne zusätzlichen Wärmetauscher - nicht nur unter λ=1.1, sondern unterschreitet sogar den Grenzwert λ=1. Bei 160bar und Betrieb eines Niederdruck-Wärmetauschers liegen auch bei n=0.25 alle berechneten Auslegungspunkte jenseits der λ=1.1-Grenzlinie. Bei steigendem Frischdampfdruck (200bar, mit WT2) bzw. Entfernung des zweiten Wärmetauschers kann dieses Verhalten leicht verbessert werden, die Anordnungen mit n=0.25 und π=25 bzw. π=25 oder π=30 bleiben aber nicht realisierbar. Führt man beide Verbesserungen durch (200bar, ohne WT2), liegt λ bei n=0.25 für alle Auslegungspunkte über λ=1.1.

Bei Mischtemperaturen von 1400°C sind - von einer Ausnahme abgesehen (n=0.15, Verdichterdruckverhältnis π=50; Frischdampfdruck: 200bar, ohne WT2) - nur mehr für n=0.1 akzeptable λ-Werte von $\lambda \geq 1$ zu erzielen. Je nach Modell bleiben daher bei dieser Temperatur nur ein bis fünf verwertbare Ergebnisse übrig.

3.5.4. A-STIG mit überkritischem Dampf und Gegendruck-Dampfturbine

Abb.7 zeigt das Kreislaufschema dieser Variation des „Advanced Steam Injection Cycle“.

War es schon in der Betrachtung der Konfiguration mit unterkritischer Dampferzeugung manchmal nicht möglich, die angestrebten 200bar Frischdampfdruck zu erreichen, so ließ sich in den hier besprochenen Fällen noch weniger ein überkritischer Dampfprozeß verwirklichen, zumal auch hier - wie bei der Hochdruckturbine (siehe Kap. 3.5.3.) - nur das Druckverhältnis und der Isentropenexponent κ einen Einfluß auf die Abgastemperaturen haben, die ja unmittelbar die Frischdampftemperatur und damit den Frischdampfdruck beeinflussen. Ersteres wird durch die Parameterkombinationen festgelegt und hängt nicht von der „Advanced Steam Injection Cycle“-Variation ab, letzterer ändert sich zwar geringfügig mit der Zusammensetzung des Rauchgases, die Abgastemperaturen bleiben aber trotzdem im gleichen Temperaturbereich und waren daher erneut für die Beschränkung des Frischdampfdruckes (auf unterkritische Werte) verantwortlich. Die betroffenen Fälle (n=0.1, T_M=1200°C) konnten daher nicht berechnet werden und fehlen aus diesem Grund in Abb.32. Der Frischdampfdruck bei n=0.15, π=50, T_M=1200°C liegt genau an der Grenze zwischen über- und unterkritischen Werten und wurde im zugehörigen Diagramm noch berücksichtigt.

Das Problem der zu geringen Dampferzeugung, um beide Wärmetauscher ausreichend zu versorgen, sorgt bei dieser Konfiguration für keine weitere Einschränkung, da die Parameterkombinationen mit den geringsten Dampfmengen schon durch obige Bedingung auszuscheiden waren.

Die vorliegende Kreislaufvariation ermöglicht, wie schon das zugehörige Pendant mit unterkritischem Dampf, die Erzeugung von relativ großen Frischdampfmengen auch schon bei Heißgastemperaturen von 1300°C. Durch den im Vergleich zur unterkritischen Dampferzeugung (Kap. 3.5.2.) höheren Druck kommen zwar einige Auslegungspunkte im akzeptablen Bereich zu liegen, die mit unterkritischer Dampferzeugung noch zu große Brennstoffmengen benötigten, allerdings ergibt sich daraus keine wirkliche Erweiterung des nutzbaren Temperaturbereiches, weil die Luftverhältnisse bei Mischtemperaturen von 1400°C immer noch für alle Parameterkombinationen im Bereich $\lambda \leq 1.1$ zu liegen kommen und bis auf eine Ausnahme auch $\lambda=1$ unterschreiten. Abb.34 zeigt das stark eingeschränkte Kennfeld bei dieser Mischtemperatur.

Bei 1200°C muß dieser Einschränkung zufolge nur auf die Kombination mit n=0.3, $\pi=25$ verzichtet werden. Für diese gilt $\lambda<1$, während für alle anderen Auslegungspunkte bei dieser Temperatur $\lambda>1.1$ festgestellt wurde.

Umfassendere Abstriche müssen bei einer Mischtemperatur von 1300°C gemacht werden. So fällt schon bei n=0.1 und einem Verdichterdruckverhältnis von $\pi=25$ der Luftüberschußwert unter $\lambda=1.1$. Wählt man n=0.15 bzw. 0.2, so bleiben nur die höchsten vier bzw. zwei Druckverhältnisse durchführbar. Darüber hinaus gibt es keine zulässigen Parameterkombinationen.

In analoger Weise zu den oben beschriebenen Anordnungen fallen auch hier einige Auslegungspunkte wegen zu geringer Temperatur im Niederdruck-Brennraum für eine Anwendung mit beabsichtigter Selbstzündung eher aus. Auch bei dem hier beschriebenen „Advanced Steam Injection Cycle“ mit überkritischer Dampferzeugung und Gegendruck-Dampfturbine sind davon die gleichen Parameterkombinationen wie in den anderen Schaltungen betroffen. Eine Erklärung für diesen Sachverhalt findet sich in 3.5.3.

3.5.5. A-STIG mit überkritischem Dampf, Gegendruck-Dampfturbine und Zwischenüberhitzung

Der Aufbau dieses Prozesses ist in Abb.9 ersichtlich.

Durch die Rückführung des in der Dampfturbine expandierten Dampfes in den Abhitzekessel einerseits (vgl. Kap.3.5.4.) und die Steigerung des Frischdampfdruckes andererseits (vgl. Kap.3.5.3.) werden hier die unter gleichen Randbedingungen erzeugbaren Frischdampfmengen erheblich reduziert, was eine Steigerung der berechenbaren Mischtemperaturen mit sich bringt.

Wie in Kap.3.5.4. war es auch hier bei hohem Druckgefälle und relativ niederen Mischtemperaturen wegen der daraus resultierenden tiefen Abgastemperaturen nicht möglich, überkritischen Dampfdruck zu erreichen. Eine Berechnung der Parameterkombinationen mit T_M=1200°C und n=0.1 konnte aus diesem Grund nicht durchgeführt werden, auch für n=0.15 und $\pi=50$ war keine überkritische Dampferzeugung zu verwirklichen, wenngleich auch der erzeugbare Frischdampfdruck dem kritischen Wert sehr nahe kam.

Nach der Ausscheidung dieser Punkte konnte der erzeugbare Dampf in allen verbleibenden die Nachfrage der beiden Wärmetauscher abdecken.

Der vorliegende Kreislauf lieferte bei der Untersuchung wegen unzureichender Luftverhältnisse bei 1200°C keine unzulässigen Werte.

Bei Mischtemperaturen von 1300°C muß ohne Wärmetauscher aus diesem Grund auf den Punkt bei n=0.3, π=25 verzichtet werden, mit Wärmetauscher unterschreiten die untersten vier untersuchten Druckverhältnisse bei diesem Wert für „n“ den Grenzwert λ=1.1.

Umfangreichere Einschränkungen aus diesem Grund sind hingegen bei T_M=1400°C vorzunehmen. Auch ohne Wärmetauscher steht nicht einmal bei n=0.1 die volle Variationsbreite des Verdichterdruckverhältnisses zur Verfügung, weil bei π=25 ein Luftüberschußwert λ<1.1 auftritt. Bei n=0.15 bzw. n=0.2 muß ohne Wärmetauscher zusätzlich auf die Werte für π=30 bzw. π=30 und π=35 verzichtet werden, mit Wärmetauscher wurde nur bei n=0.1 bzw. n=0.15 und nur für die höchsten vier bzw. drei untersuchten Werte ein Luftüberschußwert $\lambda \geq 1.1$ erreicht.

Eine Temperatur von über 1000°C in der Niederdruck-Brennkammer kann für dieselben Parameterkombinationen nicht erreicht werden, die auch bisher schon aus diesem Grund ausgeschieden werden mußten.

3.6. Diagramme für Wirkungsgrad und spezifische Arbeit

Auf den nächsten Seiten werden die Diagramme für Wirkungsgrad und spezifische Arbeit dargestellt. Dabei wurden bei allen Konfigurationen, bei denen dies möglich war, die Versionen mit bzw. ohne zweiten Wärmetauscher auf derselben Seite gegenübergestellt.

Die Fälle, in welchen nicht genügend Dampf für die gleichzeitige Versorgung beider Wärmetauscher erzeugt werden kann, liegen links bzw. unterhalb der zugehörigen, eingezeichneten Grenzlinie. Letztere ist mit der Anmerkung „nicht genug Dampf für WT2“ versehen.

Die 1000°C-Linie für die zweite Brennkammer soll als Anhaltswert dienen. Für genaue Werte wird auf Kap.3.9.2. („Abgastemperatur nach der Hoch- und Niederdruck-Gasturbine“) verwiesen. Generell sind in den Diagrammen rechts bzw. oberhalb der Grenzlinie die Konfigurationen mit tieferen Temperaturen in der zweiten Brennkammer eingezeichnet, links bzw. unterhalb herrschen höhere Temperaturen an dieser Stelle.

Da es bei der Berechnung der einzelnen Kennfelder eine gewisse Rechenungenauigkeit unvermeidbar war und auch nicht alle Randbedingungen exakt konstant gehalten werden konnten, ergeben sich in einigen Diagrammen geringfügige Abweichungen von den zu erwartenden glatten Kennlinien.

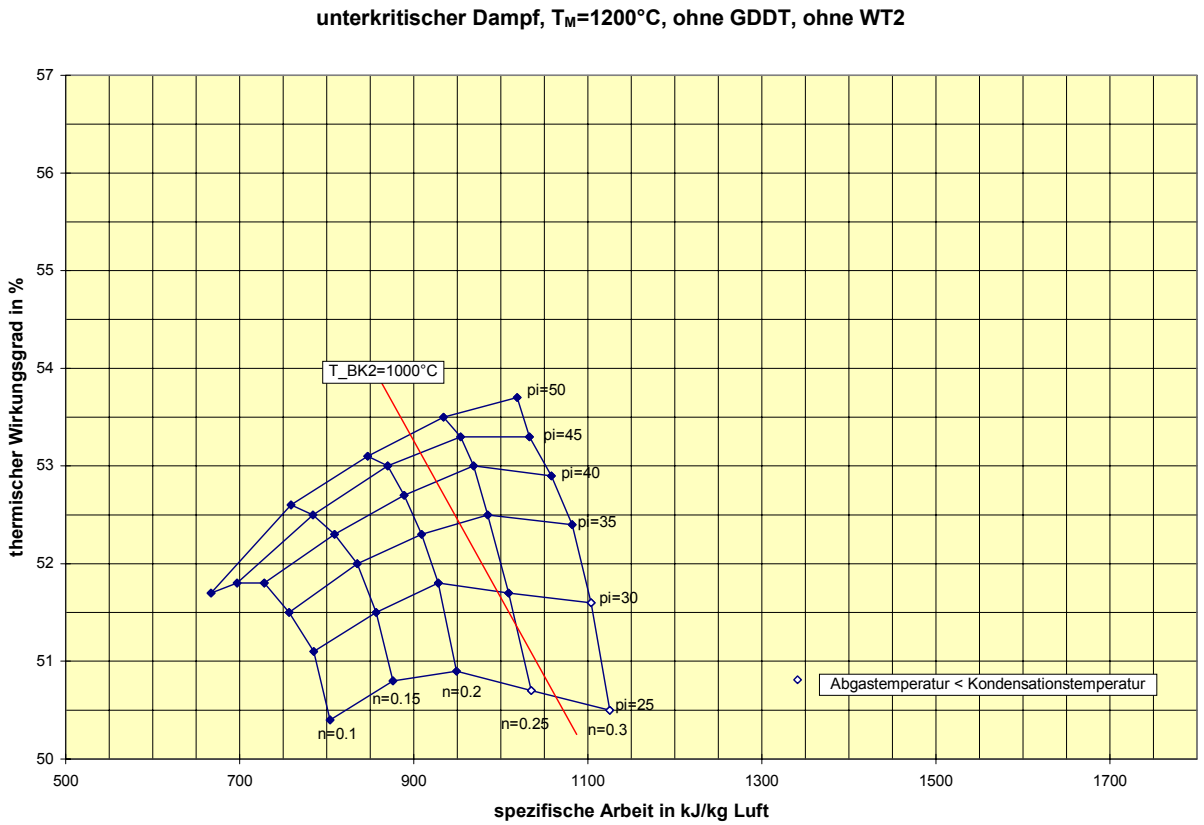

unterkritischer Dampf, T_M=1200°C, ohne GDDT, ohne WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
T_BK2=1000°C
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
n=0.25
n=0.3
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur
57
56
55
54
53
52
51
50
500
700
900
1100
1300
1500
1700

Abb. 10

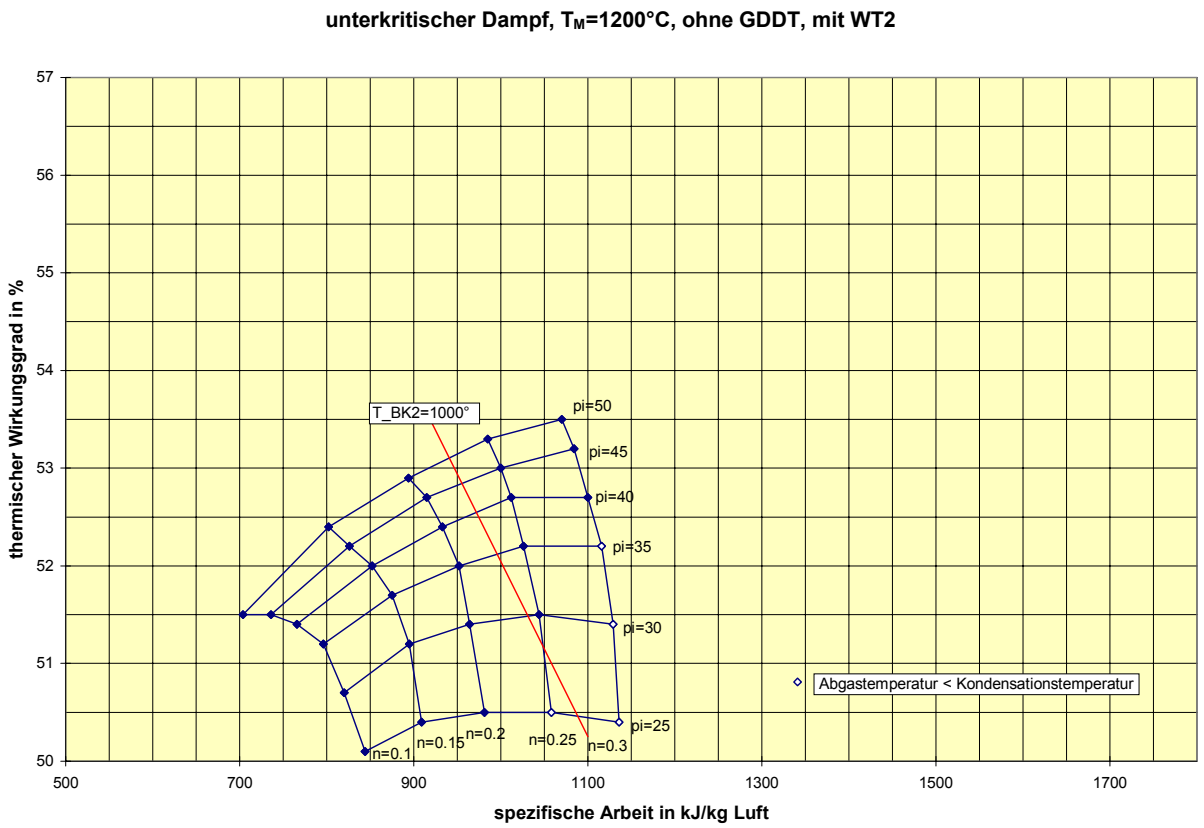

unterkritischer Dampf, T_M=1200°C, ohne GDDT, mit WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
T_BK2=1000°
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
n=0.25
n=0.3
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur
57
56
55
54
53
52
51
50
500
700
900
1100
1300
1500
1700

Abb. 11

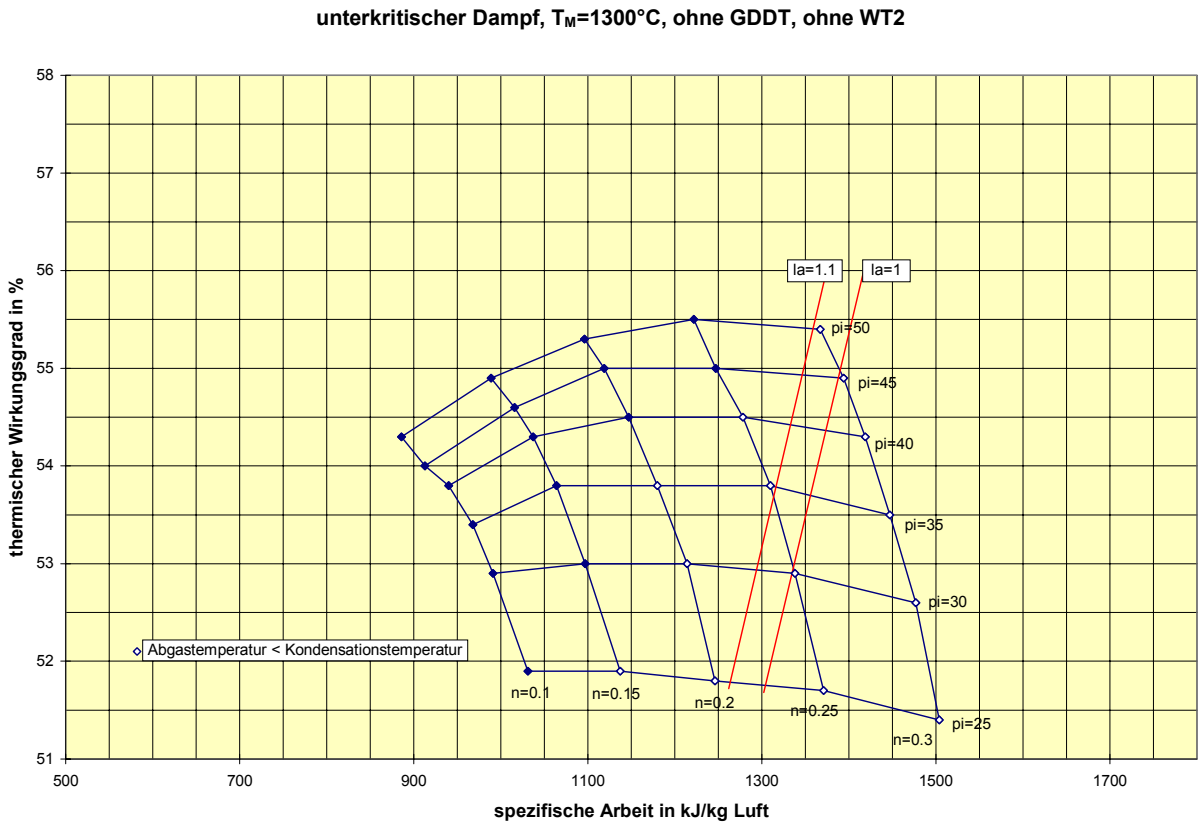

unterkritischer Dampf, T_M=1300°C, ohne GDDT, ohne WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
58
57
56
55
54
53
52
51
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
n=0.25
n=0.3
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 12

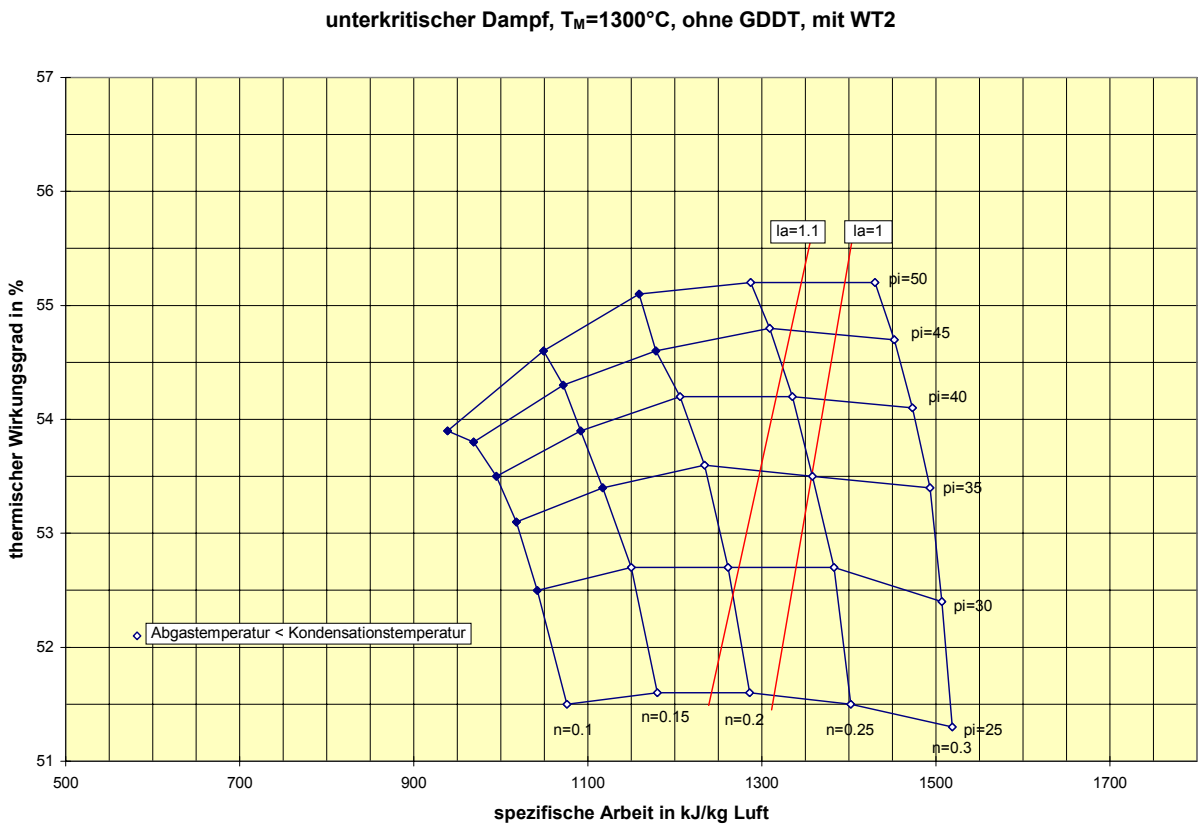

unterkritischer Dampf, T_M=1300°C, ohne GDDT, mit WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
57
56
55
54
53
52
51
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
n=0.25
n=0.3
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 13

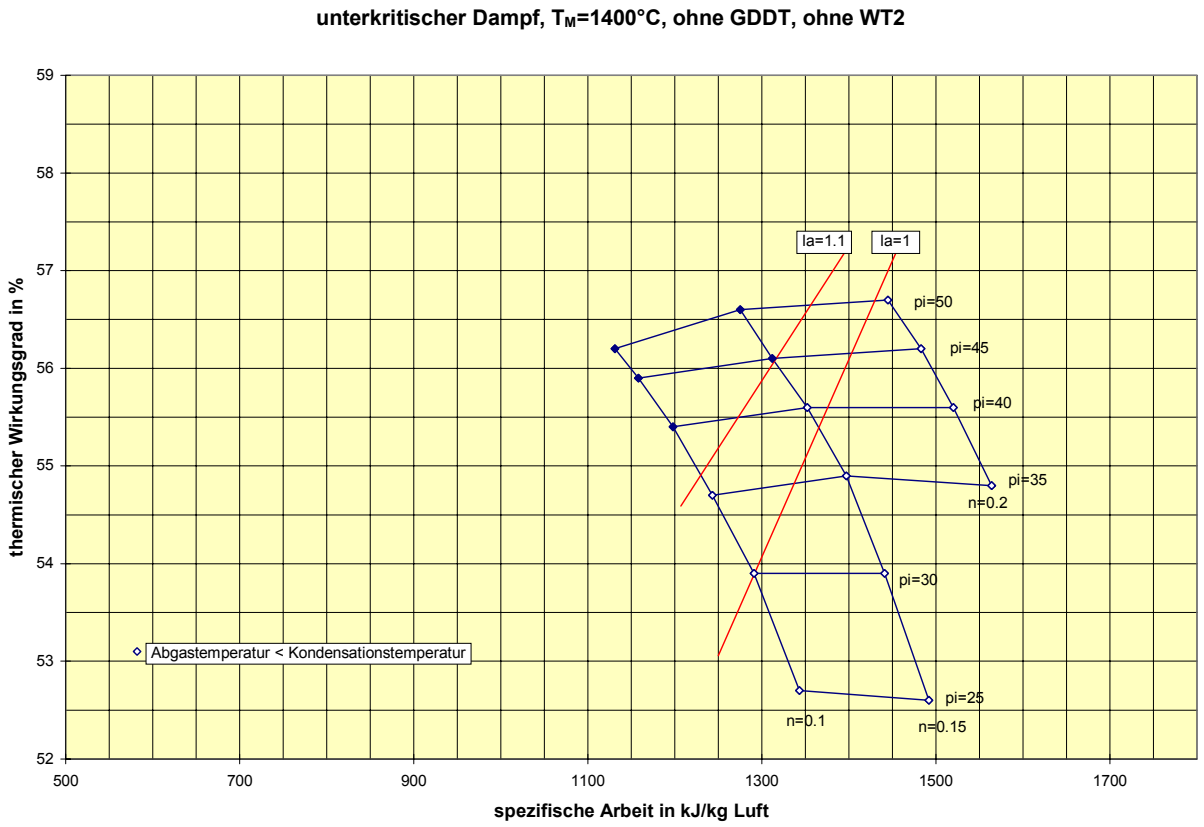

unterkritischer Dampf, T_M=1400°C, ohne GDDT, ohne WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
n=0.2
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur
59
58
57
56
55
54
53
52
500
700
900
1100
1300
1500
1700

Abb. 14

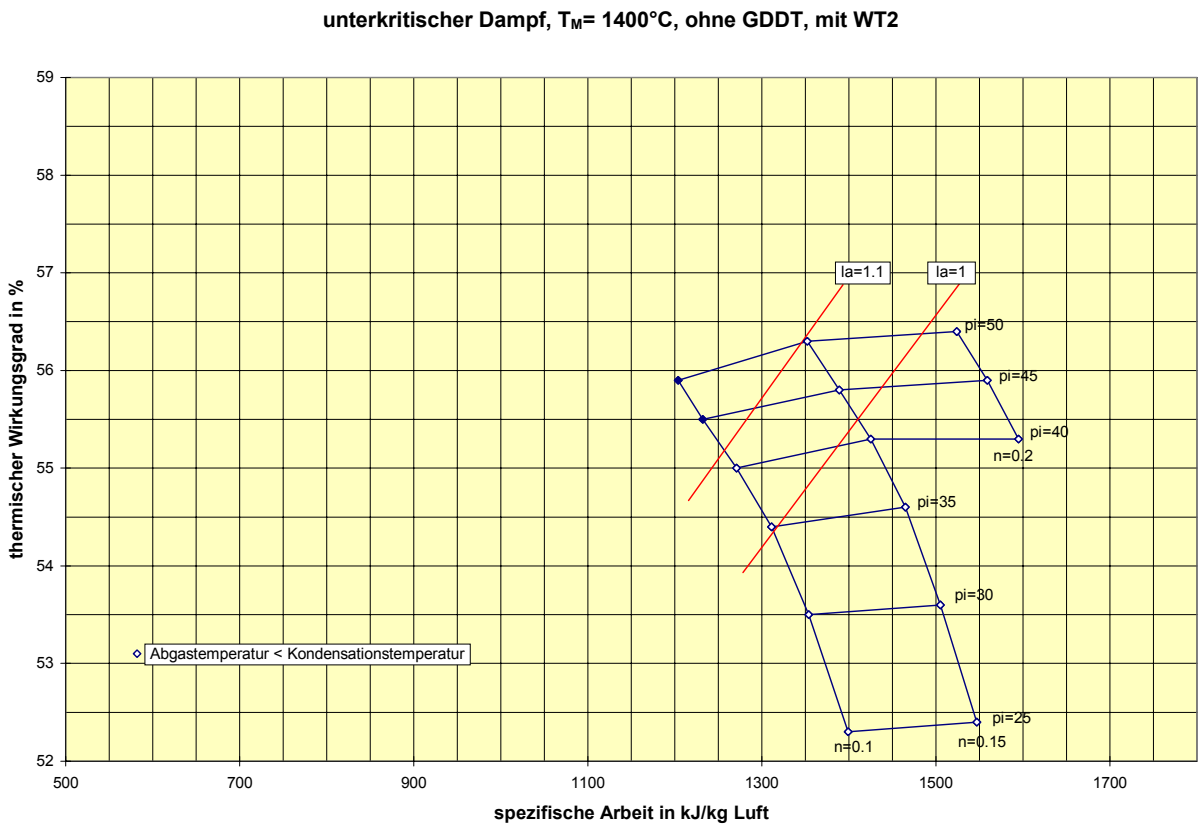

unterkritischer Dampf, T_M= 1400°C, ohne GDDT, mit WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
n=0.2
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur
59
58
57
56
55
54
53
52
500
700
900
1100
1300
1500
1700

Abb. 15

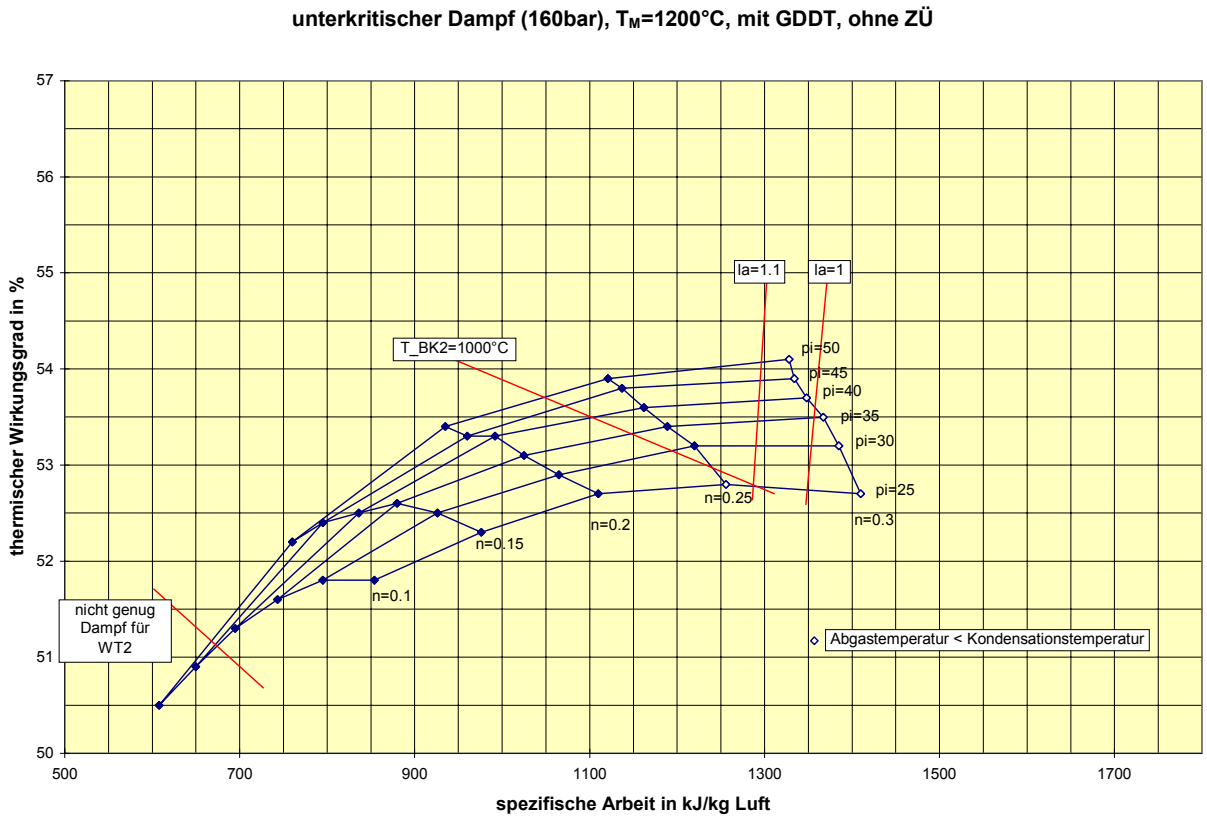

unterkritischer Dampf (160bar), T_M=1200°C, mit GDDT, ohne ZÜ
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
57
56
55
54
53
52
51
50
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
T_BK2=1000°C
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.25
n=0.3
n=0.2
n=0.15
n=0.1
nicht genug Dampf für WT2
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 16

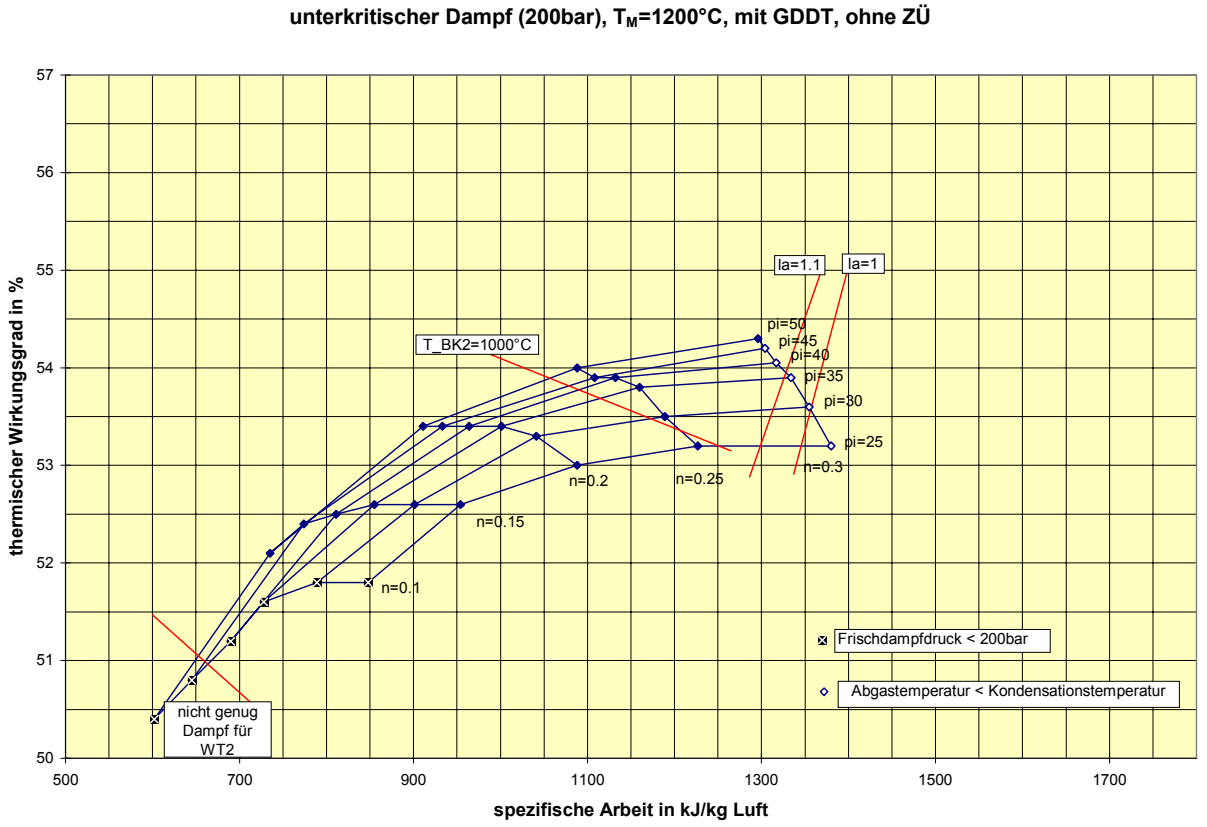

unterkritischer Dampf (200bar), T_M=1200°C, mit GDDT, ohne ZÜ
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
57
56
55
54
53
52
51
50
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
T_BK2=1000°C
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.3
n=0.25
n=0.2
n=0.15
n=0.1
nicht genug Dampf für WT2
Frischdampfdruck < 200bar
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 17

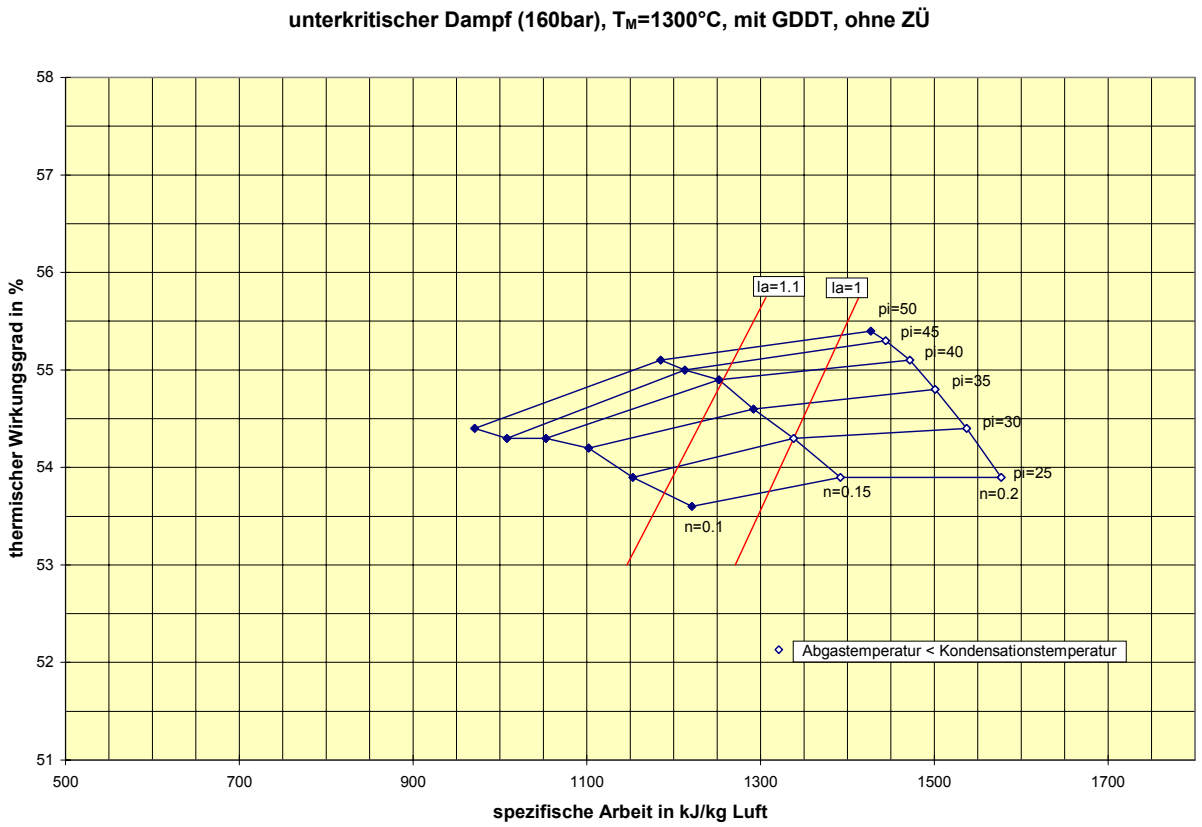

unterkritischer Dampf (160bar), T_M=1300°C, mit GDDT, ohne ZÜ
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
58
57
56
55
54
53
52
51
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.15
n=0.2
n=0.1
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 18

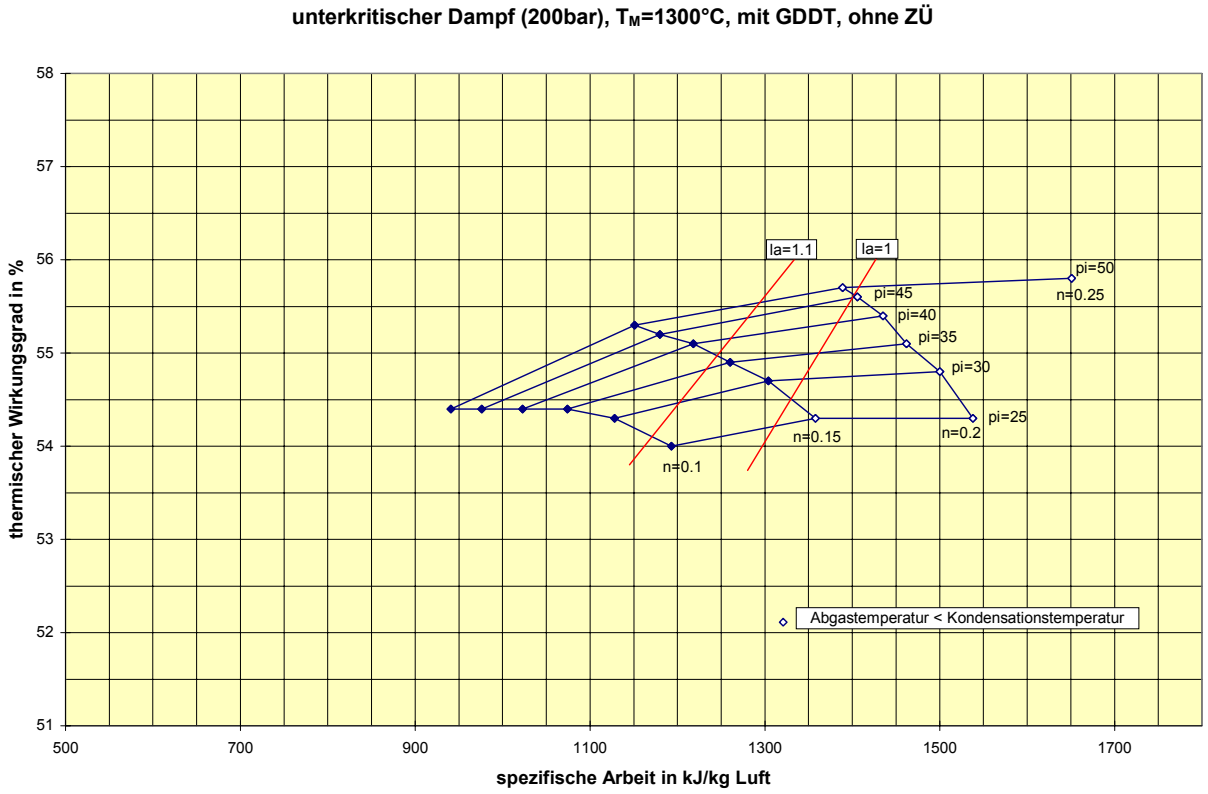

unterkritischer Dampf (200bar), T_M=1300°C, mit GDDT, ohne ZÜ
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
58
57
56
55
54
53
52
51
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
n=0.25
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.15
n=0.2
n=0.1
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 19

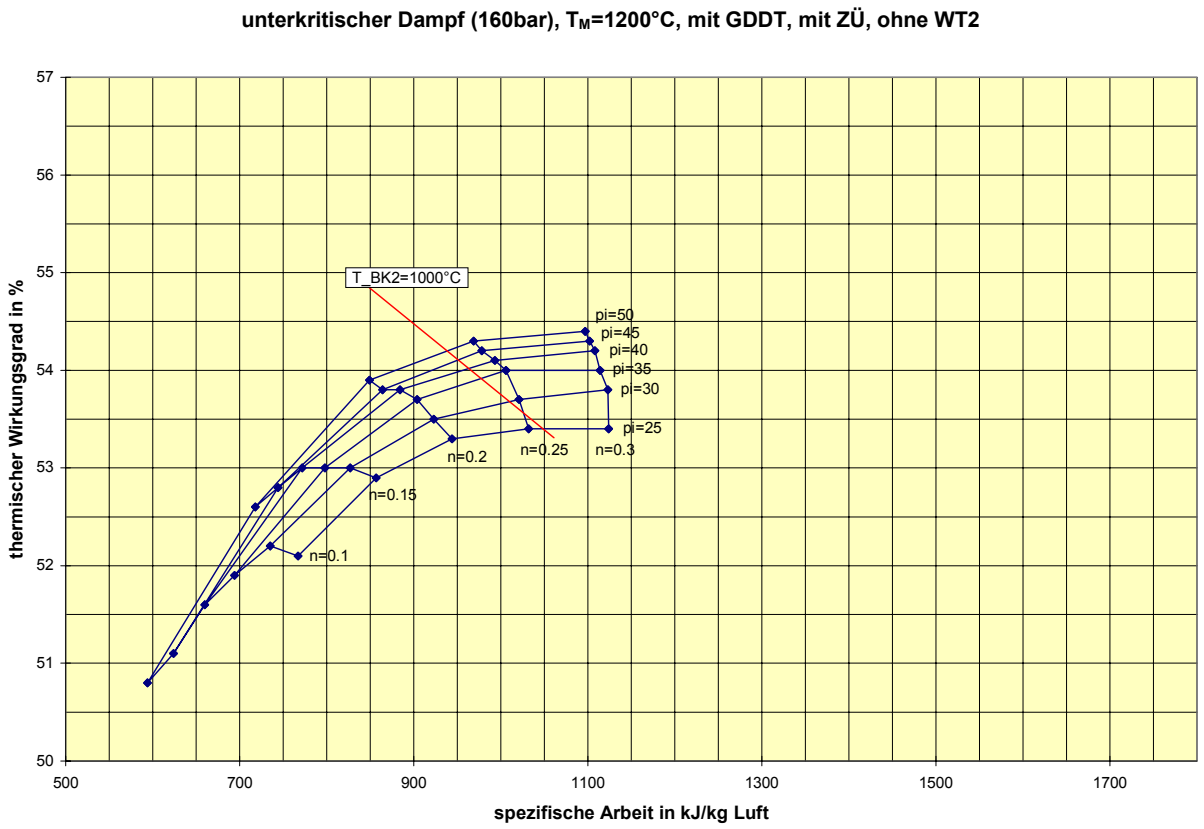

unterkritischer Dampf (160bar), T_M=1200°C, mit GDDT, mit ZÜ, ohne WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
T_BK2=1000°C
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
n=0.25
n=0.3
57
56
55
54
53
52
51
50
500
700
900
1100
1300
1500
1700

Abb. 20

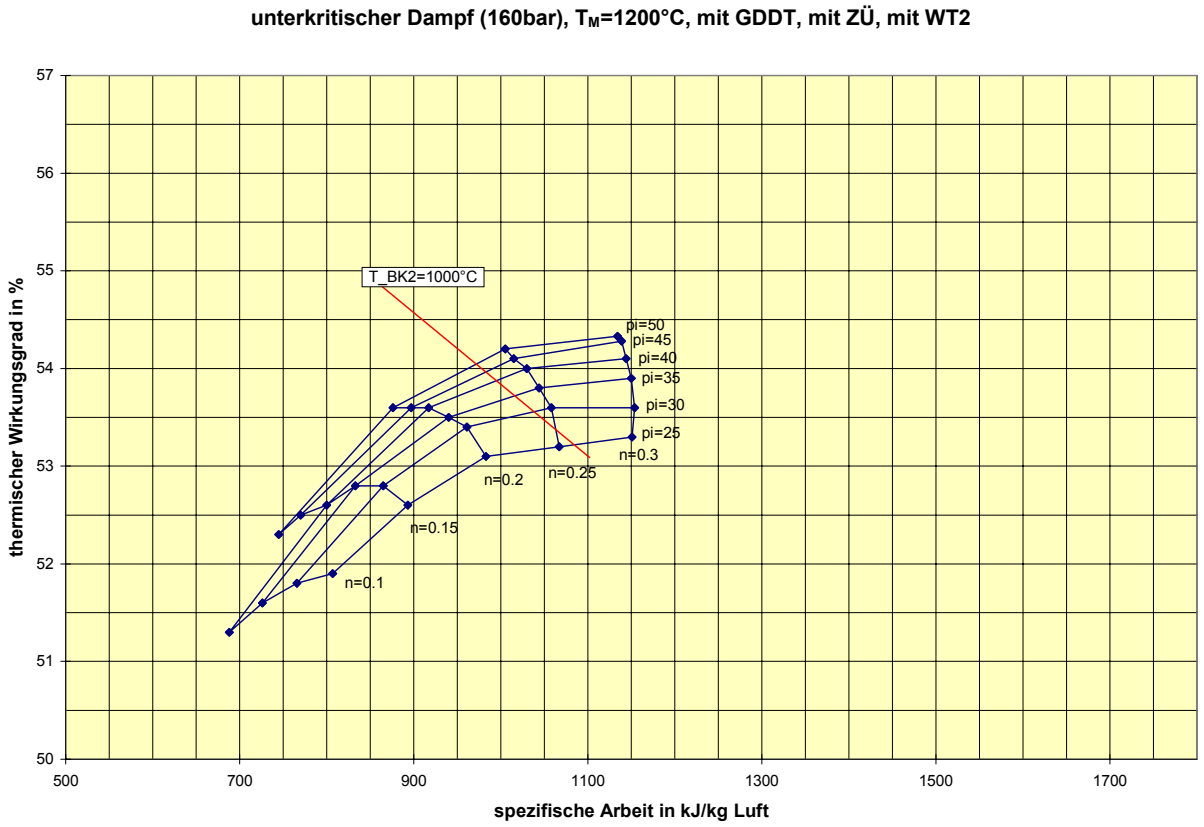

unterkritischer Dampf (160bar), T_M=1200°C, mit GDDT, mit ZÜ, mit WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
T_BK2=1000°C
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
n=0.25
n=0.3
57
56
55
54
53
52
51
50
500
700
900
1100
1300
1500
1700

Abb. 21

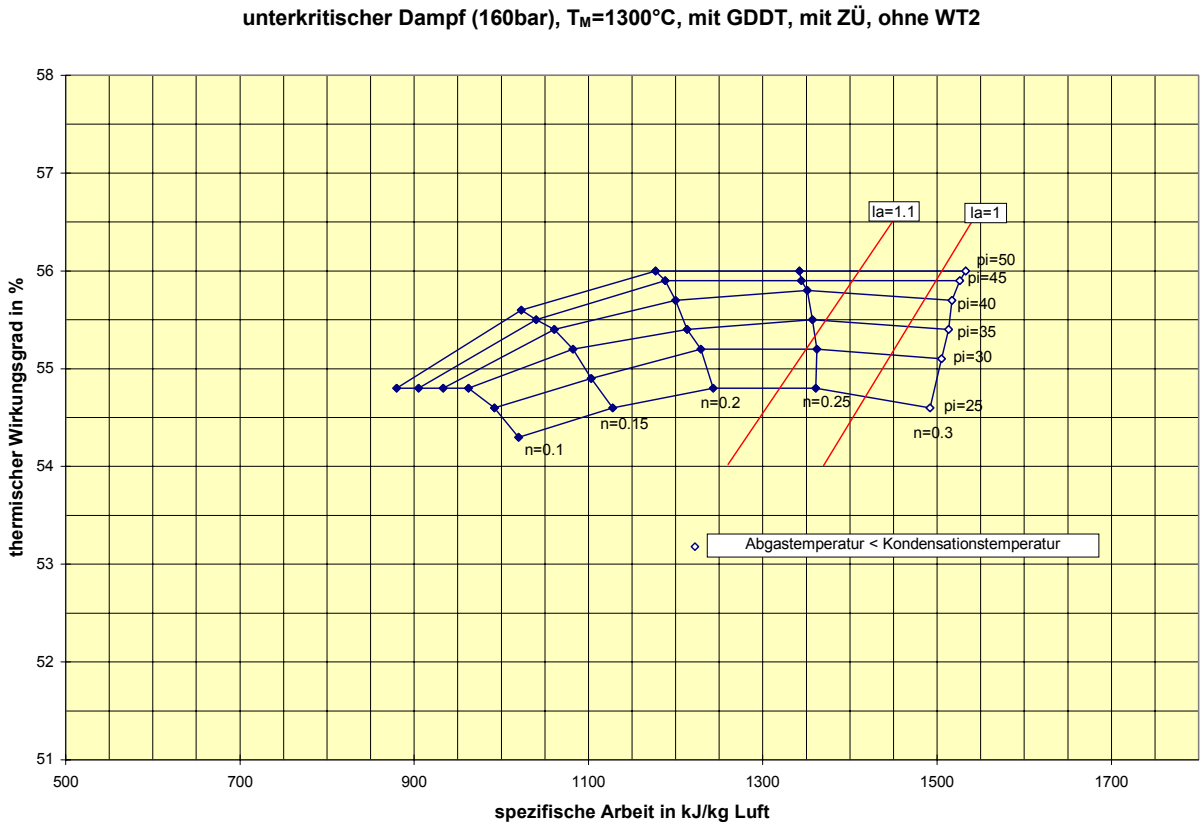

unterkritischer Dampf (160bar), T_M=1300°C, mit GDDT, mit ZÜ, ohne WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
58
57
56
55
54
53
52
51
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
n=0.25
n=0.3
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 22

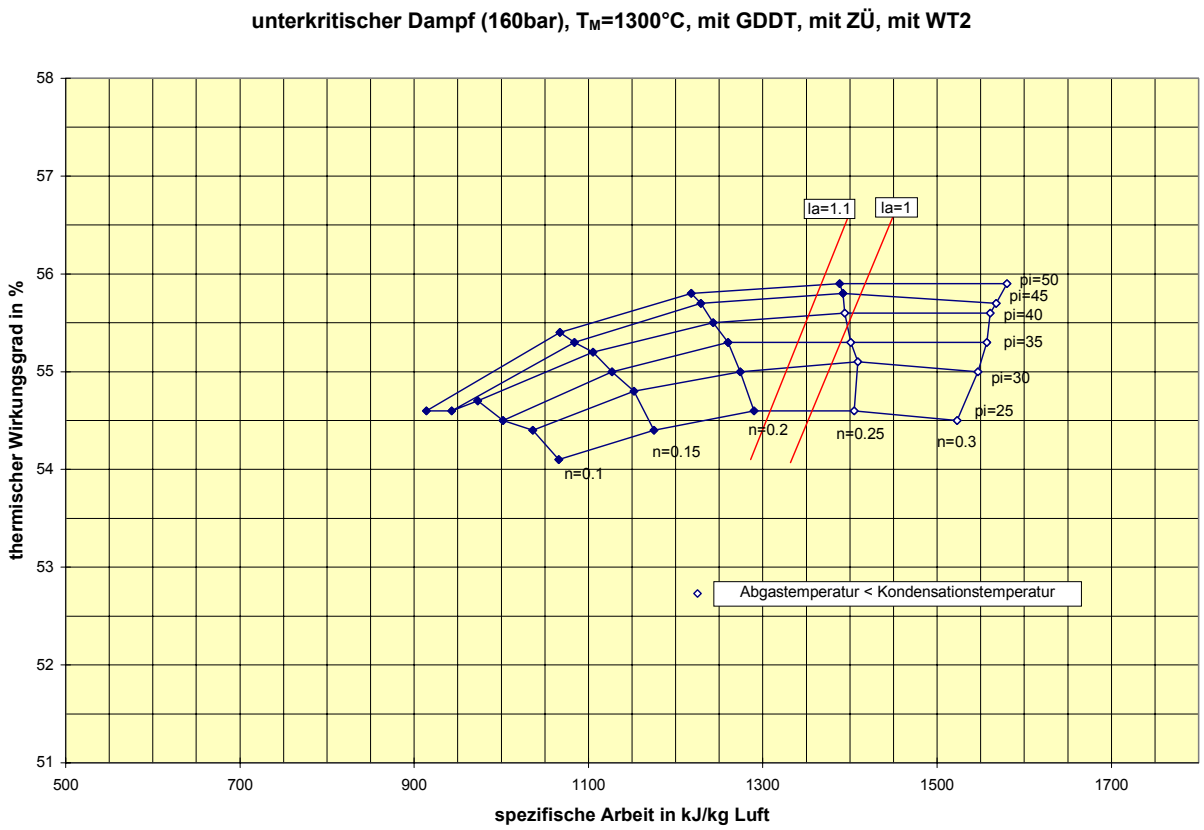

unterkritischer Dampf (160bar), T_M=1300°C, mit GDDT, mit ZÜ, mit WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
58
57
56
55
54
53
52
51
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
n=0.25
n=0.3
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 23

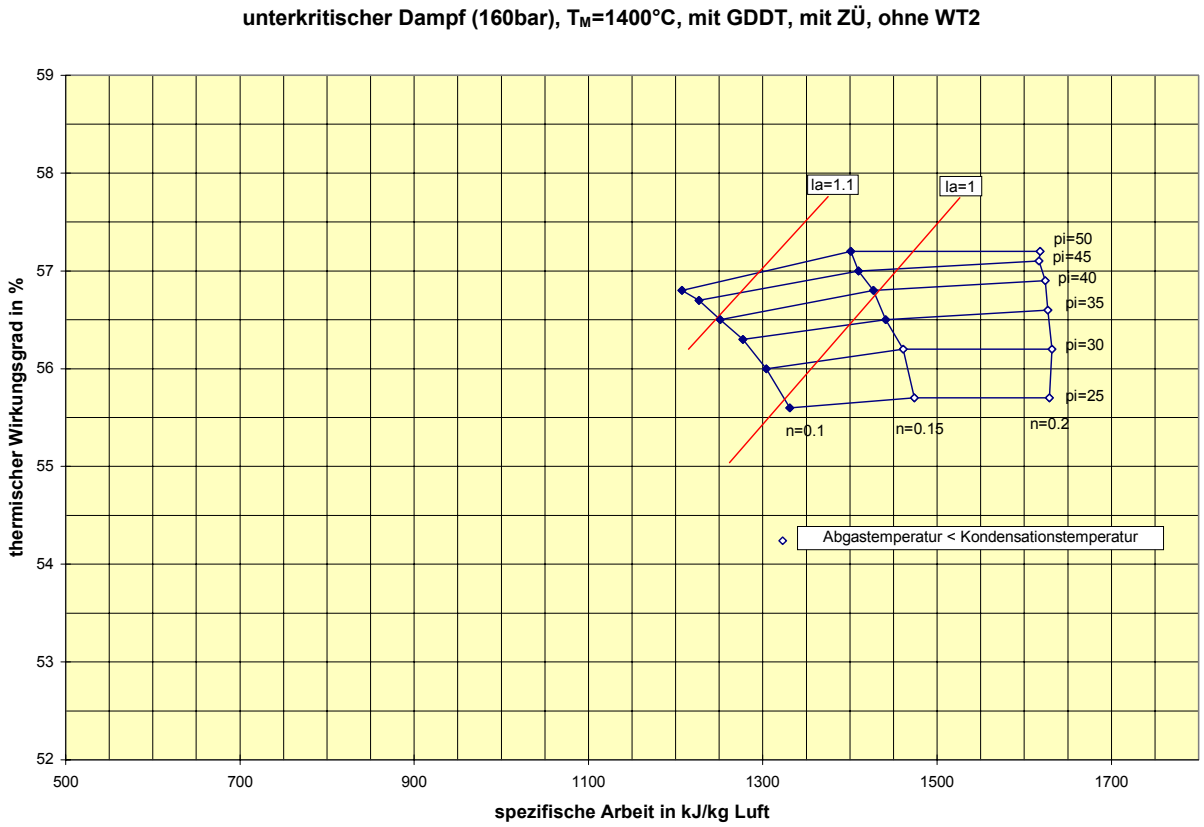

unterkritischer Dampf (160bar), T_M=1400°C, mit GDDT, mit ZÜ, ohne WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
59
58
57
56
55
54
53
52
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 24

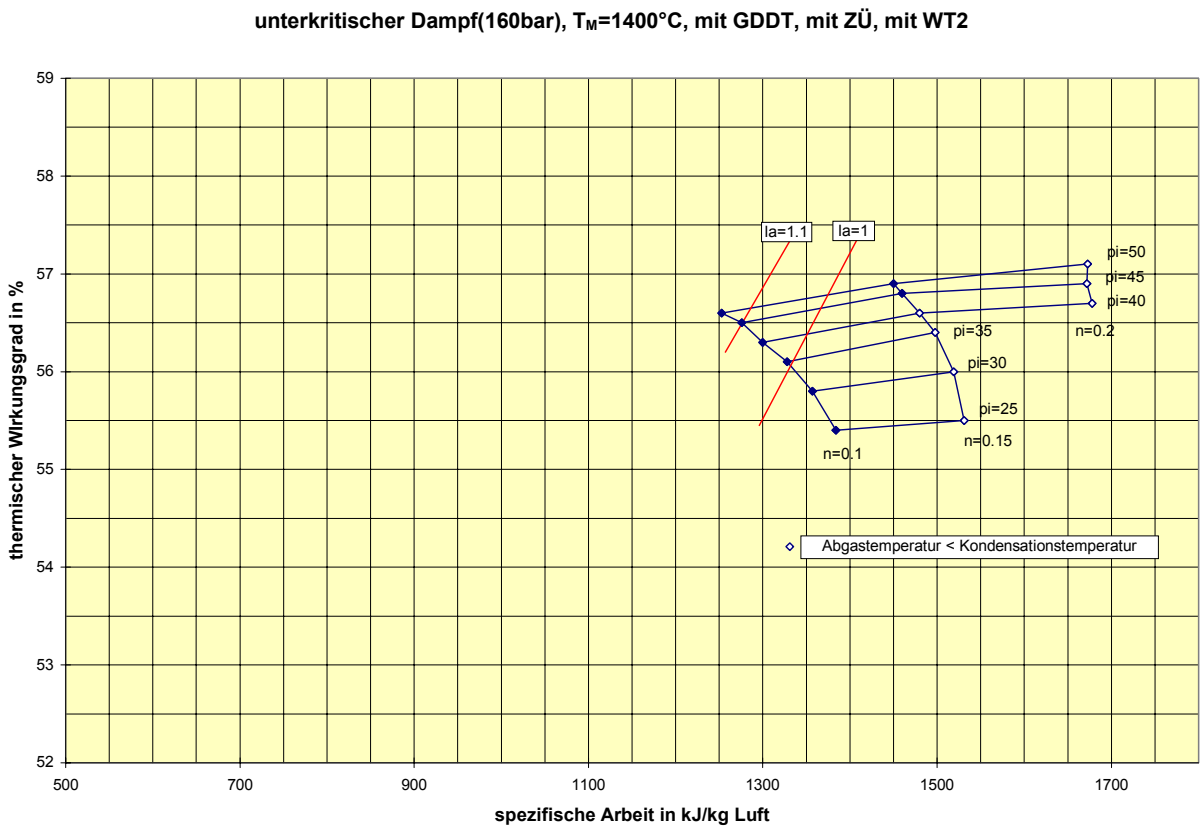

unterkritischer Dampf(160bar), T_M=1400°C, mit GDDT, mit ZÜ, mit WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
59
58
57
56
55
54
53
52
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 25

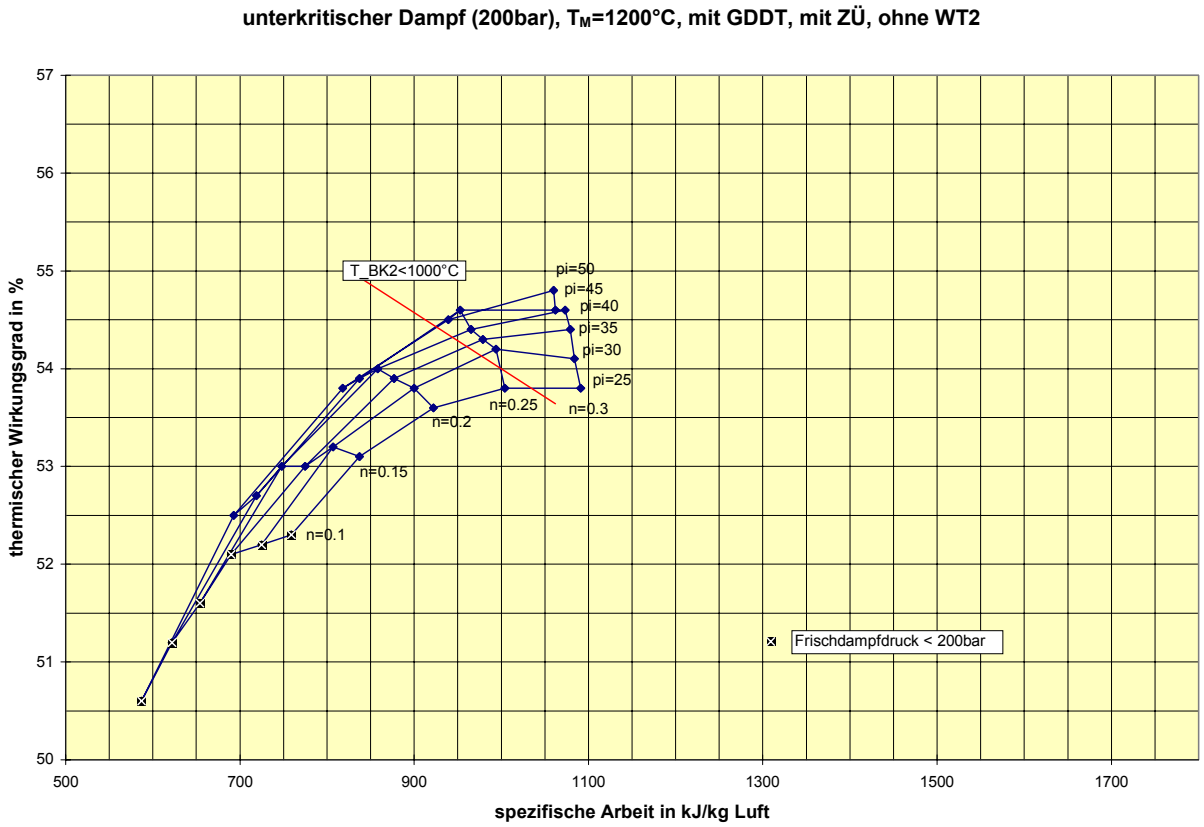

unterkritischer Dampf (200bar), T_M=1200°C, mit GDDT, mit ZÜ, ohne WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
T_BK2<1000°C
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.3
n=0.25
n=0.2
n=0.15
n=0.1
Frischdampfdruck < 200bar

Abb. 26

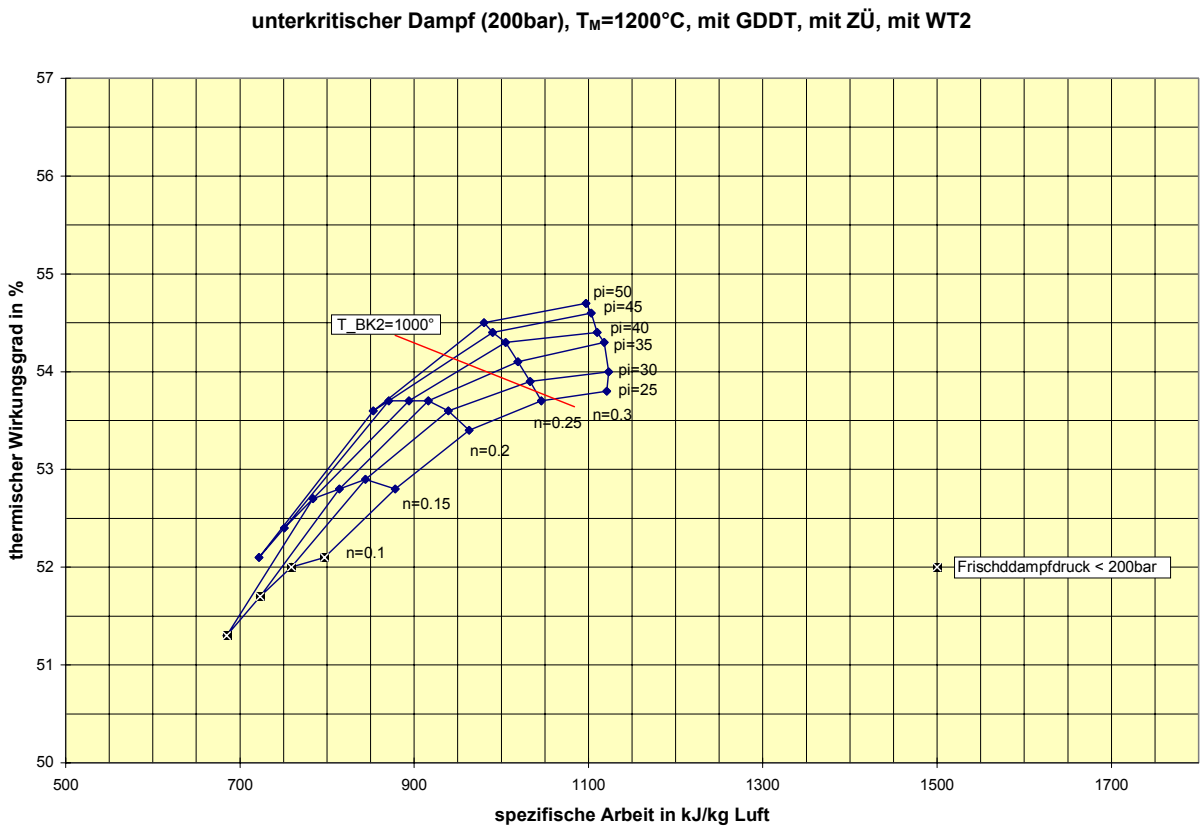

unterkritischer Dampf (200bar), T_M=1200°C, mit GDDT, mit ZÜ, mit WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
T_BK2=1000°
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.3
n=0.25
n=0.2
n=0.15
n=0.1
Frischddampfdruck < 200bar

Abb. 27

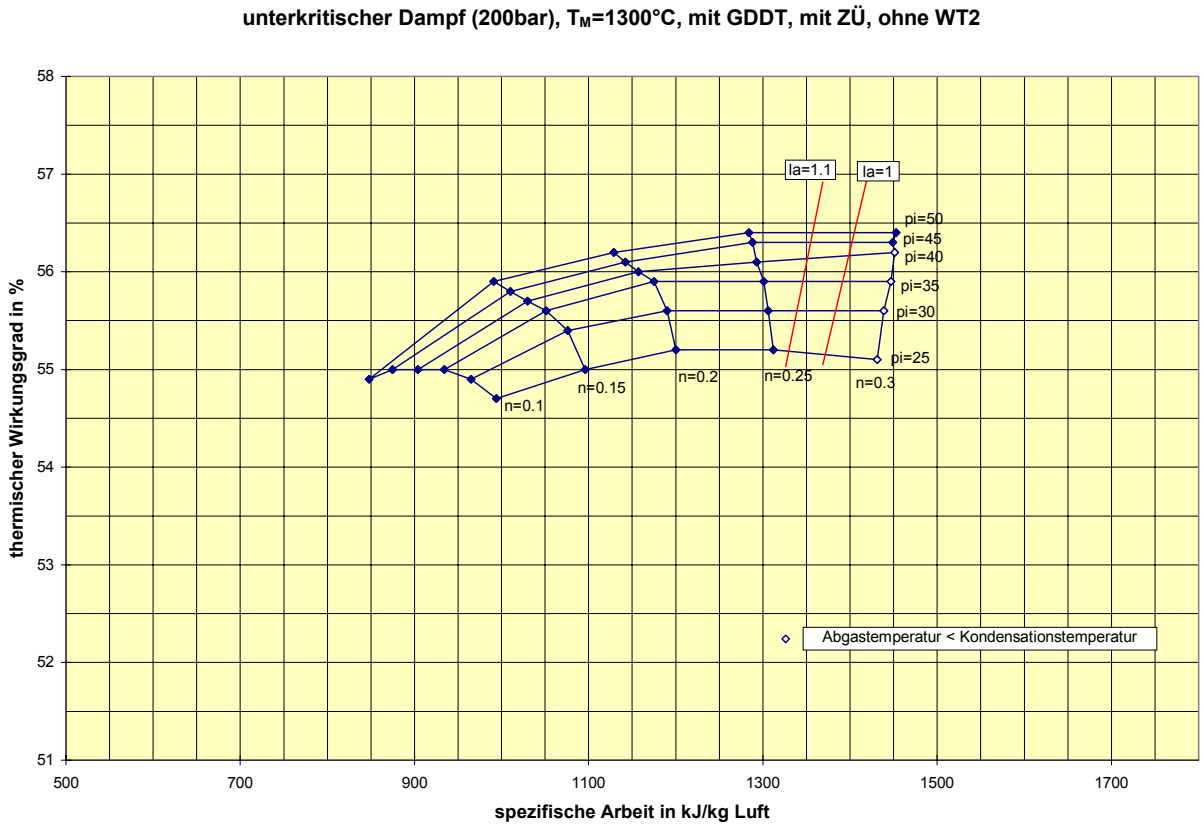

unterkritischer Dampf (200bar), T_M=1300°C, mit GDDT, mit ZÜ, ohne WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
58
57
56
55
54
53
52
51
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
n=0.25
n=0.3
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 28

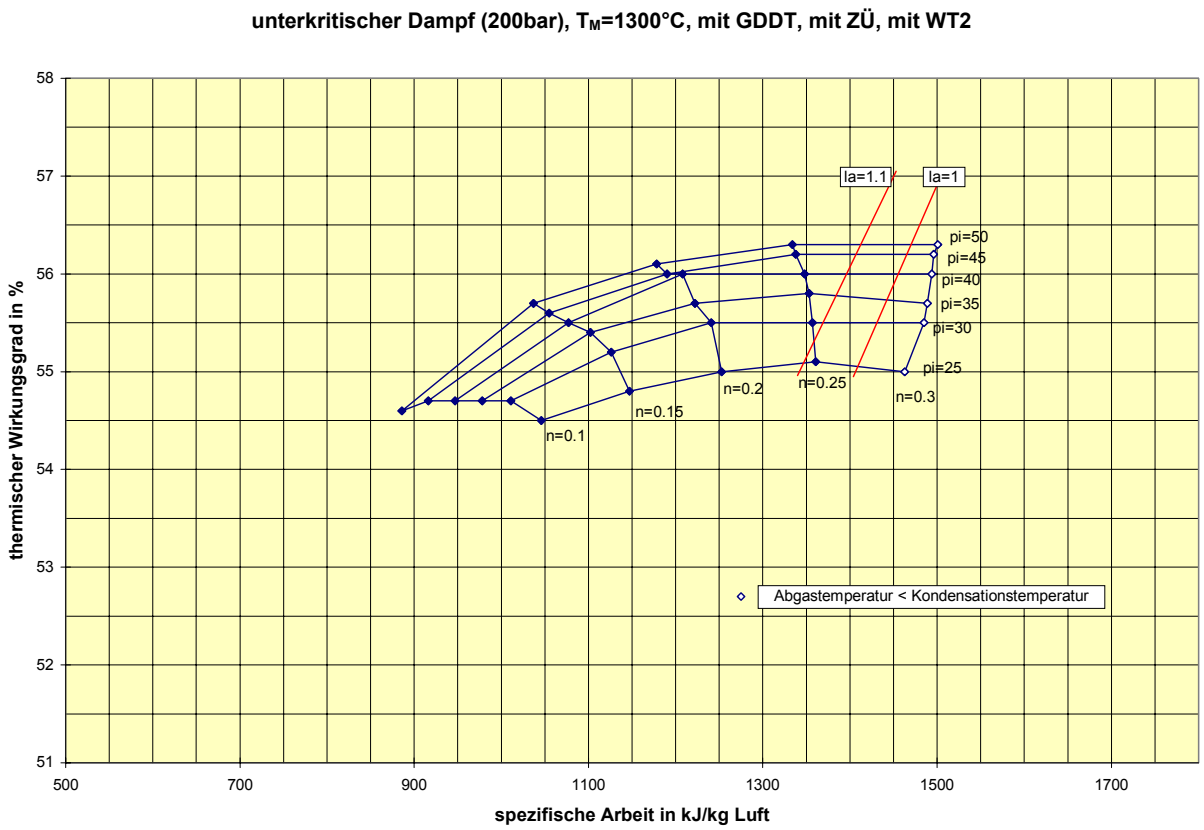

unterkritischer Dampf (200bar), T_M=1300°C, mit GDDT, mit ZÜ, mit WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
58
57
56
55
54
53
52
51
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
n=0.25
n=0.3
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 29

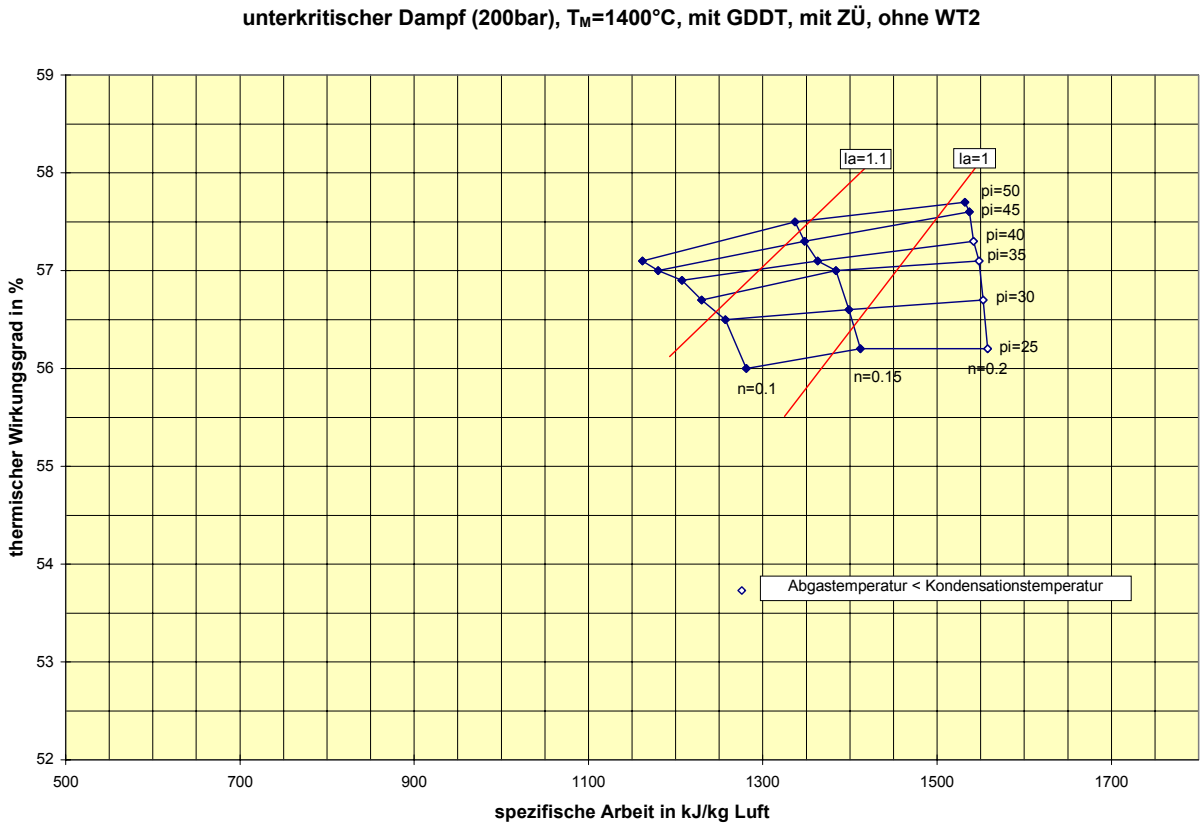

unterkritischer Dampf (200bar), T_M=1400°C, mit GDDT, mit ZÜ, ohne WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
59
58
57
56
55
54
53
52
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 30

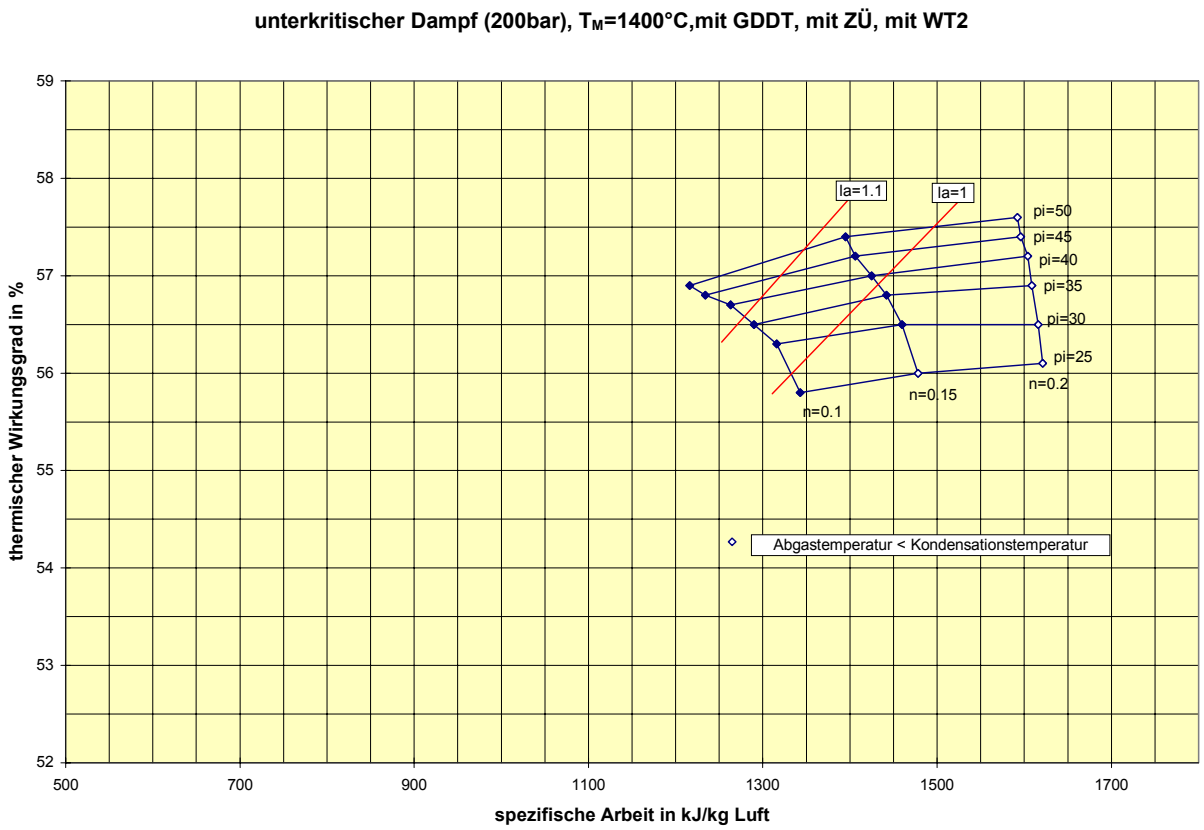

unterkritischer Dampf (200bar), T_M=1400°C,mit GDDT, mit ZÜ, mit WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
59
58
57
56
55
54
53
52
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.1
n=0.15
n=0.2
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 31

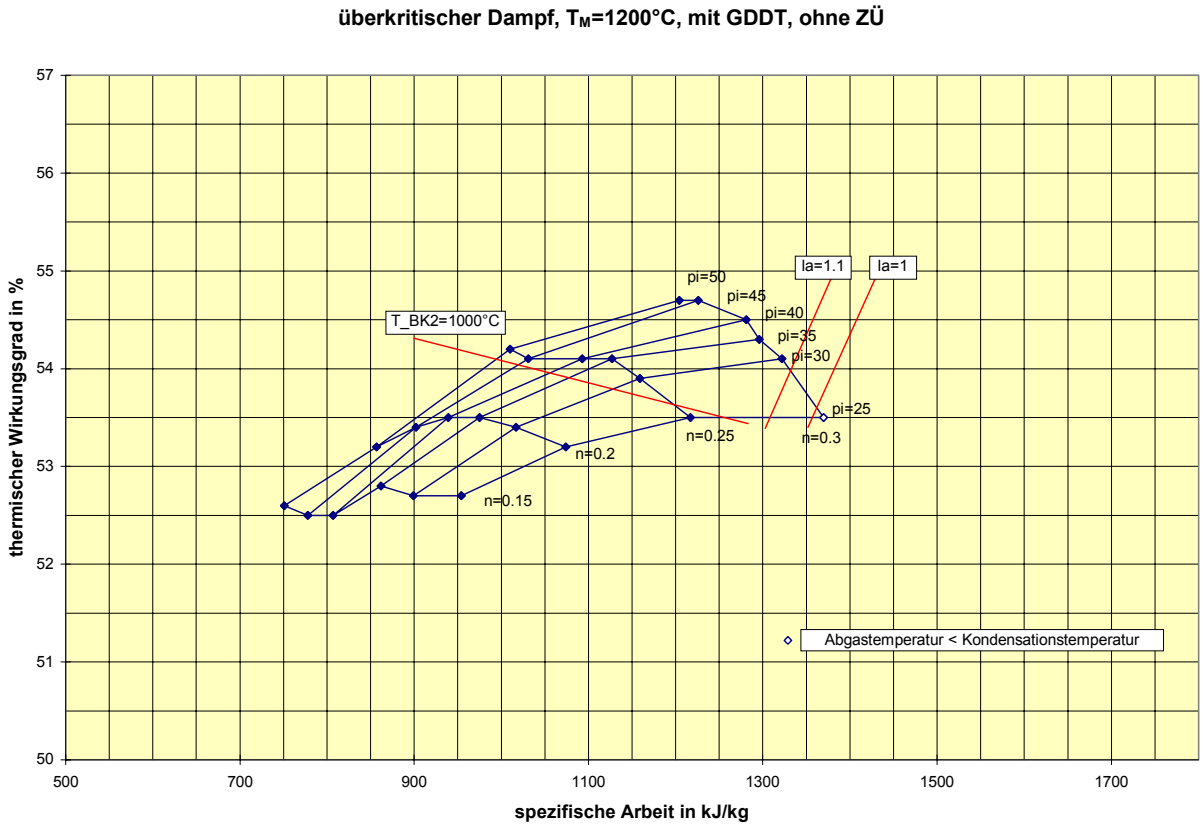

überkritischer Dampf, T_M=1200°C, mit GDDT, ohne ZÜ
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg
57
56
55
54
53
52
51
50
500
700
900
1100
1300
1500
1700
T_BK2=1000°C
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.25
n=0.3
n=0.2
n=0.15
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 32

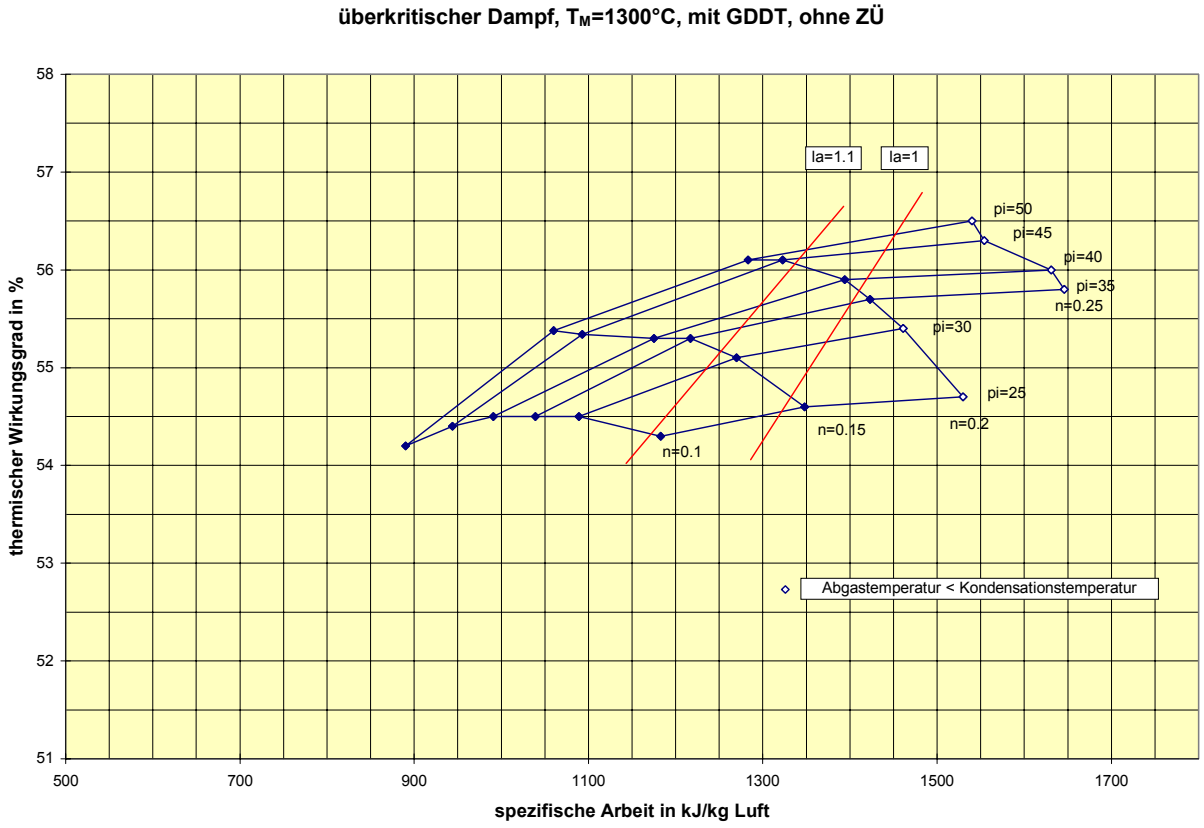

überkritischer Dampf, T_M=1300°C, mit GDDT, ohne ZÜ
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
58
57
56
55
54
53
52
51
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
n=0.25
pi=30
pi=25
n=0.2
n=0.15
n=0.1
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 33

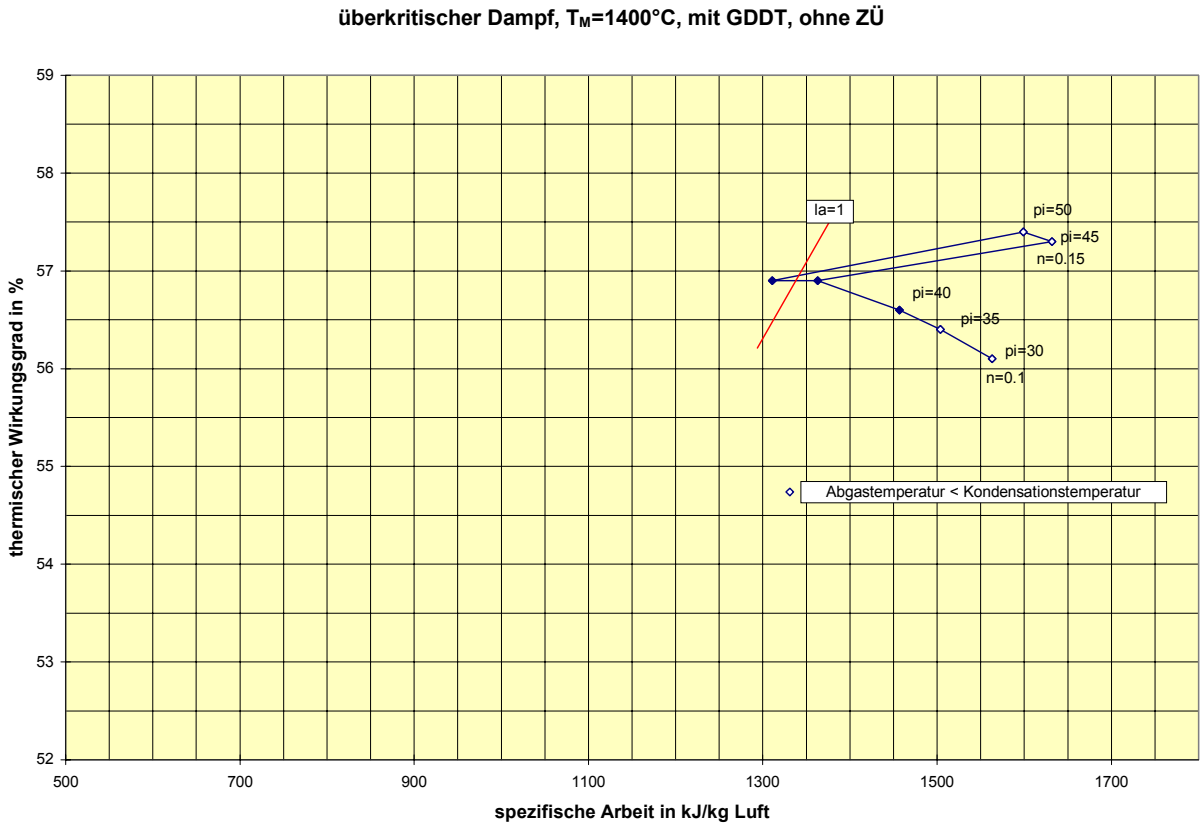

überkritischer Dampf, T_M=1400°C, mit GDDT, ohne ZÜ
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
59
58
57
56
55
54
53
52
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1
pi=50
pi=45
n=0.15
pi=40
pi=35
pi=30
n=0.1
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 34

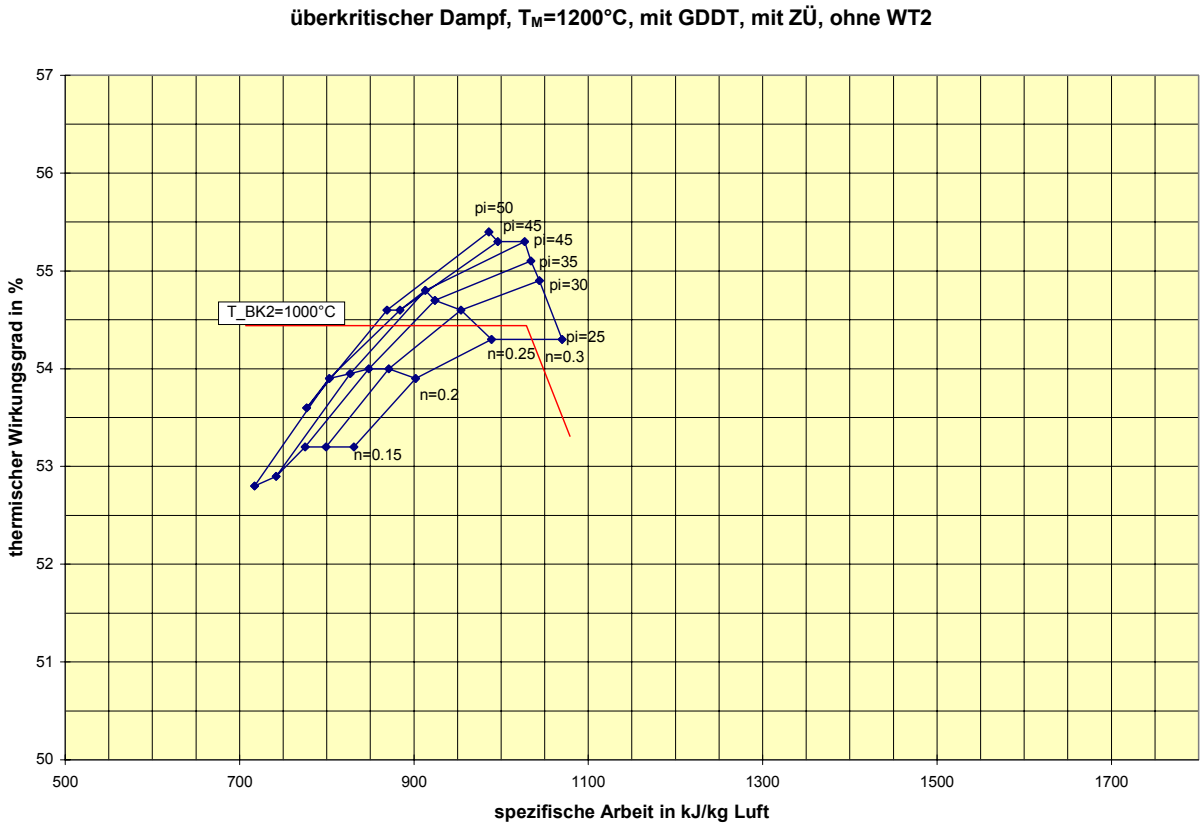

überkritischer Dampf, T_M=1200°C, mit GDDT, mit ZÜ, ohne WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
57
56
55
54
53
52
51
50
500
700
900
1100
1300
1500
1700
T_BK2=1000°C
pi=50
pi=45
pi=45
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.25
n=0.3
n=0.2
n=0.15

Abb. 35

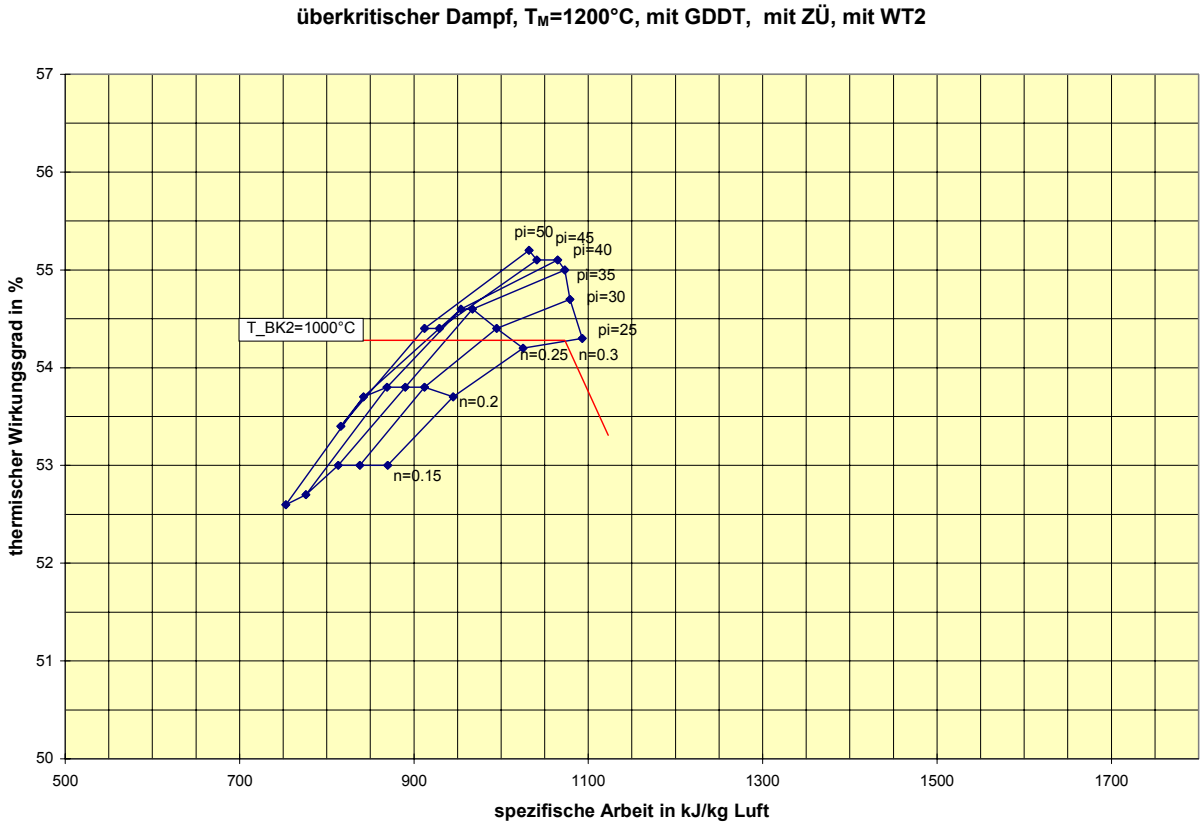

überkritischer Dampf, T_M=1200°C, mit GDDT, mit ZÜ, mit WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
57
56
55
54
53
52
51
50
500
700
900
1100
1300
1500
1700
T_BK2=1000°C
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.25
n=0.3
n=0.2
n=0.15

Abb. 36

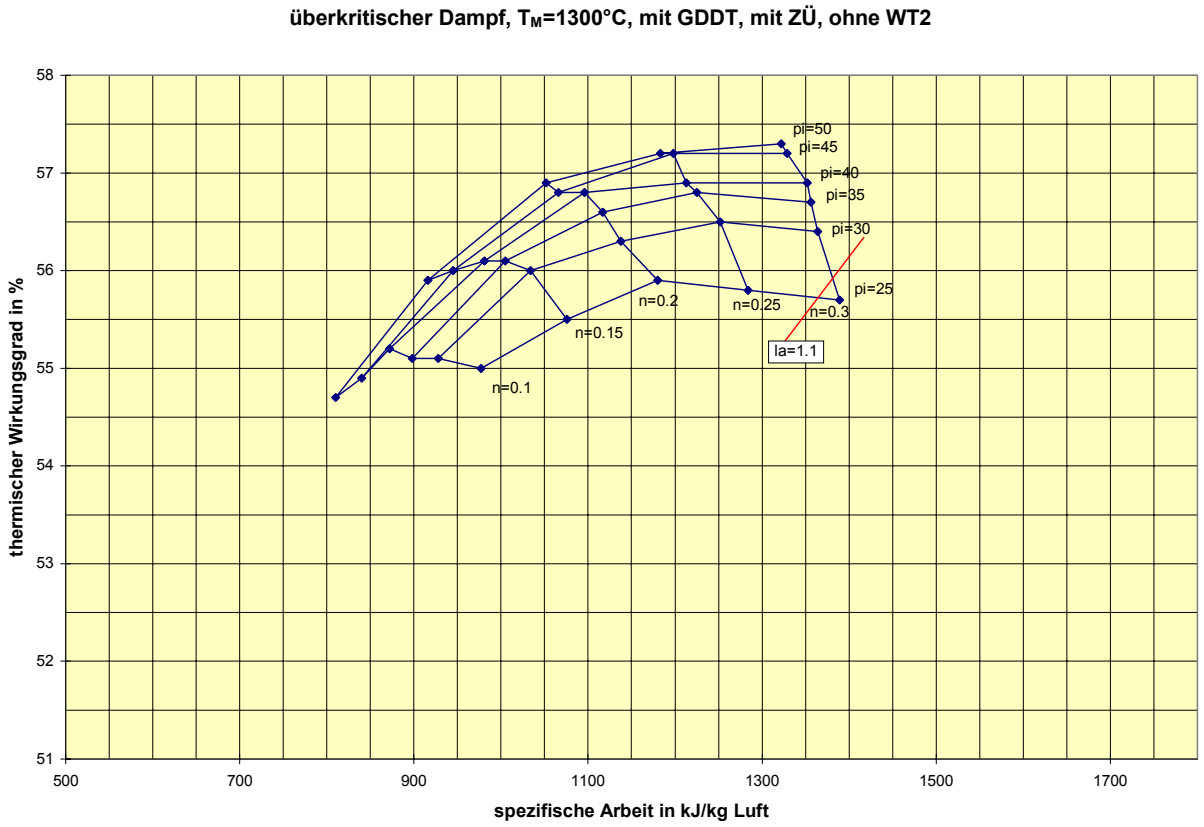

überkritischer Dampf, T_M=1300°C, mit GDDT, mit ZÜ, ohne WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
58
57
56
55
54
53
52
51
500
700
900
1100
1300
1500
1700
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.2
n=0.25
n=0.3
n=0.15
n=0.1
la=1.1

Abb. 37

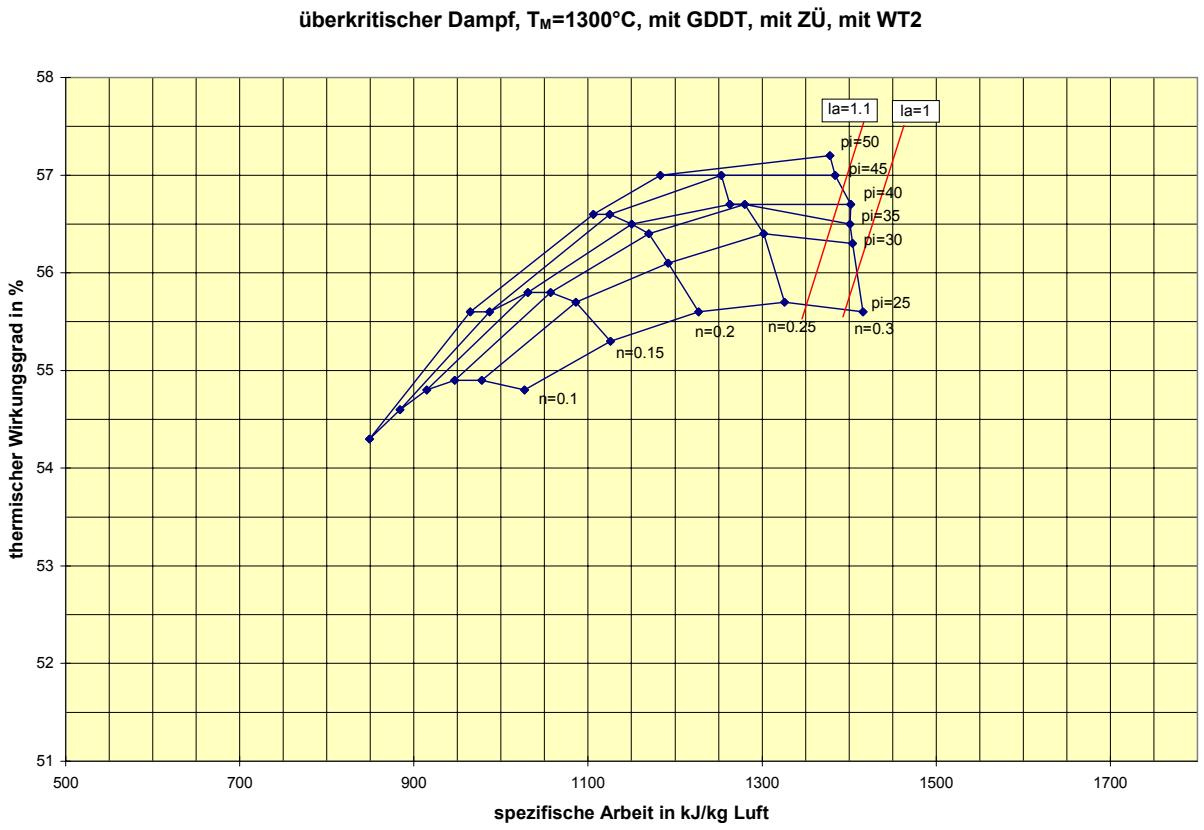

überkritischer Dampf, T_M=1300°C, mit GDDT, mit ZÜ, mit WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
58
57
56
55
54
53
52
51
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.2
n=0.25
n=0.3
n=0.15
n=0.1

Abb. 38

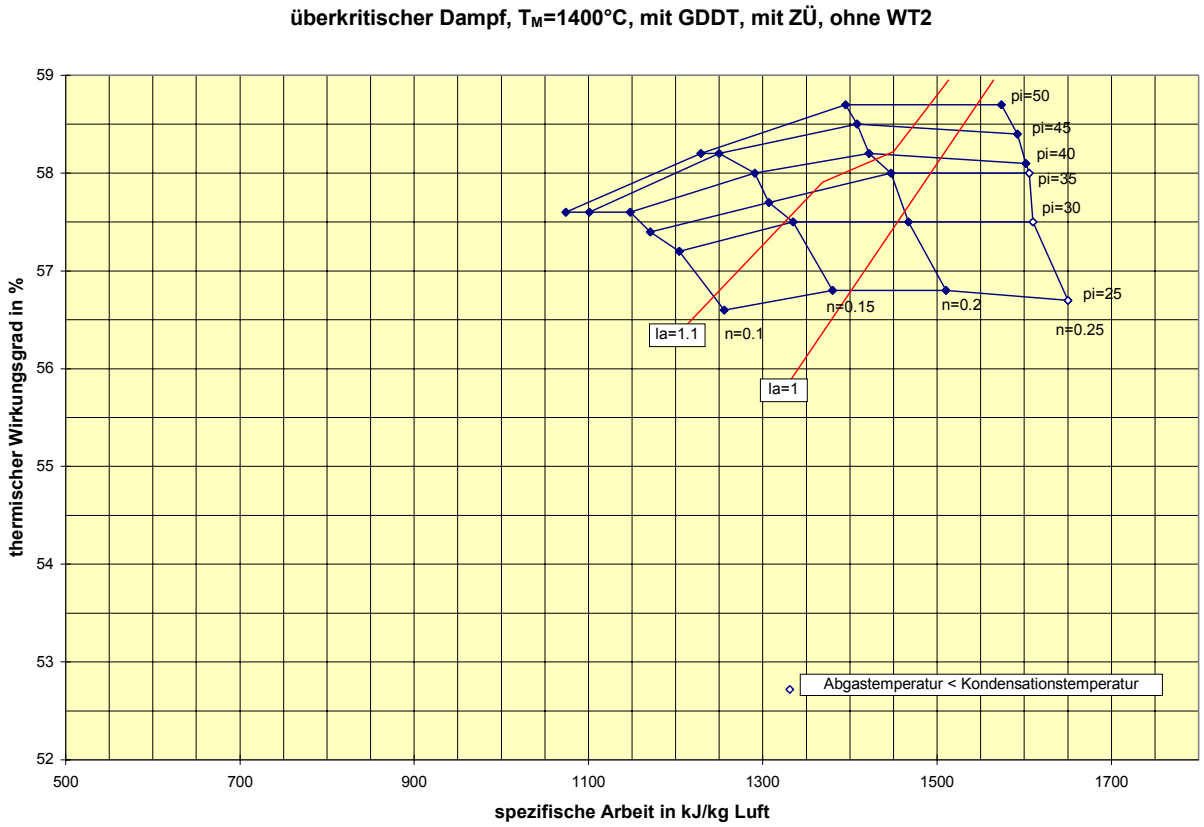

überkritischer Dampf, T_M=1400°C, mit GDDT, mit ZÜ, ohne WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
59
58
57
56
55
54
53
52
500
700
900
1100
1300
1500
1700
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
pi=25
n=0.15
n=0.2
n=0.25
n=0.1
la=1.1
la=1
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 39

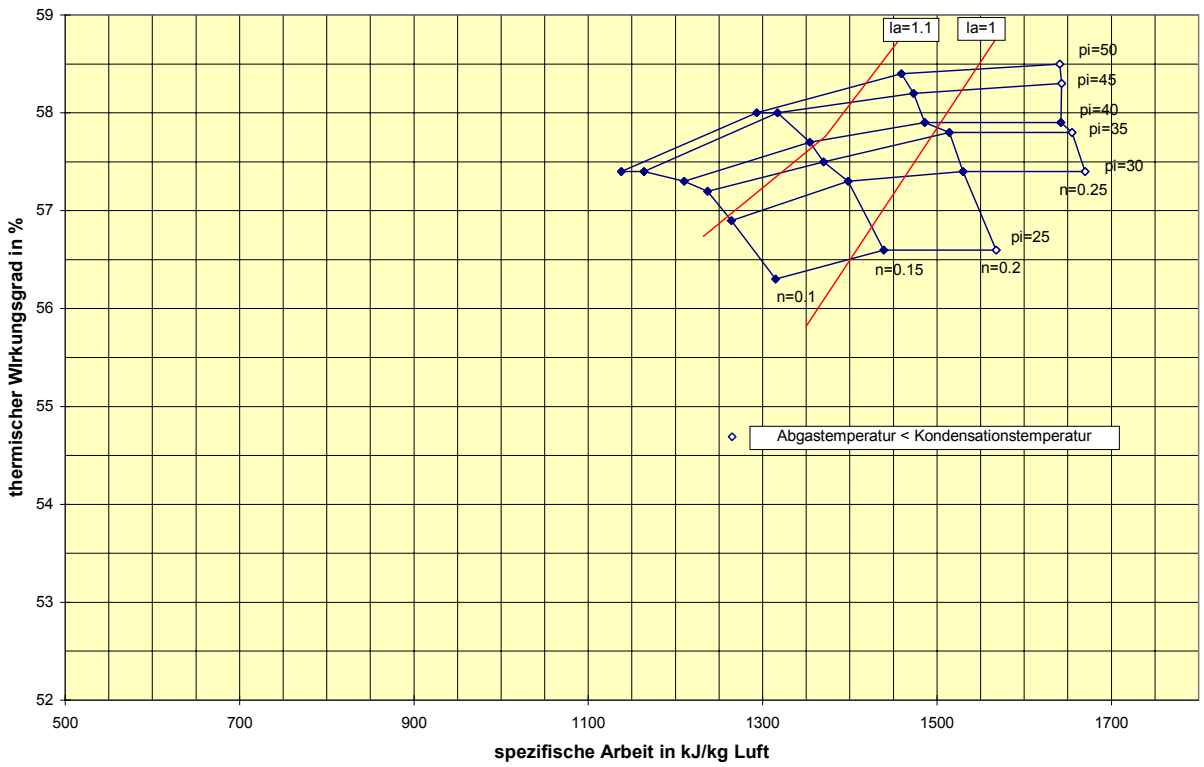

überkritischer Dampf, T_M=1400°C, mit GDDT, mit ZÜ, mit WT2
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
59
58
57
56
55
54
53
52
500
700
900
1100
1300
1500
1700
la=1.1
la=1
pi=50
pi=45
pi=40
pi=35
pi=30
n=0.25
pi=25
n=0.15
n=0.2
n=0.1
Abgastemperatur < Kondensationstemperatur

Abb. 40

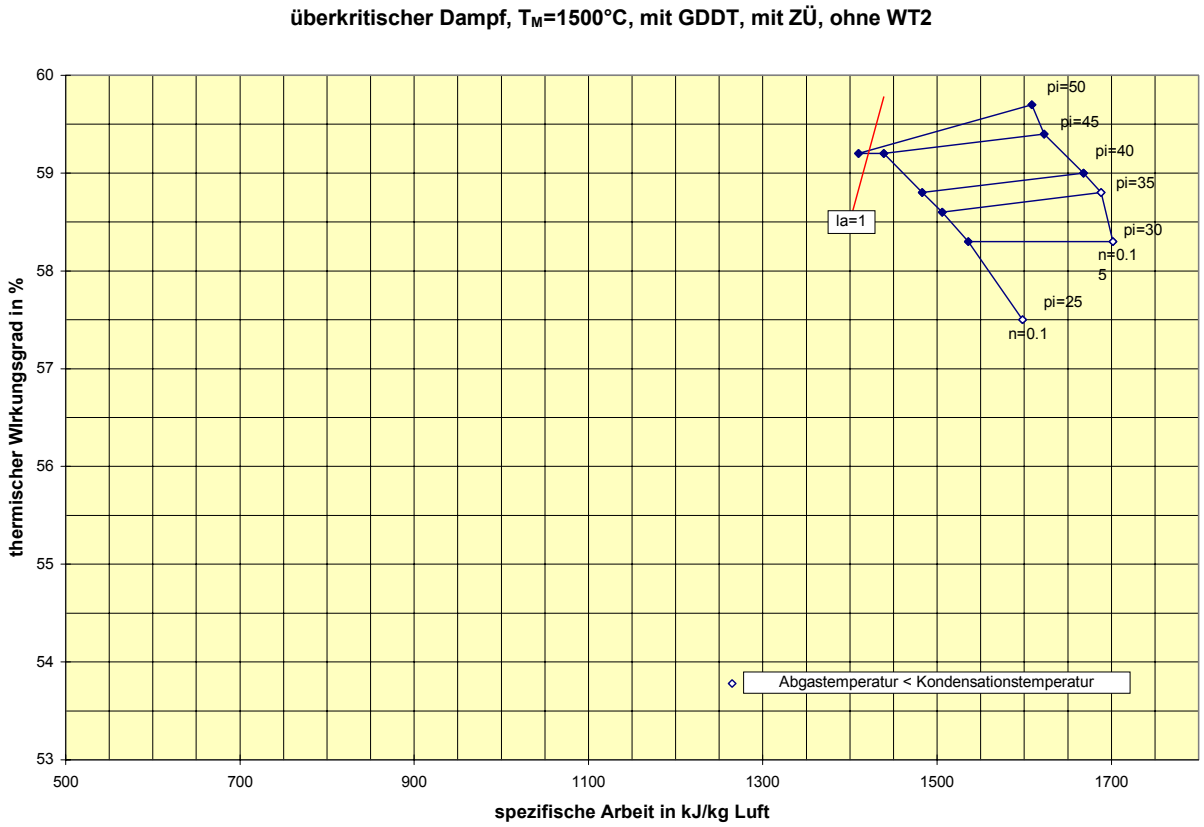


Abb. 41

keine Punkte mit WT2 möglich, da für alle Fälle λ<1 gilt.

3.7.

3.8. Zusammenfassung und Vergleich der Ergebnisse

Unabhängig vom Aussehen des „Advanced Steam Injection Cycle“ erreichen alle untersuchten Konfigurationen mit zunehmender Temperatur höhere Wirkungsgrade. Dies ist keine neue Erkenntnis und entspricht den Erwartungen. Als Erklärung dient hier der Carnot-Wirkungsgrad, welcher ebenso mit der Temperatur, bei der Wärme zugeführt wird, steigt. Gemäß der Definition des Carnot-Wirkungsgrades, der den höchstmöglichen erreichbaren Wirkungsgrad bei gegebenen Temperaturniveaus repräsentiert, ist es günstiger, Wärme bei hohen Temperaturen zu- und bei tiefen Temperaturen abzuführen:

$$\eta_{Carnot} = \frac{T_H - T_C}{T_H} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \qquad (3.3)$$

T_H..... Mittlere Temperatur in K, bei der Wärme zugeführt wird

T_C..... Mittlere Temperatur in K, bei der Wärme abgeführt wird

(Die mittlere Temperatur, bei der die Wärme abgeführt wird, hängt von der Abgastemperatur nach der Turbine und von der Umgebungstemperatur ab.)

Die spezifische Arbeit des „Advanced Steam Injection Cycle“ nimmt mit steigender Mischtemperatur enorm zu. Dies ist zum Teil auf die Gasturbinencharakteristik selbst zurückzuführen, die mit steigender Temperatur höhere Werte für die spezifische Arbeit aufweist. Aber auch die größere erzeugbare Dampfmenge bei höheren Temperaturen trägt zu diesem Verhalten wesentlich bei, da die Leistung der Gasturbine bei gleichem Luftmengenstrom deutlich zunimmt.

Auffällig ist die starke Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Druckverhältnis bei der Variante ohne Gegendruck-Dampfturbine im Vergleich mit den Schaltungen mit dieser Dampfturbine. Eine Erklärung liegt in den gegenläufigen Charakteristiken von Gas- und Dampfturbine im untersuchten Prozeß begründet. Mit steigendem Verdichterdruckverhältnis arbeitet der Gasturbinenteil effizienter, allerdings sinkt der Beitrag der Dampfturbine, weil die Expansion bei höheren Druckverhältnissen abgebrochen werden muß. Die Konfiguration ohne Gegendruck-Dampfturbine muß nun ohne dieses ausgleichende Moment auskommen und zeigt infolgedessen ein Verhalten, das ausschließlich durch den Gasturbinenprozeß bestimmt wird.

Es muß hier ergänzt werden, daß die Steigerung des Verdichterdruckverhältnisses nicht uneingeschränkt zur Verbesserung des Gasturbinen-Wirkungsgrades beiträgt. Vielmehr gibt es für jede Temperatur ein Druckverhältnis, welches die besten Wirkungsgrade ermöglicht. Dieses Optimum nimmt mit der Temperatur zu.

Das Verhalten des „Advanced Steam Injection Cycle“ stimmt im großen und ganzen mit der Gasturbinencharakteristik überein, wenngleich auch die Abhängigkeit vom Druckverhältnis aus oben genannten Gründen zumeist eine verhältnismäßig schwache ist.

Außerdem hat sich bei den hier untersuchten Schaltungen gezeigt, daß auch der Parameter „n“ das optimale Druckverhältnis für den maximalen Wirkungsgrades beeinflußt. Je größer „n“ gewählt wird, desto größer ist auch das Druckverhältnis, bei dem (für ansonsten unveränderte Parameter) der Wirkungsgrad sein Maximum annimmt.

–

Für die Kombinationen von relativ niederer Mischtemperatur mit kleinen „n“ ist nun bald ein Verdichterdruckverhältnis erreicht, bei dem die Verminderung des Wirkungsgrades durch die Dampfturbine die eventuell noch stattfindende Erhöhung durch die Gasturbine übertrifft und die gesamte Anlage daher eine Verschlechterung des Wirkungsgrades mit steigendem Verdichterdruckverhältnis aufweist.
Dieser Effekt kann bei allen Kreislauftypen mit Dampfturbine beobachtet werden und wird beim Vergleich mit den Diagrammen zur Version ohne Dampfturbine besonders deutlich.

Da bei den Konfigurationen mit Zwischenüberhitzung bei der Verwendung eines zweiten Wärmetauschers eine geringere Dampfmenge zur Überhitzung in den Abhitzekessel zurückgeführt wird, ist die erzeugbare Dampfmenge größer, was sich negativ auf den Luftüberschuß in den Brennkammern auswirkt.

Dies trifft auch für die Variante ohne Gegendruck-Dampfturbine zu, weil sich auch hier die durch den Einsatz eines zweiten Wärmetauschers die Menge des zu überhitzenden Dampfes reduziert.

Im Gegensatz dazu versorgt ein zweiter Wärmetauscher in den beiden Schaltungen ohne Zwischenüberhitzung die erste Brennkammer mit Dampf heißerer Temperatur, wodurch hier etwas Brennstoff eingespart werden kann. Liegen die kritischen λ-Werte in der Hochdruck-Brennkammer, so wird der Luftüberschußwert der Anlage günstig beeinflußt. Diese Überlegung konnte zwar durch die Berechnungen verifiziert werden, der Einfluß war jedoch zu gering, um die in den Diagrammen eingezeichneten Grenzlinien für λ nennenswert zu verschieben und zusätzliche Auslegungspunkte in den Bereich durchführbarer λ-Werte zu verlegen.

Unabhängig von der Berücksichtigung eines zweiten Wärmetauschers sind alle Konfigurationen mit Zwischenüberhitzung wegen der geringeren erzeugbaren Dampfmenge bezüglich des Luftüberschusses weniger kritisch als ihre jeweiligen Pendants ohne Zwischenüberhitzung.

Es zeigt sich, daß bei festgesetztem Druck vor und nach der Dampfturbine (dies war für die untersuchten Varianten mit unterkritischem Frischdampfdruck der Fall) die etwas besseren Wirkungsgrade bei höheren Temperaturniveaus erzielt werden können. Bei vorgegebenem Dampfturbinen-Austrittsdruck (Verdichteraustrittsdruck zuzüglich Verluste) und konstant gewählter Eintrittstemperatur steigen die Wirkungsgrade hingegen tendenziell mit fallender Austrittstemperatur. Letzteres ist nicht überraschend, da eine größere Temperaturdifferenz ein größeres Druckverhältnis und damit mehr Leistung in der Dampfturbine bewirkt. Ist das Druckverhältnis hingegen festgelegt, ist es günstig, den Prozeß bei höheren Temperaturen auszuführen. Da der Dampf aber für den Wärmetauscher in einem sehr engen Temperaturbereich zur Verfügung gestellt werden mußte und sich die Frischdampfdaten an den technischen Möglichkeiten orientierten, blieben der Spielraum und die erzielbaren Wirkungsgradverbesserungen äußerst gering.

Der breit gewählte Variationsbereich der Parameter führte in der durchgeführten Untersuchung zu stark unterschiedlichen Werten jener Temperaturen und Drücke innerhalb der Kreisläufe, welche nicht durch gewisse Vorgaben eingeschränkt werden mußten. Während für einige Parameterkombinationen Temperaturen nach der Niederdruckturbine von weniger als 500°C ermittelt wurden, erreichten andere aufgrund hoher Heißgastemperaturen, kleiner Verdichterdruckverhältnisse und großer Werte für „n“ (geringe Expansion in der Niederdruck-Gasturbine) Abgas-

temperaturen von 800°C und mehr, die zwar eine Frischdampferzeugung von 600°C ermöglichten. Allerdings bringen Temperaturunterschiede dieser Größenordnung im Abhitzekessel enorme Exergieverluste mit sich. Dampftemperaturen von mehr als 600°C zögen hingegen eine deutlich aufwendigere Ausführung - besonders der Leitungen - nach sich.

Die größte Einschränkung mußte durch die Bedingung des minimalen Luftüberschusses hingenommen werden. Das ist insofern besonders ungünstig, als dadurch vor allem die thermodynamisch interessanten hohen Mischtemperaturen auszuscheiden waren. Eine deutliche Verbesserung könnte man erzielen, müßte man nicht beträchtliche Luftmengenströme an der Brennkammer vorbei - und damit für den Verbrennungsprozeß nicht verfügbar - zur Kühlung heißer Strukturen vom Hauptluftstrom abzweigen. Dies könnte durch den Einsatz von Dampf als Kühlmedium (siehe auch Kap.5) erreicht werden. Durch diese Veränderung stünde die gesamte verdichtete Luft für die Verbrennung zur Verfügung, wodurch das Problem mangelnden Luftüberschusses in den Brennkammern merklich entschärft wäre: Alle in den Abb.10-41 dargestellten Auslegungspunkte wären so mit λ>1 durchführbar, und auch durch den praktischen Mindestwert von $\lambda \geq 1.1$ schieden nur wenige Parameterkombinationen aus. Aus diesem Grund wurden in den Diagrammen alle berechneten Punkte gezeigt, obwohl sie unter Annahme einer Luftkühlung teilweise nicht verwirklichbar sind.

Während die Linien für λ=1 bzw. λ=1.1 bei 1200°C relativ geringe Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis aufweisen und hauptsächlich große Werte für „n“ unmöglich machen, verlaufen die Grenzlinien bei höheren Temperaturen wesentlich flacher und hängen in gleichem Maße vom Verdichterdruckverhältnis und der Größe „n“ ab.

Für die Konfigurationen, bei denen der Einsatz eines Wärmetauschers für die Niederdruck-Kühlluft das Ergebnis veränderte (mit Zwischenüberhitzung oder ohne Dampfturbine - siehe Kap. 3.1.), konnte bei einer Berücksichtigung desselben ein Abfall des Wirkungsgrades zwischen 0.1 und 0.3 Prozentpunkten festgestellt werden. Im Gegenzug stieg die spezifische Arbeit um einige Prozent an, was je nach Bauart und Parameterkombination einer Steigerung zwischen 30 und 65kJ/kg Luft entsprach.

Die spezifische Arbeit nimmt in allen untersuchten Fällen kontinuierlich mit der Größe „n“ zu. Auch der Wirkungsgrad zeigt zumeist eine mit „n“ steigende Tendenz, allerdings flacht der Verlauf mit zunehmendem „n“ ab und weist bei einer weiteren Steigerung dieses Parameters gelegentlich sogar fallendes Verhalten auf. Eine Steigerung der Mischtemperatur mindert diese Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Wert „n“, außerdem verringert sich dadurch der optimale Wert für „n“. Die Verwendung eines zweiten Wärmetauschers verschiebt diesen hingegen zu größeren Werten.

Eine Steigerung des Verdichterdruckverhältnisses bringt in den meisten Fällen eine Verringerung der spezifischen Arbeit zugunsten des Wirkungsgrades, wobei bei kleineren Werten für „n“ ersterer, bei großen letzterer Effekt überwiegt. Die oben schon erwähnten Fälle mit unter diesen Bedingungen fallenden Wirkungsgraden stellen die Ausnahme dar. Auszunehmen ist auch das Verhalten der Variante mit unterkritischem Dampf und Zwischenüberhitzung bei einer Mischtemperatur

T_M=1300°C und n=0.3, weil hier mit zunehmenden Verdichterdruckverhältnis eine Steigerung der spezifischen Arbeit zu beobachten war. Allerdings liegen die betroffenen Auslegungspunkte für offene Luftkühlung und die diesbezüglich getroffenen Annahmen ausnahmslos im Bereich zu kleiner Luftverhältnisse.

Das Problem der beginnenden Kondensation des Dampfes im Rauchgas bei der Abkühlung im Abhitzekessel wurde in Abschnitt 3.1. schon angedeutet. Die Untersuchung der einzelnen Kreisläufe ergab, daß davon vor allem der Kreislauf ohne Gegendruck-Dampfturbine betroffen ist. Bei allen anderen Konfigurationen müssen unter der Annahme von Luftkühlung die bisher notwendigen Einschränkungen nicht wesentlich erweitert werden, weil die betroffenen Parameterkombinationen ohnehin fast durchwegs Werte mit λ<1 liefern.

Im Gegensatz zu unterstöchiometrischem Gemisch in der Brennkammer macht beginnende Kondensation im Abgas die berechnete Anlage nicht gänzlich unmöglich. Um Schäden zu vermeiden, muß jedoch der betroffene Teil im Abhitzekessel (kleiner Anteil des Economizers) mit korrosionsfestem Material ausgestattet werden. Angesichts der großen Dampfmengen und der darin enthaltenen Energie ist dieser Ausstattungsmehraufwand für den untersuchten Prozeß vielleicht sogar wirtschaftlich vertretbar.

Da das Rauchgas im letzten Teil des Abhitzekessels im Falle von Kondensation nicht so stark abgekühlt wird, weil zusätzlich auch die Kondensationswärme zur Verfügung steht, ist mit etwas höheren Abgastemperaturen zu rechnen. Dieser Effekt wurde nicht in die Berechnungen einbezogen, da die Rauchgastemperaturen nach dem Abhitzekessel keinen direkten Einfluß auf die errechneten Größen des jeweiligen Kreislaufs haben.

Die besten Wirkungsgrade waren generell mit der Anordnung mit überkritischem Dampf, Zwischenüberhitzung und Gegendruck-Dampfturbine zu erzielen (Abb.9). Schon bei 1200°C Mischtemperatur sind Werte von ca. 54% mit realistischen Annahmen (z.B. π=35, n=0.2) zu erreichen (Abb.35). Damit kommt diese Konfiguration recht nahe an die Wirkungsgrade bestehender Kombianlagen heran. Die spezifische Arbeit für diesen Punkt liegt mit 850kJ/kg Luft deutlich über der heutiger Kombiprozesse, welche bei derselben Mischtemperatur Werte bis ca. 600kJ/kg Luft erreichen. Mit den anderen untersuchten „Advanced Steam Injection Cycle“-Bauarten läßt sich dieser Wert sogar noch weiter steigern. Die Verwendung eines zweiten Wärmetauschers (Abb.36) oder die Verringerung des Dampfdrucks auf unterkritische Werte (Abb.26)(Abb.20) sorgt für eine Verschlechterung des Wirkungsgrades in kleinen Schritten, sodaß bei 160bar Frischdampfdruck *und* Einsatz eines zweiten Wärmetauschers (Abb.21) für dieselbe Parameterkombination ein Wirkungsgrad von 53.5% erreicht wird. Dazu gegenläufig steigt die spezifische Arbeit auf 940kJ/kg Luft.

Die Charakteristik der Kennfelder für die betrachteten Schaltungen bleibt so gut wie unverändert, sodaß die Ergebnisse anderer Parameterkombinationen sehr ähnlichen Änderungen unterliegen.

Mit einer weiteren Wirkungsgradeinbuße ist der Verzicht auf die Zwischenüberhitzung des Dampfes nach der Gegendruck-Dampfturbine verbunden (Abb.6 bzw. 7). Für überkritischen Frischdampfdruck wurde - wieder mit π=35 und n=0.2 (Abb.32) - mit 53.5% exakt derselbe Wirkungsgrad ermittelt, der in den oben verglichenen

Konfigurationen den schlechtesten Wert repräsentierte. Allerdings ist dieser Verlust erneut mit einem Anstieg der spezifischen Arbeit (auf 975kJ/kg Luft) verbunden. Dieser Verlauf setzt sich bei der Senkung des Frischdampfdruckes fort. Bei 160bar Frischdampfdruck (Abb.16) konnten zwar 1020kJ/kg Luft errechnet werden, der Wirkungsgrad sinkt aber auf 53.1%.

Der Verzicht auf die Zwischenüberhitzung ändert auch die Charakteristik des Kennfeldes. Sowohl das Verdichterdruckverhältnis als auch der Parameter „n“ haben nun größeren Einfluß auf die spezifische Arbeit, wogegen der Wirkungsgrad weit weniger als zuvor von diesen Parametern abhängt. In den Diagrammen zeigt sich ein „flacheres“ Kennfeld.

Wie schon erwähnt, sorgt ein Wegfall der Gegendruck-Dampfturbine für eine starke Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Verdichterdruckverhältnis. Die errechneten Werte für den Wirkungsgrad schließen bei hohen Druckverhältnissen mit ca. 53% mit etwas Abstand zwar an die der Kreisläufe mit relativ geringem Dampfdruck vor der Dampfturbine an (Abb.10), durch die starken Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis sinken sie aber für π=25 unter 51%.

Die spezifische Arbeit geht hier im Gegensatz zu den vorigen Beobachtungen ebenso zurück und liegt nunmehr im Bereich bis max. 950kJ/kg Luft.

Dieselben Tendenzen gelten auch für Mischtemperaturen von 1300°C. Allerdings hängen die Wirkungsgrade in stärkerem Maße vom Frischdampfdruck ab. So sinken die Werte bei der Anordnung mit Zwischenüberhitzung und Gegendruck-Dampfturbine und demselben Vergleichsverfahren wie oben von 56.6% auf 55.3%, während der Anstieg der spezifischen Arbeit (1120kJ/kg Luft $\rightarrow$ 1260kJ/kg Luft) nicht wesentlich über dem zuvor festgestellten liegt).

Die Vorteile, die der Kreislauf mit überkritischem Dampf ohne Zwischenüberhitzung vorher beim Vergleich der spezifischen Arbeit aufwies, werden bei der Mischtemperatur von T_M=1300°C ausgeglichen, weil für Werte mit größerer spezifischer Arbeit nicht genügend Luft zur Verfügung gestellt werden kann. So konnte auch der bisher herangezogene Vergleichsfall (n=0.2, π=35) nicht mit zulässigen Werten für λ berechnet werden. Für jeweils gleiche Parameterkombinationen, die auch für Anordnungen ohne Zwischenüberhitzung gültige Werte liefern, bleibt der Vorsprung der größeren spezifischen Arbeit jedoch erhalten.

Das Kennfeld des Falles ohne Dampfturbine erstreckt sich bei einer Mischtemperatur von T_M=1300°C sogar über vier Prozentpunkte und weist damit eine noch stärkere Abhängigkeit des Wirkungsgrades vom Verdichterdruckverhältnis auf. Der Abstand zu den Kreisläufen mit Gegendruck-Dampfturbine bei einem realistischen Druckverhältnis von π=35 beträgt über einen Prozentpunkt.

Bei einer Mischtemperatur T_M=1400°C ist ein Vergleich in obiger Weise nicht möglich, weil die berechenbaren Auslegungspunkte zu großen Teilen unzulässige Luftverhältnisse aufwiesen und für einige Schaltungen überhaupt keine Punkte zu bestimmen waren. Soweit Ergebnisse erzielt werden konnten, sind diese im Abschnitt 3.6. dargestellt.

3.9. Das T,Q-Diagramm

Bei der Ermittlung der erzeugbaren Dampfmenge war es notwendig, die Temperaturen des abzukühlenden Abgases und des Wassers bzw. Dampfes während der Erhitzung punktweise zu vergleichen, um sicherzustellen, daß in der Rechnung kein Wärmetransfer vom kälteren zum wärmeren Medium stattfindet. Zu diesem Zweck wurde für jede berechnete Parameterkombination ein Diagramm erstellt, welches die Temperatur des Wassers oder Dampfes und jene der Abgase über der Enthalpie darstellte. Der Verlauf der Temperatur über der Enthalpie des Abgases wurde linear angenommen, was angesichts der geringen Abhängigkeit der spezifischen Wärme c_p der Rauchgase von der Temperatur eine sehr gute Näherung darstellt. Die Eintrittstemperatur der Abgase in den Abhitzekessel war durch den Prozeß bestimmt, die Ausgangstemperatur mußte so gewählt werden, daß die abgegebene Enthalpie der Rauchgase genau der aufgenommenen von Wasser bzw. Dampf entsprach. Die Dampfmenge war zu diesem Zweck vorerst abzuschätzen, bevor in einem iterativen Verfahren Dampfmenge und Abgastemperatur nach dem

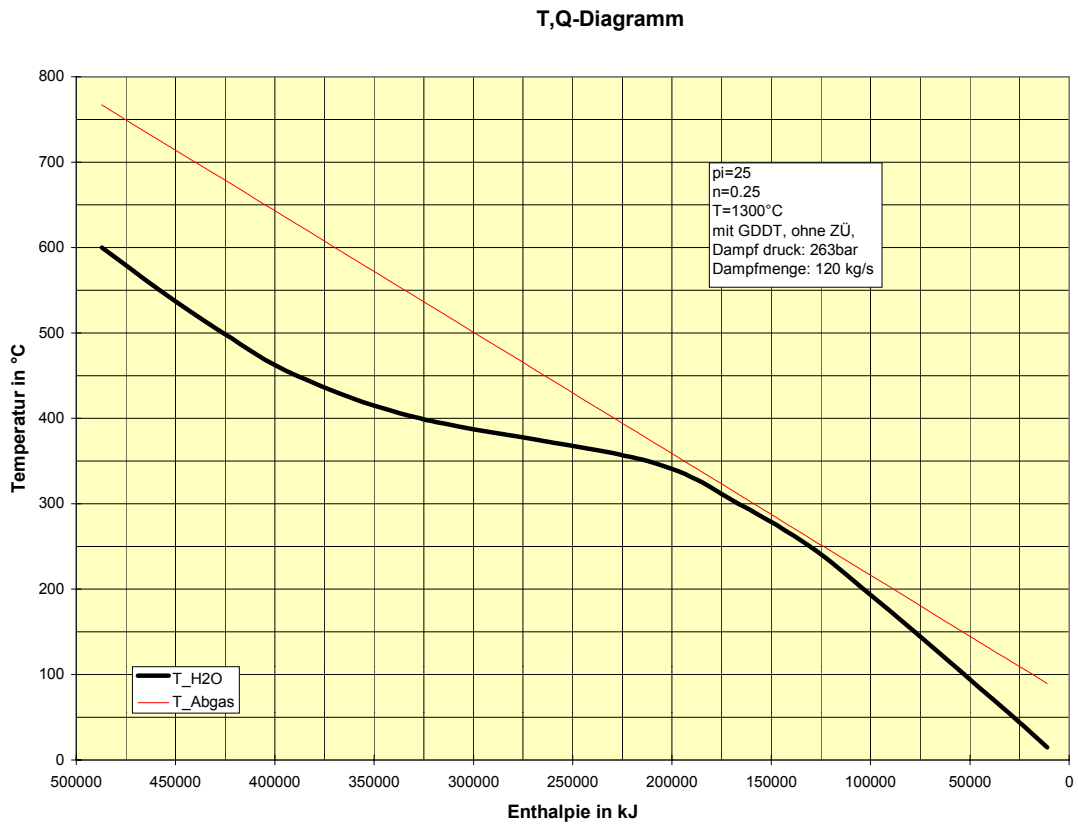


Abb. 42: Abkühlungsverlauf im Abhitzekessel für die angegebenen Werte

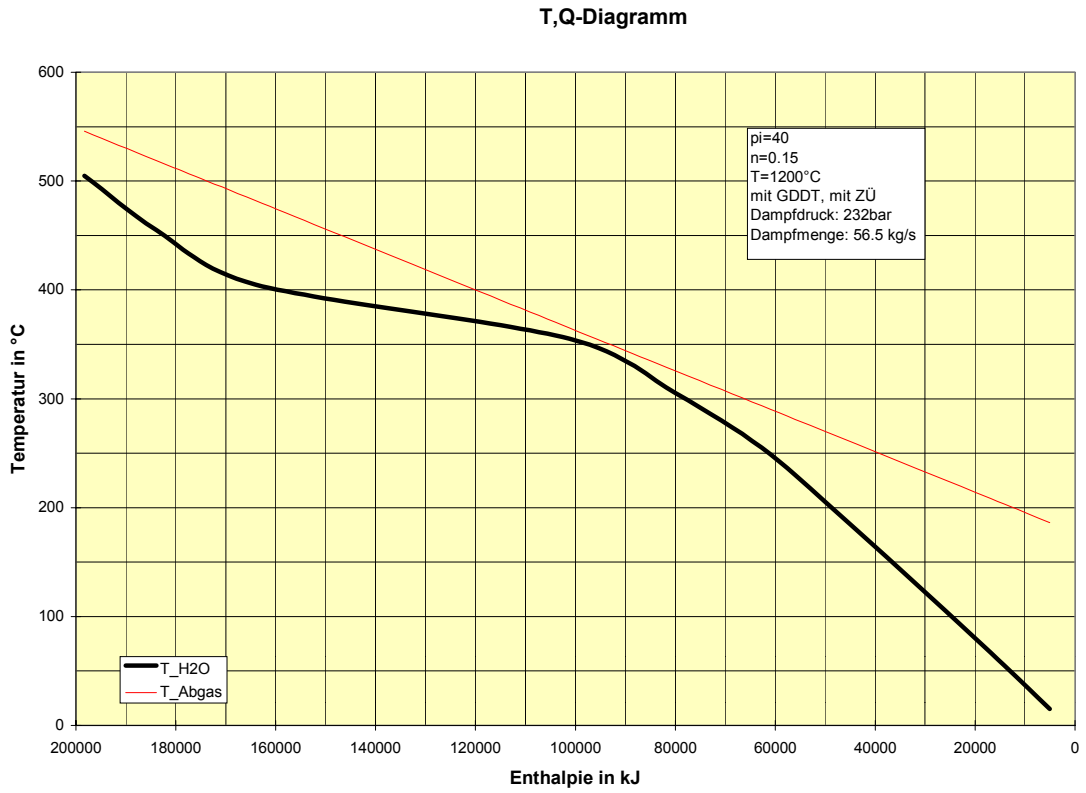


Abb. 43: Abkühlungsverlauf im Abhitzekessel für die angegebenen Werte

Abhitzekessel so bestimmt wurden, daß eine minimale Temperaturdifferenz während des Wärmeaustausches von 10 bzw. 5°C erreicht wurde.

Wie bei jedem Wärmeaustausch bedeuten auch im Abhitzekessel größere Temperaturdifferenzen zwischen den beiden Medien entsprechend größere Exergieverluste. Für das T,Q-Diagramm bedeutet dies, daß große Flächen zwischen den zwei Temperaturkurven eine exergetisch ungünstige Dampferzeugung repräsentieren. Ein Vergleich der Abb.42-44 bzw. Abb.45-47 soll hier zur Demonstration dienen: Abb.42 gehört zu einem Prozeß, dessen Abgastemperaturen nach der Niederdruck-Gasturbine besonders hohe Werte aufweisen. Da die Frischdampftemperatur mit 600°C beschränkt ist, muß vor allem zu Beginn der Abkühlung der Wärmeaustausch mit einer großen Temperaturdifferenz durchgeführt werden.
Dadurch wächst die Fläche zwischen den beiden Temperaturkurven im hohen Temperaturbereich, was den Vorteil der niedrigen Austrittstemperatur, die hier erreicht wird, mehr als ausgleicht.

Im Gegensatz dazu mußte im zu Abb.43 gehörenden Fall wegen zu geringer Abgastemperaturen nach der Niederdruckturbine die Frischdampftemperatur soweit gesenkt werden, daß die Temperaturdifferenz am Dampfaustritt den schon erwähnten Minimalwert von 40°C annahm. Die Charakteristik unterscheidet sich deutlich von Abb.42. Um an keinem Punkt die 10°C-Differenz zu unterschreiten, muß eine hohe Abgastemperatur nach dem Abhitzekessel in Kauf genommen werden. Dadurch entstehen hier im niederen Temperaturbereich relativ große Flächen zwischen Abgas- und Wassertemperatur.

Abb.44 zeigt einen Fall, der zwischen den vorgestellten Extremen liegt. In der Praxis kommt schon aufgrund der zugehörigen Parameterwerte am ehesten dieser Fall zur Anwendung.

Da die minimale Temperaturdifferenz zwischen den Kurven konstant bleibt, entsteht bei einer Änderung der Abgastemperatur aus der Niederdruckturbine an dieser Stelle im T,Q-Diagramm eine Art „Drehpunkt“ für die abzukühlenden Rauchgase. Dadurch führen hohe Rauchgas-Eintrittstemperaturen zu niederen Werten für die Abgastemperatur am Austritt und umgekehrt. Dieser Zusammenhang wird durch die Abbildungen Abb. 42-45 bzw. Abb.45-47 ersichtlich.

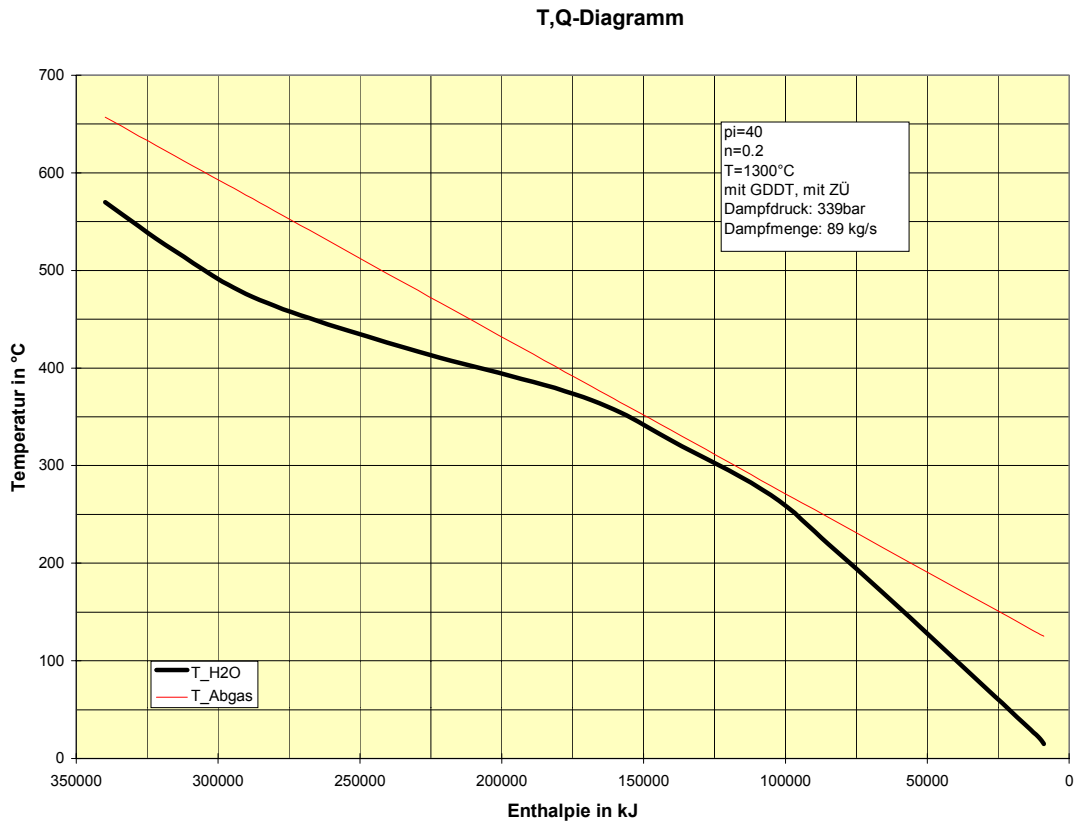


Abb. 44: Abkühlungsverlauf im Abhitzekessel für die angegebenen Werte

Alle bisher dargestellten Diagramme zeigen überkritische Dampferzeugung, bei der der Übergang von flüssiger zu gasförmiger Phase kontinuierlich verläuft. Bei einem Druckniveau im unterkritischen Bereich vollzieht sich der Übergang von Wasser zu Dampf entlang einer Isotherme im T,s- und auch im hier besprochenen T,Q-Diagramm. Je tiefer der Druck liegt, desto mehr Energie muß für die Verdampfung bei konstanter (, dann tieferer) Temperatur aufgebracht werden.

Die gemachten Aussagen über Exergieverlust und Abgastemperatur nach der Dampferzeugung bleiben aber gültig. Abb.45-47 zeigen wie zuvor T,Q-Diagramme für Anordnungen mit hoher Temperaturdifferenz an der Dampfaustrittsseite, minimalem Temperaturunterschied an derselben Stelle (dafür großes ΔT am Rauchgasaustritt) bzw. für einen Kreislauf, dessen Exergieverluste relativ regelmäßig über den Wärmeaustauschvorgang verteilt sind.

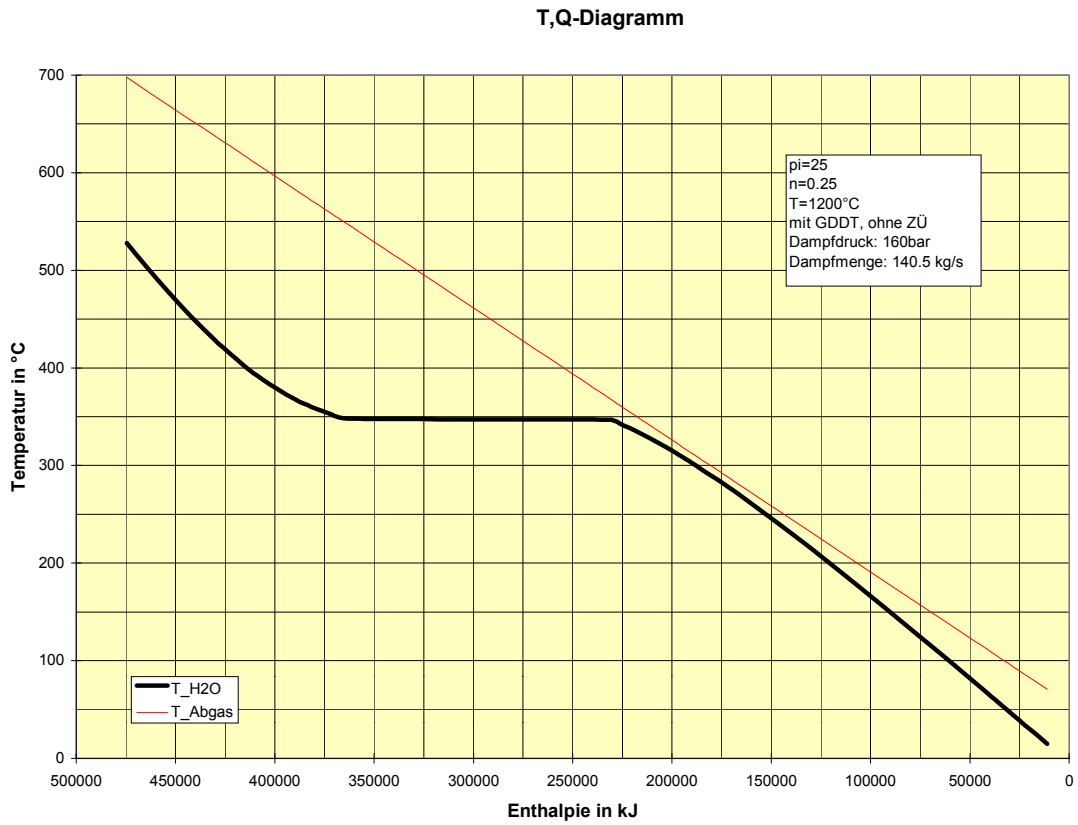


Abb. 45: Abkühlungsverlauf im Abhitzekessel für die angegebenen Werte

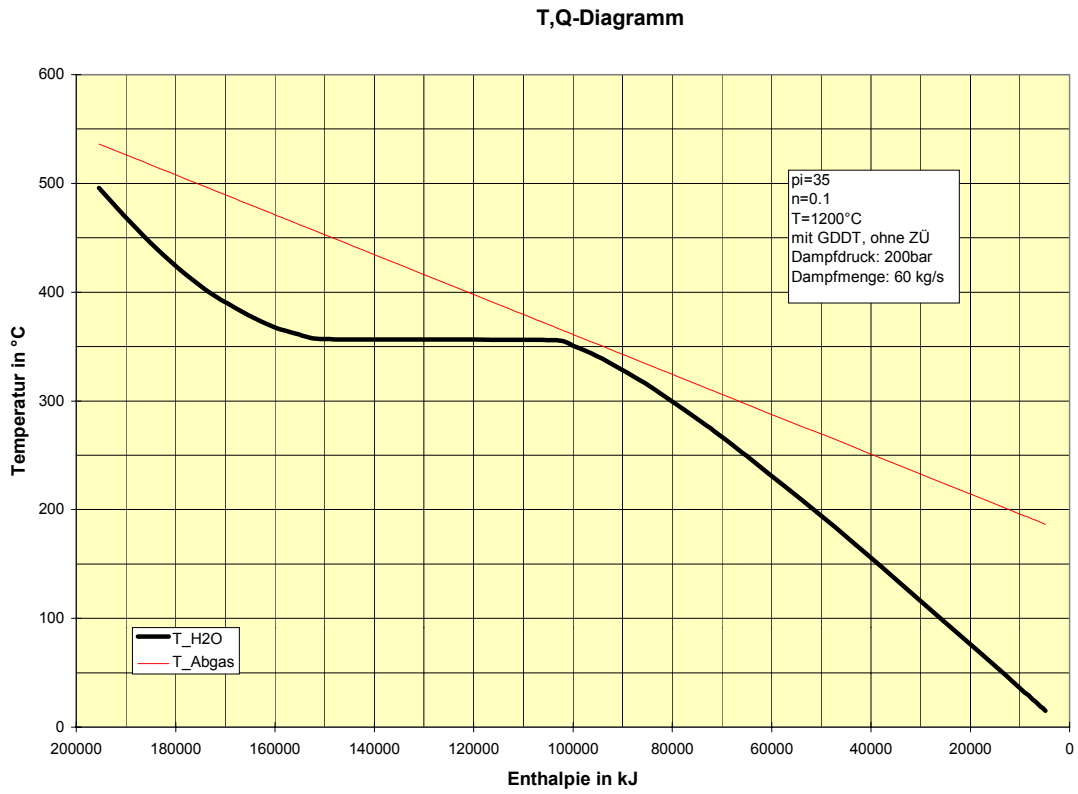


Abb. 46: Abkühlungsverlauf im Abhitzekessel für die angegebenen Werte

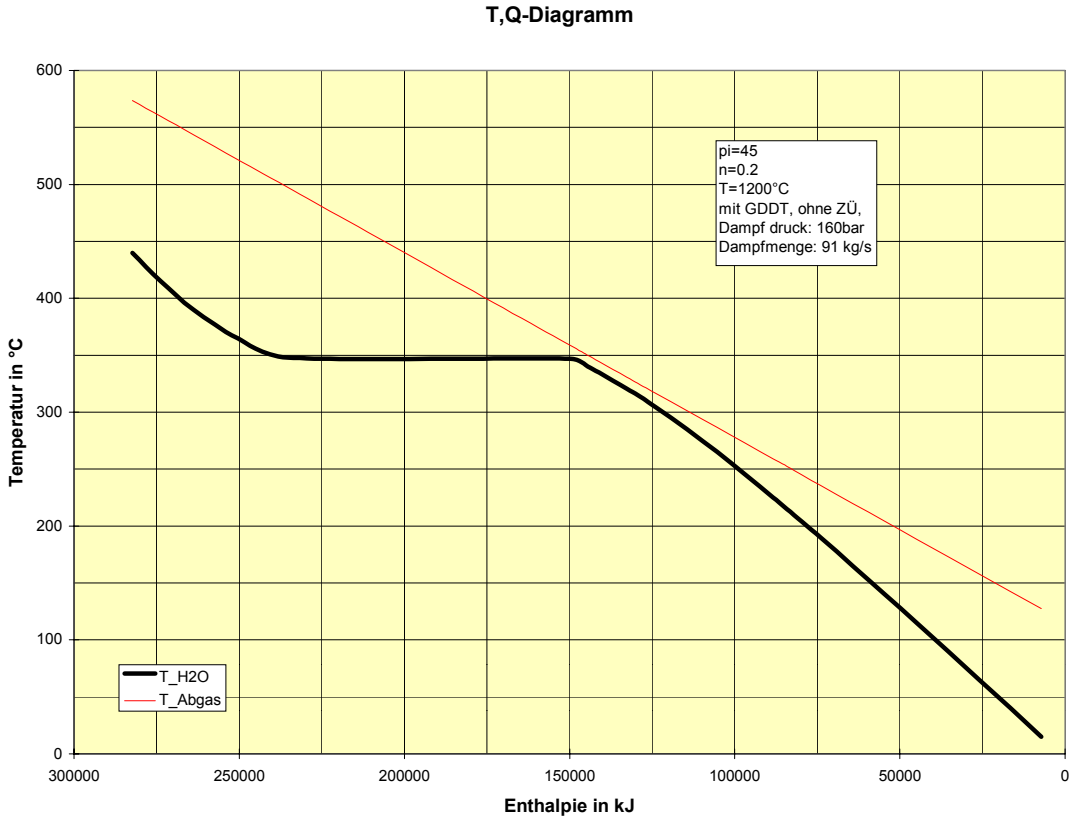


Abb. 47: Abkühlungsverlauf im Abhitzekessel für die angegebenen Werte

3.10. Verhalten weiterer Prozeßgrößen in Abhängigkeit von der Parameterkombination

Wirkungsgrad und spezifische Arbeit sind üblicherweise jene Größen, die einen Kreislauf für genauere Nachforschungen interessant machen oder aber seine Unwirtschaftlichkeit unter Beweis stellen. Die vorangegangenen Kapitel beschäftigten sich aus diesem Grund recht ausführlich mit diesen Daten. Nichtsdestoweniger wurde auch auf Schwierigkeiten hingewiesen, die die Verwirklichung einiger Fälle mit sich brächte. Im folgenden soll das Verhalten jener limitierenden Kenngrößen sowie einiger anderer, für den Prozeß relevanter Daten untersucht werden, wobei es in erster Linie darum geht, die Tendenzen zu zeigen. Es soll daher exemplarisch anhand jeweils einer Konfiguration bzw. Mischtemperatur illustriert werden, welchen Veränderungen die dargestellten Größen bei Änderung der Parameter unterliegen. Zu diesem Zweck wurde die Anordnung ohne Gegendruck-Dampfturbine bei einer 1200°C Mischtemperatur (ohne zweiten Wärmetauscher) herangezogen.

3.10.1.λ-Werte

Die bisherige Untersuchung hat gezeigt, daß viele Fälle mangels Luftüberschusses in zumindest einer der beiden Brennkammern nicht realisierbar sind. Abb.48 und 49 zeigen nun das Verhalten das Luftverhältnisses λ in den einzelnen Brennkammern in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis und dem Parameter „n“. Da die Mischtemperatur des ausgewählten Beispiels mit 1200°C relativ niedrig gewählt war, kommen die Werte für λ nicht in den Bereich von λ=1.1 .

Bei der Betrachtung des Luftverhältnisses sind die für diese Studie getroffenen Annahmen von Bedeutung, weil sie teilweise nennenswerten Einfluß auf den Luftüberschuß haben: Aus Tabelle 3.1. geht hervor, daß für die Untersuchung der Kreisläufe trockene Luft angenommen wurde. Da mit der Luftfeuchtigkeit auch Wasserdampf in den Kreislauf eingebracht wird, wird dadurch das Luftverhältnis etwas nach unten korrigiert. Bei 60% relativer Luftfeuchtigkeit und einer Temperatur von 15°C wären auf diese Weise 2.4kg/s Dampf zu berücksichtigen.

Allerdings wird in der Berechnung davon ausgegangen, daß die Kühlluft zur Gänze - an der Brennkammer vorbei - direkt in die Turbine geleitet wird. In der Praxis wird aber die Brennkammer durch vorbeiströmende Luft gekühlt, die im Anschluß in den Brennraum geführt wird und zur Verbrennung zur Verfügung steht. Dieser Effekt macht sich stärker bemerkbar als der erstgenannte, sodaß die berechneten Werte für λ „auf der sicheren Seite“ liegen.

In der Hochdruck-Brennkammer hängt das Luftverhältnis bei gleicher Mischtemperatur und „Advanced Steam Injection Cycle“-Variante ausschließlich von der eingedüsten Dampfmenge ab. Die kleinsten Werte für λ finden sich bei jenen

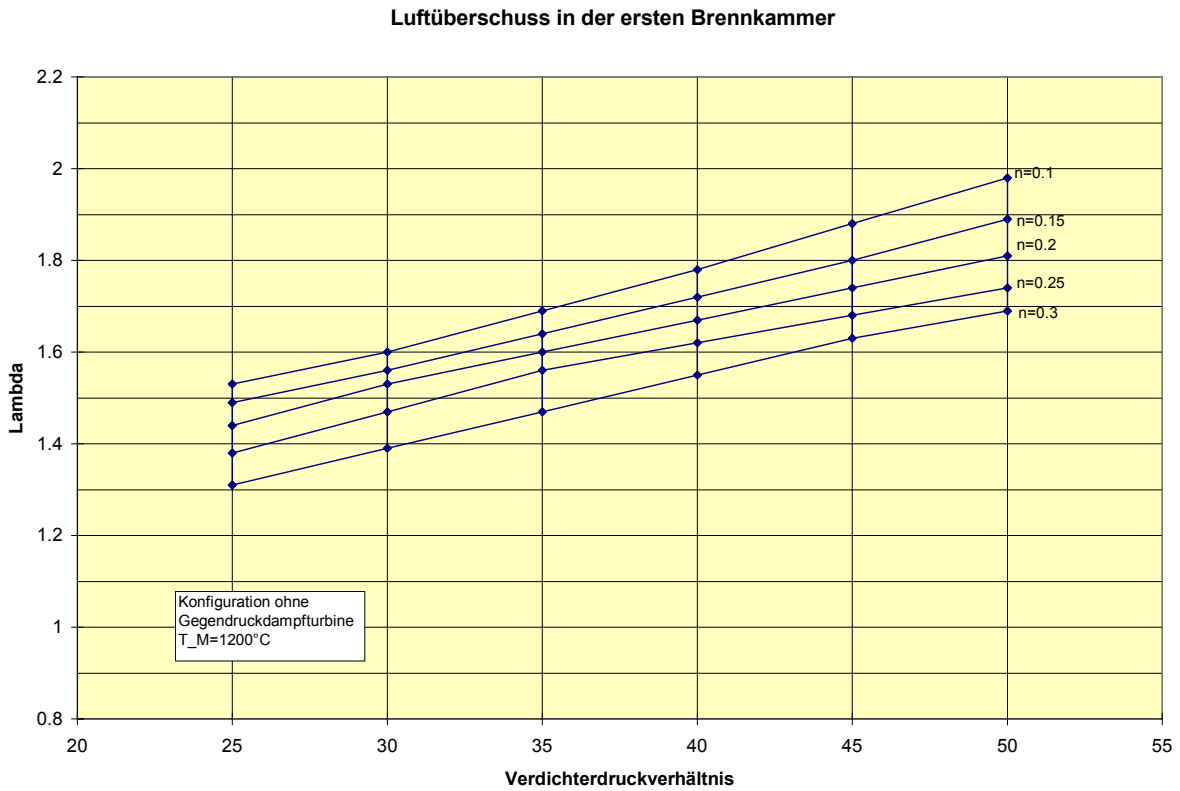


Abb. 48: Luftüberschuß in der ersten Brennkammer

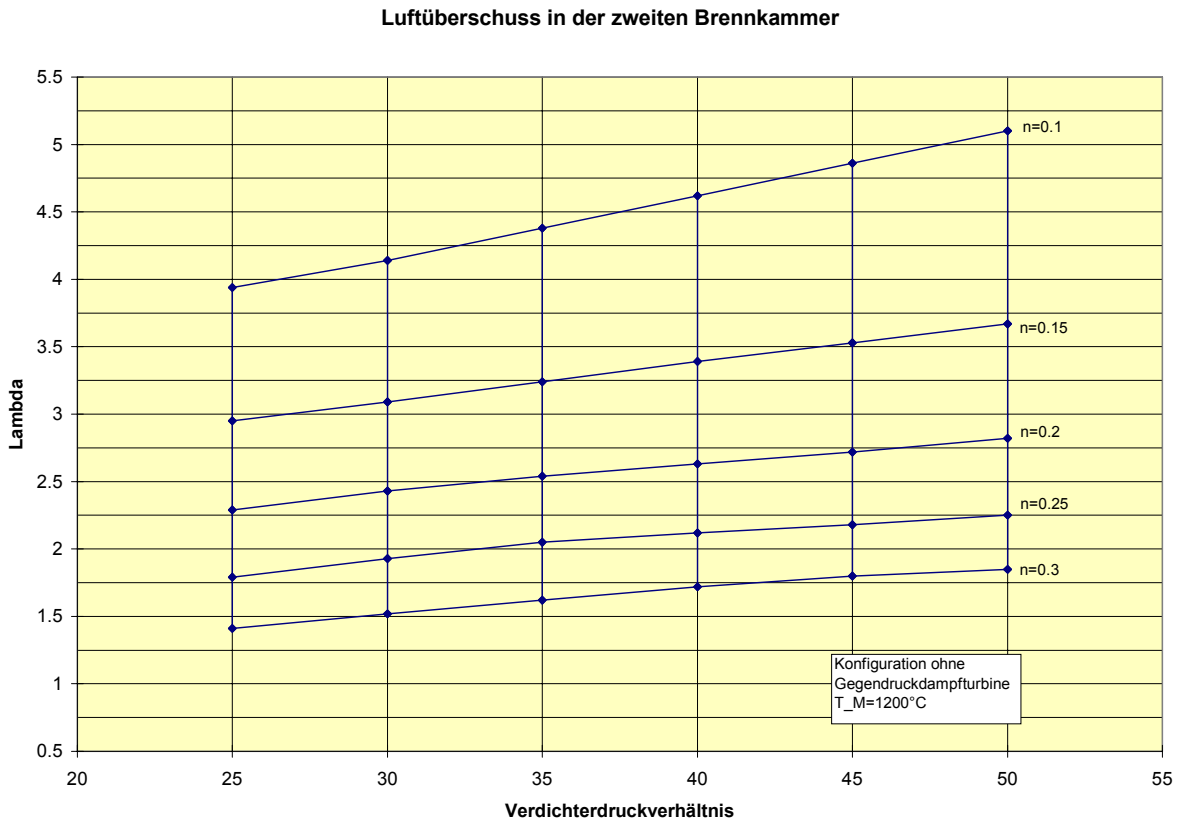


Abb. 49: Luftüberschuß in der zweiten Brennkammer

Parameterwerten, welche die größten Frischdampfmengen ermöglichen. Abb.48 zeigt den Verlauf des Luftverhältnisses.

Im Niederdruck-Brennraum ist zusätzlich zu diesem Zusammenhang die Temperatur vor der Verbrennung (und damit der Parameter „n“) ein direkter Einflußfaktor, da mit der zu überwindenden Temperaturdifferenz (mit „n“) die benötigte Brennstoffmenge zu- und damit der Luftüberschuß abnimmt. Dieser Effekt bringt die gleichen Tendenzen mit sich, die auch durch die Veränderungen der Frischdampfmenge entstehen, da beispielsweise große Werte für „n“ einerseits die Austrittstemperatur aus der Hochdruck-Gasturbine senken, andererseits aber zu einer Zunahme der erzeugbaren Frischdampfmenge führen. Die dadurch entstehende breitere Streuung des Luftverhältnisses in der zweiten Brennkammer wird noch zusätzlich verstärkt, weil die Brennstoffmengen wesentlich kleiner als im ersten Brennraum sind. Aus diesem Grund wird durch eine - bezogen auf die Brennstoffmenge in der ersten Brennkammer - kleine Änderung der überschüssigen Luft das Luftverhältnis der zweiten Brennkammer deutlich beeinflußt. Größere Werte für λ in der ersten Brennkammer führen zu deutlich größeren Werte im zweiten Brennraum.

Die überlagerten Auswirkungen dieser drei Effekte ergeben die in Abb.49 dargestellte starke Abhängigkeit des Luftverhältnisses in der Niederdruck-Brennkammer von der Parameterkombination.

Für die Verbrennung in der zweiten Brennkammer steht einerseits die Kühlluft aus der Hochdruck-Gasturbine zur Verfügung, andererseits die überschüssige Luft aus der ersten Brennkammer. Wegen des Zusammenhangs dieser „unverbrauchten“ Luft mit dem Luftverhältnis im zweiten Brennraum ist bezüglich λ=1.1 meistens die

Gemischzusammensetzung in der ersten Brennkammer ausschlaggebend, λ=1 wird in der Mehrheit der Fälle zuerst in der zweiten Brennkammer unterschritten.

Beim Vergleich der Abb.48 und 49 ist besonders der unterschiedliche Maßstab zu beachten, der für die beiden Diagramme gewählt werden mußte.

Für den überwiegenden Anteil der Auslegungspunkte, die für dieses Beispiel herangezogen wurden, konnte eine Frischdampftemperatur von 600°C wegen zu geringer Abgastemperatur nach der Niederdruck-Gasturbine nicht erreicht werden. Aus diesem Grund konnten bei einer Steigerung der Abgastemperatur nicht nur die Mengen an Frischdampf erhöht werden, sondern auch dessen Temperatur. Dadurch wurde die Zunahme der Dampfmenge etwas eingeschränkt. Dieser „bremsende“ Effekt entfiel, sobald Frischdampftemperaturen von 600°C erreichbar waren und damit dem herangezogenen Maximalwert entsprachen.

Wegen des starken Einflusses der zu erhitzenden Dampfmenge auf das Luftverhältnis fällt daher letzteres bei geringen Druckverhältnissen bzw. großen Werte für „n“ (höhere Abgastemperaturen) stärker ab als bei Parameterkombinationen, deren Abgastemperaturen die Frischdampftemperatur beschränken. Dieser Effekt ist in Abb.48 gut zu erkennen, wo die zu erhitzende Dampfmenge die einzige Einflußgröße darstellt.

3.10.2.Abgastemperatur nach der Hoch- und Niederdruck-Gasturbine

Die Abgastemperaturen sowohl nach der Hoch- als auch nach der Niederdruckturbine hängen in erster Linie von der Mischtemperatur ab. Darüber hinaus spielen das Verdichterdruckverhältnis und der Druck in der zweiten Brennkammer („n“) eine wesentliche Rolle, zumal durch diese beiden Größen das Druck- und in weiterer Folge das Temperaturverhältnis des Ein- und Ausgangszustandes der Turbinen festgelegt wird.

Abb.50 veranschaulicht den Temperaturverlauf nach der Hochdruckturbine, der für den „Advanced Steam Injection Cycle“ ohne Gegendruck-Dampfturbine erstellt wurde. Die Differenzen gegenüber den anderen untersuchten Kreisläufen liegen bei etwa 1-2°C, sodaß die Werte aus Abb.50 in sehr guter Näherung für alle betrachteten Konfigurationen gültig sind. Die Unterschiede ergeben sich durch Abweichungen in der Rauchgas-Zusammensetzung und damit leicht variierte Isentropenexponenten.

Die Parameterkombinationen, für die die Temperatur nach der Hochdruck-Gasturbine (und damit in der zweiten Brennkammer) unter 1000°C liegt, können hier sehr schnell gefunden werden und sind dieselben, auf die im Zusammenhang mit den Abb.10-41 schon aus diesem Grund hingewiesen wurde.

In Abb.51 ist der Temperaturverlauf nach der Niederdruck-Gasturbine - wieder für die Konfiguration ohne Gegendruck-Dampfturbine - dargestellt. Da der Großteil der Expansion in diesem Turbinenteil stattfindet, machen sich Veränderungen des Verdichterdruckverhältnisses in der Austrittstemperatur deutlich stärker bemerkbar als nach der Hochdruckexpansion. Außerdem unterscheiden sich aus diesem Grund die Konfigurationen untereinander etwas mehr, obwohl diese Differenzen wie zuvor ausschließlich durch die Rauchgas-Zusammensetzung zustande kommen.

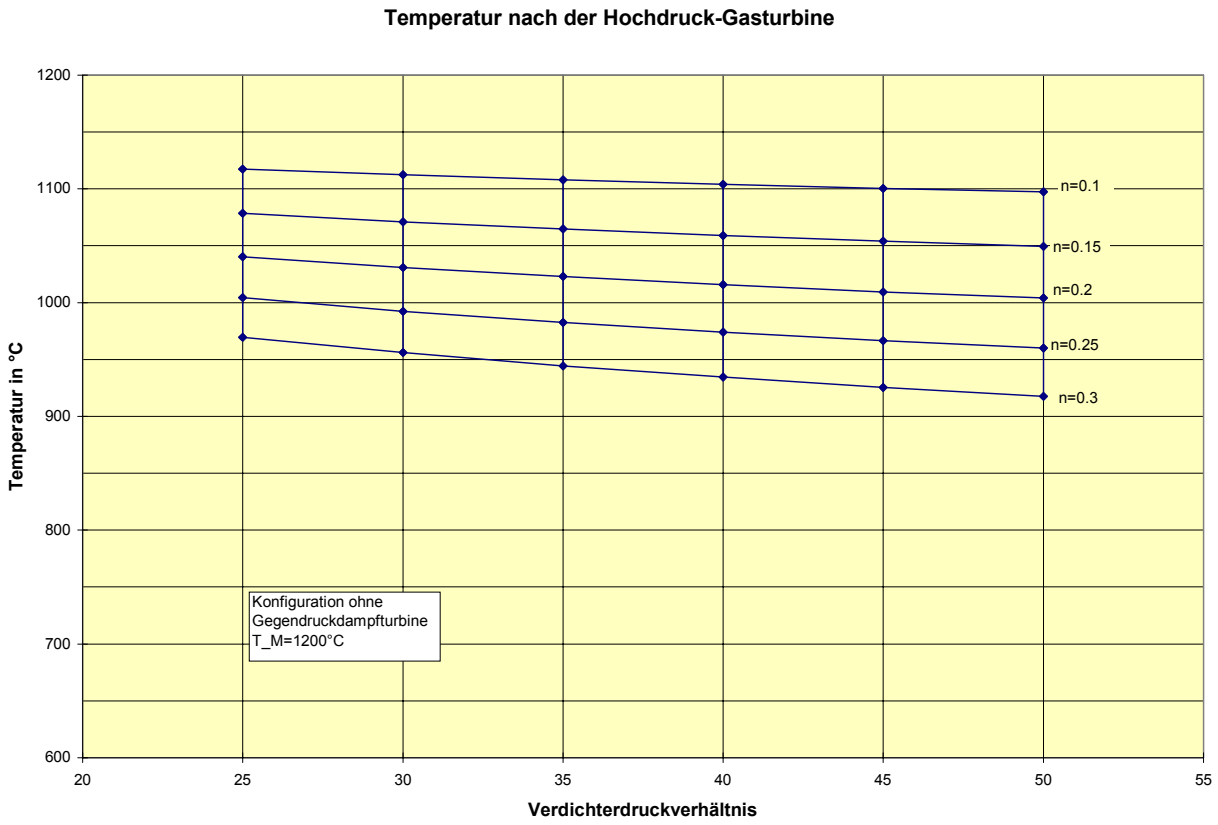


Abb. 50: Temperatur nach der Hochdruck-Gasturbine

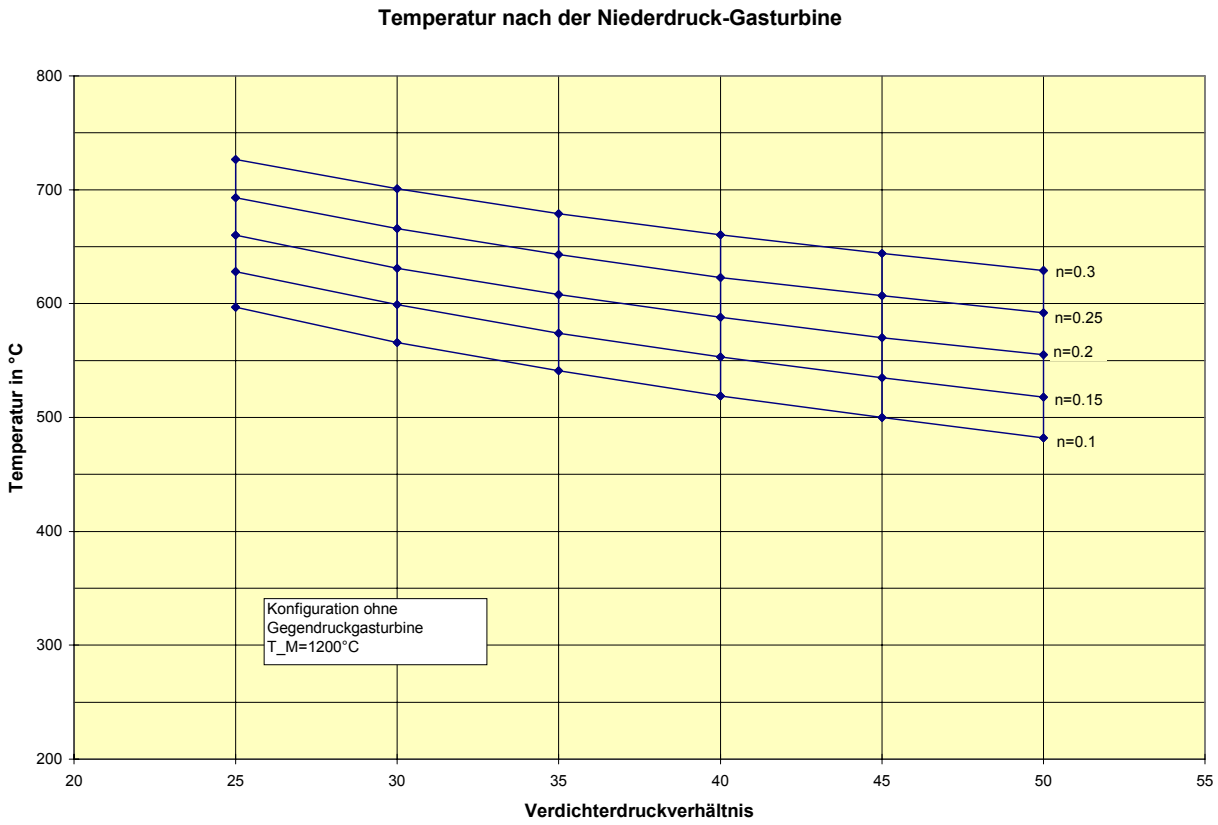


Abb. 51: Temperatur nach der Niederdruck-Gasturbine

3.10.3.Abgastemperatur nach dem Abhitzekessel

Die Abgastemperaturen wurden im Zusammenhang mit den T,Q-Diagrammen schon angesprochen. Abb.52 zeigt nun deren Verhalten in Abhängigkeit des Verdichterdruckverhältnis und des Exponenten „n“. *Energetisch* sind hier niedere Werte zwar günstig, weil das letztendlich abgeführte Rauchgas nur mehr wenig Energie enthält. Entscheidend für einen effizienten Kreislauf sind aber geringe *Exergie*verluste, welche nicht unbedingt mit geringen Abgastemperaturen nach dem Abhitzekessel einhergehen (vgl. Kap. 3.8.).

In der Praxis stellen die Kondensationstemperaturen verschiedener Säuren sowie des Wassers oft einen unteren Grenzwert für die Temperatur des abgekühlten Rauchgases dar. Dabei gelten für die betreffenden Stoffe Partialdruckbedingungen. In den Diagrammen in Kap.3.6. sind die davon betroffenen Auslegungspunkte gekennzeichnet. In Abb.52 wurde davon Abstand genommen, weil nur Art und Größe der Abhängigkeit der Abgastemperatur von den verschiedenen Parametern demonstriert werden sollen.

Für die Abgastemperaturen nach der Dampferzeugung zeigt sich ein in gleichem Maße von „n“ und dem Verdichterdruckverhältnis abhängender Verlauf.

Bemerkenswert ist das konträre Verhalten bezüglich der Abgastemperatur nach der Niederdruck-Gasturbine (vgl. Kap.3.9.2.). Dieser Zusammenhang wurde in Kap.3.8. („Das T,Q-Diagramm“) schon angedeutet und findet hier seine Bestätigung.

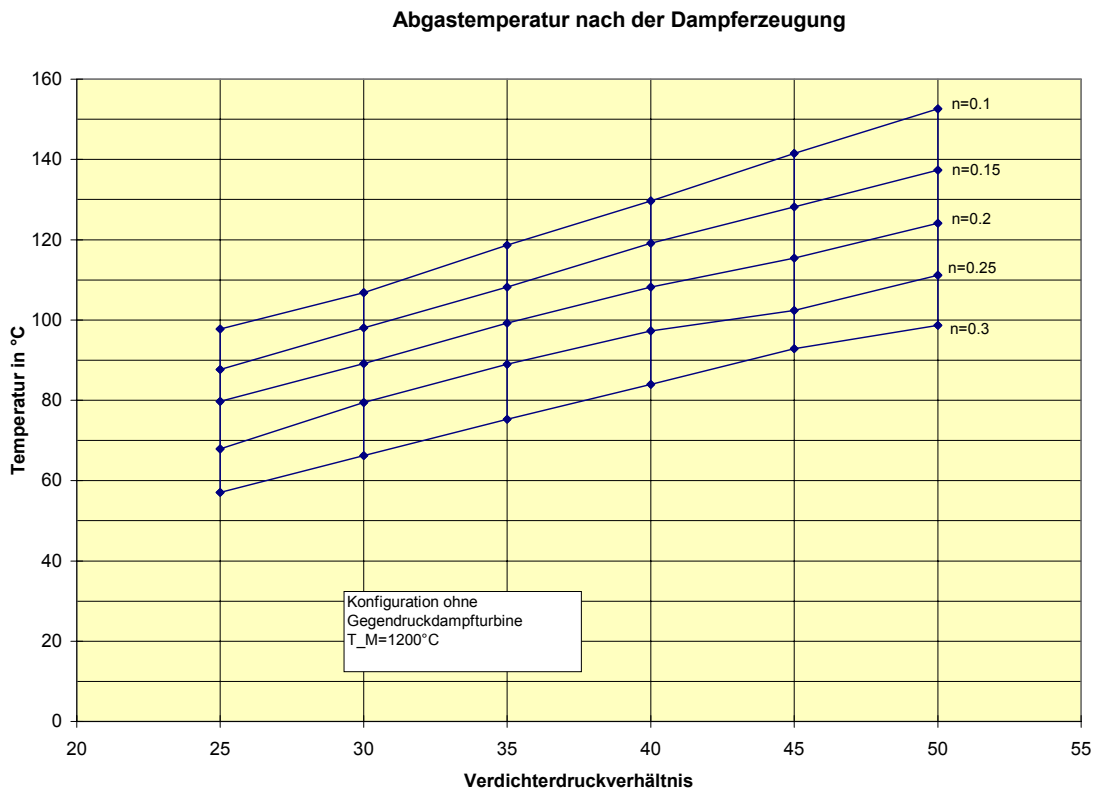


Abb. 52: Abgastemperatur nach der Dampferzeugung

3.10.4.Erzeugbare Dampfmenge

Neben der schon angesprochenen starken Abhängigkeit des Luftverhältnisses von der Dampfmenge hat letztere auch in Bezug auf die Wasserversorgung erheblichen Einfluß auf die Durchführbarkeit von „Advanced Steam Injection“-Anlagen. Nicht nur die Aufbereitung des Wassers stellt das Problem dar, je nach Standort könnte auch die Versorgung mit Frischwasser nicht ohne weiteres gewährleistet sein.

Abb.53 gibt Aufschluß über den Wasserverbrauch durch die Dampferzeugung in Abhängigkeit von Verdichterdruckverhältnis und Parameter „n“. Erwartungsgemäß läßt sich mit der heißesten Abgastemperatur nach der Niederdruck-Gasturbine die größte Menge an Dampf erzeugen. Die angesaugte Luftmenge in den untersuchten Kreisläufen beträgt 365kg/s; 140kg/s Dampf entsprechen daher fast 40% dieses Massenstroms. Bei Kombianlagen liegt dieser Wert bei ca. 15%, was bei gleichem Luftmassenstrom in etwa 55kg/s Dampf entspräche. Dieser Unterschied macht deutlich, wieviel Frischdampf durch den Dampf selbst - nach der Expansion in der Gasturbine - erzeugt werden kann.

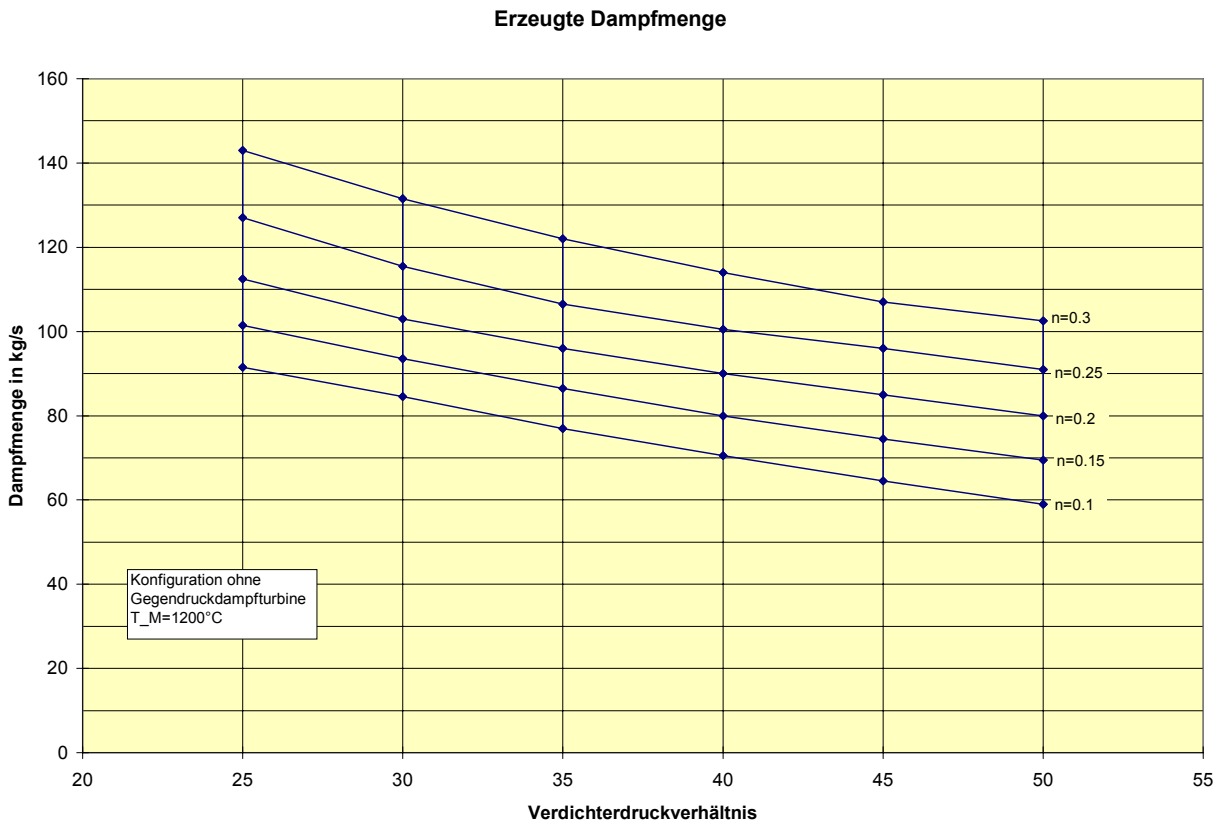


Abb. 53: Erzeugbare Dampfmenge

4. Empfindlichkeitsstudie

4.1. Allgemeines

Um den Umfang der durchgeführten Kreislaufstudie im überschaubaren Rahmen zu halten, wurden einige Größen während der gesamten Untersuchung als konstant angenommen.

Nun drängt sich natürlich die Frage auf, welchen Einfluß eine etwaige Veränderung dieser bislang konstant gehaltenen Randbedingungen mit sich bringt. In diesem Kapitel wird versucht, darauf eine Antwort zu geben.

Aus der Vielzahl der berechneten Fälle wurde eine Parameterkombination gewählt, die nach technischen und thermodynamischen Erwägungen zu den interessantesten im Hinblick auf eine mögliche Verwirklichung zählt.

Die Parameter lauten demnach: $\pi = 40$

$n = 0.2$

$T_M = 1300°C$

Mit diesen Werten wurden alle Konfigurationen untersucht, die auch der parametrischen Studie unterzogen wurden, wobei auf eine gesonderte Betrachtung der Auswirkungen eines zweiten Wärmetauschers verzichtet wurde.

In Tab. 4.1. sind die nun variierten Größen mit den zugehörigen Variationsbreiten festgehalten. Von den Werten aus Tab. 3.1. in Kap. 3.3. („Festgehaltene Größen der parametrischen Studie“) blieben jene Größen unberücksichtigt, deren Einfluß auf das Ergebnis (bei einer einigermaßen realistischen Variation) vernachlässigbar ist oder umfangreicher Berechnungen bedürfte (Umgebungstemperatur).

Wirkungsgrade und Druckverlust:

$\eta_{Verdichter}$	90	% polytrop	± 2%
$\eta_{Hochdruck\text{-}Gasturbine}$	86	% polytrop	± 2%
$\eta_{Niederdruck\text{-}Gasturbine}$	86	% polytrop	± 2%
Kreislauf-Druckverluste	10	%	± 5%

Kühlluft-Massenströme:

$\dot{m}_{Kühlluft\ für\ die\ Hochdruck\text{-}Gasturbine}$	70	kg/s → 35 kg/s → 0 kg/s
$\dot{m}_{Kühlluft\ für\ die\ Niederdruck\text{-}Gasturbine}$	55	kg/s → 30 kg/s → 0 kg/s

Tab. 4.1.

Bei der Variation der Gasturbinen-Wirkungsgrade wurde sowohl jede Turbine einzeln betrachtet als auch die gleichzeitige Absenkung bzw. Steigerung der polytropen Wirkungsgrade beider Gasturbinen.

Da verschiedene Mischtemperaturen, wie sie in der parametrischen Studie auftraten, üblicherweise auch unterschiedliche Kühlluftmengen (bei gleicher Temperatur der Kühlluft) erforderlich machen, kommt der Variation der Kühlluft-Massenströme besondere Bedeutung zu.

So wurden die Kühlmengen jeweils von ihrem ursprünglichen Wert in zwei Schritten auf 0 kg/s reduziert. Außerdem wurden auch die Auswirkungen betrachtet, die ein gleichzeitiger, völliger Verzicht auf Nieder- und Hochdruck-Kühlluft nach sich zieht. Als dritte Variation der Kühlluftmengen wurden die ursprünglich angenommenen Massenströme für Hoch- bzw. Niederdruckteil vertauscht.

4.2. Auswirkungen auf thermischen Wirkungsgrad und spezifische Arbeit[1]

Durch die vorgenommenen Variationen an den oben beschriebenen Größen entstanden in den Diagrammen, die die Auswirkungen der jeweiligen Veränderung auf Wirkungsgrad und spezifische Arbeit darstellen (Abb.54,56,58,60,62), in guter Näherung Geraden durch den Ausgangspunkt. Demzufolge haben Effekte, die im folgenden für den Anstieg eines Maschinenwirkungsgrades beschrieben werden, mit vertauschten Vorzeichen auch Gültigkeit für eine Absenkung desselben und umgekehrt.

4.2.1. Niederdruck-Gasturbine, Kreislauf-Druckverlust

Bei allen Kreisläufen haben die Veränderungen des Wirkungsgrades der Niederdruck-Gasturbine um ± 2% bzw. des Kreislauf-Druckverlustes um ∓5% sehr ähnliche Auswirkungen. So sinkt für die jeweils ungünstige Abweichung vom Ausgangswert der Wirkungsgrad deutlich ab, für bessere Wirkungsgrade der besprochenen Komponenten steigt er merklich an. Die Differenzen der Wirkungsgrade der Gesamtanlage gegenüber dem Ausgangspunkt liegen für alle Schaltungen in derselben Größenordnung von etwa ± 0.5 Prozentpunkten (geringfügig mehr für die ND-Gasturbine), wobei die Verminderungen des Wirkungsgrades tendenziell etwas stärker sind als dessen Zuwächse. Mit steigendem Frischdampfdruck weisen die Wirkungsgradzuwächse fallende, die -einbußen jedoch steigende Tendenz auf.

Die spezifische Arbeit hingegen nimmt unter „verschlechterten“ Bedingungen zu. Bei den Konfigurationen ohne Zwischenüberhitzung zeigen sich dabei wesentlich stärkere Änderungen der spezifischen Arbeit als bei den Varianten mit Zwischenüberhitzung. Beide Effekte sind verständlich, wenn man die Auswirkungen auf die Dampferzeugung betrachtet:

Sowohl eine Erhöhung des Druckverlustes (+5%) als auch eine Verminderung des Wirkungsgrades der Niederdruck-Gasturbine (-2%) bringen einen Anstieg der Rauchgastemperatur am Eintritt in den Abhitzekessel mit sich: Im ersteren Fall liegt dies am geringeren Druck- und damit Temperaturverhältnis, welches in den Gasturbinen genützt werden kann. Bei einer Verschlechterung des Gasturbinen-Wirkungsgrades hingegen steigt die Austrittstemperatur wegen der Zunahme der Irreversibilitäten während des Prozesses.

[1] In den weiteren Ausführungen steht die Bezeichnung „Wirkungsgrad“ für den thermischen Wirkungsgrad der gesamten Anlage.

In den Fällen ohne Zwischenüberhitzung kann die damit zusätzlich zur Verfügung gestellte Energie zur Gänze zur Frischdampferzeugung verwendet werden. Der zusätzliche Dampf steigert zwar die Leistung der Gesamtanlage beträchtlich, die Voraussetzungen, die diese zusätzliche Dampfproduktion ermöglichen, senken im Gegenzug jedoch den Wirkungsgrad der Gesamtanlage.

Auch bei den Konfigurationen mit Zwischenüberhitzung kann durch das Mehrangebot an Energie im Rauchgas die erzeugte Dampfmenge gesteigert werden. Allerdings wird die gesamte zusätzliche Dampfmenge nach der Expansion in der Dampfturbine in den Abhitzekessel zurückgeführt, um dort erneut auf Frischdampftemperatur erhitzt zu werden. Dadurch fällt die Steigerung der Frischdampfmenge und damit die Abnahme der spezifischen Arbeit nicht so deutlich aus wie in den oben beschriebenen Fällen ohne Zwischenüberhitzung.

4.2.2. Hochdruck-Gasturbine

Da in der Hochdruckturbine das abgebaute Druckgefälle wesentlich kleiner ist als in Niederdruck-Gasturbine, wirken sich Veränderungen des Maschinenwirkungsgrades weniger stark auf die Leistungsdaten der Gesamtanlage aus. Nichtsdestotrotz ist bei einem angenommenen Anstieg des polytropen Wirkungsgrades um zwei Prozentpunkte eine - wenn auch vergleichsweise geringe - Steigerung der Effizienz der Gesamtanlage festzustellen.

Das Rauchgas tritt in diesem Fall zwar etwas kühler aus der Hochdruck-Gasturbine aus, wird aber in der zweiten Brennkammer wieder auf Heißgastemperatur erhitzt, sodaß der Prozeß der Niederdruckexpansion unverändert bleibt. Der Einfluß des geringfügig erhöhten Brennstoffbedarfs in der Niederdruck-Brennkammer auf die Zustandsänderung in der Niederdruck-Gasturbine liegt jenseits der Rechengenauigkeit. (Die Temperatur nach der Hochdruck-Gasturbine variiert nur um ca. $\pm$ 5°C). Aus diesem Grund bleibt auch die erzeugbare Dampfmenge unverändert und die Mehrleistung der Hochdruckturbine schlägt sich neben der Wirkungsgradsteigerung auch in einem Anstieg der spezifischen Arbeit nieder.

Diese Zusammenhänge gelten in gleichem Maße für alle Konfigurationen. Auch die Veränderungen des Wirkungsgrades bewegen sich für alle untersuchten Varianten in derselben Größenordnung von etwa $\pm$ 0.1 bis 0.2 Prozentpunkten.

4.2.3. Niederdruck- und Hochdruck-Gasturbine

Werden nun beide Gasturbinen-Wirkungsgrade gleichzeitig verändert, so kommt es zu einer Überlagerung der beschriebenen Auswirkungen. (In den Diagrammen Abb.54,56,58,60,62 kann dies mittels einer Vektoraddition nachvollzogen werden.)

Die Unterschiede zwischen den einzelnen Konfigurationen, die bei der Variation des Wirkungsgrades der Niederdruck-Gasturbine durch die Zwischenüberhitzung entstehen, gehen demzufolge auch bei einer gemeinsamen Veränderung beider Gasturbinen-Wirkungsgrade in das Ergebnis ein.

Die spezifische Arbeit bleibt für die Fälle mit Zwischenüberhitzung bei der hier vorgenommenen Variation der Maschinenwirkungsgrade so gut wie unverändert. Die Reduktion der spezifischen Arbeit, die ein besserer Wirkungsgrad der Niederdruck-Gasturbine mit sich bringt, wird durch den Gewinn bei einer Verbesserung des Wirkungsgrades der Hochdruckturbine ausgeglichen.

Im Gegensatz dazu bleibt bei den Konfigurationen ohne Zwischenüberhitzung bei der gleichzeitigen Betrachtung beider Turbinenwirkungsgrade die vergleichsweise große Variationsbreite der spezifischen Arbeit erhalten, die durch die Veränderungen des Wirkungsgrades der Niederdruck-Gasturbine entsteht. Durch das Verhalten der Hochdruckturbine kann diese Abhängigkeit nur etwas abgeschwächt, nicht aber ausgeglichen werden.

In gleicher Weise wie die spezifische Arbeit ergibt sich auch die Wirkungsgradveränderung der Gesamtanlage durch eine additive Überlagerung der Auswirkungen von beiden einzelnen Gasturbinen. Wegen des verhältnismäßig schwachen Beitrags der Hochdruck-Gasturbine sind die zusätzlichen Gewinne bzw. Abstriche gegenüber der alleinigen Änderung des Wirkungsgrades der Niederdruckturbine entsprechend gering.

4.2.4. Verdichter

Auch beim Verdichter steigen durch Veränderungen des polytropen Wirkungsgrades sowohl Wirkungsgrad als auch spezifische Arbeit der gesamten Anlage. Allerdings sind die entstehenden Differenzen zu den Werten des Ausgangspunktes nun etwa dreimal so groß wie zuvor bei der Hochdruck-Gasturbine. Der Wirkungsgrad der Gesamtanlage ändert sich bei der durchgeführten Variation um ungefähr $\pm$ 0.4 Prozentpunkte. Bezogen auf die Leistung, die vom Verdichter aufgenommen wird, erscheint dieser Einfluß außerordentlich groß, zumal er in der Größenordnung fast jenen der Niederdruck-Gasturbine erreicht. Alle untersuchten Kreisläufe zeigen im großen und ganzen gleiches Verhalten, allerdings werden die Kreisläufe mit Zwischenüberhitzung tendenziell stärker vom polytropen Verdichterwirkungsgrad beeinflußt. Dies hängt vermutlich mit dem kleineren Massenstrom in den Turbinen zusammen (weniger Frischdampf), aufgrund dessen sich gleiche Leistungsdifferenzen der Einzelkomponenten deutlicher bemerkbar machen.

4.2.5. Kühlluftmengen

- Die Reduktion der Kühlluftmenge für den Niederdruckteil bewirkt Veränderungen von Wirkungsgrad und spezifischer Arbeit in dieselbe Richtung wie Verbesserungen des Hochdruck-Gasturbinen- oder Verdichterwirkungsgrades. Werden statt 55 kg/s nur 30 kg/s für Niederdruck-Kühlzwecke aus dem Verdichter entnommen, sind die Auswirkungen mit denen so gut wie identisch, die bei der Verbesserung des polytropen Wirkungsgrades der Hochdruck-Gasturbine um zwei Prozentpunkte festzustellen waren. Bei einem völligen Verzicht auf die Niederdruck-Kühlluft können Wirkungsgrad und spezifische Arbeit noch einmal um den gleichen Betrag verbessert werden. Diese Verbesserungen treten in gleichem Maße bei Konfigurationen mit bzw. ohne Zwischenüberhitzung auf. Der zusätzliche Luftmengenstrom, der nun auch den Hochdruckteil „Advanced Steam Injection Cycle“ durchläuft, steigert die abgegebene Leistung der Anlage bei gleicher angesaugter Luftmenge. Diese zusätzliche Leistung wird außerdem mit sehr hohem marginalen Wirkungsgrad erzeugt, weshalb auch der Anlagenwirkungsgrad etwas zunimmt.

- Anders verhält es sich mit der Hochdruck-Kühlluft: Ohne Zwischenüberhitzung hat die Größe der abgezweigten Luftmenge keinen Einfluß auf das Ergebnis: Da ohne Kühlluft kein Dampf im Wärmetauscher überhitzt werden kann, bedarf es mehr Brennstoffs, um den Dampf in der Brennkammer auf Heißgastemperatur zu

erhitzen. Gleichzeitig steht aber die Luft entsprechend heißer zur Verfügung. Die dadurch eingesparte Brennstoffmenge entspricht genau der für die Erhitzung des Dampfes zusätzlich benötigten. Nicht nur der Brennstoffbedarf bleibt unverändert, auch das Rauchgas vor der Hochdruckturbine weist exakt dieselbe Zusammensetzung und dieselbe Mischtemperatur auf. Die Daten der Gesamtanlage werden durch diese internen Verschiebungen also nicht beeinflußt.

Wird die gesamte Dampfmenge nach der Dampfturbine (entweder im Wärmetauscher oder im Abhitzekessel) überhitzt, ändern sich mit abnehmender Kühlluftmenge die Daten des Kreislaufs sehr wohl. Wird keine oder nur wenig Luft in den Wärmetauscher geleitet, so sinkt auch die Menge das Dampfes, der dort überhitzt werden kann. Dadurch vergrößert sich der Anteil, der zur Zwischenüberhitzung in den Abhitzekessel zurückgeführt werden muß, was wiederum eine Reduktion der insgesamt erzeugbaren Frischdampfmenge zur Folge hat. Da weniger Frischdampf auch bedeutet, daß im Rauchgas weniger Energie enthalten ist, wird die Frischdampfmenge noch weiter eingeschränkt. Auf diese Weise sinkt die spezifische Arbeit der Gesamtanlage enorm ab.

Der Wirkungsgrad hingegen nimmt einige Zehntel Prozentpunkte zu. Dies entspricht der Beobachtung, die in Kap.3. schon in Zusammenhang mit dem zweiten Wärmetauscher gemacht wurde. Der Einsatz dieses Niederdruck-Wärmetauschers brachte ebenfalls einen Anstieg der spezifischen Leistung auf Kosten des Wirkungsgrades.

- Ein Austausch der Kühlluftmengen führt nur bei den Fällen mit Zwischenüberhitzung zu nennenswerten Verschiebungen. Für die errechneten Punkte, die sich auch durch Überlagerung der bisherigen Kühlmengenvariation ergeben - wobei für die Niederdruck-Kühlluft extrapoliert werden muß -, ergeben sich dieselben Wirkungsgrade wie im Ausgangszustand. Die spezifische Arbeit nimmt allerdings merkbar ab.

Bei den Konfigurationen ohne Zwischenüberhitzung nehmen Wirkungsgrad und spezifische Arbeit etwas geringere Werte an. Dies entsteht durch die Fortführung des Verhaltens bei variierter Niederdruck-Kühlluft über den Ausgangszustand hinaus. Die Hochdruck-Kühlluftmenge hat keinen Einfluß auf das Ergebnis. Die Änderungen sind aber nur von sehr bescheidener Größe, weshalb auf eine Darstellung in den Diagrammen verzichtet wurde.

- Da bei den Kreisläufen ohne Zwischenüberhitzung weder Wirkungsgrad noch spezifische Arbeit durch die Hochdruck-Kühlluftmenge beeinflußt werden, wird das Ergebnis für völligen Verzicht auf Kühlluft in den Diagrammen durch den mit „70/0“ (70 kg/s HD-Kühlluft, 0 kg/s ND-Kühlluft) gekennzeichneten Punkt repräsentiert.

Für die Fälle mit Zwischenüberhitzung hingegen wurden Punkte errechnet, die auch aus der Überlagerung bisher ermittelter Einflüsse (bei Verzicht auf HD-Kühlluft bzw. ND-Kühlluft) hervorgehen. Dadurch entstehen gegenüber dem Ausgangszustand beträchtliche Wirkungsgradzuwächse (+ 0.6 bis 0.8 Prozentpunkte), allerdings bei deutlich verminderter spezifischer Arbeit.

4.3. Auswirkungen auf den Luftüberschuß

Neben den Auswirkungen auf Wirkungsgrad und spezifische Arbeit sind - besonders für veränderte Kühlluftströme - auch die Abweichungen vom Luftverhältnis im Referenzpunkt von Interesse. Aus diesem Grund wurde in dieser Empfindlichkeitstudie auch dieser Zusammenhang betrachtet und in den Diagrammen dargestellt.

Es zeigte sich, daß neben den Kühlluftmengen nur die Variation des Kreislauf-Druckverlustes und der Wirkungsgrad der Niederdruck-Gasturbine einen nennenswerten Einfluß auf das Luftverhältnis haben. Nicht nur in ihren Auswirkungen auf Wirkungsgrad und spezifische Arbeit, auch in ihrem Einfluß auf den Luftüberschuß sind sich die beiden letztgenannten Parameter sehr ähnlich.

Durch die Änderung des Wirkungsgrades der Hochdruckturbine weichen die Werte für das Luftverhältnis λ nur wenige Hundertstel von den Ausgangswerten ab - und dies auch nur in der zweiten Brennkammer (vgl. Kap.4.2.2.). Auf eine Darstellung in den Diagrammen Abb.55,57,59,61,63 wurde daher verzichtet. Im Hochdruck-Brennraum findet überhaupt keine Veränderung statt, weil die Zusammensetzung des zu erhitzenden Gemisches unverändert bleibt. Wegen des vernachlässigbaren Einflusses der Hochdruck-Gasturbine sind die Ergebnisse bei der Veränderung des Wirkungsgrades der Niederdruck-Gasturbine mit jenen praktisch identisch, die durch die gleichzeitige Variation beider Gasturbinen-Wirkungsgrade erzielt werden.

Ebenso wie bei der Hochdruckturbine liegt auch beim Verdichter der Einfluß auf den Luftüberschuß bei der vorgenommenen Variation des Wirkungsgrades im Bereich weniger Hundertstel. Von einer Darstellung in den Abbildungen wurde daher Abstand genommen. Bemerkenswert erscheint allerdings, daß bessere Wirkungsgrade wegen geringerer Austrittstemperaturen einen negativen Einfluß auf das Luftverhältnis haben.

Die Werte für λ schwanken durch Senkung bzw. Steigerung des Kreislauf-Druckverlustes oder des polytropen Wirkungsgrades der Niederdruck-Gasturbine um ca. $\pm$ 0.1. Die Auswirkungen sind bei den Anlagen ohne Zwischenüberhitzung etwas größer, was darauf zurückzuführen ist, daß auch hier wieder die Menge des erzeugten Frischdampfes durch die Variationen der Teilwirkungsgrade größere Änderungen erfährt (vgl. Kap.4.2.1.). Für alle Konfigurationen gilt, daß der Luftüberschuß in der Niederdruck-Brennkammer stärkeren Abweichungen unterliegt als jener in der ersten Brennkammer.

Die mit der Verringerung der Kühlluftmenge verbundenen Änderungen des Luftüberschusses sind wesentlich größer als die bisher beschriebenen.

- Durch die Reduktion der Niederdruck-Kühlluft steigt in beiden Brennkammern der Luftüberschuß merklich an: Der nicht verwendete Teil der Kühlluft wird weiter verdichtet und in die erste Brennkammer geleitet. Anschließend vergrößert der Anteil, der dort nicht für die Verbrennung benötigt wird - zumeist der gesamte zusätzliche Luftmengenstrom - , auch in der Niederdruck-Brennkammer das Luftverhältnis. In der zweiten Brennkammer wirkt sich wegen des geringeren Brennstoffbedarfs die gleiche Menge zusätzlich verfügbarer Luft noch stärker auf den Luftüberschuß aus. Aus dem gleichen Grund ergeben auch die gleichen Mengen an zusätzlicher Verbrennungsluft bei den Kreisläufen mit Zwischenüberhitzung in beiden Brennkammern größere Abweichungen der Luftverhältnisse als bei den Konfigurationen

ohne Zwischenüberhitzung, weil der Gesamtmassenstrom - und damit die benötigte Brennstoffmenge - geringer ist. (Unterschiede in der Frischdampfmenge)

- Auch bei der Betrachtung der Hochdruck-Kühlluft ergeben sich wieder Unterschiede zwischen den Konfigurationen:

In den Fällen mit und ohne Zwischenüberhitzung steht die ursprüngliche Hochdruck-Kühlluft nunmehr der Verbrennung in der ersten Brennkammer zur Verfügung. Da sich aber für die Fälle mit Zwischenüberhitzung im Zuge dieser Veränderung die erzeugbare Dampfmenge reduziert (siehe Kap.4.2.5.), fällt der Anstieg des Luftüberschusses größer aus. Außerdem steigt das Luftverhältnis in der zweiten Brennkammer, weil sich auch hier der Brennstoffbedarf wegen der reduzierten Dampfmenge verringert.

Im Gegensatz dazu findet ohne Zwischenüberhitzung zwar eine Steigerung von λ in der ersten Brennkammer durch die reduzierte Hochdruck-Kühlluftmenge statt, der Luftüberschuß in der zweiten Brennkammer bleibt aber unverändert, da das Gasgemisch nach der Hochdruck-Gasturbine keine Veränderungen aufweist.

- Der gleichzeitige Verzicht auf beide Kühlluftströme ergibt als Überlagerung der bisher beschriebenen Fälle erwartungsgemäß die höchsten Werte für den Luftüberschuß λ. Die Verbesserung des Luftüberschusses ist dabei beachtlich. Auch hier finden die Aussagen aus Kap.3.9.1. („λ-Werte“) ihre Bestätigung, wonach das Luftverhältnis der zweiten Brennkammer stärkeren Änderungen unterliegt als jenes in der ersten Brennkammer.

- Ebenfalls berücksichtigt ist in den Diagrammen ein Austausch der Kühlluftmengen für Hoch- bzw. Niederdruck-Gasturbine. Die Hochdruck-Gasturbine wird bei dieser Betrachtung also mit 55kg/s Luft anstatt wie bisher mit 70kg/s gekühlt, der Massenstrom für die Kühlung der Niederdruckturbine beträgt hingegen 70kg/s statt 55kg/s. In der ersten Brennkammer steigt λ dadurch leicht an, weil etwas weniger Hochdruck-Kühlluft (die nicht als Verbrennungsluft verwendet wird) auf Mischtemperatur erhitzt werden muß. Dadurch nimmt die erforderliche Brennstoffmenge geringfügig ab. Der zweiten Brennkammer steht dadurch zwar einige Luft zusätzlich zur Verfügung, allerdings werden aber nur mehr 55 kg/s anstatt 70 kg/s aus dem Hochdruck-Kühlsystem in den zweiten Brennraum geleitet. Dies alleine überwiegt den vorher genannten Effekt bei weitem. Zusätzlich vermindert wird das Luftverhältnis durch den Umstand, daß nunmehr die größere Luftmenge (ND-Kühlluft) von relativ niederer Temperatur auf Heißgastemperatur erhitzt werden muß, während der kleinere Teil (HD-Kühlluft) schon recht hohe Temperaturen aufweist. In den bisherigen Fällen war die Massenverteilung umgekehrt und der Brennstoffbedarf in der zweiten Brennkammer entsprechend geringer.

4.4. Diagramme

In den Abb.54-63 sind die Resultate dargestellt, welche bisher beschrieben und erläutert wurden. Zur besseren Übersichtlichkeit sind die Ergebnisse für die Leistungsdaten und den Luftüberschuß für jede Konfiguration auf jeweils einer Seite zusammengefaßt. Die Art des Kreislaufs kann direkt der Beschreibung in den Diagrammen entnommen werden.

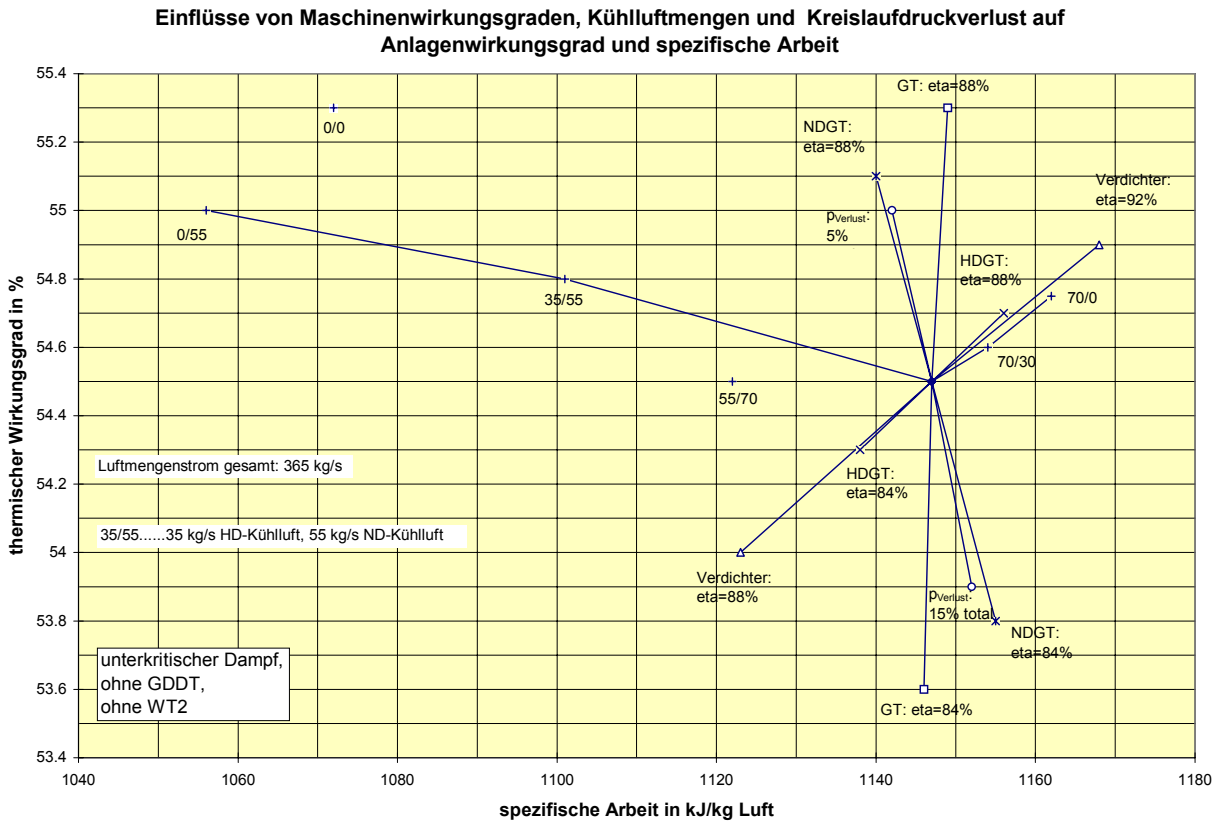

Einflüsse von Maschinenwirkungsgraden, Kühlluftmengen und Kreislaufdruckverlust auf Anlagenwirkungsgrad und spezifische Arbeit
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
55.4
55.2
55
54.8
54.6
54.4
54.2
54
53.8
53.6
53.4
1040
1060
1080
1100
1120
1140
1160
1180
0/0
0/55
35/55
55/70
70/0
70/30
GT: eta=88%
NDGT: eta=88%
Verdichter: eta=92%
pVerlust: 5%
HDGT: eta=88%
HDGT: eta=84%
Verdichter: eta=88%
pVerlust: 15% total
NDGT: eta=84%
GT: eta=84%
Luftmengenstrom gesamt: 365 kg/s
35/55.....35 kg/s HD-Kühlluft, 55 kg/s ND-Kühlluft
unterkritischer Dampf, ohne GDDT, ohne WT2

Abb. 54

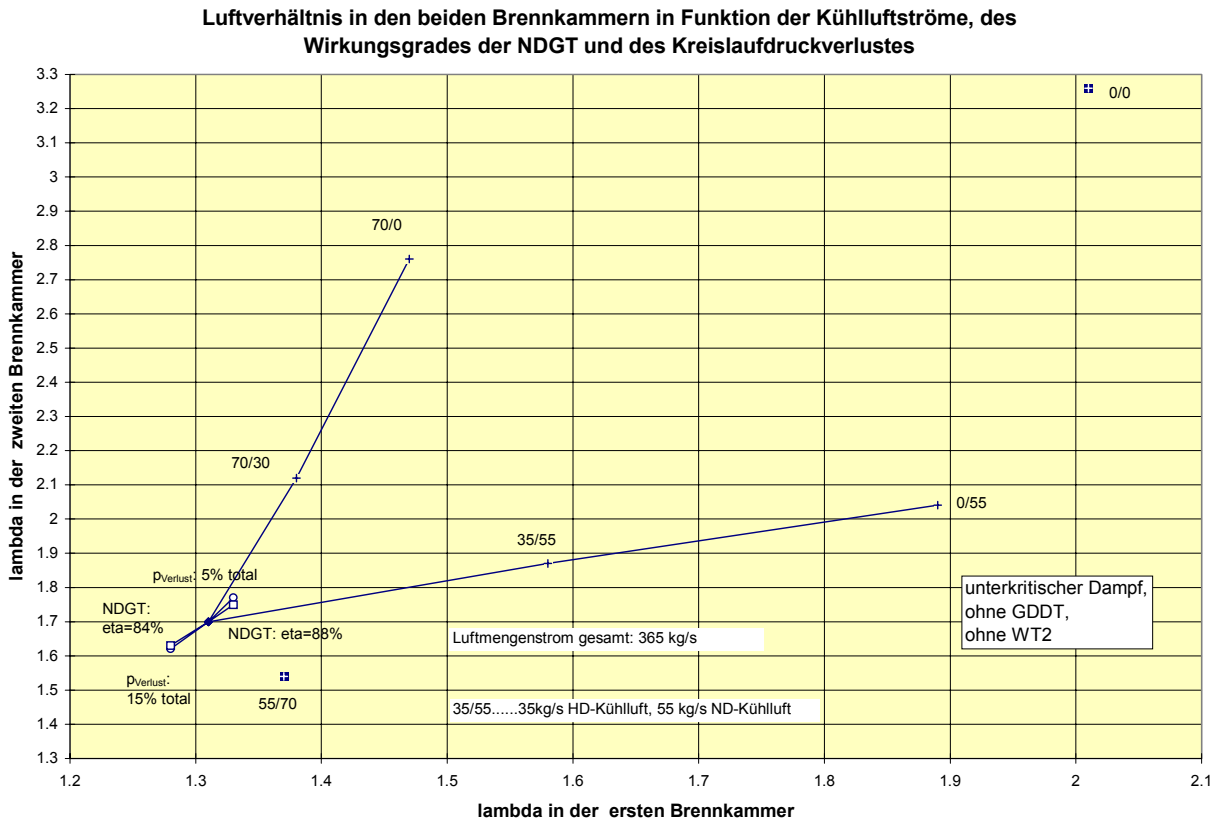

Luftverhältnis in den beiden Brennkammern in Funktion der Kühlluftströme, des Wirkungsgrades der NDGT und des Kreislaufdruckverlustes
lambda in der zweiten Brennkammer
lambda in der ersten Brennkammer
3.3
3.2
3.1
3
2.9
2.8
2.7
2.6
2.5
2.4
2.3
2.2
2.1
2
1.9
1.8
1.7
1.6
1.5
1.4
1.3
1.2
1.3
1.4
1.5
1.6
1.7
1.8
1.9
2
2.1
0/0
70/0
70/30
0/55
35/55
pVerlust: 5% total
NDGT: eta=84%
NDGT: eta=88%
pVerlust: 15% total
55/70
Luftmengenstrom gesamt: 365 kg/s
35/55.....35kg/s HD-Kühlluft, 55 kg/s ND-Kühlluft
unterkritischer Dampf, ohne GDDT, ohne WT2

Abb. 55

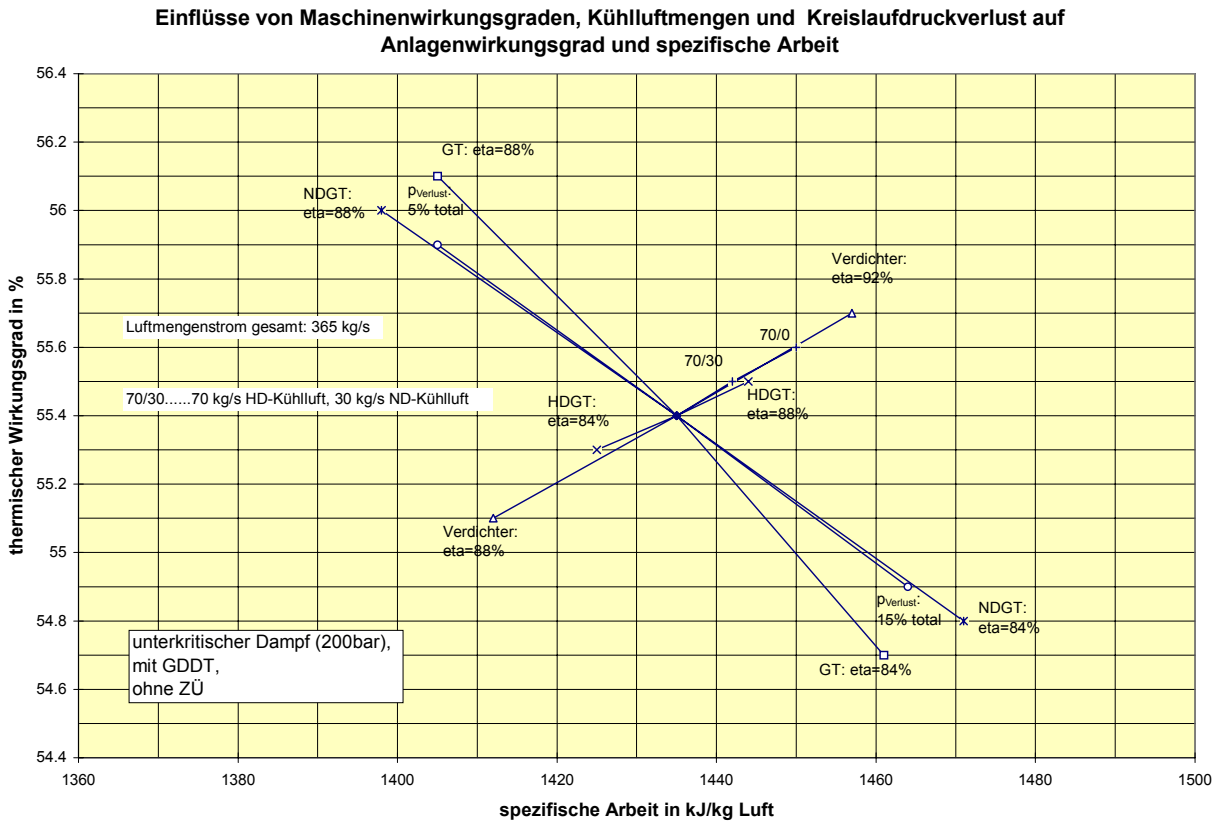

Einflüsse von Maschinenwirkungsgraden, Kühlluftmengen und Kreislaufdruckverlust auf Anlagenwirkungsgrad und spezifische Arbeit
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
GT: eta=88%
NDGT: eta=88%
pVerlust: 5% total
Verdichter: eta=92%
Luftmengenstrom gesamt: 365 kg/s
70/0
70/30
70/30.....70 kg/s HD-Kühlluft, 30 kg/s ND-Kühlluft
HDGT: eta=84%
HDGT: eta=88%
Verdichter: eta=88%
pVerlust: 15% total
NDGT: eta=84%
GT: eta=84%
unterkritischer Dampf (200bar), mit GDDT, ohne ZÜ

Abb. 56

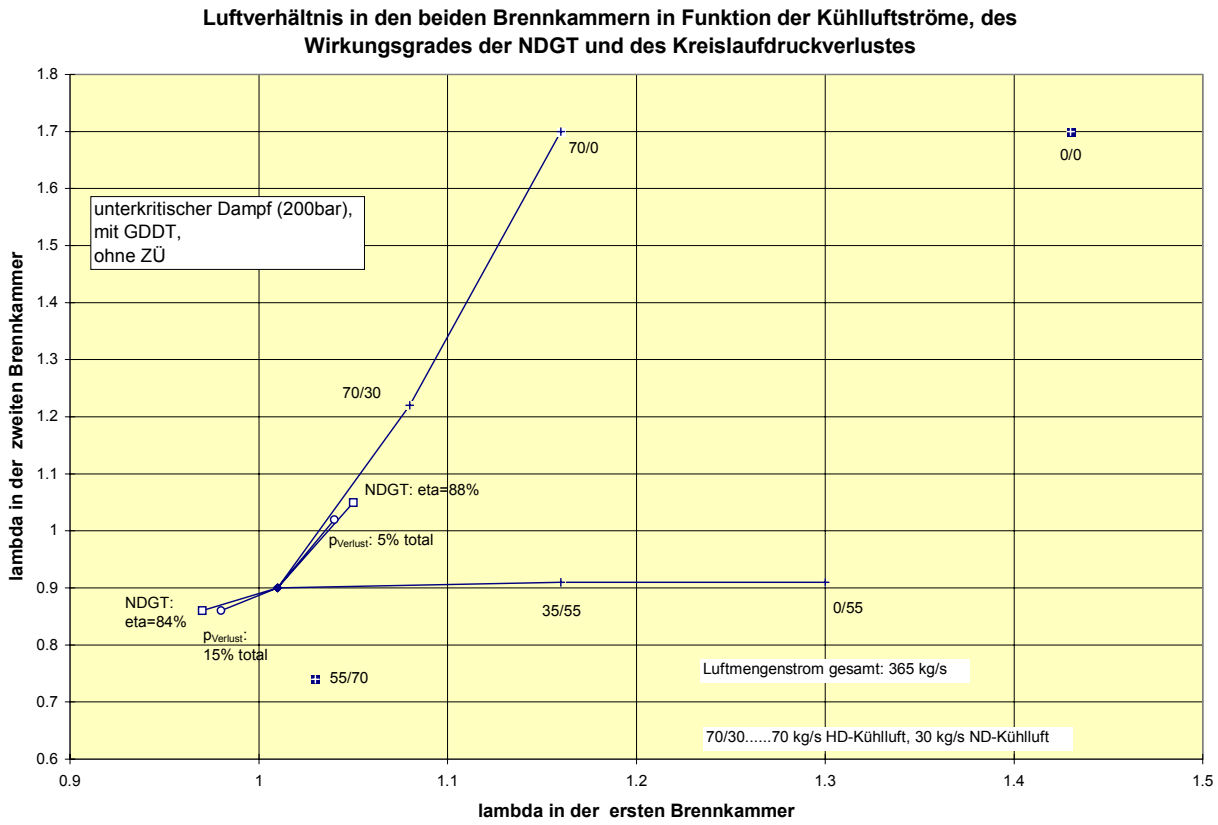

Luftverhältnis in den beiden Brennkammern in Funktion der Kühlluftströme, des Wirkungsgrades der NDGT und des Kreislaufdruckverlustes
lambda in der zweiten Brennkammer
lambda in der ersten Brennkammer
unterkritischer Dampf (200bar), mit GDDT, ohne ZÜ
70/0
0/0
70/30
NDGT: eta=88%
pVerlust: 5% total
NDGT: eta=84%
pVerlust: 15% total
35/55
0/55
55/70
Luftmengenstrom gesamt: 365 kg/s
70/30.....70 kg/s HD-Kühlluft, 30 kg/s ND-Kühlluft

Abb. 57

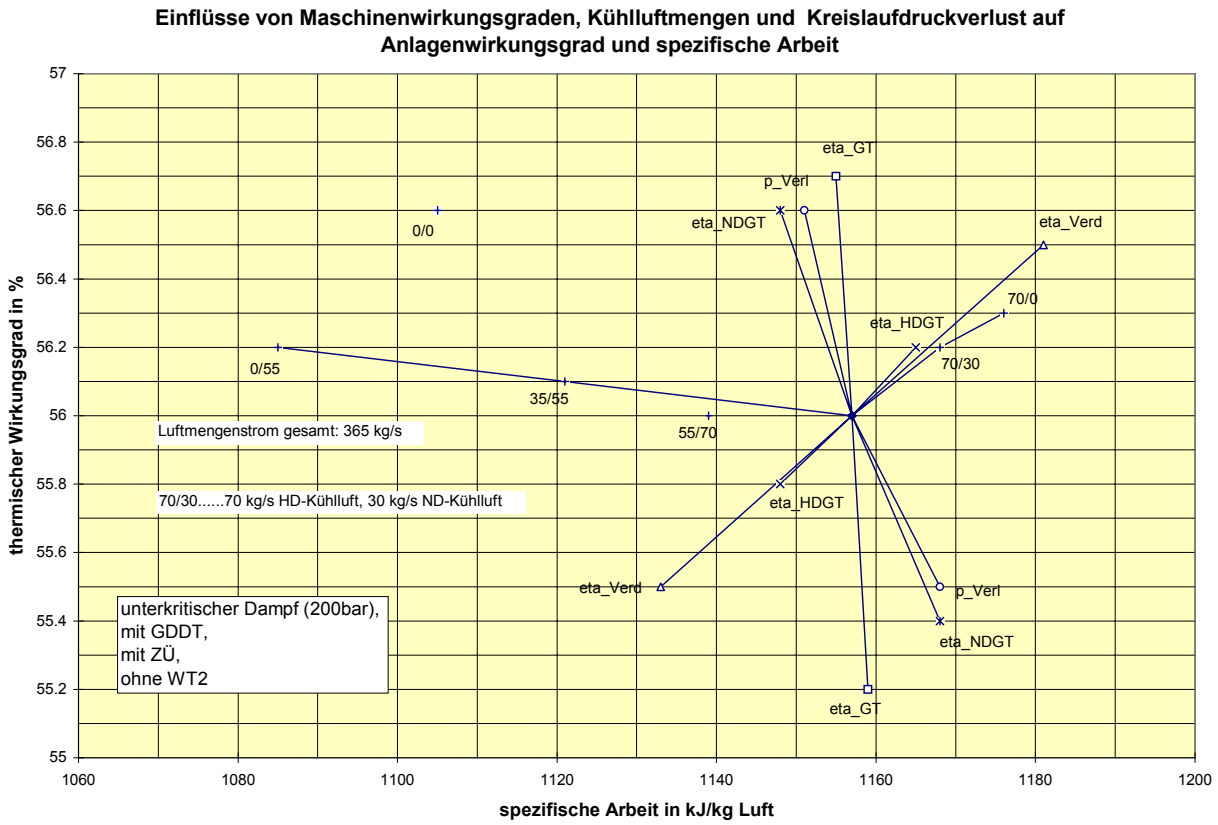

Einflüsse von Maschinenwirkungsgraden, Kühlluftmengen und Kreislaufdruckverlust auf Anlagenwirkungsgrad und spezifische Arbeit
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
57
56.8
56.6
56.4
56.2
56
55.8
55.6
55.4
55.2
55
1060
1080
1100
1120
1140
1160
1180
1200
eta_GT
p_Verl
eta_NDGT
eta_Verd
0/0
70/0
eta_HDGT
70/30
0/55
35/55
55/70
Luftmengenstrom gesamt: 365 kg/s
70/30.....70 kg/s HD-Kühlluft, 30 kg/s ND-Kühlluft
eta_HDGT
eta_Verd
p_Verl
eta_NDGT
eta_GT
unterkritischer Dampf (200bar),
mit GDDT,
mit ZÜ,
ohne WT2

Abb. 58

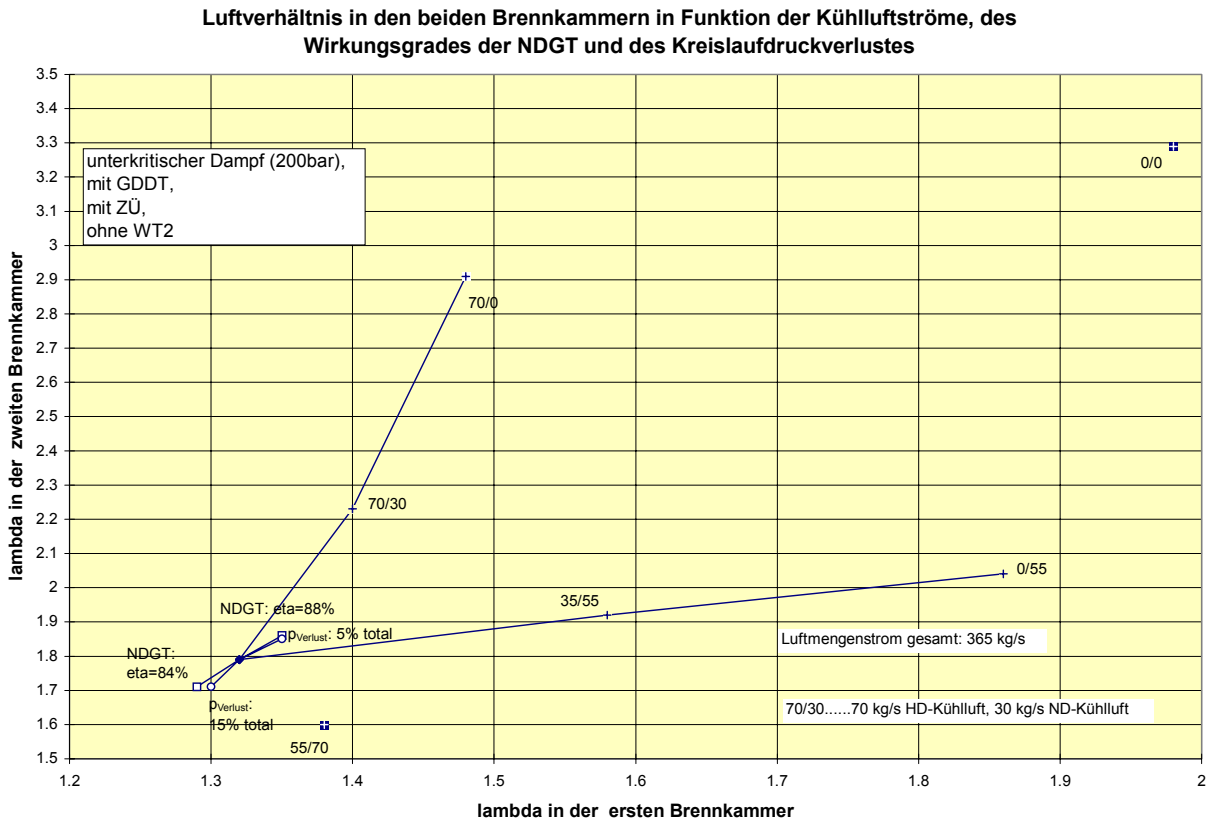

Luftverhältnis in den beiden Brennkammern in Funktion der Kühlluftströme, des Wirkungsgrades der NDGT und des Kreislaufdruckverlustes
lambda in der zweiten Brennkammer
lambda in der ersten Brennkammer
3.5
3.4
3.3
3.2
3.1
3
2.9
2.8
2.7
2.6
2.5
2.4
2.3
2.2
2.1
2
1.9
1.8
1.7
1.6
1.5
1.2
1.3
1.4
1.5
1.6
1.7
1.8
1.9
2
unterkritischer Dampf (200bar),
mit GDDT,
mit ZÜ,
ohne WT2
0/0
70/0
70/30
0/55
35/55
NDGT: eta=88%
pVerlust: 5% total
NDGT:
eta=84%
pVerlust:
15% total
55/70
Luftmengenstrom gesamt: 365 kg/s
70/30.....70 kg/s HD-Kühlluft, 30 kg/s ND-Kühlluft

Abb. 59

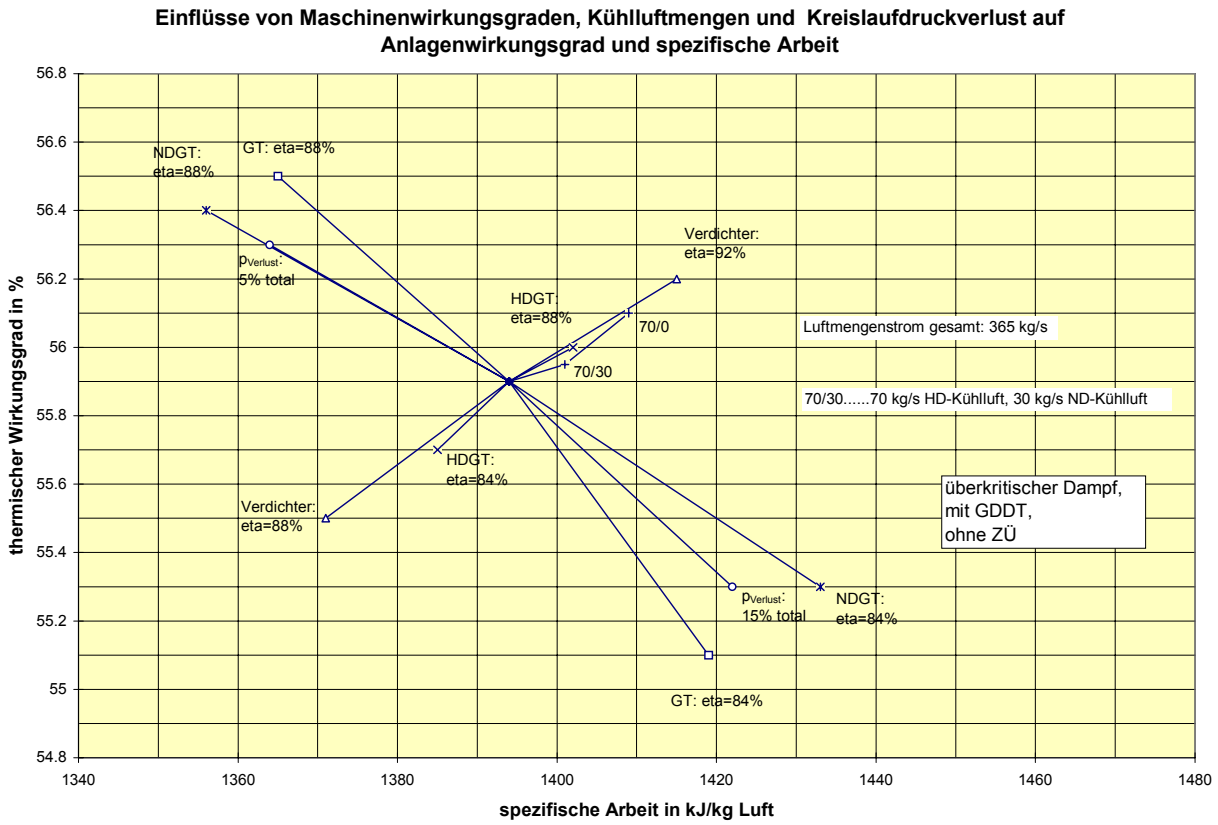

Einflüsse von Maschinenwirkungsgraden, Kühlluftmengen und Kreislaufdruckverlust auf Anlagenwirkungsgrad und spezifische Arbeit
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
56.8
56.6
56.4
56.2
56
55.8
55.6
55.4
55.2
55
54.8
1340
1360
1380
1400
1420
1440
1460
1480
NDGT: eta=88%
GT: eta=88%
pVerlust: 5% total
Verdichter: eta=92%
HDGT: eta=88%
70/0
70/30
Luftmengenstrom gesamt: 365 kg/s
70/30.....70 kg/s HD-Kühlluft, 30 kg/s ND-Kühlluft
HDGT: eta=84%
Verdichter: eta=88%
überkritischer Dampf, mit GDDT, ohne ZÜ
pVerlust: 15% total
NDGT: eta=84%
GT: eta=84%

Abb. 60

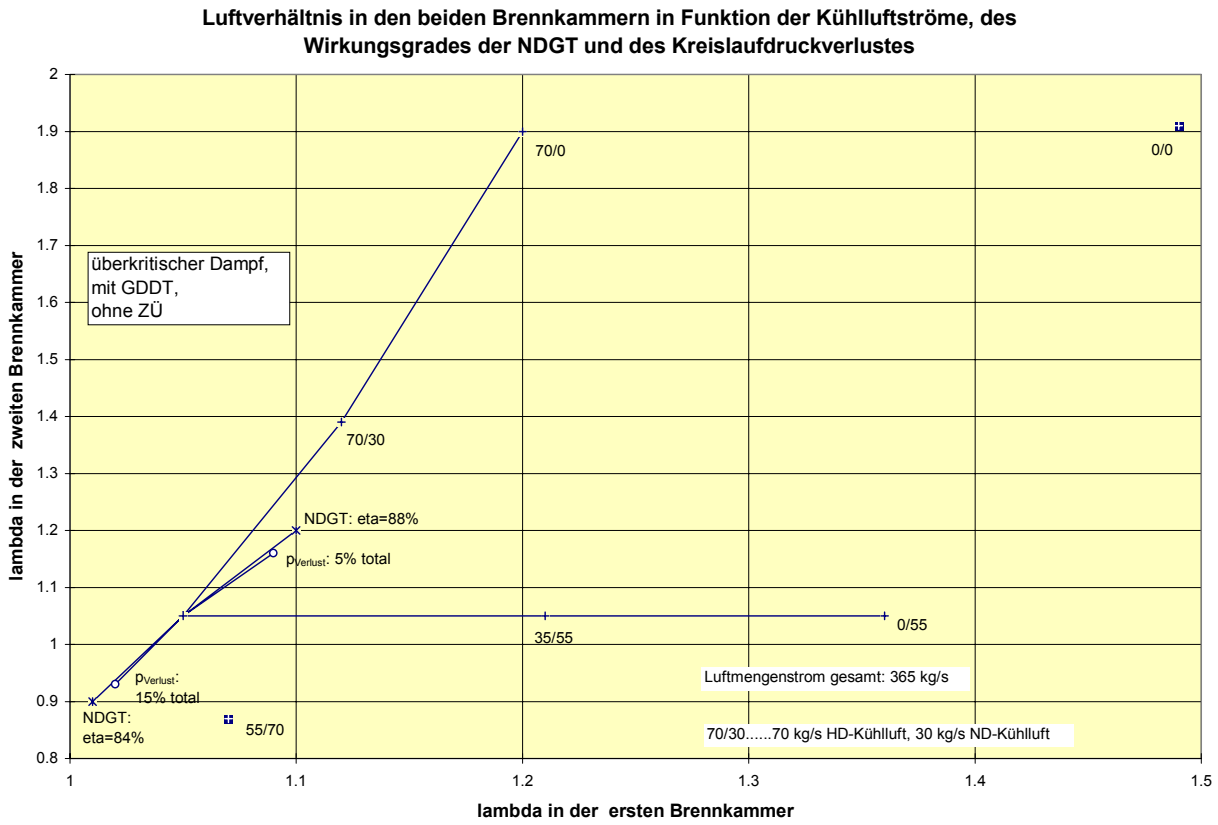

Luftverhältnis in den beiden Brennkammern in Funktion der Kühlluftströme, des Wirkungsgrades der NDGT und des Kreislaufdruckverlustes
lambda in der zweiten Brennkammer
lambda in der ersten Brennkammer
2
1.9
1.8
1.7
1.6
1.5
1.4
1.3
1.2
1.1
1
0.9
0.8
1
1.1
1.2
1.3
1.4
1.5
70/0
0/0
überkritischer Dampf, mit GDDT, ohne ZÜ
70/30
NDGT: eta=88%
pVerlust: 5% total
35/55
0/55
pVerlust: 15% total
NDGT: eta=84%
55/70
Luftmengenstrom gesamt: 365 kg/s
70/30.....70 kg/s HD-Kühlluft, 30 kg/s ND-Kühlluft

Abb. 61

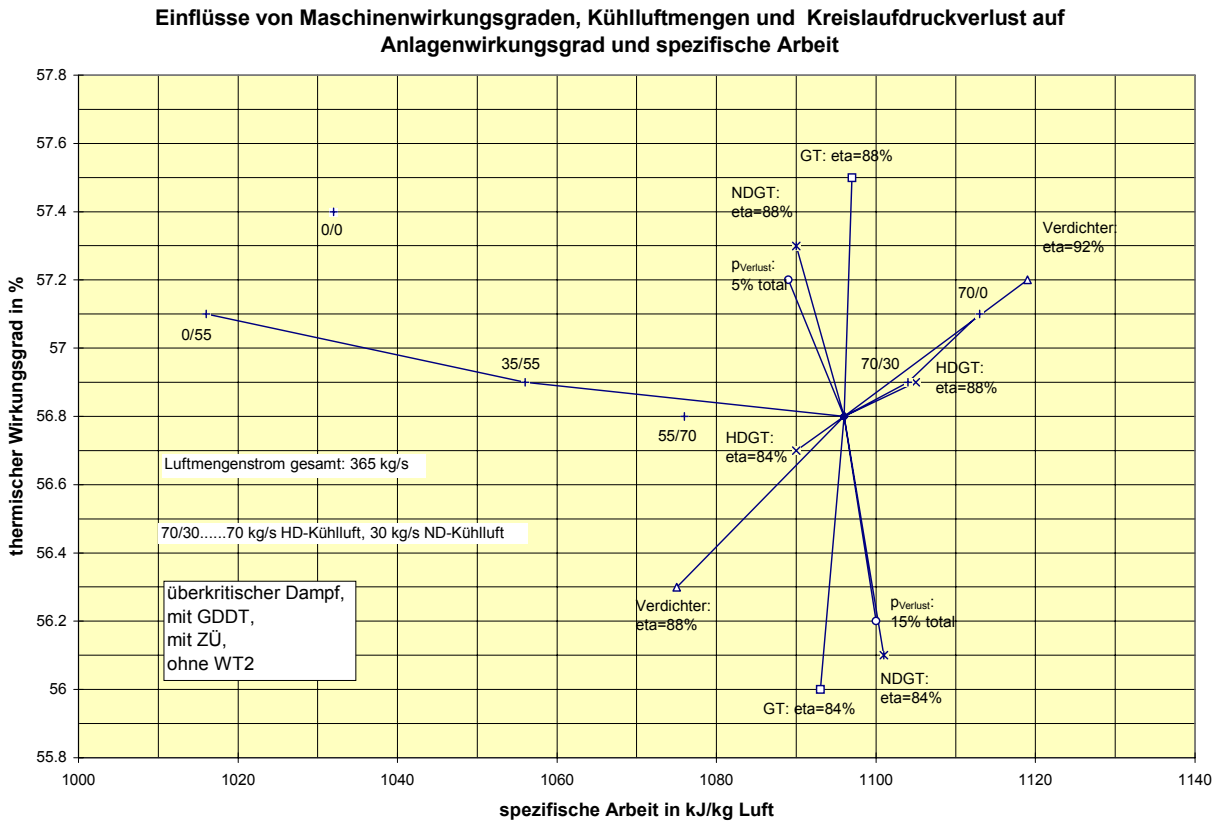

Einflüsse von Maschinenwirkungsgraden, Kühlluftmengen und Kreislaufdruckverlust auf Anlagenwirkungsgrad und spezifische Arbeit
thermischer Wirkungsgrad in %
spezifische Arbeit in kJ/kg Luft
57.8
57.6
57.4
57.2
57
56.8
56.6
56.4
56.2
56
55.8
1000
1020
1040
1060
1080
1100
1120
1140
GT: eta=88%
NDGT: eta=88%
0/0
Verdichter: eta=92%
pVerlust: 5% total
70/0
0/55
35/55
70/30
HDGT: eta=88%
55/70
HDGT: eta=84%
Luftmengenstrom gesamt: 365 kg/s
70/30.....70 kg/s HD-Kühlluft, 30 kg/s ND-Kühlluft
überkritischer Dampf, mit GDDT, mit ZÜ, ohne WT2
Verdichter: eta=88%
pVerlust: 15% total
NDGT: eta=84%
GT: eta=84%

Abb. 62

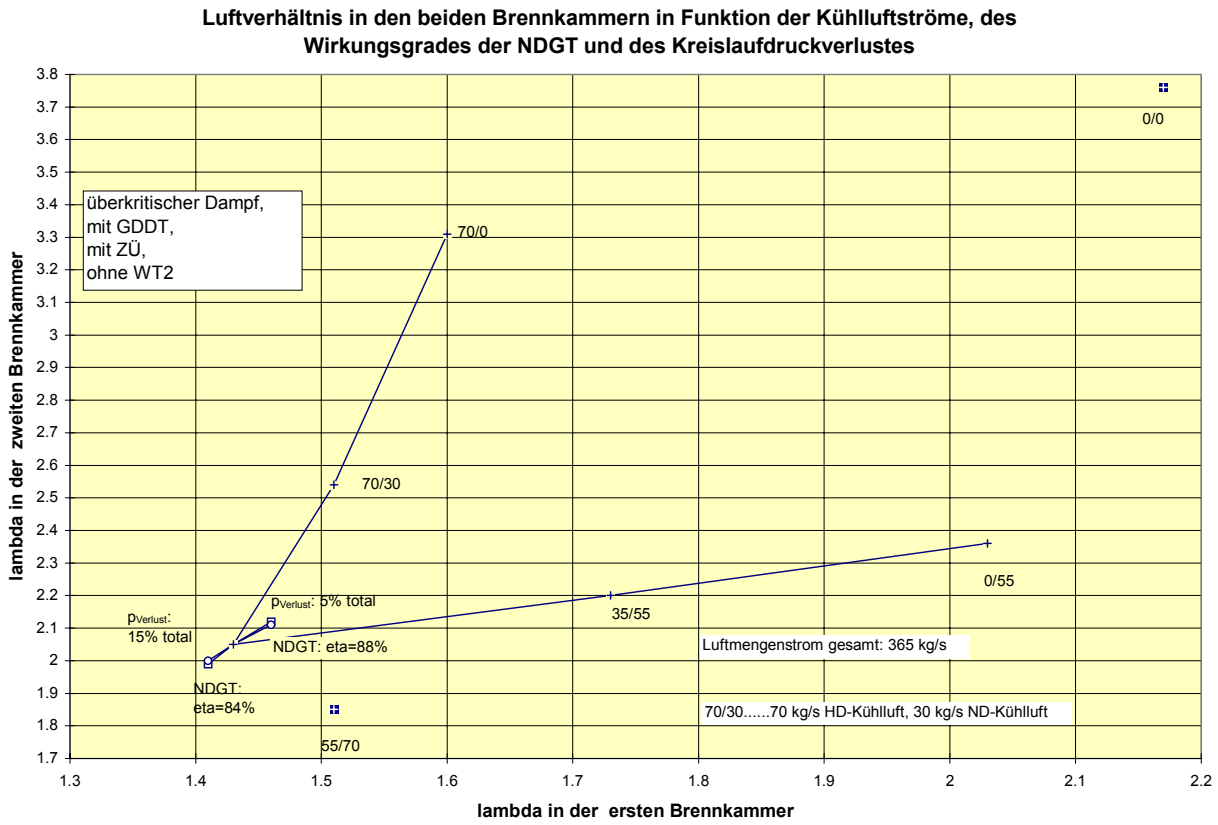

Luftverhältnis in den beiden Brennkammern in Funktion der Kühlluftströme, des Wirkungsgrades der NDGT und des Kreislaufdruckverlustes
lambda in der zweiten Brennkammer
lambda in der ersten Brennkammer
3.8
3.7
3.6
3.5
3.4
3.3
3.2
3.1
3
2.9
2.8
2.7
2.6
2.5
2.4
2.3
2.2
2.1
2
1.9
1.8
1.7
1.3
1.4
1.5
1.6
1.7
1.8
1.9
2
2.1
2.2
0/0
überkritischer Dampf, mit GDDT, mit ZÜ, ohne WT2
70/0
70/30
0/55
35/55
pVerlust: 5% total
pVerlust: 15% total
NDGT: eta=88%
Luftmengenstrom gesamt: 365 kg/s
NDGT: eta=84%
70/30.....70 kg/s HD-Kühlluft, 30 kg/s ND-Kühlluft
55/70

Abb. 63

5. Möglichkeiten zur Verwendung des Dampfes zu Kühlzwecken

5.1. Ausgangssituation

In der durchgeführten parametrischen Studie wurde durchwegs von einer offenen Luftkühlung ausgegangen. Die Ergebnisse haben gezeigt, daß unter dieser Voraussetzung wegen mangelnden Luftüberschusses erhebliche Einschränkungen der realisierbaren Parameterkombinationen in Kauf genommen werden müssen. Des weiteren hat sich herausgestellt, daß dieses Problem deutlich entschärft werden könnte, wenn die abgezweigte Kühlluft für die Verbrennung zur Verfügung stünde.

Da die Notwendigkeit der Kühlung unbestritten ist, muß nun nach anderen Möglichkeiten gesucht werden, die Materialtemperaturen im zulässigen Bereich zu halten.

Im untersuchten Prozeß bietet sich zu diesem Zweck natürlich die Verwendung von Dampf als Kühlmittel an.

Weil die Kühlung der Schaufeln als anschaulichstes Beispiel befunden wurde, wird im folgenden die Kühlung unter besonderer Berücksichtigung der Schaufelkühlung betrachtet. Die gemachten Aussagen gelten prinzipiell aber für alle zu kühlenden Bauteile.

5.2. Vergleich der Kühlmedien Luft und Dampf

Um die Kühleigenschaften von Luft und Dampf vergleichen zu können, müssen zuerst die wesentlichsten Einflußgrößen für die Wärmeübertragung gefunden werden. Da die pro Fläche übertragene Wärmemenge allgemein durch

$$q = \alpha \Delta T \tag{5.1}$$

q ..... übertragene Wärmemenge pro Flächeneinheit in kJ/m^2

α..... Wärmeübergangszahl in kJ/(m^2·K)

ΔT..... Temperaturdifferenz (K)

gegeben ist, hängen die Kühleigenschaften der beiden Medien nur von der Wärmeübergangszahl α ab, solange gleiche Temperaturen vorausgesetzt werden können. Diese Wärmeübergangszahl α wird durch die Geometrie, die Strömungsverhältnisse und die Eigenschaften des Fluids beeinflußt und kann in folgender Form angeschrieben werden [6]:

$$\alpha = k \cdot \frac{\rho \cdot v \cdot c_p}{\mathrm{Re}^{0.25}} = k \cdot \rho^{0.75} \cdot v^{0.75} \cdot c_p \cdot \left(\mu / D \right)^{0.25} \tag{5.2}$$

k..... konstanter Wert

ρ..... Dichte in kJ/kg

v..... Strömungsgeschwindigkeit in m/s

Re ..... Reynoldszahl

μ..... dynamische Zähigkeit in kg/ m·s

c_p..... spezifische Wärme in kJ/ kg·K

D..... hydraulischer Durchmesser in m

Die spezifische Wärme c_p des Dampfes ist ungefähr doppelt so groß wie jene von Luft. Aus diesem Grund benötigt man - bei gleichen Strömungsverhältnissen und Temperaturen - für die Abfuhr der gleichen Wärmemenge bei Dampf nur etwa die Hälfte der erforderlichen Luftmenge. Anders ausgedrückt kann die gleiche Menge Dampf bei gleicher Temperatursteigerung doppelt soviel Wärme aufnehmen.

Im Gegensatz zur Kühlluft kann Dampf ohne erheblichen Mehraufwand bei einem Druck zur Verfügung gestellt werden, der über dem Verdichteraustrittsdruck liegt. Dadurch erhöht sich für ansonsten gleiche Voraussetzungen die Strömungsgeschwindigkeit im Kühlkanal, was gemäß Gleichung (5.2) auch mit einem Anstieg der Wärmeübergangszahl α verbunden ist.

Die beiden Medien unterscheiden sich aber nicht nur in der Wärmeübergangszahl und damit im erforderlichen Massenstrom sehr stark voneinander, sondern auch in ihrer Dichte. Aufgrund dieser beiden Umstände ergeben sich deutlich veränderte Volumenströme.

Ein für Luftkühlung ausgelegtes Kühlsystem ohne Abänderung mit Dampf zu speisen, bringt daher im Normalfall nicht den gewünschten Erfolg.

Die besseren Kühleigenschaften des Dampfes lassen nun eine erheblich intensivierte Wärmeübertragung vom heißen Rauchgas zum Kühlmedium zu. Für jeden stationären Zustand dieser Wärmeübertragung stellt sich ein Gleichgewicht des Wärmeübergangs vom Heißgas auf die Schaufelaußenseite, der Wärmeleitung durch die Schaufelwand und letztendlich des Wärmeübergangs von der Schaufelinnenseite zum Kühlmedium ein. Stehen für alle drei Übergänge gleiche Flächen zur Verfügung, läßt sich für ein einfaches Modell schreiben:

$$q = \alpha_{HG} \cdot \left(T_{HG} - T_{SA}\right) = \lambda_{SW} \cdot \left(T_{SA} - T_{SI}\right) = \alpha_K \cdot \left(T_{SI} - T_{KM}\right) \tag{5.3}$$

q ..... übertragene Wärmemenge pro Flächeneinheit in kJ/m^2

α_{HG}..... Wärmeübergangszahl auf der Heißgasseite in kJ/(m^2·K)

α_K..... Wärmeübergangszahl auf der gekühlten Seite in kJ/(m^2·K)

T_{HG}..... Heißgastemperatur

T_{SA}..... Temperatur der äußeren Schaufeloberfläche

T_{SI} ..... Temperatur der inneren Schaufeloberfläche

T_{KM}..... Temperatur des Kühlmediums

λ_{SW}..... Wärmeleitzahl des Schaufelmaterials in kJ/m·K

Wird α_K nun gesteigert - z.B. durch den Ersatz von Kühlluft durch Kühldampf -, und die Temperaturen des Kühlmediums T_{KM} und der äußeren Schaufeloberfläche T_{SA} konstant gehalten, so wird die Temperatur an der Schaufelinnenseite T_{SI} reduziert ($\lambda_{SW}=const.$!), während die Heißgastemperatur T_{HG} erhöht werden kann bzw. muß. Mit diesem an sich wünschenswerten Effekt ist auch ein Anstieg der abgeführten Wärmemenge verbunden. Dadurch steigt der Temperaturgradient in der Schau-

felwand, was wiederum erhöhte thermische Spannungen mit sich bringt. Eine Verbesserung der Kühleigenschaften des verwendeten Kühlmittels führt daher nicht uneingeschränkt zu größeren abführbaren Wärmemengen und höheren möglichen Heißgastemperaturen. Auch mit Dampf als Kühlmedium machen sich diese Einschränkungen deutlich bemerkbar.

Als Nachteil der Dampfkühlung muß das Problem der Kondensation in den Kühlkanälen erwähnt werden. Für normale Betriebszustände besteht zwar keine Gefahr, da der Dampf leicht überhitzt zur Verfügung steht und sich in den Kühlkanälen sowohl durch den Druckabfall als auch Temperaturanstieg noch weiter vom gesättigten Zustand entfernt. Für gewisse Betriebszustände - wie z.B. An- und Abfahren oder den Betrieb mit geringer Last etc. - oder für Notfälle muß man aber die Möglichkeit einer (vorübergehenden) Luftkühlung vorsehen, um Kondensation in den Kühlkanälen zu vermeiden.

5.3. Offene Dampfkühlung

Die in Kap.5.2. („Vergleich der Kühlmedien Luft und Dampf“) angestellten Betrachtungen zur Schaufelkühlung beziehen sich auf ein Modell, in dem ein Kühlkanal in einer von Heißgas umströmten Schaufel verläuft.

Beim offenen Kühlsystem verläuft die Kühlung nach diesem Prinzip, anschließend wird das Kühlmittel dem heißen Rauchgas beigemischt - bei den Turbinenschaufeln geschieht dies an der Hinterkante der Schaufel. Dadurch entstehen Strömungsverluste, weil die Geschwindigkeitsdreiecke des Heißgases und jene des Kühlmittels nicht übereinstimmen. Außerdem entstehen weitere Leistungseinbußen, weil nur ein Teil der Expansion des Kühlmediums für die Leistungserzeugung genützt werden kann. Üblicherweise wird das Prinzip der offenen Kühlung noch durch kleine Öffnungen in der Schaufelwand erweitert, sodaß das ausströmende Kühlmedium als „Isolation“ zwischen Heißgas und Schaufeloberfläche fungiert. Dieses Verfahren nennt man Filmkühlung. Dadurch wird nicht nur die Schaufeloberfläche vor dem Heißgas geschützt, sondern auch die Temperaturdifferenz zwischen der Schaufeloberfläche und dem Rauchgas an der Schaufeloberfläche verringert. Letzterer Umstand führt zu kleineren Wärmemengen, die durch die Schaufelwand hindurch an das Kühlmedium abgegeben werden müssen. In Gleichung (5.3) wird dann anstelle der Heißgastemperatur T_{HG} die Filmtemperatur eingesetzt, welche durch

$$T_F = \frac{T_{HG} + T_{SA}}{2} \tag{5.4}$$

definiert ist. Durch diesen „Film“ wird die thermische Belastung des zu kühlenden Materials deutlich gesenkt.

Die einfachste Methode, von der offenen Luftkühlung, die in den untersuchten Kreisläufen angenommen wurde, auf Dampfkühlung überzugehen, ist der Ersatz der Kühlluft durch Dampf in einem offenem Kühlsystem unter Beibehaltung aller anderen Prozeßgrößen. (Gemäß den obigen Aussagen ist auch damit eine Neuauslegung des Kühlsystems verbunden. Auf die hier angestellten Überlegungen hat dieser Umstand aber keine Auswirkungen.) Durch die Verwendung von Dampf anstelle von Luft als Kühlmittel bleibt das Verhalten des Kreislaufs erhalten, solange der Austausch energetisch ausgewogen vollzogen wird. Das bedeutet, daß

das Verhältnis der ausgetauschten Massen dem Kehrwert der zugehörigen spezifischen Wärme entspricht:

$$\frac{\dot{m}_{Luft}}{\dot{m}_{Dampf}} = \frac{c_{p,Dampf}}{c_{p,Luft}} \approx \frac{2}{1} \tag{5.5}$$

Weder für den Brennstoffbedarf noch für die Leistung der Turbine sind in einer vereinfachten Betrachtung Änderungen zu erwarten, weil es sich bei dem vorgenommenen Austausch der Kühlluft durch Dampf nur um eine innere Verschiebung handelt. Die Wärmezufuhr von außen bzw. Leistungsabgabe nach außen bleiben davon unberührt. Anders ausgedrückt: Ob der Dampf in der Turbine expandiert und die Luft durch die Kühlkanäle geleitet wird oder umgekehrt, hat auf das Ergebnis keinen Einfluß.

Durch den energetisch gleichwertigen Austausch von Luft und Dampf wird zwar der Kühlmassenstrom gemäß Gleichung (5.5) auf die Hälfte reduziert, die Strömung bleibt aber durch die Beimischung des Kühlmittels in gleichem Maße gestört.
Wegen der unterschiedlichen Eigenschaften von Luft und Dampf sind für den halben Dampfmassenstrom verglichen mit dem vollem Luftmassenstrom in einer ersten Abschätzung gleiche Auswirkungen zu erwarten.

Wie bei der offenen Luftkühlung, bei der die Niederdruck-Kühlluft an entsprechender Stelle während der Verdichtung abgezweigt wird, muß auch der Kühldampf für beide Gasturbinen mit unterschiedlichen Druckniveaus zur Verfügung gestellt werden. Diese Forderung kann auf unterschiedliche Weise erfüllt werden:

- Zweidruckkessel

  Durch die Einführung eines zweiten Druckniveaus im Abhitzekessel lassen sich die Druckniveaus von Niederdruck-Kühldampf und Hochdruck-Frischdampf getrennt wählen. Die gesamte erzeugbare Dampfmenge nimmt dabei zu, weil die Energieaufnahme des recht kühlen Niederdruckdampfes gering ist. Der Massenstrom des Frischdampfes, der in der Gegendruck-Dampfturbine expandiert werden kann, verringert sich aber, da nicht mehr soviel Energie zur Erzeugung hochwertigen Dampfes zur Verfügung steht.

  Neben dem Nachteil der größeren Dampfmenge, die das zumeist ohnehin geringe Luftverhältnis ungünstig beeinflußt, macht diese Variante einen beträchtlichen Mehraufwand für den komplizierteren Abhitzekessel erforderlich.

- Drosseln

  Um die zweite Druckstufe im Abhitzekessel zu vermeiden, kann der gesamte Dampf bei *einem* Druck erzeugt und in der Gegendruck-Dampfturbine expandiert werden. Die für den Niederdruckteil benötigte Dampfmenge, deren Druck zu hoch für eine unmittelbare Verwendung ist, kann nun durch Drosselung auf das gewünschte Druckniveau gebracht werden. Exergetisch ist diese Möglichkeit äußert ungünstig.

- Entnahme-Dampfturbine

  Anstatt den Niederdruck-Kühldampf durch Drosselung auf den erforderlichen Druck zu regeln, ist auch eine Expansion desselben in einer Dampfturbine zur Reduktion des Druckes möglich. Unter den gegebenen Voraussetzungen ist dies am einfachsten zu verwirklichen, indem man die Gegendruck-Dampfturbine etwas modifiziert und den Hochdruckdampf (für Kühlung und Eindüsung) während der Expansion aus derselben entnimmt. In der praktischen Anwendung sähe man vermutlich eine zweite Entnahmestelle vor, damit auch während transienter Vorgänge Dampf mit geeigneten Daten zur Verfügung steht.

  Bei einer Entnahme-Dampfturbine wird durch den Niederdruckdampf Leistung erzeugt, bevor er zur Kühlung herangezogen wird. Diesem Gewinn steht allerdings der erhöhte Aufwand der Dampfturbine gegenüber. Außerdem wäre die erhaltene Leistung bei dem gleichen Druckgefälle größer, wenn sie bei höheren Temperaturen stattfände. Dennoch läßt diese Möglichkeit die besten Resultate der hier beschriebenen Varianten zur Bereitstellung von Niederdruck-Kühldampf erwarten.

Unabhängig von der Herkunft des Niederdruck-Kühldampfes ist das damit in der Gasturbine nutzbare Gefälle bei einem offenen Kühlsystem relativ gering. Die exergetische Ausbeute ist demnach nicht optimal.

Zusammenfassend kann man also sagen, daß die Versorgung der Niederdruck-Gasturbine mit Kühldampf nur mit einem gewissen Mehraufwand und/oder mit - teils beträchtlichen - Exergieverlusten (Drosselventil) zu verwirklichen ist, weil das Leistungspotential des Dampfes relativ schlecht genützt wird.

Andererseits kann nur mit einem offenen Kühlsystem das bewährte Prinzip der Filmkühlung realisiert werden. Durch die besseren Kühleigenschaften des Dampfes könnte bei Beibehaltung dieser Kühlungsart eventuell die Heißgastemperatur etwas gesteigert werden, ohne die zulässigen Spannungen im Schaufelmaterial zu überschreiten.

Im Gegensatz zum Kombiprozeß, bei dem der Dampf zwar zur Kühlung der Gasturbine verwendet werden kann, aber erst in der Dampfturbine expandiert, ist es beim „Advanced Steam Injection Cycle“ ohnehin vorgesehen, daß der Dampf in den Gasturbinenprozeß eingespeist wird. Die offene Kühlung wäre eine Möglichkeit, dies zu bewerkstelligen.

5.4. Geschlossene Dampfkühlung

Eine Möglichkeit, die Nachteile der offenen Dampfkühlung zu vermeiden, bietet sich durch den Einsatz eines geschlossenen Kühlsystems. Das Kühlmedium wird dabei zu den heißen Bauteilen geleitet, wo die Kühlung ohne direkten Kontakt von Heißgas und Kühlmedium stattfindet. Daraufhin wird das Kühlmittel wieder zurück- und je nach Temperatur, Druck, Art des Kühlmediums, etc. einer weiteren Verwendung zugeführt.

Wegen der Druckverluste im Kühlsystem, die bei dieser Art der Kühlung in Kauf genommen werden müssen, ist für dieses Kühlsystem Luft als Kühlmedium nicht interessant. Die Kühlluft müßte über das eigentliche Verdichterdruckverhältnis hinaus komprimiert werden, was angesichts der kleinen Volumenströme praktisch nur

in einem Radialverdichter, d.h. mit einem vergleichsweise schlechten Wirkungsgrad, geschehen könnte. Die Nachteile dieser Variante überragen die Vorteile bei weitem.

Kann jedoch - wie bei „Advanced Steam Injection Cycle“ - Dampf mit geringem Aufwand mit dem erforderlichen Druck zur Verfügung gestellt werden, stellt die geschlossene Kühlung durchaus eine interessante Lösungsmöglichkeit dar. In den untersuchten Kreisläufen müßte zwar die Expansion in der Gegendruck-Dampfturbine etwas früher abgebrochen werden, um das Kühlsystem mit Dampf höheren Drucks speisen zu können. Die dadurch entstehende Leistungseinbuße der Dampfturbine ist aber relativ gering.

Für eine thermodynamisch gute Nutzung des Dampfes sollte dieser möglichst heiß und mit möglichst hohem Druck in den Gasturbinenprozeß eingespeist werden. Diese Zielsetzung kann am besten durch eine geschlossene Dampfkühlung in beiden Gasturbinen angenähert werden. Der Dampf wird dabei nach der Überhitzung im Kühlsystem in die Hochdruck-Brennkammer geleitet und auf Heißgastemperatur erhitzt. Auf diese Weise kann mit derselben Menge Dampf mehr Leistung erzeugt werden als bei der Eindüsung mit geringerem Druck oder geringerer Temperatur.

Die Verwendung eines geschlossenen Kühlsystems läßt sich allerdings nicht mit einer Filmkühlung vereinbaren. Aus diesem Grund gerät die Schaufeloberfläche direkt mit dem Heißgas in Kontakt. Um die zulässige Temperatur an der Oberfläche dennoch nicht zu überschreiten, muß die Wärmeabfuhr entsprechend intensiviert werden. Mathematisch ist diese Notwendigkeit anhand von Gleichung (5.3) leicht nachzuvollziehen, wenn man die Heißgastemperatur T_{HG} steigert und die Auswirkungen auf die verschiedenen Größen der Gleichung - bei gleicher Wandtemperatur - betrachtet. Der erhöhte Wärmetransport läßt sich zwar rechnerisch durchführen, die thermischen Spannungen in der Schaufelwand steigen aber wegen der großen Temperaturdifferenzen deutlich an.

Um dennoch eine geschlossene Kühlung verwirklichen zu können, muß das thermisch beanspruchte Material (üblicherweise ein Nickellegierung) mit einer Keramikbeschichtung versehen werden. Die zulässigen Oberflächentemperaturen können dadurch gesteigert und die abzuführende Wärmemenge gesenkt werden.

Unter heutigen Voraussetzungen ist ein geschlossenes Kühlsystem für Brennkammer und Stator vorstellbar. Rotierende Teile auf diese Art zu kühlen, scheint aber (noch) nicht durchführbar. Dampf in die Schaufelkühlkanäle zu leiten - und wieder heraus (!), scheint - wenn überhaupt - nur mit erheblichen Druck- und Massenverlusten möglich zu sein. Für die Welle ist die Abdichtung des Kühlkanals selbst ein Problem, wenn man von heute üblichen Konstruktionen ausgeht. Mit der Anwendung für alle stehenden Teile ließe sich dennoch ein Großteil der Kühlung geschlossen ausführen.

Der Vorteil der geschlossenen Dampfkühlung liegt in einem verbesserten polytropen Wirkungsgrad, da die Strömung in der Turbine nicht gestört wird, und in der besseren Ausnützung des Leistungspotentials des Dampfes. Steigerungen der Heißgastemperatur hingegen werden nur schwer zu erreichen sein.

5.5. Zusammenfassung und Vergleich

Die genaue Berechnung von Gasturbinen mit geschlossener Kühlung und damit der quantitative Vergleich zwischen den beiden Dampfkühlungsvarianten ist kompliziert: Durch die Verwendung der Mischtemperatur und eines reduzierten polytropen Wirkungsgrades ist es für die offene Dampfkühlung möglich, den Expansionsprozeß als adiabate Zustandsänderung zu betrachten. Diese Annahme kann bei einem geschlossenen Kühlsystem nicht mehr gerechtfertigt werden. Die Wärmeabfuhr korrekt in der Berechnung zu berücksichtigen, stellt eine anspruchsvolle thermodynamische Aufgabe dar.

Die angestellten Überlegungen lassen aber dennoch einige Schlüsse zu. So wird es bei der offenen Dampfkühlung dank des Kühlfilms eher möglich sein, durch eine erhöhte Heißgastemperatur den Wirkungsgrad der Gesamtanlage zu steigern. Bei der geschlossenen Dampfkühlung hingegen ist eine Verbesserung des Anlagenwirkungsgrades eher durch exergetisch bessere Ausnützung des Dampfes - der Dampf expandiert bei höheren Temperaturen und wird dem Gasturbinenprozeß mit höherem Druck zugeführt - und durch geringere Strömungsverluste zu erwarten.

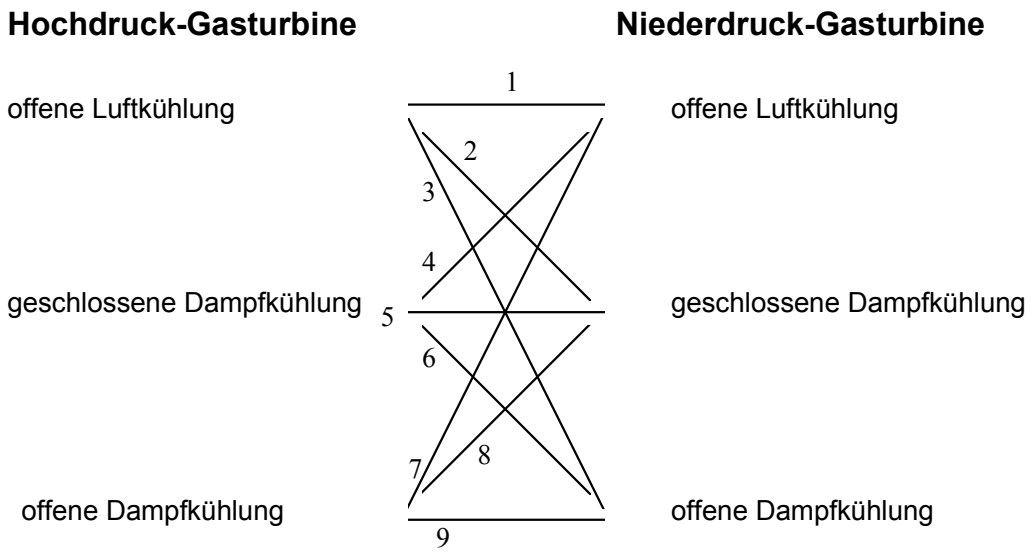
Während beim Kombiprozeß nur der Einsatz der geschlossenen Dampfkühlung eine mögliche Alternative zur üblichen offenen Luftkühlung darstellt, ist beim „Advanced Steam Injection Cycle“ das offene Kühlsystem eine Möglichkeit, die bei diesem Prozeß vorgesehene Eindüsung des Dampfes in den Gasturbinenkreislauf vorzunehmen.

Da eine Versorgung mit Luft für die transienten Vorgänge An- und Abfahren also ohnehin gewährleistet sein muß, ist es auch möglich, die Kühlung mit einem Luft-Dampf-Gemisch durchzuführen. Im „Advanced Steam Injection Cycle“ ließen sich dadurch auf beiden Seiten des zu kühlenden Materials in etwa gleiche Gemischzusammensetzungen realisieren. Durch das entstehende „Gleichgewicht“ können auf beiden Seiten des zu kühlenden Materials in etwa gleiche Eigenschaften des Fluids angenommen werden.

Auch unterschiedliche Kühlsysteme in den beiden Gasturbinenteilen könnten eine interessante Lösung darstellen. Ein geschlossene Dampfkühlung ist eventuell für die Niederdruck-Gasturbine interessant, weil damit die exergetisch ungünstige Niederdruck-Dampfeindüsung vermieden werden kann. Für den Hochdruckteil wird hingegen dasselbe Argument nicht soviel Gewicht haben, da die Differenz zwischen den beiden Druckniveaus bei der Eindüsung hier wesentlich geringer ist.

Die Frage, ob bzw. unter welchen Umständen der erhöhte Aufwand für die geschlossene Dampfkühlung gerechtfertigt ist, kann im Rahmen dieser Arbeit nicht beantwortet werden.

Abb.64 soll einen Überblick über alle möglichen Kombinationen der verschiedenen Kühlsysteme geben. Die wesentlichen Eigenschaften sind kurz angedeutet.



1..... Ausgangssituation: führt zu großen Einschränkungen wegen mangelnden Luftüberschusses

2,3..... In beiden Brennkammern steht zusätzlich die ursprünglich als Niederdruck-Kühlluft abgezweigte Luftmenge für die Verbrennung zur Verfügung. Dieser Umstand verbessert das Luftverhältnis schon wesentlich, auch wenn die Hochdruck-Kühlluft an der Hochdruck-Brennkammer vorbeigeführt wird.

2,8..... Varianten zu 5, die eventuell mit etwas weniger Aufwand zu verwirklichen sind

3,6,9..... Thermodynamisch relativ schlechte Ausnützung des Dampfes durch Eindüsung in die Niederdruckexpansion

4,5,6..... Da die Hochdruck-Gasturbine in allen untersuchten Fällen in einer praktischen Ausführung vermutlich nur aus einer Stufe bestünde, ist die Rentabilität des Aufwands für die geschlossene Kühlung derselben fraglich. Der Hauptvorteil dürfte hier nicht in der Eindüsung bei höherem Druck liegen, sondern In der Möglichkeit, den Dampf in der Hochdruck-Brennkammer auf Heißgastemperatur zu erhitzen.

4,7..... Das Problem des Luftüberschusses in der zweiten Brennkammer bleibt gegenüber 1 unverändert vorhanden.

5..... thermodynamisch günstigste, aber komplizierte Lösung

Abb. 64: Möglichkeiten zur Kühlung beider Gasturbinen

6. Schlußbetrachtungen und wirtschaftliche Überlegungen

Die durchgeführte parametrische Studie hat gezeigt, daß mit dem „Advanced Steam Injection Cycle“ recht hohe Wirkungsgrade erzielt werden können. Allerdings reichen die Werte (bei gleicher Mischtemperatur) nicht ganz an jene moderner Kombianlagen heran.

Steigende Heißgastemperaturen führen in den untersuchten Kreisläufen wie beim Kombiprozeß zu Wirkungsgradsteigerungen.

Hervorragende Werte lieferten die untersuchten „Advanced Steam Injection“-Kreisläufe für die spezifische Arbeit. Da der Dampf seinerseits im Abhitzekessel wieder Dampf erzeugt, konnte die Frischdampfmenge auf über 40% des Luftmassenstroms im Verdichter gesteigert werden. Die spezifische Arbeit betrug teilweise über 1000kJ/kg Luft.

Der erzeugte Dampf, der diese großen Werte für die spezifische Arbeit ermöglicht, hat andererseits aber äußerst ungünstige Auswirkungen auf das Luftverhältnis. Aus diesem Grund sind der Steigerung der Heißgastemperatur thermodynamische Grenzen gesetzt, auch wenn neue Werkstoffe höheren Temperaturen standhielten oder intensivere Kühlverfahren diese ermöglichten.

Bei einigen Konfigurationen ist diese durch das Luftverhältnis gegebene Grenze allerdings so hoch, daß im Hinblick auf eine Verwirklichung in nächster Zeit noch keine Einschränkungen zu erwarten sind.

Für alle Fälle ergibt sich zusätzliches Potential aus der Möglichkeit, den Dampf vor seiner Einblasung als Kühlmedium zu verwenden. Durch diese Maßnahme wäre das Problem des Luftmangels deutlich entschärft, wenn auch nicht gänzlich beseitigt, weil die zur Kühlung abgezweigte Luft für die Verbrennung zur Verfügung stünde. Wird diese Dampfkühlung geschlossen ausgeführt, darf zudem noch eine Wirkungsgradsteigerung erwartet werden, weil sowohl Luft als auch Dampf in diesem Fall die gesamte Expansion bei höchstmöglichem Temperaturniveau durchlaufen. Andererseits kann bei einem offenen Kühlsystem die Filmkühlung beibehalten werden, wodurch sich eventuell die Heißgastemperatur etwas steigern ließe. Der geringere Aufwand spricht vermutlich für letztere Variante.

Der Aufstellungsort von „Advanced Steam Injection Cycle“-Anlagen muß die Versorgung mit Frischwasser sicherstellen. Im Gegensatz zu Kombianlagen (Trockenkühlturm etc.) gibt es hier keine Möglichkeit, den Wasserverbrauch für gegebene Prozeßdaten zu senken.

Die Abgastemperatur der betrachteten Anlagen liegt in einigen Fällen unter der Kondensationtemperatur von Wasser. Will man eine Anlage mit solchen Parametern ausführen, so ist der letzte Teil des Economizers aus korrosionsfestem Material herzustellen. Die Rentabilität die Maßnahme wird im Einzelfall zu prüfen sein.

(Angesichts der Verwendung von Methan als Brennstoff, dessen Schwefelgehalt äußerst gering ist, sind durch die Kondensation von Schwefelsäuren keine Probleme zu erwarten.)

Unabhängig von technischen Problemen könnte die Kondensation des Wasserdampfes im Abgas den Unmut und Protest der Bevölkerung hervorrufen, die sich durch dadurch belästigt fühlt.

Die tatsächlichen Schadstoffe sollten sich hingegen im Rahmen heute üblicher Werte bewegen:

Durch die Eindüsung von Dampf wird die Flammentemperatur in der Brennkammer gesenkt und so erhöhtem NO_x-Ausstoß schon in der Entstehung entgegengewirkt, sodaß die Werte moderner Kombianlagen zumindest erreicht, wenn nicht unterschritten werden sollten.

Der CO_2-Ausstoß, der bei der Verbrennung fossiler Energieträger unvermeidlich ist, übersteigt für gleiche erzeugte elektrische Energie wegen des schlechteren Wirkungsgrades vermutlich jenen moderner Kombikraftwerke. Generell haben mit Methan (CH_4) beheizte Kraftwerke den Vorteil, den Brennstoff mit dem geringsten Kohlenstoff-Wasserstoff-Verhältnis zu nützen, daher stehen - im Vergleich zur Verbrennung von Kohle oder Öl - entsprechend weniger Kohlenstoffatome zur Bildung von CO_2 zur Verfügung. (Verglichen mit der Verbrennung langer Kohlenstoffketten in Automobilmotoren wird der Brennstoff außerdem wesentlich effizienter genützt.)

Ausschlaggebend für die Chancen des „Advanced Steam Injection Cycle“ auf eine Verwirklichung sind aber auch Kosten bzw. Rentabilität:

Hiebei sprechen die voraussichtlich niedrigen Anlagenkosten im Vergleich zu anderen Kraftwerkstypen und die große spezifische Leistung für den „Advanced Steam Injection Cycle“. Durch diese beiden Vorzüge könnte sich daher die Verwirklichung dieses Kreislaufprinzips in manchen Fällen als interessant erweisen.

Für Grundlast-Kraftwerke (ca. 6000-8000 Vollast-Betriebsstunden pro Jahr), bei denen der Wirkungsgrad in den Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen eine entscheidende Rolle spielt, wird den Kombianlagen zwar durch die hier untersuchten Kreisläufe kaum Konkurrenz erwachsen. Für Mittel- oder Spitzenlast (ca. 3000-5000 bzw. 500-2000 Vollast-Betriebsstunden pro Jahr) aber könnte der Einsatz von „Advanced Steam Injection“-Anlagen durchaus interessant sein, zumal in diesem Einsatzbereich die Anlagenkosten die Rentabilität eines Kraftwerks wesentlich beeinflussen.

Abb.65 zeigt einen qualitativen Vergleich zwischen einer in der Anschaffung relativ teuren Anlage, die aber einen verhältnismäßig billigen Betrieb ermöglicht (Kombianlage) und einem Kraftwerk, dessen günstiger Anschaffungspreis einem eher kostenintensiven Betrieb gegenübersteht („Advanced Steam Injection Cycle“). Als Fixkosten für Kraftwerke gelten in erster Linie Kapitalkosten, aber auch Steuern (z.B. Vermögenssteuer), Personalkosten, Versicherungen und alle übrigen Kosten, die unabhängig von der Einsatzdauer entstehen. Unter variablen Kosten versteht man vor allem Ausgaben für den Brennstoff, in weiterer Folge fallen hier Aufwendungen für Wartung und Instandhaltung, Steuern (z.B. Einkommenssteuer) etc. an. Da die variablen Kosten beim Betrieb solcher Anlagen zumeist in guter Näherung linear mit der Einsatzdauer ansteigen, wurden die beiden Verläufe in Abb.65 als Geraden eingezeichnet.

Aufgrund der gewonnenen Erkenntnisse kann zwar davon ausgegangen werden, daß beim Vergleich der Kombianlage mit dem „Advanced Steam Injection Cycle“ ein Schnittpunkt der beiden Linien in Abb.65 in der dargestellten Weise existiert, es muß aber weiteren Studien überlassen werden, die Lage desselben zu bestimmen.

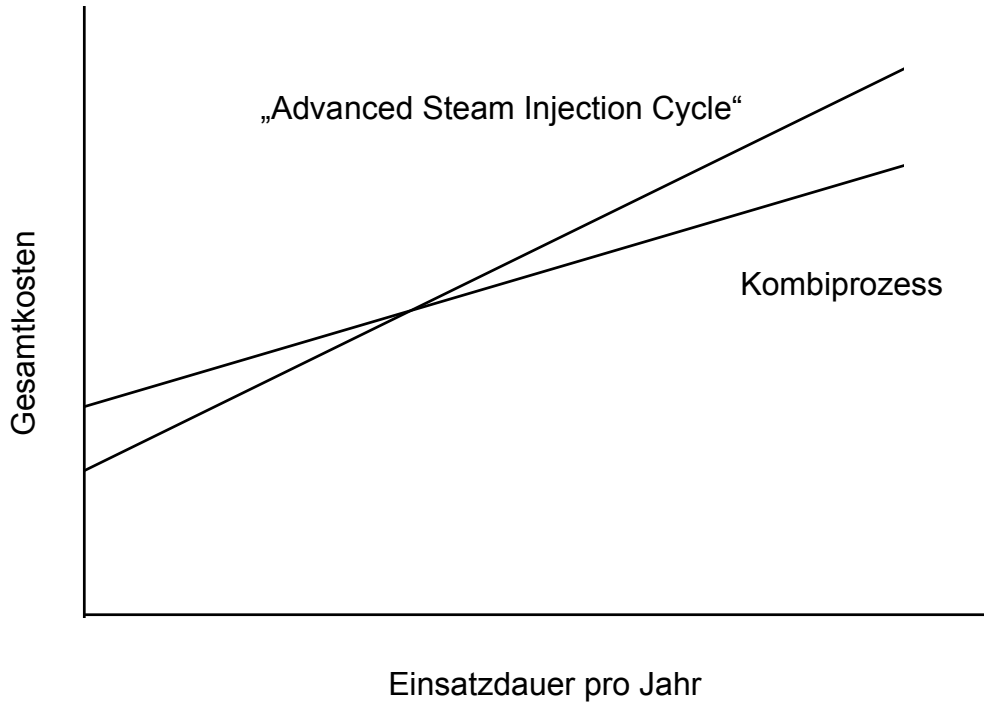


Abb. 65: Kosten zweier Kraftwerkstypen gleicher Leistung in Abhängigkeit der Einsatzdauer

Bis zur Einsatzdauer, bei der die beiden Linien in Abb.65 einander schneiden, wäre der „Advanced Steam Injection Cycle“ demnach die günstigere Variante, darüber hinaus ist elektrische Energie mit der Kombianlage billiger zu erzeugen, weil der geringere Brennstoffverbrauch pro erzeugter Kilowattstunde die Kosten entsprechend weniger stark steigen läßt.

Zusammenfassend kann also der „Advanced Steam Injection Cycle“ als Kreislauf beschrieben werden, dessen einfacher Aufbau günstige Anlagenkosten ermöglichen sollte. Der großen erreichbaren spezifischen Arbeit steht ein - verglichen mit Kombikraftwerken - etwas schlechterer Wirkungsgrad gegenüber. Die Chancen auf Verwirklichung liegen in der Spitzen- und Mittellast.

ANHANG

A: Kreislaufberechnung

B: Abkürzungen und Symbole

A. KREISLAUFBERECHNUNG

Nach anfänglichen Handrechnungen wurde das dafür zurechtgelegte Rechenschema im großen und ganzen beibehalten und in ein Programm in „Microsoft EXCEL 5.0“ eingearbeitet. Die Dampfdaten wurden mittels einer Dampftafel bestimmt, die sich für die Anwendung in „Microsoft EXCEL 5.0“ eignete, die Zustandsgrößen für Luft und Rauchgas konnten aus einem Programm namens „fuelcomp“, bezogen werden.

Für die verschiedenen Konfigurationen wurden identische Elemente übernommen und jeweils neu zusammengefügt.

Anhand eines Beispiels soll hier der Berechnungsvorgang vorgeführt werden. Zu diesem Zweck wurde der Kreislauf mit Gegendruck-Dampfturbine, überkritischem Frischdampfdruck und Zwischenüberhitzung und ohne zweiten Wärmetauscher gewählt (Abb.9). Auf Unterschiede zu der Variante ohne Zwischenüberhitzung bzw. die Auswirkungen eines zweiten Wärmetauschers wird an den betreffenden Stellen in der Berechnung hingewiesen.

A.1. Festlegung der Parameter und Randbedingungen

Ausgangspunkt für die Berechnung ist die Wahl der parametrisch variierten Größen Verdichterdruckverhältnis π, Expansionsexponent n und Mischtemperatur T_M. Für das durchzurechnende Beispiel wurden folgende Parameter gewählt:

$$\pi = 30$$

$$n = 0.2$$

$$T_M = 1300°C$$

A.2. Dampfturbine

$$T_{ein}=600°C$$

$$T_{aus}=270°C$$

$$p_{aus}=30\cdot 1bar/0.9=33.33bar$$

ges.: p_{ein}, P_{DT}

Um den Expansionsvorgang zu berechnen, wird zunächst von einer isentropen Expansion ausgegangen und der tatsächliche Verlauf dann mittels des Wirkungsgrad bestimmt. Aus diesem Grund ist zu Beginn die Schätzung einer Ausgangstemperatur, wie sie nach einem isentropen Entspannungsvorgang

existierte, notwendig. Diese Temperatur wird etwas unter der angestrebten Austrittstemperatur gewählt. Zur Illustration der thermodynamischen Verhältnisse wird auf Abb.66 verwiesen.

$$T_{aus,isentrop}=251°C$$

Für den (fiktiven) Ausgangszustand können nun die Werte für Entropie und Enthalpie gefunden werden:

$$h_{aus,isentrop}\left(T_{aus,isentrop}, p_{aus}\right) = 2841.7kJ / kg$$

$$s_{aus,isentrop}\left(T_{aus,isentrop}, p_{aus}\right) = 6.22kJ / kgK$$

Da bei isentropen Prozessen die Entropie während der Zustandsänderung konstant bleibt, kann man schreiben:

$$s_{ein}=s_{aus,isentrop} \qquad \text{(A.1)}$$

Damit ist der Zustand am Dampfturbineneintritt durch Entropie und Temperatur festgelegt. Die Enthalpie ergibt sich zu

$$h_{ein} = h_{ein}\left(s_{ein}, T_{ein}\right) = 3439.3kJ / kg\,.$$

Aus der Definition des isentropen Wirkungsgrades

$$\eta_{isentrop} = \frac{h_{ein} - h_{aus}}{h_{ein} - h_{aus,isentrop}} \qquad \text{(A.2)}$$

folgt

$$h_{aus} = h_{ein} - \eta_{isentrop} \cdot \left(h_{ein} - h_{aus,isentrop}\right)$$

und damit in diesem Beispiel

$$h_{aus}=2901.5\ kJ/kg\,.$$

Damit ist der „tatsächliche“ Ausgangszustand durch Druck und Enthalpie gegeben und es läßt sich die Austrittstemperatur ermitteln:

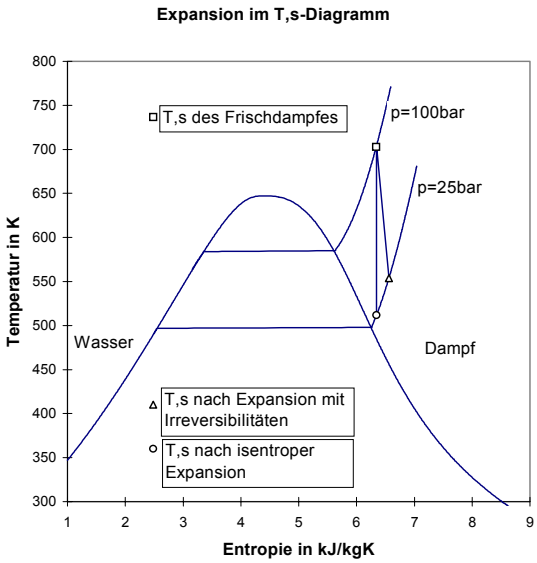


Abb. 66: T,s-Diagramm

$$T_{aus,Rechnung} = T_{aus,Rechnung}\left(h_{aus}, p_{aus}\right) = 270.3°\,C$$

Diese jetzt errechnete Temperatur $T_{aus,Rechnung}$ muß mit der zuvor gewählten Temperatur T_{aus} übereinstimmen, ansonsten ist eine neue Austrittstemperatur für isentropen Expansionsverlauf zu wählen und so die Übereinstimmung iterativ herbeizuführen.

Aus den gewonnenen Zustandsgrößen am Eintritt in die Dampfturbine kann man den Eintrittsdruck

$$p_{ein} = p_{ein}\left(s_{ein}, T_{ein}\right) = 308bar$$

bestimmen.

Anmerkung: Übersteigt dieser Druck den Grenzwert von 350bar, so ist die Frischdampftemperatur zu senken, um über ein vermindertes Temperaturgefälle in der Dampfturbine den Eintrittsdruck zu senken.
Ergibt sich an dieser Stelle ein unterkritischer Druck, so kann zwar die Rechnung in der hier beschriebenen Weise fortgeführt werden, die Schaltung entspricht dann aber der in Abb.8 gezeigten.

Die Leistung der Dampfturbine ergibt sich aus der Enthalpiedifferenz und dem Massenstrom zu

$$P = \dot{m}_{Dampf} \cdot \left(h_{ein} - h_{aus}\right) \qquad \text{(A.3)}$$

Da der Dampfmassenstrom noch unbekannt ist, muß er zunächst geschätzt und später entsprechend korrigiert werden. Für dieses Beispiel sei die Lösung dieses Teilproblems vorweggenommen und die Dampfmenge mit

$$\dot{m}_{Dampf} = 97kg / s$$

gewählt. Damit beträgt die Leistung der Dampfturbine unter Berücksichtigung der Verluste durch Umrichter oder Getriebe

$$P = 0.95 \cdot 97kg / s \cdot \left(3439.3kJ / kg - 2901.5kJ / kg\right) = 49560kW$$

Anmerkung: Für die Konfigurationen mit unterkritischer Dampferzeugung ändert sich das Berechnungsverfahren nicht. Zur Erzielung des gewünschten Frischdampfdruckes wird die Frischdampftemperatur entsprechend reduziert.

A.3. Verdichter

ges.: T_{aus}, $P_{Verdichter}$

Für isentrope Prozesse idealer Gase gilt

$$\frac{T_{aus}}{T_{ein}} = \left(\frac{p_{aus}}{p_{ein}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} . \qquad \text{(A.4)}$$

Für die hier angenommene polytrope Verdichtung der Luft als ideales Gas wird daraus

$$\frac{T_{aus}}{T_{ein}} = \left(\frac{p_{aus}}{p_{ein}}\right)^{\frac{n-1}{n}} . \qquad \text{(A.5)}$$

Mit der Definition des polytropen Wirkungsgrades

$$\eta_{polytrop} = \frac{\kappa - 1}{\kappa} \cdot \frac{n}{n-1} \tag{A.6}$$

kann dies umgeformt werden zu

$$\frac{T_{aus}}{T_{ein}} = \left(\frac{p_{aus}}{p_{ein}} \right)^{\frac{R}{\overline{c_p} \cdot \eta_{polytrop}}} . \tag{A.7}$$

In dieser Gleichung wird für die Gaskonstante für Luft R=0.287 $kJ/kg{\cdot}K$ eingesetzt, die spezifische Wärme erhält man aus

$$\overline{c_p} = \frac{h_{aus} - h_{ein}}{T_{aus} - T_{ein}} \quad . \tag{A.8}$$

Die Enthalpien hängen nur von der Temperaturen ab, wobei diese am Eintritt bekannt ist, für den Ausgangszustand aber vorerst angenommen werden muß. Diese dadurch notwendige Iteration konvergiert sehr schnell, weil die spezifische Wärme von Luft mit der Temperatur nur mäßig zunimmt.

$$h_{ein}(T_{ein}) = h(288.15K) = 15.1kJ / kg$$

$$h_{ein}(T_{ein}) = h(814.34K) = 564.4kJ / kg$$

Die gesuchte Austrittstemperatur nach dem Verdichter ergibt sich damit zu

$$T_{aus} = T_{ein} \cdot \left(\frac{p_{aus}}{p_{ein}} \right)^{\frac{R}{\overline{c_p} \cdot \eta_{polytrop}}} = 288.15K \cdot \left(\frac{30}{1} \right)^{\frac{0.287}{1.044 \cdot 0.9}} = 814.3K \approx 541°C .$$

Die für die Verdichtung der Hochdruckluft vom Verdichter aufgenommene Leistung beträgt

$$P_{Verd,HD-Luft} = \left(\dot{m}_{HD-Luft \to BK1} + \dot{m}_{HD-Kühlluft} \right) \cdot \left(h_{aus} - h_{ein} \right) =$$

$$= (240 + 70) kg / s \cdot (564.4 - 15.1) kJ / kg = 170283 kW \tag{A.9}$$

Die Berechnung der Verdichtung der Niederdruck-Kühlluft wird in analoger Weise durchgeführt. Der Ausgangsdruck liegt dabei 10% über dem Druck in der zweiten Brennkammer. (siehe Kap.A.8.).

$T_{aus,ND\text{-}Luft}$=403.5°C

$$P_{Verd,ND-Luft} = \dot{m}_{ND-Luft} \cdot \left(h_{aus} - h_{ein} \right) = 55 kg / s \cdot (415.2 - 15.1) kJ / kg = 22006 kW$$

(A.10)

Die gesamte Verdichterleistung beträgt demnach

$$P_{Verd} = P_{Verd,HD\text{-}Luft} + P_{Verd,ND\text{-}Luft} = 192289\ kW . \tag{A.11}$$

A.4. Wärmetauscher 1

ges.: $\dot{m}_{Dampf}$

Im Wärmetauscher 1 wird die verdichtete Hochdruckluft auf 300°C rückgekühlt (konstant für gesamte Studie). Die dabei frei werdende Energie

$$\dot{Q}_{WT1} = \dot{m}_{HD-Kühlluft} \cdot \left(h_{ein} - h_{aus}\right) = 70kg/s \cdot \left(564.4kJ/kg - 305.8kJ/kg\right) = 18102kW \tag{A.12}$$

wird zur Überhitzung des Dampfes eingesetzt, sodaß der mit 270°C in den Wärmetauscher geführte Dampf diesen mit einer Temperatur verläßt, die 10°C unter der der verdichteten ungekühlten Luft liegt. Damit ist der erforderliche Massenstrom mit

$$\dot{m}_{Dampf,WT1} = \frac{\dot{Q}_{WT1}}{h_{aus}\left(p_{aus}, T_{aus}\right) - h_{ein}\left(p_{ein}, T_{ein}\right)} \tag{A.13}$$

festgelegt. Die Eingangsdruck entspricht dabei dem Dampfturbinen-Austrittsdruck, am Wärmetauscherausgang wurde mit Verdichter-Ausgangsdruck gerechnet. Im konkreten Fall erhält man damit

$$\dot{m}_{Dampf,WT1} = \frac{18102kW}{3526.8kJ/kg - 2901.5kJ/kg} = 28.95kg/s$$

A.5. Wärmetauscher 2

Zur Demonstration des Rechenganges wurde hier ein Beispiel ohne zweiten Wärmetauscher gewählt. Die Dampfmenge für den zweiten Wärmetauscher wurde in der Studie auf dieselbe Weise bestimmt, die in Kap.A.4.(„Wärmetauscher1“)erläutert wurde. Zu beachten ist dabei die geringere Eintrittstemperatur der Luft, die die Überhitzung des Dampfes nicht im gleichen Maße wie in Wärmetauscher 1 zuläßt.

A.6. Hochdruck-Brennkammer

ges.: $\dot{m}_{Brennstoff,BK1}$

Ein von Mäckle in [9] angestellter Vergleich verschiedener Berechnungsverfahren für die Verbrennung hat ergeben, daß Ergebnisse kaum von den exakten abweichen, wenn das Gasgemisch gedanklich in seine Komponenten zerlegt wird, und diese dann - rechnerisch getrennt - auf die vorher festgelegte Mischtemperatur erhitzt werden. Da sich auf diese Weise die Berechnung wesentlich vereinfacht, (besonders weil auf die Berücksichtigung chemischer Reaktionen verzichtet werden kann,) wurde dieses Verfahren für die vorliegende Untersuchung herangezogen.

Die Definition der Mischtemperatur (siehe Kap.3.2.) bringt es mit sich, daß der Kühlluftstrom rechnerisch auf dieselbe Temperatur erhitzt wird wie jene Komponenten des Gasgemisches, die tatsächlich in die Brennkammer gelangen.

Die notwendige Wärmezufuhr ergibt sich aus der Summe der einzelnen Enthalpiedifferenzen:

Luft:	$240 kg/s \cdot \left(h(1300°C) - h(541°C)\right) =$	$212969\ kJ/s$
Kühlluft:	$70 kg/s \cdot \left(h(1300°C) - h(300°C)\right) =$	$80218\ kJ/s$
Dampf aus WT:	$28.95 kg/s \cdot \left(h(1300°C) - h(531°C)\right) =$	$54595\ kJ/s$
Dampf nach ZÜ:	$68.05 kg/s$[1] $\cdot \left(h(1300°C) - h(600°C^{2})\right) =$	$117758\ kJ/s$
Summe:		$465540\ kJ/s$

[1] gesamte Dampfmenge abzüglich der Anteils für den Wärmetauscher.

[2] Wenn keine Zwischenüberhitzung vorgesehen ist (Abb.6 und 7), wird der Dampf direkt von der Dampfturbine in die Brennkammer geführt und hat demzufolge eine geringere Temperatur (z.B. 270°C), welche dann anstelle von „600°C“ in die Berechnung des Energiebedarfs einzusetzen ist.

Der Druck in der ersten Brennkammer ist der vom Verdichter erzeugte Druck vermindert um den Anteil des Druckverlustes, der für den Hochdruck-Brennraum berechnet wurde: Da die angenommenen 10% Kreislauf-Druckverlust zu gleichen Teilen den Brennkammern und dem Abhitzekessel zugeschrieben wurden, gilt für die drei Schaltungselemente

$$\left(\frac{p_{vorh}}{p_{theoret}}\right) = \sqrt[3]{1-0.1} = 0.965 \qquad \text{(A.14)}$$

Der Druck in der Hochdruck-Brennkammer wird daher mit

$$30 bar \cdot 0.965 = 28.96 bar$$

angenommen.

Vom Heizwert des Brennstoffs wird jene Energiemenge in Abzug gebracht, die der Brennstoff für seine eigene Temperatursteigerung benötigt. Der verbleibende Wert

steht zur Erhitzung des Gasgemisches zur Verfügung. Durch die Verwendung dieses „Nettoheizwertes“ kann die benötigte Brennstoffmenge direkt berechnet werden und muß nicht iterativ bestimmt werden:

Heizwert (Methan): H_u=50000kJ/kg

Eigenenergiebedarf für Brennstoffaufheizung: $\Delta h = \overline{c_p} \cdot \Delta T$ (A.15)

Die Temperatur des zugeführten Brennstoffs wurde mit 15°C angenommen, den oberen Grenzwert in Gl.(A.15) stellt die Mischtemperatur dar.

Der Ermittlung der spezifischen Wärme wurde das Diagramm Abb.67 zugrunde gelegt. Mit dem Computerprogramm wird für $\overline{c_p}$ ein Mittelwert errechnet, der sich bis 1200°C aus in 100°C-Schritten „lokal“ gemittelten Werten zusammensetzt, von 1200°C bis zur Mischtemperatur wurde für die Berechnung ein linearer c_p-Verlauf angenommen und dieser - je nach Mischtemperatur entsprechend gewichtet - in die Mittelwertbildung mit einbezogen.

Die dargestellte Kurve in Abb.67 zeigt die spezifische Wärme für unendliche Verdünnung (0 bar). Mit steigender Temperatur wird der Druckeinfluß zunehmend geringer, abgesehen davon ist durchwegs der Partialdruck zu berücksichtigen, welcher wegen der Massenverhältnisse (Luft-Dampf-Brennstoff) für den Brennstoff äußerst gering ist. Die Verwendung der eingezeichneten Kurve ohne weitere Berücksichtigung des jeweils vorherrschenden Druckes scheint demnach durchaus gerechtfertigt.

Die so erhaltene spezifische Wärme beträgt für dieses Beispiel $c_p = 4.12 kJ/(kg \cdot K)$.

Mit der Temperaturdifferenz von

$$\Delta T = 1300°C - 15°C = 1285°C$$

muß damit der untere Heizwert des Brennstoffs um

$$\Delta h = 4.12 kJ/(kg \cdot K) \cdot 1285°C = 5294 kJ/kg$$

auf

$$H_{netto} = H_u - \Delta h = 50000 kJ/kg - 5294 kJ/kg = 44706 kJ/kg \quad \text{(A.16)}$$

reduziert werden.

Die erforderliche Brennstoffmenge in der ersten Brennkammer beträgt nunmehr

$$\dot{m}_{Brennstoff,BK1} = \frac{\dot{Q}_{BK1,netto}}{H_{netto}} = \frac{465540 kJ/s}{44706 kJ/kg} = 10.41 kg/s, \quad \text{(A.17)}$$

woraus sich die zugeführte Wärmemenge zu

$$\dot{Q}_{BK1} = \dot{m}_{Brennstoff,BK1} \cdot H_u = 10.41 kg/s \cdot 50000 kJ/kg = 520500 kJ/s \quad \text{(A.18)}$$

errechnen läßt.

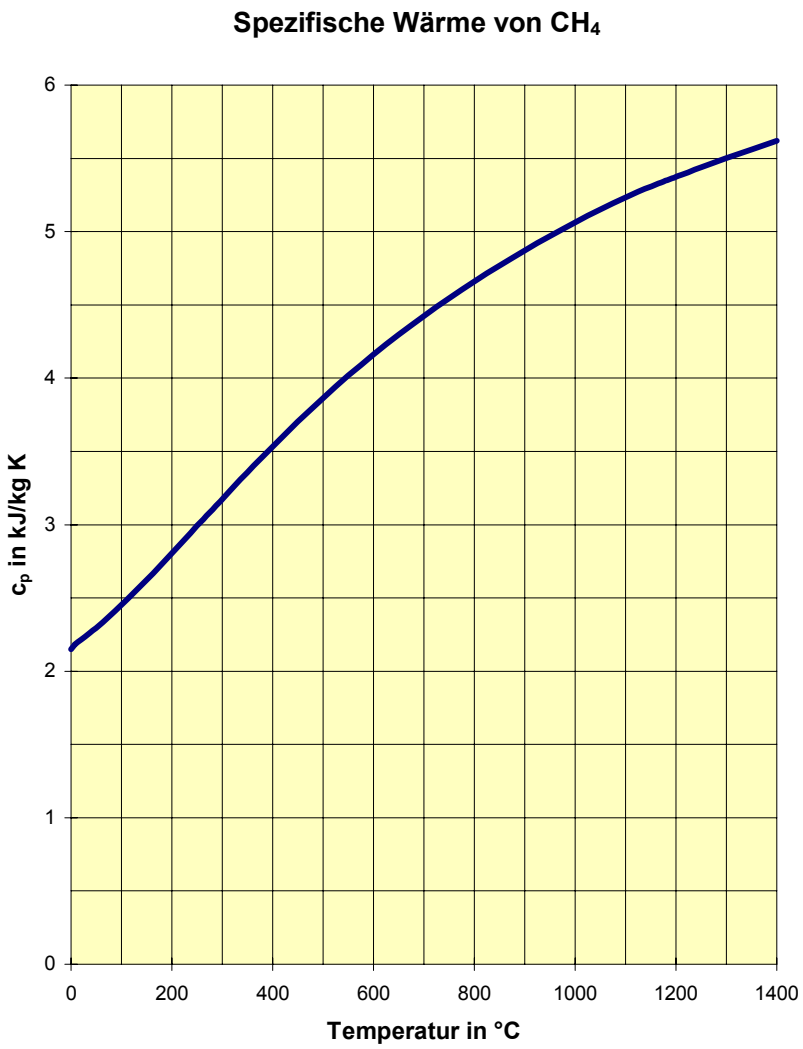


Abb. 67: Spezifische Wärme des Brennstoffs Methan (CH_4)

A.7. Hochdruck-Gasturbine

ges.:T_{aus}, P_{HDGT}

Die Verwendung des Programms „fuelcomp“ ermöglichte es, in den Gasturbine das Gasgemisch als solches zu expandieren, da thermodynamische Zustandsgrößen für jede beliebige Rauchgas-Zusammensetzung erhältlich waren.

Der Eingangszustand stimmt mit dem Ausgangszustand aus der Hochdruck-Brennkammer überein, darüber hinaus ist nur der Druckabfall der Hochdruck-Gasturbine gemäß

$$\pi_{Verd}^{n} = \pi_{HDGT}, \qquad \text{(A.19)}$$

in diesem Beispiel

$$30^{0.2} = 1.97 \ ,$$

und damit der Ausgangsdruck (unter Beachtung des Druckverlustes in der ersten Brennkammer)

$$p_{aus} = \frac{28.96bar}{1.97} = 14.7bar$$

bekannt. In der in Kap.A.3.(„Verdichter“) schon vorgestellten Weise muß die Austrittstemperatur zuerst abgeschätzt werden, um die Enthalpie am Austritt und weiters die gemittelte spezifische Wärme $\overline{c_p}$ bestimmen zu können, die wiederum die Austrittstemperatur beeinflußt. Auch hier führt die durchzuführende Iteration recht schnell zum Ziel. Der polytrope Wirkungsgrad ist im Gegensatz zu dem vorher angewandten bei der Expansion mit

$$\eta_{polytrop} = \frac{n-1}{n} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \tag{A.20}$$

definiert, wodurch auch die zuvor verwendete Formel zur Bestimmung der Austrittstemperatur in der veränderten Form

$$T_{aus} = T_{ein} \cdot \left(\frac{p_{aus}}{p_{ein}} \right)^{\frac{R \cdot \eta_{polytrop}}{\overline{c_p}}} \tag{A.21}$$

anzuwenden ist.

Der Wert für die spezifische Wärme wird analog zum oben beschriebenen Fall für den Verdichter aus Gl. (A.8),

$$\overline{c_p} = \frac{h_{aus} - h_{ein}}{T_{aus} - T_{ein}},$$

gewonnen. Die Iteration führt dann zu folgenden Werten:

$$T_{aus} = T_{ein} \cdot \left(\frac{p_{aus}}{p_{ein}} \right)^{\frac{R \cdot \eta_{polytrop}}{\overline{c_p}}} = 1573.15K \cdot \left(\frac{1}{1.97} \right)^{\frac{0.333 \cdot 0.86}{1.63}} = 1395.5K \approx 1122°C \tag{A.22}$$

h_{ein}=1885kJ/kg

h_{aus}=1596kJ/kg

Da die Kühlluft im verwendeten Rechenmodell nicht nur in gleichem Maße wie alle anderen Komponenten erhitzt wird, sondern auch für die gesamte Expansion zur Verfügung steht, ist der Massenstrom in der Hochdruck-Gasturbine

$$\dot{m}_{HDGT} = \dot{m}_{Brennstoff,BK1} + \dot{m}_{Dampf} + \dot{m}_{HD-Luft \to BK1} + \dot{m}_{HD-Kühlluft} \tag{A.23}$$

$$= (10.41 + 97 + 240 + 70) kg/s = 417.41 kg/s$$

Mit dem Massenstrom und der Enthalpiedifferenz kann nun die Leistung der Hochdruck-Gasturbine errechnet werden:

$$P_{HDGT} = \dot{m}_{HDGT} \cdot (h_{ein} - h_{aus}) = 417.41 \cdot (1885kJ/kg - 1596kJ/kg) = 120630kW \tag{A.24}$$

A.8. Niederdruck-Brennkammer

ges.: $\dot{m}_{Brennstoff,Bk2}$

Der Vorgang in der Niederdruck-Brennkammer ist identisch mit jenem im ersten Brennraum. Der einzige Unterschied besteht darin, daß nun mit Ausnahme der Kühlluft alle Komponenten mit gleicher Temperatur in die Brennkammer strömen, was die Berechnung der Rauchgase als Gasgemisch ermöglicht. Die Summe der benötigten Wärmezufuhren reduziert sich daher auf folgende Addition:

Rauchgas:	$417.41 kg/s$	$\cdot (h(1300°C)-h(1122°C)) =$	120681	kJ/s
Kühlluft:	$55 kg/s$	$\cdot (h(1300°C)-h(403.5°C)) =$	57022	kJ/s
Summe:			177703	kJ/s

In gleicher Weise, wie in Kap.A.6.(„Hochdruck-Brennkammer“) der Verdichterdruck nicht vollständig zufolge der Druckverluste etwas reduziert werden mußte, wird auch der nach der Hochdruck-Gasturbine vorherrschende Druck durch Verluste verringert. Der Druck in der zweiten Brennkammer beträgt also

$$p_{BK2} = 14.7 \cdot 0.965 = 14.2 bar .$$

Die erforderliche Brennstoffmenge wird mit dem oben eingeführten Nettoheizwert (Gl. A.16) bestimmt und beträgt für die Niederdruck-Brennkammer mit Gl.(A.17) und (A.18)

$$\dot{m}_{Brennstoff,BK2} = \frac{\dot{Q}_{BK2,netto}}{\dot{H}_{netto}} = \frac{177703 kJ/s}{44706 kJ/kg} = 3.98 kg/s$$

$$\dot{Q}_{BK2} = \dot{m}_{Brennstoff,BK2} \cdot H_u = 3.98 kg/s \cdot 50000 kJ/kg = 199000 kJ/s$$

A.9. Niederdruck-Gasturbine

ges.: T_{aus}, P_{NDGT}

Wie schon bei der Hochdruck-Gasturbine (siehe Kap.A.7.), wird die gesuchte Austrittstemperatur iterativ bestimmt, und auch das Verfahren entspricht exakt oben erläutertem. Das Druckverhältnis kann sehr einfach bestimmt werden, indem man vom Verdichterdruckverhältnis den Druckverlust von 10% in Abzug bringt,

$$30 \cdot 0.9 = 27 ,$$

um das gesamt nutzbare Druckgefälle zu erhalten, und aus dem dadurch erhaltenen Wert mittels Berücksichtigung des Druckverhältnisses der Hochdruck-Gasturbine das noch zur Expansion zur Verfügung stehende Druckverhältnis errechnet:

$$\frac{27}{1.97} = 13.7$$

Die Mischtemperatur ist wie für die Hochdruck-Gasturbine T_M=1300°C (=1573.15K), die Gaskonstante R hängt von der Zusammensetzung des Rauchgases ab und ist

gegenüber der ersten Expansion leicht verändert. Die spezifische Wärme $\overline{c_p}$ wird wieder iterativ ermittelt und nimmt (vor allem wegen der geringeren mittleren Temperatur während der Expansion) im Vergleich zu Kap.A.7 („Hochdruck-Gasturbine“) einen etwas verminderten Wert an. Die Iteration für die Austrittstemperatur führt auf

$$T_{aus} = T_{ein} \cdot \left(\frac{p_{aus}}{p_{ein}}\right)^{\frac{R \cdot \eta_{polytrop}}{\overline{c_p}}} = 1573.15K \cdot \left(\frac{1}{13.7}\right)^{\frac{0.330 \cdot 0.86}{1.55}} = 975K \approx 702°C \quad . \qquad \text{(A.25)}$$

Bei Abgastemperaturen von unter $640°C$ muß die Annahme der Frischdampf-temperatur aus Kap.A.2 („Dampfturbine“) entsprechend nach unten korrigiert werden, sodaß eine Temperaturdifferenz von mindestens $40°C$ sichergestellt ist.

Die spezifischen Enthalpien des Rauchgases für den Ein- und Austrittszustand betragen:

$$h_{ein} = 1862.9\ kJ/kg$$

$$h_{aus} = 936.4\ kJ/kg$$

Der Massenstrom beinhaltet nun neben den Rauchgasen aus der Hochdruck-Gasturbine auch die Brennstoffmenge aus der Niederdruck-Brennkammer und die Niederdruck-Kühlluft.

$$\dot{m}_{NDGT} = \dot{m}_{HDGT} + \dot{m}_{Brennstoff,BK2} + \dot{m}_{ND-Kühlluft} = (417.41 + 3.98 + 55)kg/s = 476.39kg/s \qquad \text{(A.26)}$$

Damit kann die Leistung der Niederdruckturbine wie in Gl.(A.24) berechnet werden:

$$P = \dot{m}_{NDGT} \cdot (h_{ein} - h_{aus}) = 476.39kg/s \cdot (1862.9 - 936.4)kJ/kg = 441389kW$$

A.10.Speisepumpe

Die Speisepumpe nimmt Wasser zu Umgebungsbedingungen (15°C, 1bar) auf und gibt es mit einem Druck weiter, der 10% über dem gewünschten Frischdampfdruck liegt, der in Kap.A.2. („Dampfturbine“) berechnet wurde. (Dieser Druckverlust wurde für die Dampfseite im Abhitzekessel angenommen.) Die Leistung beträgt unter Berücksichtigung elektrischer und mechanischer Verluste sowie angenommener Konstanz des spezifischen Volumens von Wasser bei Kompression

$$P = \dot{m}_{Dampf} \cdot v_{H_2O,ein} \cdot (p_{aus} - p_{ein}) / (\eta_{elek} \cdot \eta_{mech}) = \qquad \text{(A.27)}$$

$$= 97kg/s \cdot 1.001 \cdot 10^{-3} m^3/kg \cdot (342 - 1) \cdot 10^5 N/m^2 / (0.85 \cdot 0.95) = 4102kW$$

Da der Massenstrom aus einer ersten Annahme resultiert und auch der Eingangsdruck vor der Dampfturbine eventuell noch Änderungen unterworfen werden muß, stellt auch die berechnete Leistung im Normalfall nur eine erste Näherung dar, die richtige Lösung muß dann iterativ gefunden werden.

A.11.Abhitzekessel

ges.: T_{aus}

Sowohl die Menge als auch die thermodynamischen Zustände des Dampfes wurden bereits zuvor in der Berechnung verwendet und mußten dort geschätzt werden, weil keine exakte Berechnung dieser Größen möglich war. Nun kann unter Zuhilfenahme dieser Annahmen der Energiebedarf für die Erzeugung und Überhitzung des Dampfes berechnet werden. Um den entstehenden Energietransfer zu ermöglichen, muß das Rauchgas so weit abgekühlt werden, daß die Enthalpiedifferenzen der beiden Medien im Abhitzekessel einander dem Betrag nach entsprechen, aber verschiedenes Vorzeichen aufweisen. In diesem Beispiel ergeben sich folgende Zahlenwerte:

$$\dot{H}_{Dampf} = \dot{m}_{Dampf} \cdot \left(h_{aus} - h_{ein}\right) = 97kg/s \cdot \left(3439.3kJ/kg - 97.2kJ/kg\right) = 324185kJ/s \tag{A.28}$$

Dabei steht h_{ein} für die Enthalpie nach der Speisepumpe, die gegenüber den Umgebungsbedingungen einen etwas erhöhten Wert aufweist.

Über diesen Energiebedarf hinaus wird das Rauchgas in diesem Beispiel auch zur Zwischenüberhitzung des Dampfes herangezogen, der nicht durch den Wärmetauscher geführt wird. Dieser Dampf gelangt mit der Dampfturbinen-Austrittstemperatur von 270°C in den Abhitzekessel und verläßt denselben wie der Frischdampf mit 600°C, allerdings mit einem geringeren Druck von 33.33bar.

$$\begin{aligned}\dot{H}_{Dampf,ZÜ} &= \dot{m}_{Dampf,ZÜ} \cdot \left(h_{aus,ZÜ} - h_{ein,ZÜ}\right) = \\ &= 68.05kg/s \cdot \left(3680.2kJ/kg - 2901.5kJ/kg\right) = 52999kJ/s\end{aligned} \tag{A.29}$$

Der Gesamtenergiebedarf beträgt daher

$$\dot{H}_{Dampf} + \dot{H}_{Dampf,ZÜ} = 324185kJ/s + 52999kJ/s = 377184kJ/s$$

Die Enthalpie des Rauchgases am Eintritt in den Abhitzekessel $h_{RG,ein}$ kann bestimmt werden, da Temperatur, Druck und Zusammensetzung bekannt sind. Da auch der Massenstrom schon bestimmt wurde, bleibt die Enthalpie des Rauchgases am Ausgang $h_{RG,aus}$ die einzige unbekannte Größe in der Gleichung

$$\dot{H}_{RG} = \dot{m}_{RG} \cdot \left(h_{RG,ein} - h_{RG,aus}\right) = \dot{H}_{Dampf} + \dot{H}_{Dampf,ZÜ} \ . \tag{A.30}$$

Über die Enthalpie am Austritt erhält man in weiterer Folge die Austrittstemperatur aus dem Abhitzekessel, welche sich in diesem Beispiel zu

$$T_{RG,aus} = 116.3°C$$

ergibt.

A.12.T,Q-Diagramm

Mit den oben erhaltenen Werten für die Ein- und Austrittstemperaturen und den bekannten Ein- und Ausgangszuständen des Dampfes kann nun ein T,Q-Diagramm gezeichnet werden, um die Einhaltung des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik sicherzustellen und den Exergieverlust abschätzen zu können.

Die Abkühlung der Rauchgase ist dabei in einer Geraden repräsentiert, für den Dampf müssen sowohl veränderliche Massenstrom als auch der Enthalpie-Temperatur-Verlauf berücksichtigt werden. Wie in Kap.3.4.5. („Abhitzekessel“) beschrieben, wurde für überkritischen Frischdampfdruck eine minimale Temperaturdifferenz von 10°C angestrebt. Wird dieser Wert unterschritten, so ist die Dampfmenge zu reduzieren, weil die Abkühlung des Rauchgases nicht zu so tiefen Temperaturen durchgeführt werden kann, wie es die zu Beginn geschätzte Dampfmenge erforderlich machte. Demgegenüber kann die Dampfmenge erhöht werden, wenn sich die Abkühlungskurve des Rauchgases dem T,Q-Verlauf des Dampfes an keiner Stelle auf 10°C annähert.

In beiden Fällen muß die gesamte Berechnung mit der neuen Dampfmenge durchgerechnet werden. Dies konnte in dieser Demonstration des Lösungsweges durch die Vorwegnahme des Ergebnisses dieser Iteration vermieden werden.

In Abb.68 ist das Diagramm für das hier durchgerechnete Beispiel dargestellt.

Abb.68: T,Q-Diagramm

A.13.Wirkungsgrad

Die im Verlaufe des Rechnungsganges ermittelten Leistungen der einzelnen Komponenten müssen nun zur Berechnung des Wirkungsgrades unter Berücksichtigung ihrer Vorzeichen zu der in Form von Brennstoff zugeführten Wärmemenge ins Verhältnis gesetzt werden. In diesem Beispiel führt dies zu

$$\eta_{th} = 0.975 \cdot \frac{P_{DT} + P_{HDGT} + P_{NDGT} - P_{Verd} - P_{SP}}{\dot{Q}_{BK1} + \dot{Q}_{BK2}}$$

$$= 0.975 \cdot \frac{49560kW + 120630kW + 441389kW - 192289kW - 4102kW}{520500kW + 199000kW} = 56.3\%$$

(A.31)

Durch den Faktor 0.975, den Generatorwirkungsgrad, werden Verluste zwischen Wellen- und Klemmenleistung in die Berechnung einbezogen.

A.14.Spezifische Arbeit

Um die spezifische Arbeit zu berechnen, werden aufgenommene und abgegebene Leistungen der einzelnen Bauelemente wie zur Ermittlung des Wirkungsgrades addiert, allerdings wird durch den Luftmassenstrom durch den Verdichter dividiert, um die pro kg angesaugte Luft verfügbare Arbeit zu bestimmen:

$$W_{spez.} = \cdot \frac{P_{DT} + P_{HDGT} + P_{NDGT} - P_{Verd} - P_{SP}}{\dot{m}_{Verd}} =$$

$$= \frac{49560kW + 120630kW + 441389kW - 192289kW - 4102kW}{365kg/s} = 1137.5kJ/kg_{Luft}$$

(A.32)

B. ABKÜRZUNGEN UND SYMBOLE

A-STIG		Advanced Steam Injection Gas Turbine - Gasturbine mit Dampfeindüsung und sequentieller Verbrennung
BK1		erste (= Hochdruck-)Brennkammer
BK2		zweite (= Niederdruck-)Brennkammer
c_p	$kJ/kg{\cdot}K$	spezifische Wärme
$\overline{c_p}$	$kJ/kg{\cdot}K$	Mittelwert für c_p bei Zustandsänderungen mit verschiedener Anfangs- und Endtemperatur
D	m	hydraulischer Durchmesser
eta	1	polytroper Wirkungsgrad
GDDT		Gegendruck-Dampfturbine
GT		Gasturbine (in Kap.4 die gleichzeitige Veränderung beider Gasturbinen-Wirkungsgrade auf den angegebenen Wert)
h_{aus}	kJ/kg	Enthalpie am Austritt - spezifiziert durch zweite Fußnote
$h_{aus,isentrop}$	kJ/kg	Enthalpie am Austritt nach isentroper Zustandsänderung
h_{ein}	kJ/kg	Enthalpie am Eintritt - spezifiziert durch zweite Fußnote
HDGT		Hochdruck-Gasturbine
H_u	kJ/kg	unterer Heizwert
H_{netto}	kJ/kg	Nettoheizwert nach Abzug des Eigenenergiebedarfs des Brennstoffs
k	1	Konstante
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom - spezifiziert durch Indizes
n	1	Exponent für Expansionsanteil der Hochdruck-Gasturbine
NDGT		Niederdruck-Gasturbine
p	bar	Druck
p_{aus}	bar	Austrittsdruck - spezifiziert durch zweite Fußnote
p_{ein}	bar	Eintrittsdruck - spezifiziert durch zweite Fußnote
P	kW	Leistung - spezifiziert durch Indizes
q	kJ/m^2	übertragene Wärmemenge pro Flächeneinheit
$\dot{Q}$	kJ/s	pro Sekunde übertragene Wärmemenge
$\dot{Q}_{nettio}$	kJ/s	Energiebedarf ohne Berücksichtigung des Eigenbedarfs des Brennstoffs
R	$kJ/kg{\cdot}K$	Gaskonstante für Luft

Re	1	Reynoldszahl
$s_{aus,isentrop}$	$kJ/kg{\cdot}K$	Entropie am Austritt nach isentroper Zustandsänderung
s_{ein}	$kJ/kg{\cdot}K$	Entropie am Eintritt
SP		Speisepumpe
$STIG$		Steam Injection Gas Turbine - Gasturbine mit Dampfeindüsung
T	$°C,K$	Temperatur
T_{ein}	$°C,K$	Temperatur am Eintritt - spezifiziert durch zweite Fußnote
T_{aus}	$°C,K$	Temperatur am Austritt - spezifiziert durch zweite Fußnote
$T_{aus,isentrop}$	$°C,K$	Temperatur nach isentroper Zustandsänderung
$T_{aus,Rechnung}$	$°C,K$	errechneter Wert für zuvor gewählte Temperatur am Austritt aus der Dampfturbine
T_M od. T_M	$°C,K$	Mischtemperatur „vor der Turbine“ (Definition siehe Abschnitt 3.2.)
T_BK2	$°C,K$	Temperatur in der zweiten Brennkammer
v	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
$v_{H_2O,ein}$	m^3/kg	spezifisches Volumen des Wassers vor und nach der Speisepumpe
$W_{spez.}$	$kJ/kg\ Luft$	spezifische Arbeit
$WT1$		Wärmetauscher zur Kühlung der Hochdruck-Kühlluft
$WT2$		zweiter Wärmetauscher zur Kühlung der Niederdruck-Kühlluft
$ZÜ$		Zwischenüberhitzung des Dampfes durch Rückführung desselben in den Abhitzekessel
$70/55$ o.ä.		Angaben der Kühlluftmengen: 70kg/s Hochdruck-Kühlluft, 55kg/s Niederdruck-Kühlluft
Δ		Differenz
$\eta_{isentrop}$	1	isentroper Wirkungsgrad
$\eta_{polytrop}$	1	polytroper Wirkungsgrad
η_{mech}	1	mechanischer Wirkungsgrad der Speisepumpe
η_{elek}	1	elektrischer Wirkungsgrad der Speisepumpe
η_{th}	1	thermischer Wirkungsgrad
κ	1	Isentropenexponent
λ bzw. la	1	Luftverhältnis
μ	$kg/m{\cdot}s$	dynamische Zähigkeit

π *bzw. pi*	*1*	Verdichterdruckverhältnis
ρ	kg/m^3	Dichte

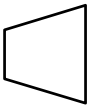
Indizes:

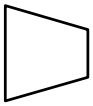
BK1	Brennkammer1
BK2	Brennkammer2
DT	Dampfturbine
F	Film
HDGT	Hochdruck-Gasturbine
HD-Kühlluft	Hochdruck -Kühlluft
HD-Luft	Hochdruckluft (Kühlluft und Luft im Hauptstrom ohne Kühlfunktion)
HD-Luft→BK1	Hochdruckluft im Hauptstrom ohne Kühlfunktion
HG	heißgasseitig
K	kühlmediumseitig
KM	Kühlmedium
NDGT	Niederdruck-Gasturbine
ND-Luft	Niederdruckluft
RG	Rauchgas
SA	äußere Schaufeloberfläche
SI	innere Schaufeloberfläche
SW	Schaufelwand
theoret	theoretisch
Verd	Verdichter
vorh	vorhanden
WT1	Wärmetauscher1
ZÜ	Zwischenüberhitzung

In den Schemata der Kreisläufe entsprechen die verwendeten Symbole den hier aufgelisteten Elementen:

Kesseltrommel

Wärmetauscher


Turbine


Verdichter

Generator

Brennkammer

Luft- oder Rauchgasleitung

Dampfleitung

Brennstoffleitung

Speisepumpe

QUELLENNACHWEIS

[1] H.U. Frutschi, Interner Bericht: „DAS ADVANCED STIG-SYSTEM“,1995

[2] Incropera, Frank P., „Fundamentals Of Heat And Mass Transfer“, 3. Aufl., New York, John Wiley & Sons, 1990

[3] Gerhart, Philip M., „Fundamentals Of Fluid Mechanics“, 2. Aufl., Addison-Wesley, 1992

[4] Moran, Michael J., „Fundamentals Of Engineering Thermodynamics“, 2.Aufl., John Wiley & Sons, 1992

[5] Kehlhofer, Rolf, „Gasturbinenkraftwerke, Kombikraftwerke, Heizkraftwerke und Industriekraftwerke“, München: Technischer Verlag Resch; Köln: Verlag TÜV Rheinland, 1984

[6] Gašparovic, N., „Gasturbinen, Probleme und Anwendungen“, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1967

[7] Vortragsunterlagen, Pascher I.: „Turbinenschaufelkühlung“, Vortrag am 14.12.1994 am Institut für Thermische Turbomaschinen an der Technischen Universtät Wien

[8] Slawik, Piotr, „Concept study of the chemically recuperated gas turbine“, Master’s thesis,

[9] Mäckle, Frank, „Der thermodynamische Nutzen eines Rekuperators in Kombiprozessen“, Master’s thesis, 1995

mündliche Informationen und Anregungen durch

Frutschi, SIA Dipl.-Ing. H.U.

Harasgama, Dr. Prith

Mukherjee, Dr. Dilip

Wettstein, Dr. Hans

Dampftafel für Microsoft Excel 5.0

Rofka, Dipl.-Ing. Stefan