

**Mehrstufige Dampfüberhitzung**  
**Effizienzsteigerung von**  
**EBS-, Biomasse- und Solarthermiekraftwerken**



**Dipl.-Ing. Reinhard Schu**  
EcoEnergy Gesellschaft für  
Energie- und Umwelttechnik mbH  
Walkenried am Harz

**Prof. Dr. techn. Reinhard Leithner**  
Institut für Wärme- und Brennstofftechnik  
TU Braunschweig  
Braunschweig

**Berliner Abfallwirtschafts- und Energiekonferenz**

Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. habil. Karl J. Thomé-Kozmiensky  
Prof. Dr.-Ing. Michael Beckmann, TK Verlag, Neuruppin  
**September 2008**

## Inhalt

	Seite
<b>Einleitung .....</b>	<b>5</b>
<b>0 Verständnis von komplexen Zusammenhängen .....</b>	<b>6</b>
<b>1 Grundlagen Dampfturbinenprozess .....</b>	<b>7</b>
<b>2 Möglichkeiten der Wirkungsgradsteigerung von Dampfkraftwerken .....</b>	<b>10</b>
<b>3 Bedeutung der mehrstufige Dampfüberhitzung.....</b>	<b>10</b>
<b>4 Entwicklung der mehrstufigen Dampfüberhitzung .....</b>	<b>10</b>
<b>5 Ausblick.....</b>	<b>10</b>
<b>6 Literaturverzeichnis.....</b>	<b>10</b>

## Tabellen

Tabelle 1: Limitierungen der Kesselmaterialien zur Dampfüberhitzung bei Kohlekraftwerken nach [5] .	10
Tabelle 2: Dampfparameter deutscher Kernkraftwerke, Stand 2005 .....	10
Tabelle 3 Dampfparameter deutscher Abfallverbrennungsanlagen, Stand 2005.....	10
Tabelle 4: Heizkraftwerke auf Strohbasis in Dänemark – ohne Vergasungsanlagen .....	10
Tabelle 5: Heizkraftwerke auf Strohbasis in Planung und Bau, Stand 2007 .....	10
Tabelle 6 Biomasseheizkraftwerke Deutschland, Stand 2007, Auszug .....	10
Tabelle 7: Limitierungen der Dampfüberhitzung bei unterschiedlichen Brennstoffen .....	10
Tabelle 8: Limitierungen der Dampfüberhitzung bei unterschiedlichen Brennstoffen .....	10
Tabelle 9: Dreistufige Dampfüberhitzung mit sehr hohen Dampfparametern, USA 1950 - 1965 .....	10
Tabelle 10: Auslegung moderner Stein- und Braunkohlekraftwerke ab 1997 in Deutschland .....	10
Tabelle 11: Dänische Effizienzweltmeister, Dampfkraftwerke mit doppelter Zwischenüberhitzung.....	10
Tabelle 12: Übersicht ZWS-Feuerungsanlagen weltweit nach Leistungsklassen, Stand 2005 .....	10
Tabelle 13: Abfallverbrennungsanlagen mit mehrstufiger Dampfüberhitzung, ermittelt aus Literaturangaben [1],[4],[7],[8],[9],[15],[16],[20],[21][22],[23] .....	10
Tabelle 14: Benchmark-Wirkungsgrade für Erdgasverbrennung zur Stromerzeugung nach DEHSt.....	10
Tabelle 15: Abfallverbrennungsanlagen mit mehrstufiger Dampfüberhitzung, ermittelt aus Literaturangaben [1],[7],[8],[9],[16],[20],[21][22],[23].....	10

## Abbildungen

Abbildung 1: Primärenergieverbrauch Deutschland nach Bereichen nach [3].....	5
Abbildung 2: einfacher Wasser-Dampf-Kreislauf, Clausius-Rankine-Kreisprozess.....	7
Abbildung 3: einfacher Wasser-Dampf-Kreislauf Darstellung des Prozesses im T,s-Diagramm .....	8
Abbildung 4: Carnot Prozess.....	9
Abbildung 5: Dampfkraftprozesse im T,s-Diagramm.....	9
Abbildung 6: Maßnahmen zur Wirkungsgradsteig des Wasser-Dampf-Kreislaufes .....	10
Abbildung 7: unterstöchiometrische Verbrennung auf dem Rost mit gestufter Nachverbrennung zur optimierten Frischluftvorwärmung .....	10
Abbildung 8: Typische MVA in T,s-Diagramm.....	10
Abbildung 9: Optimaler Frischdampfzustand für ferritische Chromstähle bei vorgegebener Dimensionierung des Frischdampfsammlers (Quelle: Franke,J., Kral,R., Wittchow,E.: Dampferzeuger für die nächste Kraftwerksgeneration. VGB Kraftwerkstechnik (1999) Nr.9, S. 40-45).....	10
Abbildung 10: Dampfparametergrenzen für Überhitzerrohrwerkstoffe (rechts) und Sammlerrohrwanddicken bei verschiedenen Werkstoffen (Quelle: Lorey, H.; Scheffknecht, G.: Zwangsdurchlaufdamperzeuger mit hohen Dampfparametern. BWK Bd. 52 (2000) Nr.1/2) .....	10
Abbildung 11: Spezifische Rohrpreise bezogen auf X20CrMoV12 1 (links) und spezifische Heizflächenkosten bei 260 bar (Quelle: Lorey, H.; Scheffknecht, G.: Zwangsdurchlaufdamperzeuger mit hohen Dampfparametern. BWK Bd. 52 (2000) Nr.1/2).....	10
Abbildung 12: Kernkraftwerk 1975, Schaltung und T,s-Diagramm .....	10
Abbildung 13: Maximale Auslasstemperatur Solarfeld mit Thermalöl als Wärmeträgermedium .....	10
Abbildung 14: Entwicklung der mehrstufigen Überhitzung in Europa (Quelle: Bell, R.: Siemens-Vorlesung Dampfturbinen an der Ruhr-Universität Bochum, 2002).....	10
Abbildung 15: Eddystone 1, 1954, Schaltung und T-s-Diagramm .....	10
Abbildung 16: Kraftwerk Moorburg, Hamburg, Schaltung und T-s-Diagramm.....	10
Abbildung 17: Kraftwerk 50 plus, Wilhemshaven, 700°C Dampfkraftwerk, Schaltung und T-s-Diagramm .....	10
Abbildung 18: Schema Steinkohlekraftwerk Nordjylland 3, doppelte ZÜ, $\eta_{el. netto}$ 47%, DONG Energy (Quelle: Kjaer, S.: Advanced supercritical power plant: Experiences of ElsamProject, 2006).....	10
Abbildung 19: Steinkohlekraftwerk Nordjylland 3, doppelte ZÜ, $\eta_{el. netto}$ 47%, DONG Energy.....	10
Abbildung 20: Schema USC-700°C-Project, Steinkohlekraftwerk, doppelte ZÜ, $\eta_{el. netto}$ > 52%, DONG Energy (Quelle: Kjaer, S.: Advanced supercritical power plant: Experiences of ElsamProject, 2006).....	10

Abbildung 21: USC-700°C-Project, Steinkohlekraftwerk, doppelte ZÜ, $\eta_{el. netto} > 52\%$ , DONG Energy .....	10
Abbildung 22: Biomasse-Heizkraftwerk Großaitingen, ZÜ, $\eta_{el. netto} 26\%$ , EVONIK .....	10
Abbildung 23: Biomasse-Heizkraftwerk ZWS Königs Wusterhausen, doppelte ZÜ, $\eta_{el. netto} > 32\%$ , MVV .....	10
Abbildung 24: Biomasse-Heizkraftwerk ZWS Bischofferode, doppelte ZÜ, $\eta_{el. netto} > 35\%$ , Stadtwerke Leipzig .....	10
Abbildung 25: Biomassekraftwerk Avedøre, doppelte ZÜ, $\eta_{el. netto} 43\%$ , DONG Energy .....	10
Abbildung 26: Kraftwerk Łagisza, doppelte ZÜ, $\eta_{el. netto} 43\%$ , DONG Energy .....	10
Abbildung 27: Stand der Technik ZWS Kraftwerke weltweit (Quelle Minchener, A.: Coal and clean coal technologies for the future. In: 2nd international conference on gas turbine technologies, Slovenien, 2004) .....	10
Abbildung 28: Entwicklung der ZWS-Anlagen von Foster Wheeler (Quelle: Venäläinen, I.; Psik, R.: 460 MWe supercritical CFB Boiler Design for Łagisza Power Plant, In: Power-Gen Europe, Barcelona, 2004) .....	10
Abbildung 29: Kombianlage Bilbao, $\eta_{el. netto} 20\%$ bezogen auf Abfall .....	10
Abbildung 30: Kombianlage Moerdijk, $\eta_{el. netto} 15\%$ bezogen auf Abfall .....	10
Abbildung 31: Kombianlage Mainz, GuD und Abfallverbrennung (Quelle: Fischer, B.: Energieeffizienz des Müllheizkraftwerkes Mainz, Optimierung der Abfallverbrennung 2, 2005, verändert) .....	10
Abbildung 32: AVI Amsterdam, $\eta_{el. netto} > 30\%$ .....	10
Abbildung 33: Konzeptstudie Abfallverbrennung mit einfacher Zwischenüberhitzung $< 400^\circ\text{C}$ .....	10
Abbildung 34: Konzeptstudie Abfallverbrennung mit doppelter Zwischenüberhitzung .....	10
Abbildung 35: EBS-Kraftwerk Rüdersdorf, $\eta_{el. netto} > 29\%$ .....	10
Abbildung 36: Konzeptstudie BiFuelCycle® Waste, $\eta_{el. netto} 40\%$ .....	10
Abbildung 37: Solarthermisches Kraftwerk mit einfacher Zwischenüberhitzung, $\eta_{el. netto} 34\%$ .....	10
Abbildung 38: Planungsbeispiel für ein Solarthermiekraftwerk (Quelle: Pitz-Paal, R.: Line Concentrators for Power Generation: Parabolic Trough and Linear Fresnel. In: Energy Forum "10,000 Solar GIGAWATTS", Hannover, 23.04.2008) .....	10
Abbildung 39: Konzeptstudie BiFuelCycle® SolarBenson I (0,1 bar) .....	10
Abbildung 40: Konzeptstudie BiFuelCycle® SolarBenson I (0,1 bar) .....	10
Abbildung 41: Konzeptstudie BiFuelCycle® SolarBenson I, Biomasse Nord .....	10
Abbildung 42: Konzeptstudie BiFuelCycle SolarBenson II (0,35 bar) .....	10
Abbildung 43: Konzeptstudie BiFuelCycle SolarBenson II, Biomasse Süd .....	10

## Einleitung

Effizienzsteigerung ist in aller Munde, bei den heutigen Energiepreisen muss nicht mehr um Einsicht in die Notwendigkeit einer Optimierung der Energienutzung durch Wirkungsgradsteigerung und Kraft-Wärme-Kopplung geworben werden. Aber das Verständnis und selbst die absolute politische Unterstützung alleine schaffen noch keine Effizienzsteigerung, wenn es an entsprechend ausgebildeten Fachleuten zur Entwicklung und Umsetzung mangelt.

Wie in der Abfallwirtschaft ist auch in der Energiewirtschaft heute die Vermeidung die erste Wahl mit den geringsten CO<sub>2</sub>-Vermeidungskosten. Neben dem bloßen Energieverzicht durch Verhaltensänderung sind die meisten Maßnahmen zur Energieeinsparung mit hohen Investitionskosten z.B. für Dämmung, Installation von dezentralen KWK-Anlagen, neue Fahrzeuge mit geringem Verbrauch und Verkehrsinfrastruktur verbunden. Im Jahr 2007 wurden 3.550 TWh Primärenergie in Deutschland verbraucht, davon fast 40% für die Stromversorgung, wie nachfolgende Abbildung zeigt.

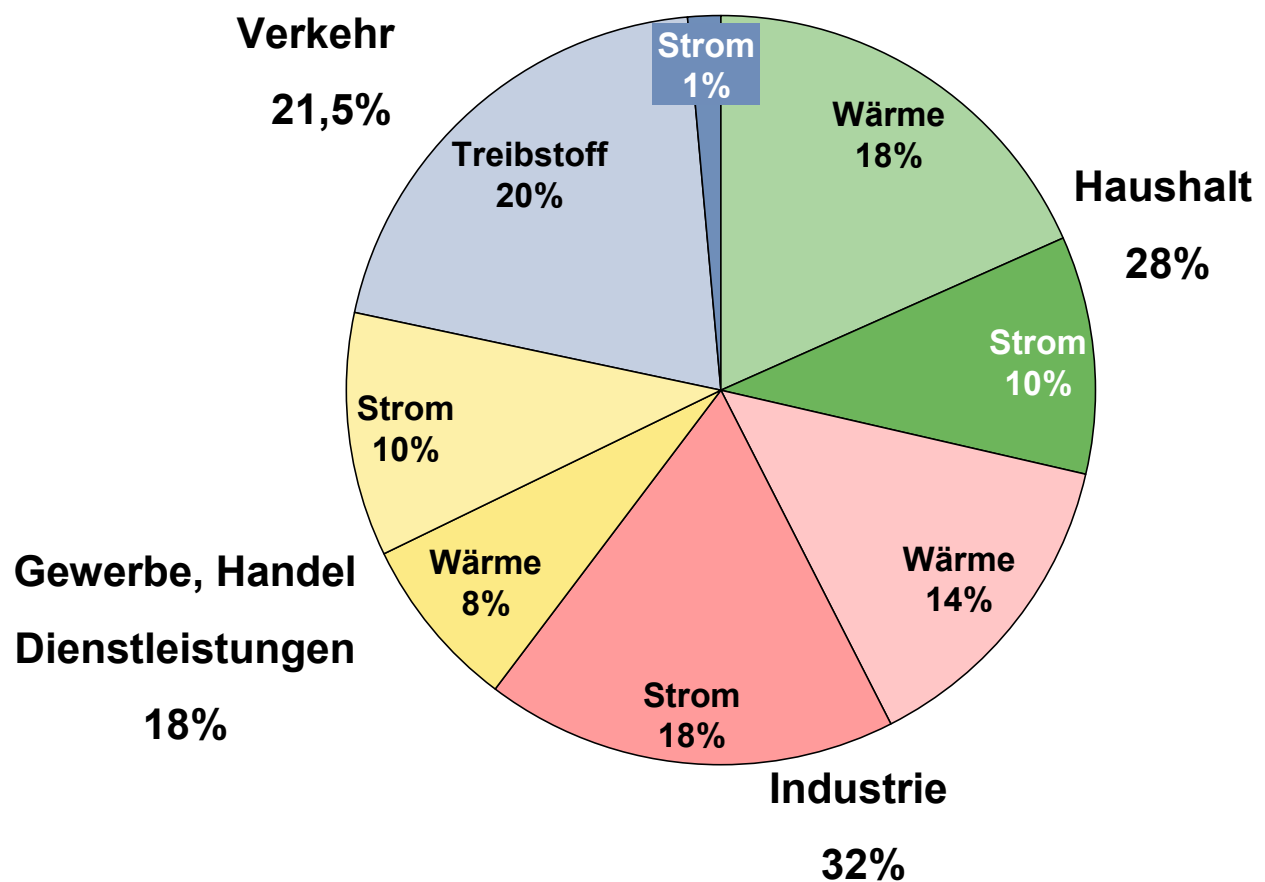


Abbildung 1: Primärenergieverbrauch Deutschland nach Bereichen nach [3]

Die Stromerzeugung erfolgt fast ausschließlich durch Wasser-Dampf-Prozesse in Kohle-, Bio-masse- oder Kernkraftwerken sowie Abfallverbrennungsanlagen bzw. in Gas- und Dampfturbinenprozessen.

Um einen Wasser-Dampf-Prozess zu optimieren, werden Fachleute benötigt, die jedoch in den letzten 20 Jahren nur in geringem Umfang ausgebildet wurden. Um einen Wasser-Dampf-Kreislauf zu verstehen und zu optimieren, sind nicht nur ein umfangreiches Studium sondern auch langjährige Erfahrung und das Verständnis für die Feuerungssysteme erforderlich.

Zur Verdeutlichung des Optimierungspotentials von Wasser-Dampf-Kreisläufen werden im vorliegenden Beitrag die unterschiedlichen Strategien der mehrfachen Dampfüberhitzung zur Effi-

izienzsteigerung dargestellt. Als Analogiestudie zu Kohle und Kernkraftwerken werden EBS, Biomasse und Solarthermiekraftwerke untersucht.

## **0 Verständnis von komplexen Zusammenhängen**

Der Mensch kann im Allgemeinen eine Anzahl von Drei bis Vier intuitiv erfassen ohne aktiv zu zählen. Beispielsweise wird in 1.000er Schritten nach drei Nullen ein Punkt gesetzt oder nach vier Strichen ein Querstrich zum Erfassen von Fünferblöcken gesetzt. Lineare Zusammenhänge werden spätestens in der Grundschule begriffen, nichtlineare Zusammenhänge werden meist nur von Wissenschaftlern, bezogen auf ihr jeweiliges Fachgebiet, intuitiv erfasst.

Der Chemiker Ilya Prigogine erhielt 1977 den Nobelpreis für seine Theorie der Nichtgleichgewichtsthermodynamik. Ilya Prigogine wird der Ausspruch zugeschrieben:

"Du kannst keine nicht-lineare Mathematik mit einem linearen Geist betreiben".

Unsere Vorstellungskraft und unser Wahrnehmungsvermögen sind jedoch linear und damit nicht darauf ausgelegt, nicht-lineare Systeme erfassen zu können.

Genau genommen ist auch jede unserer Beschreibungen per definitionem linear: Gedanken bilden wir aus Wörtern und diese wiederum aus dem sehr eingeschränkten (linearen) Spektrum von 27 Buchstaben. Man könnte sagen: Alles, was wir scheinbar greifbar in Worte fassen können, ist nur ein kleiner, linearer Ausschnitt des ‚eigentlichen Etwas‘. Da, wo uns die Worte oft fehlen, beginnt die nicht-lineare Welt, der wir uns nur bedingt nähern und die wir niemals kontrollieren können. Unsere Intuition führt uns jedoch zumindest ein Stück weit in diese Welt.

"Insofern sich die Sätze der Mathematik auf die Wirklichkeit beziehen, sind sie nicht sicher, und sofern sie sicher sind, beziehen sie sich nicht auf die Wirklichkeit" - Albert Einstein.

Wir treffen unsere Entscheidungen nur scheinbar sachlich, in Wirklichkeit jedoch nach Bauchgefühl intuitiv. Aus den sachlichen Informationen über das Problem und erhalten wir ein Gefühl für die richtige Entscheidung. Dieses wird dann wiederum sachlich geprüft und als rein sachliches Ergebnis, mit detaillierten Berechnungen untermauert, präsentiert.

Für die Auslegung und Optimierung von Energieerzeugungsanlagen spielen Erfahrung und Intuition des Ingenieurs eine besondere Rolle.

Die Berechnung eines Wasser-Dampf-Kreislaufes ist sehr komplex und erst seit kurzer Zeit mit herkömmlichen Rechnern ausführbar. Das Grundkonzept für den Aufbau der Schaltung des Wasser-Dampf-Kreislaufes entsteht nach Erfahrung sowie technischer und wirtschaftlicher Aufgabenstellung. Aus Zeitgründen können dafür längst nicht alle optimal erscheinenden Schaltungen berechnet werden. Optimierungsmaßnahmen entstehen aber erst aus der Erfahrung von mehreren Kreislaufberechnungen, die heute wesentlich schneller durchgeführt werden können als noch vor 10 Jahren, jedoch fehlt es an dafür qualifizierten Ingenieuren. Zusätzlich zu diesen Berechnungen sind die Feuerungssysteme, der Brennstoff, die Hochtemperaturmaterialien bzgl. Korrosion und Kosten, die Kosten für Brennstoff, der Energieerlös, der Zinssatz sowie gesetzliche Grundlagen u.a. zu berücksichtigen und dies auch noch dynamisiert über die Projektlaufzeit.

Die Vorauswahl der optimalen Technik für ein Wasser-Dampf-Kraftwerk für Ersatzbrennstoffe, Biomasse oder Solarthermie beruht daher nur auf Erfahrung, die exakte Auslegung wird dann für die ausgewählte Technik berechnet und verfeinert.

Dieser Erfahrung wurde in den letzten 20 Jahren und wird scheinbar weiterhin eine zu geringe Bedeutung beigemessen. Die Lieferung von Dampfturbinen dauert heute 24 – 28 Monate, die

Ausbildung des Ingenieurs, der die Turbine in den Grunddaten für das jeweilige Kraftwerksprojekt optimieren und spezifizieren kann dauert ab Abitur 15 – 25 Jahre.

Wie kann es dann sein, dass die Ausbildung von Ingenieuren der Kraftwerkstechnik in der Universität und Industrie nicht viel stärker forciert wird? Der Zusammenhang zwischen CO<sub>2</sub>-Reduktion und der Ausbildung von Fachleuten für Kraftwerkstechnik scheint in den letzten Jahren nicht durchgehend erkannt worden zu sein. Die Anzahl der Universitätsabsolventen in der Kraftwerkstechnik reicht vielfach nicht einmal mehr für den Eigenbedarf der Universitäten aus. Lehrstühle verweisen, qualifizierte Nachfolger fehlen.

Immerhin werden heute Studenten der Kraftwerkstechnik von der Industrie schon während des Studiums finanziell unterstützt, um die Attraktivität der Ausbildung zu erhöhen. Diese Maßnahmen werden allerdings erst in den nächsten 10 Jahren Früchte tragen.

## 1 Grundlagen Dampfturbinenprozess

Der einfache Wasser-Dampf-Kreislauf eines konventionellen Kraftwerks, auch Clausius-Rankine-Kreisprozess genannt, besteht mindestens aus der Speisewasserpumpe, dem Dampferzeuger, der Turbine und dem Kondensator (siehe Abbildung 2).

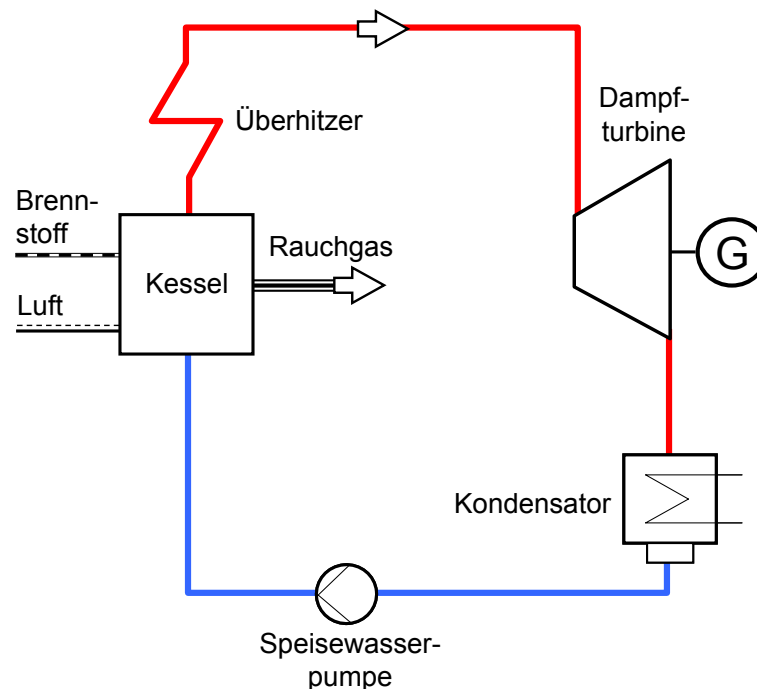


Abbildung 2: einfacher Wasser-Dampf-Kreislauf, Clausius-Rankine-Kreisprozess

Die folgende Abbildung stellt den Wasser-Dampf-Kreislauf im T,s-Diagramm dar.

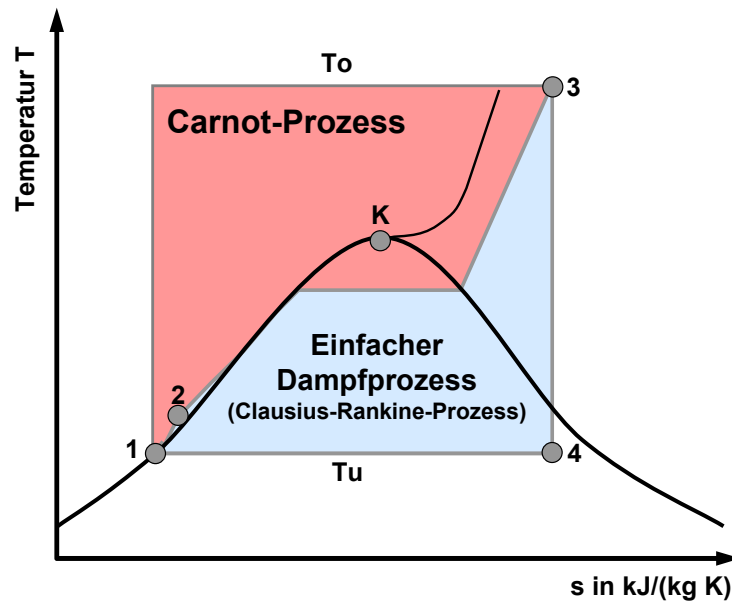


Abbildung 3: einfacher Wasser-Dampf-Kreislauf Darstellung des Prozesses im T,s-Diagramm

Der Wasser-Dampf-Kreislauf besteht aus 4 Phasen, die nacheinander durchlaufen werden:

- Verdichtung des Wassers: von 1 nach 2 → Speisewasserpumpe
- Dampferzeugung: von 2 nach 3 → Eco, Verdampfer, Überhitzer
- Entspannung des Dampfes von 3 nach 4 → Dampfturbine
- Kondensation des Dampfes von 4 nach 1 → Kondensator, z.B. LUKO

Bei der Umwandlung von Wärme in Kraft benötigt man je ein Reservoir mit hoher Temperatur und eines mit niedriger Temperatur. Je größer die Temperaturdifferenz desto effizienter läuft der Prozess ab. In Dampfturbinenprozessen bemüht man sich daher um eine Anhebung der oberen Temperatur, da die untere Temperatur (Kühlwasser bei Kondensationsbetrieb oder bei Gegendruckmaschinen die Temperatur des jeweiligen Gegendruckes) kaum zu verändern ist.

Der französische Physiker Carnot hat für ideale Wärmekraftmaschinen den theoretisch möglichen, maximalen Wirkungsgrad nach folgender Formel berechnet:

$$\eta = \left(1 - \frac{T_u}{T_o}\right) \cdot 100\% \quad (T = \text{Temperatur in Kelvin})$$

Eine Darstellungsform für Kreisprozesse ist das Temperatur(T)-Entropie(s)-Diagramm entsprechend Abbildung 4. Die Entropie stellt eine Rechengröße dar, die die Unordnung eines Systems beschreibt. Nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik kann die Entropie bei Zustandsänderungen eines Systems nicht abnehmen. In Abbildung 4 sind die Zustandsänderungen des Carnot-Prozesses in einem T,s-Diagramm dargestellt. Das Rechteck A, 2, 3, B stellt die zugeführte Wärme, das Rechteck 1, 2, 3, 4 die nutzbare Arbeit und das Rechteck A, 1, 4, B die an die Umgebung abgegebenen Wärmeverluste dar.



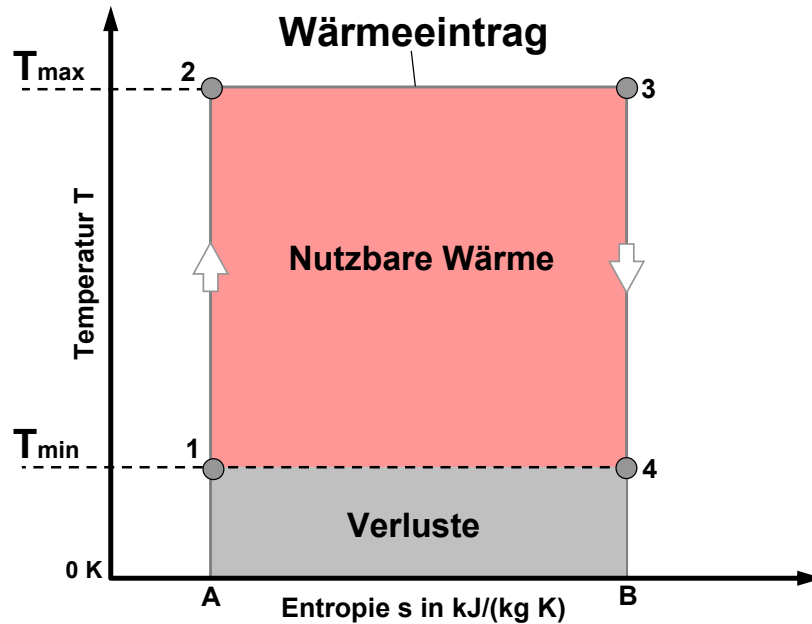


Abbildung 4: Carnot Prozess

Der Wirkungsgrad ist definiert als Verhältnis der sich im T,s-Diagramm ergebenden Flächen von nutzbarer zu gesamt zugeführter Wärme (Rechteck 1, 2, 3, 4 zu Rechteck A, 2, 3, B). Zur Beurteilung eines thermischen Prozesses wird der Carnot-Prozess als theoretisch maximaler Referenzprozess herangezogen, um die Effizienz des Prozesses bewerten zu können.

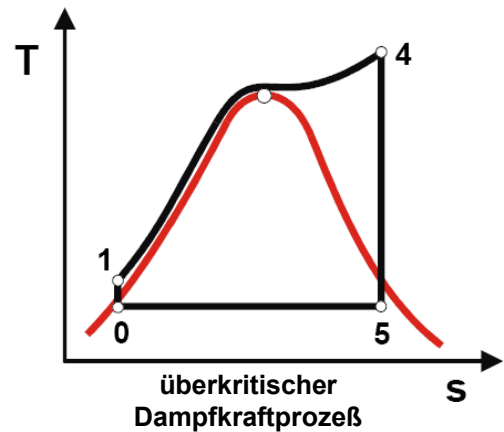
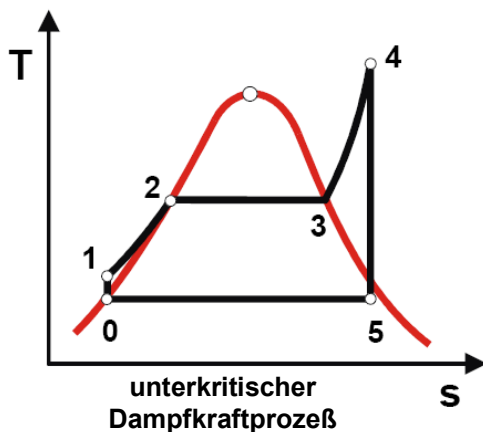
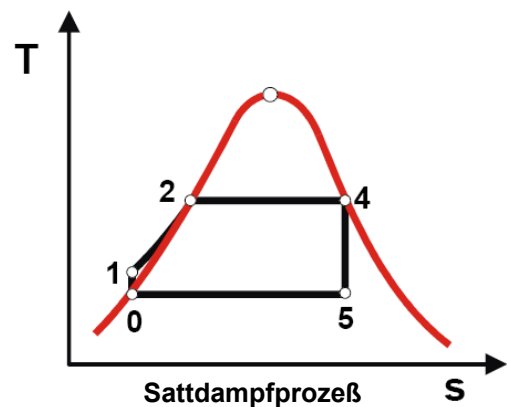
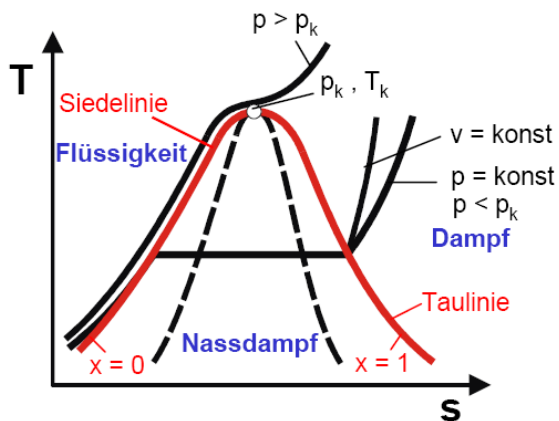


Abbildung 5: Dampfkraftprozesse im T,s-Diagramm

Im Weiteren wird der Wasser-Dampf-Kreislauf im T,s-Diagramm dargestellt. In der Abbildung 5 ist vereinfacht ein Sattdampfprozess ohne Frischdampfüberhitzung, wie er bei Kernkraftwerken

oder bei der Dampfmaschine Anwendung findet, rechts oben dargestellt. Der unterkritische Dampfkraftprozess wie z.B. beim Naturumlaufkessel bei Drücken bis maximal 180 bar ist, mit einigen Ausnahmen, der am meisten verbreitete Prozess, wie er auch für EBS-, Biomasse und Solarthermiekraftwerke angewendet wird. Nur in großen fossil gefeuerten Anlagen mit sehr hohen Wirkungsgraden ist der überkritische Dampfkraftprozess, wie beim Zwangsdurchlaufkessel oder Bensonkessel, anzutreffen. Beim überkritischen Dampfkraftprozess findet kein Phasenübergang von Wasser zu Dampf statt, ein Verdampfer kann nicht mehr direkt zugeordnet werden. Ein Bensonkessel kann jedoch auch, vor allem im Teillastbetrieb, unterkritisch betrieben werden.

## 2 Möglichkeiten der Wirkungsgradsteigerung von Dampfkraftwerken

In diesem Beitrag steht die Wirkungsgradsteigerung des Wasser-Dampf-Kreislaufes im Vordergrund, zur Vollständigkeit seien hier nur zur Abgrenzung weitere wirkungsgradsteigernde Maßnahmen aufgezählt, die sich jedoch je nach Kraftwerkstyp, wie z.B. Solarthermiekraftwerk (Absorberwirkungsgrad) oder Kernkraftwerk (Abbrand Kernbrennstoff) stark in Ihrer Effektivität unterscheiden:

Allgemein kann der Kesselwirkungsgrad angesetzt werden, der die Effektivität der Überführung der Energie in den Wasser-Dampf-Kreislauf beschreibt.

### Maßnahmen zur Steigerung des Kesselwirkungsgrades:

Verbrennungsanlagen	Solarthermiekraftwerke	Kernkraftwerke
<ul style="list-style-type: none"> <li>- reduzierter Luftüberschuss</li> <li>- Maximaler Ausbrand</li> <li>- Restwärmenutzung Abgas</li> <li>- Abwärmeminimierung</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Absorberwirkungsgrad des Solarkollektors</li> <li>- Abwärmeminimierung Wärmetauscher und Rohrleitungen</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Abbrand des Kernbrennstoffes</li> <li>- Abwärmeminimierung</li> </ul>

Die folgenden wirkungsgradsteigernden Maßnahmen des Wasser-Dampf-Kreislaufes gelten für Verbrennungsanlagen, Solarthermie- und Kernkraftwerke gleichermaßen (siehe Abbildung 6):

- Steigerung der Dampfstände, Erhöhung von Temperatur und Druck
- Minimierung des Kondensatordrucks, effiziente Kühlsysteme, soweit keine Kraft-Wärme-Kopplung möglich ist
- Optimierte Dampfturbinen: Durch strömungstechnische Maßnahmen und optimierte Schaufelgeometrie kann der innere Wirkungsgrad auf bis zu 96 % angehoben werden.
- Durch eine große Anzahl an Stufen zur Speisewasservorwärmung (bis zu 10 in neuen Kraftwerken) können hohe Speisewassertemperaturen von etwa 300 °C erreicht werden.
- Mehrstufige Dampfüberhitzung

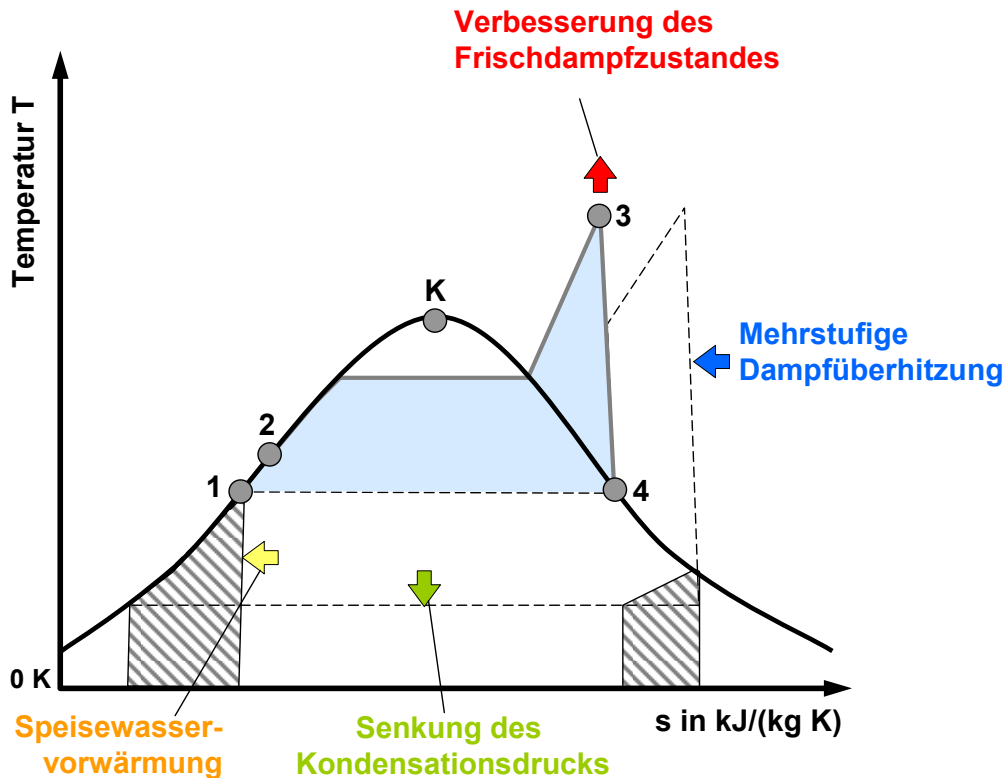


Abbildung 6: Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung des Wasser-Dampf-Kreislaufes

Die mehrstufige Überhitzung stellt neben der Anzapfdampfvorwärmung eine der wesentlichen Maßnahmen zur Wirkungsgradverbesserung dar.

Ein wichtiger Faktor für eine Wirkungsgradverbesserung ist das Temperaturniveau, bei dem die Wärme zur Verfügung gestellt wird. In Verbrennungsprozessen, bei denen die Kondensatvorwärmung mittels Restwärmenutzung der Rauchgase durchgeführt wird, geht ein Optimierungspotential bei der Nutzung von Anzapfdampf bei niedrigem Druck verloren. Die Nutzung von Abwärme sollte daher immer zuerst zur Frischluftvorwärmung eingesetzt werden.

Die Maßnahmen der mehrstufigen Überhitzung und der Frischluftvorwärmung haben heute noch die größten freien Optimierungspotentiale neben der weiteren Erhöhung der Dampfparameter, die aber durch Anlagengröße, Material, Korrosion, und Verschlackung limitiert ist.

Eine Frischluftvorwärmung ist bei Kohlekraftwerken üblich, bei GuD-Kraftwerken nur bei Kombikraftwerken zusammen mit Solarthermie und bei Abfall- und Biomassekraftwerken nur zum Anfahren und zur Regelung bei zu feuchtem Brennstoff vorgesehen.

Eine verbesserte Feuerungsleistungsregelung und eine unterstöchiometrische Prozessführung der Verbrennung auf dem Rost ermöglichen auch bei Biomasse- und Abfallverbrennungsanlagen eine Frischluftvorwärmung und damit indirekt eine Wirkungsgradverbesserung des Wasser-Dampf-Kreislaufes. Eine Rezirkulationsgasführung stellt thermodynamisch das Gegenteil der Frischluftvorwärmung dar, da mit der Rezigasführung noch mehr Energie auf niedrigem Temperaturniveau zur Verfügung gestellt wird.

Bei Rostverbrennungsanlagen ist zur unterstöchiometrischen Prozessführung neben der optimierten Feuerungsleistungsregelung auch eine verbesserte Stufenluftzugabe und Abgashomogenisierung erforderlich. In der nachfolgenden Grafik ist eine Prozessführung in idealisierter Form dargestellt, die selbst bei sehr hohen Brennstoffheizwerten von bis zu 30 MJ/kg noch eine Frischluftvorwärmung bis 350°C ermöglichen würde. Die Prozessführung erlaubt zudem einen

geringen Luftüberschuss, wodurch gleichzeitig die Abgasreinigung kleiner ausgeführt werden kann, ein geringerer elektrischer Eigenbedarf und geringere Abgasverluste verursacht werden. Der Weiterentwicklung der verbesserten Prozessführung zur Frischluftvorwärmung wird leider noch nicht genügend Bedeutung beigemessen, mit steigenden Energiepreisen wird diese Entwicklung erwartet.

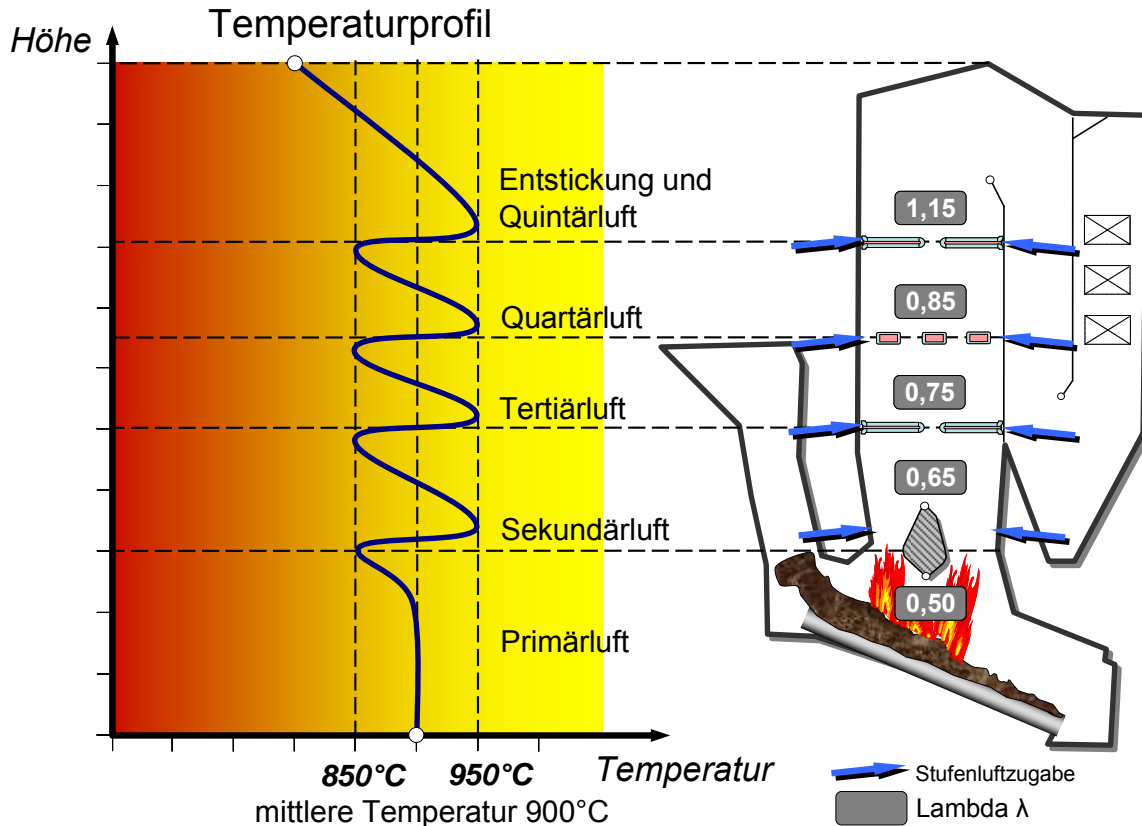


Abbildung 7: unterstöchiometrische Verbrennung auf dem Rost mit gestufter Nachverbrennung zur optimierten Frischluftvorwärmung

Die best verfügbare Verbrennungstechnologie zur Frischluftvorwärmung stellt die Zirkulierende Wirbelschichtverbrennung ZWS dar. Bei dieser Technologie erfolgt die Kühlung durch die zirkulierende Asche über einen Fließbettkühler, wodurch bis zu 80% der Feuerungswärmeleistung über die Aschekühlung bei optimalem Temperaturniveau von  $500^{\circ}\text{C}$  –  $750^{\circ}\text{C}$  ausgekoppelt werden können. Bei der ZWS ist eine Frischluftvorwärmung bis zu max.  $700^{\circ}\text{C}$  für die Primärluft und bis zu max.  $1.000^{\circ}\text{C}$  für die Sekundärluft möglich.

### 3 Bedeutung der mehrstufige Dampfüberhitzung

Dampf wird in Dampfkraftwerken über eine Dampfturbine entspannt, wodurch elektrische Energie erzeugt wird. Die Dampfentspannung in der Turbine ist mit einer Abkühlung des Dampfes verbunden, wodurch es unweigerlich bei entsprechendem Gegendruck zur Kondensation des Dampfes kommt. Dampfturbinen können zwar eine geringe Kondensationsrate, man spricht hier auch von Dampfnaße, von bis zu ca. 10% bis 15% tolerieren, jedoch steigt durch die größer werdenden Wassertropfen der Verschleiß in der Turbine und der Tropfenwiderstand reduziert den Wirkungsgrad der Dampfturbine. Energetisch besteht daher bei den Wasser-Dampf-Prozessen der Nachteil, dass die Kondensationsenergie nicht in der Dampfturbine zurück gewonnen werden kann. Sattdampf ist daher für den Einsatz in Dampfturbinen wenig geeignet, da nur eine geringe Entspannung in der Turbine bis zum Erreichen der für die Turbine maximal tolerierbaren Dampfnaße möglich ist. Mindestens eine Überhitzung des Sattdampfes ist zweckmäßig.

Typischerweise werden Abfallverbrennungsanlagen bei einem Turbineneingangsdruck von 40 bar betrieben, die Sattdampf­temperatur beträgt ca. 250°C. Der Frischdampf wird von 250°C auf ca. 400°C überhitzt. Der Turbinenaus­trittsdruck beträgt typischerweise ca. 70 – 200 mbar je nach Auslegung des (Luft)kondensators. Es ergibt sich in der Turbine eine Dampf­fräse von 5% bis 13%.

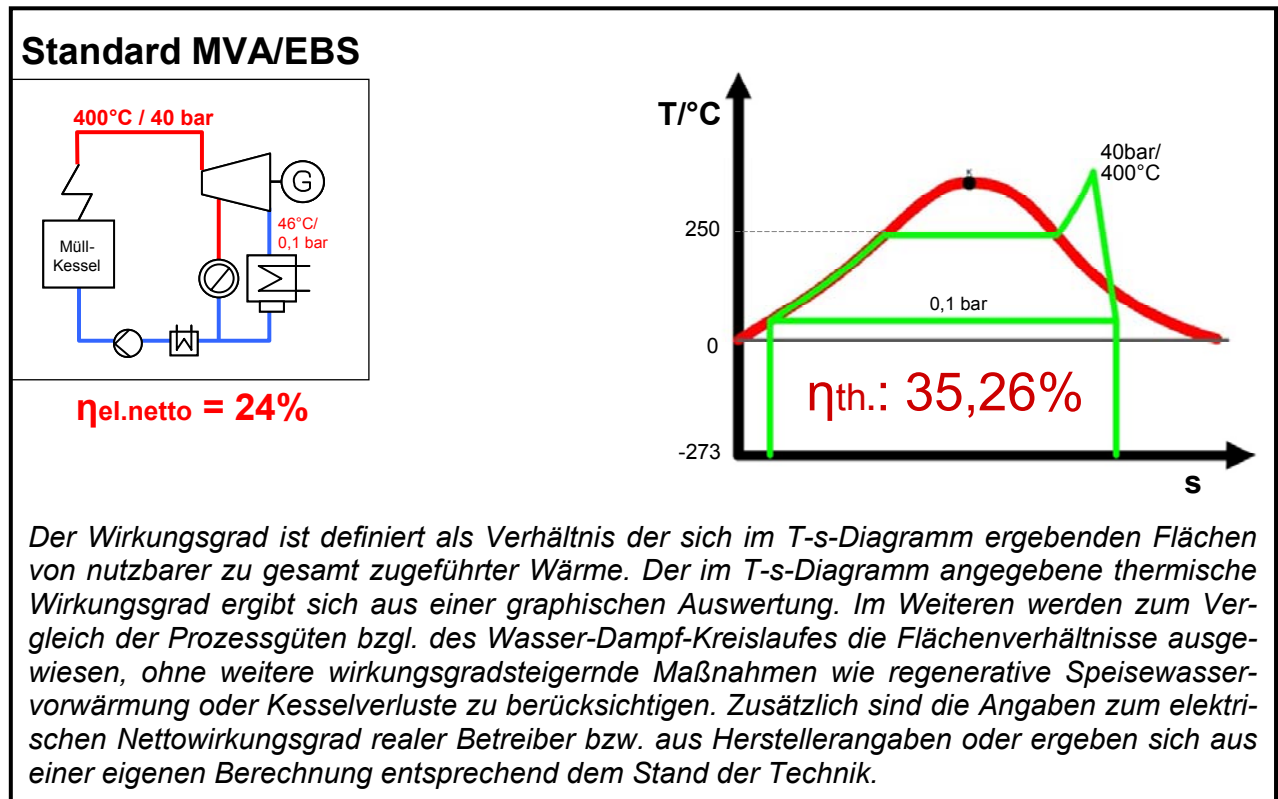


Abbildung 8: Typische MVA in T,s-Diagramm

Der größte Anteil der dem Wasser zugeführten Verdampfungsenergie kann nicht in elektrische Energie über die Dampfturbine umgewandelt werden. Der elektrische Wirkungsgrad des Dampfprozesses steigt, je mehr Energie pro Tonne Dampf neben der Verdampfungsenergie zugeführt werden kann. Dies erfolgt durch Erhöhung der Frischdampf­temperatur durch Dampf­überhitzung.

An dieser Stelle setzt die Motivation der mehrstufigen Überhitzung an, denn der Frischdampf­temperatur sind Grenzen gesetzt, die je nach thermischem Prozess unterschiedlich sind.

Bei **fossil gefeuerten, konventionellen Kraftwerken** liegt die Limitierung in der begrenzten Zeitstandfestigkeit und dampfseitigen Korrosion der metallischen Werkstoffe bei den hohen Temperaturen.

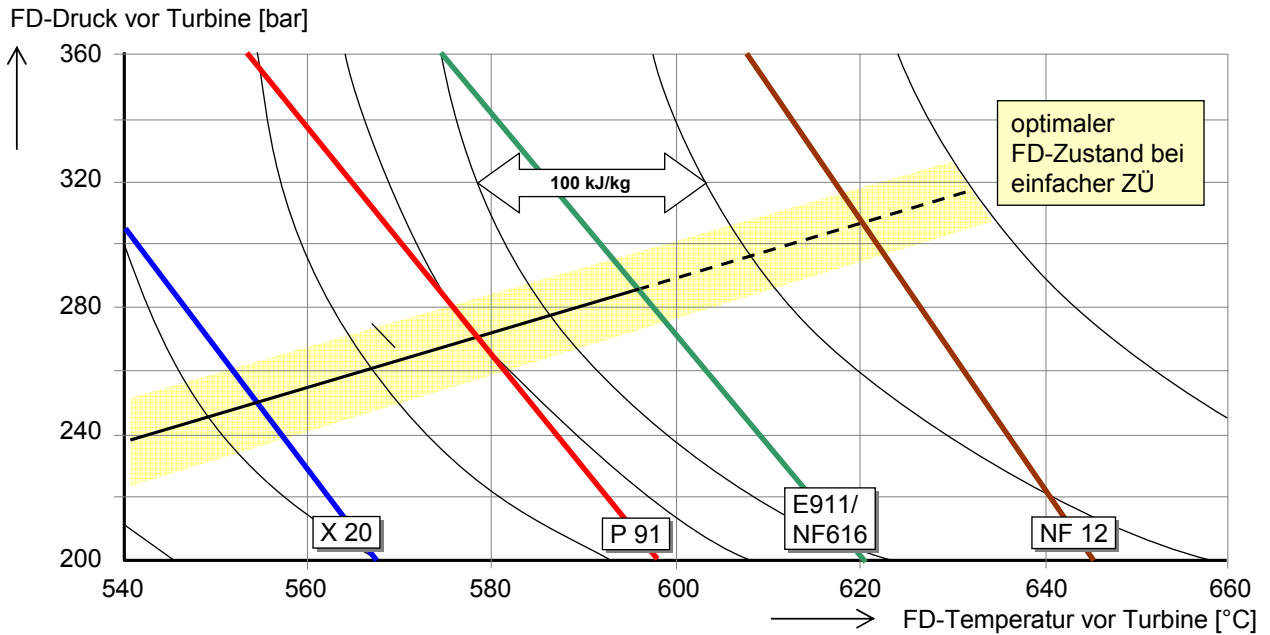


Abbildung 9: Optimaler Frischdampfzustand für ferritische Chromstähle bei vorgegebener Dimensionierung des Frischdampfsammlers (Quelle: Franke, J., Krai, R., Wittchow, E.: Dampferzeuger für die nächste Kraftwerksgeneration. VGB Kraftwerkstechnik (1999) Nr.9, S. 40-45)

Tabelle 1: Limitierungen der Kesselmaterien zur Dampfüberhitzung bei Kohlekraftwerken nach [5]

Material	Thermisches Limit Zeitstandfestigkeit	Thermisches Limit dampfseitige Korrosion	Prüfinstitut
X3CrNiMoN1713	595°C	580°C	EN
AC66	605°C	620°C	VdTÜV
Esshete	615°C	580°C	VdTÜV/BS
TP 347 H(FG)	620°C	600°C	VdTÜV/ASME/MITI
Super 304H (FG)	635°C	600°C	ASME/MITI
NF 709	645°C	620°C	MITI
HR 3C	630°C	630°C	VdTÜV/ASME/MITI
Save 25	655°C	630°C	in Entwicklung/ MITI
Alloy 617 A130	685°C	720°C	in Entwicklung

In der folgenden Abbildung ist rechts die Abhängigkeit der Überhitzerrohrmaterialien von Druck und Temperatur sowie auf der linken Seite zusätzlich die Rohrwanddicke der Frischdampfsammler dargestellt.

**Deutlich zu erkennen ist die stärkere Abhängigkeit der Zeitstandfestigkeit von der Temperatur als vom Druck.**

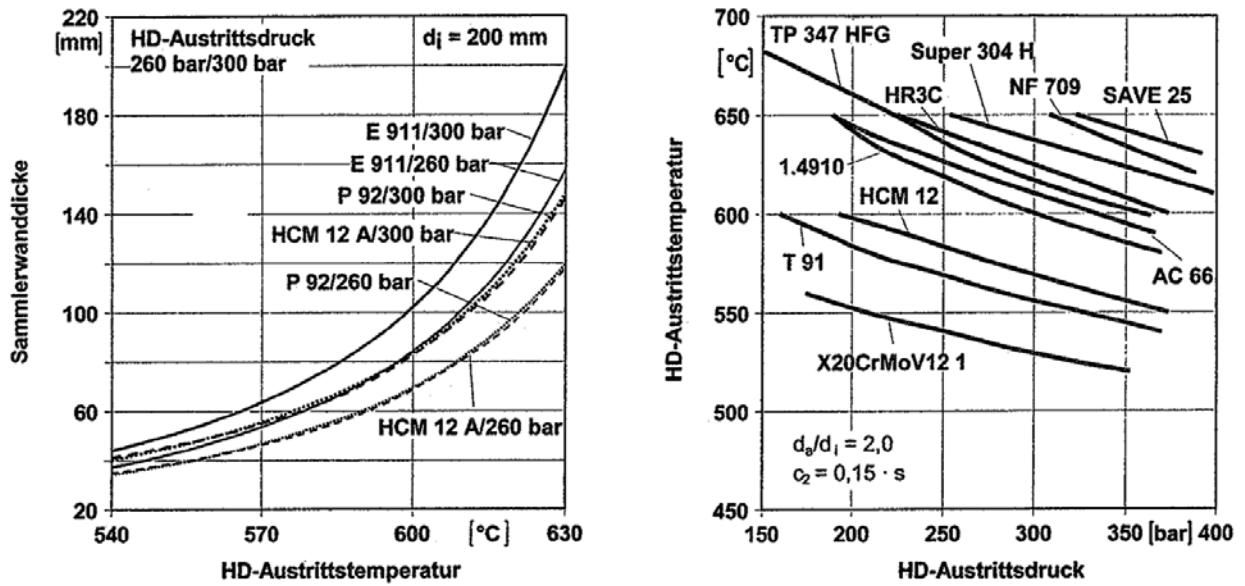


Abbildung 10: Dampfparametergrenzen für Überhitzerrohrwerkstoffe (rechts) und Sammlerrohrwanddicken bei verschiedenen Werkstoffen (Quelle: Lorey, H.; Scheffknecht, G.: Zwangsdurchlauf-dampferzeuger mit hohen Dampfparametern. BWK Bd. 52 (2000) Nr.1/2)

Auch die Installationskosten für den Dampferzeuger hängen mehr von der Temperatur als vom Druck ab. In der folgenden Abbildung ist zu erkennen, dass zwischen 500°C und 600°C fast eine Verdreifachung der Heizflächenkosten zu erwarten ist.

Werkstoff	Spez. Preis
X20CrMoV121	100%
X10CrMoVNB9-1/T91	83%
TP 347 H(FG)	141%
Super 304H (FG)	128%
HR 3C	189%
Save 25	184%

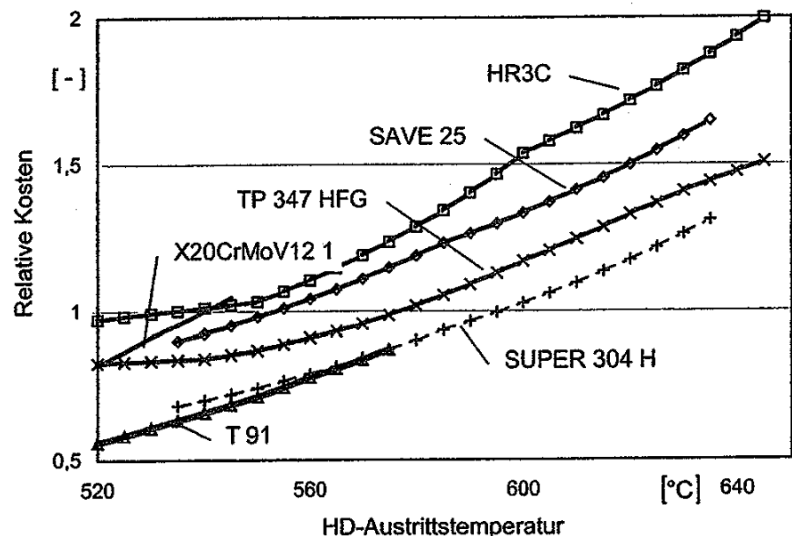


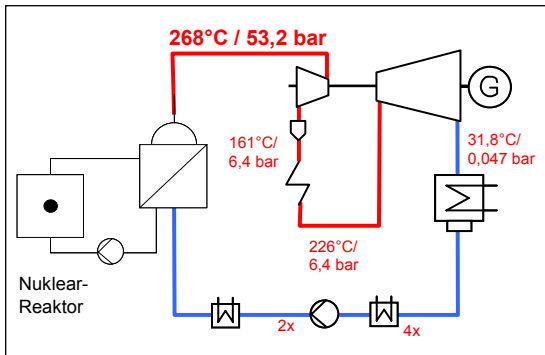
Abbildung 11: Spezifische Rohrpreise bezogen auf X20CrMoV12 1 (links) und spezifische Heizflächenkosten bei 260 bar (Quelle: Lorey, H.; Scheffknecht, G.: Zwangsdurchlaufdampferzeuger mit hohen Dampfparametern. BWK Bd. 52 (2000) Nr.1/2)

Bereits 1954 wurde ein überkritisches Kraftwerk - Eddystone 1, USA - mit Frischdampfparametern von 345 bar und 654°C gebaut. Aufgrund der Materialprobleme mit austenitischen Werkstoffen wurden in den Jahren bis 1990 die Frischdampftemperaturen bei überkritischen Dampfkraftwerken wieder auf 540°C reduziert. Erst mit einer Weiterentwicklung der hochtemperaturfesten nickelbasierten Werkstoffe wurden ab 1990 die Frischdampftemperaturen für überkritische Kraftwerke auf 580°C bis 2000 und danach sogar bis auf 600°C gesteigert. Bis 2010 wird eine Steigerung der Frischdampfperatur bis 700°C für Demonstrationskraftwerke und ab 2015 auch für Großkraftwerke erwartet.



**Kernkraftwerke** können keine Frischdampfüberhitzung und keine direkte Zwischenüberhitzung durchführen. Der Druck und die Temperaturparameter sind durch den Kernreaktor begrenzt.

### Kernkraftwerk 1975



**$\eta_{el.netto} = 32\%$   
ohne Abbrandverluste**

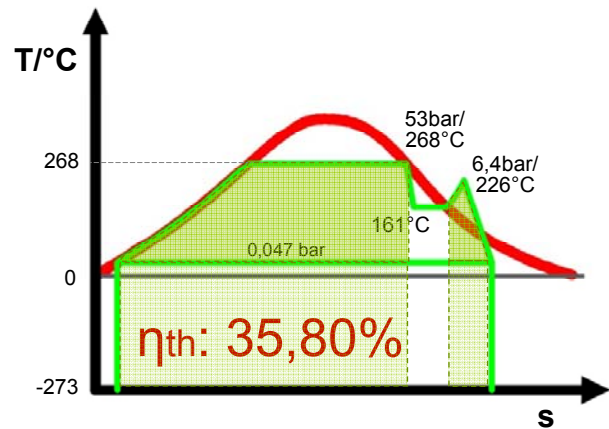


Abbildung 12: Kernkraftwerk 1975, Schaltung und T,s-Diagramm

Tabelle 2: Dampfparameter deutscher Kernkraftwerke, Stand 2005

Kernkraftwerk	Frischdampf Druck/Temp.	Auftrag Jahr	IBN Jahr	Jahre bis IBN	Typ	Leistung brutto [MW <sub>el</sub> ]
KWO Obrigheim	54 bar/268°C	1964	1969	5	DWR	357
KKS Stade	52 bar/265°C	1967	1972	5	DWR	672
KWB A Biblis A	49,7 bar/263°C	1969	1975	6	DWR	1225
KWB B Biblis B	51,8 bar/264,9°C	1971	1977	6	DWR	1300
GKN-1 Neckarwestheim 1	59 bar/274,5°C	1971	1976	5	DWR	840
GKN-2 Neckarwestheim 2	63,5 bar/287,3°C	1982	1989	7	DWR	1365
KKB Brunsbüttel	69 bar/ 287°C	1969	1977	8	SWR	806
KKI-1 Isar 1	69 bar/ 287°C	1971	1979	8	SWR	912
KKI-2 Isar 2	65 bar/280°C	1982	1988	6	DWR	1457
KKU Unterweser	55 bar/266°C	1971	1979	8	DWR	1410
KKP-1 Philippsburg 1	69 bar/ 287°C	1970	1980	10	SWR	926
KKP-2 Philippsburg 2	65 bar/280°C	1975	1985	10	DWR	1458
KKG Grafenrheinfeld	65 bar/280°C	1975	1982	7	DWR	1345
KKK Krümmel	-	1972	1984	12	SWR	1316
KRB B Gundremmingen B	70,6bar/286°C	1974	1984	10	SWR	1344
KRB C Gundremmingen C	70,6bar/286°C	1974	1985	11	SWR	1344
KWG Grohnde	70 bar/285,3°C	1975	1985	10	DWR	1430
KBR Brokdorf	67 bar/283,8°C	1975	1986	11	DWR	1440
KKE Emsland	62 bar/279°C	1982	1988	6	DWR	1400
<b>Neuestes KKW</b>						
Olkiluoto , Finnland	75,5 bar/291°C	2003	2011	8	EPR	1750

Nach dem Stand der Technik sind Dampftemperaturen nur bis 290°C vor der Sattdampfturbine möglich.

Ein Versuch zur nuklearen Dampfüberhitzung wurde im HDR Heißdampfreaktor Großzeilheim/Main, einem Siedewasserreaktor mit 25 MW elektrischer Bruttoleistung, durchgeführt. Nukleare Inbetriebnahme war am 14.10.1969. Seit April 1971 ist der Kernreaktor abgeschaltet und wurde später abgerissen, da Probleme mit der nuklearen Überhitzung bestanden. In dem Kernkraftwerk Lingen, Emsland, wurde parallel die externe Überhitzung mit Öl großtechnisch erprobt.

Das Kernkraftwerk Lingen (KWL) in Lingen war ebenfalls 1968 als Siedewasserreaktor mit einer Leistung von 250 MW - hiervon 82 MW, also ca. 1/3, aus einem fossilen Überhitzer - in Betrieb gegangen. Aufgrund des ölbefeuerten Überhitzers verfügt das Kraftwerk, ungewöhnlich für ein



Kernkraftwerk, über einen 150 Meter hohen Schornstein. Es war eines der ersten kommerziellen Kernkraftwerke Deutschlands. Im Jahr 1977 wurde der nukleare Teil des Kraftwerks nach einem Schaden im Dampfumformersystem stillgelegt und befindet sich seither im gesicherten Einschluss. Eine Reparatur wurde aufgrund der Ölpreiserhöhung 1973 (Ölkrise) aus wirtschaftlichen Gründen nicht mehr erwogen. Ab 2013 soll das Kraftwerk total beseitigt werden. Weitere Versuche der Frischdampfüberhitzung wurden seitdem nicht mehr unternommen.

Vor allem **Abfallverbrennungsanlagen** sind durch abgasseitige Hochtemperaturkorrosion sehr eingeschränkt in der Wahl der Dampfparameter. Dies ist begründet durch den hohen Chlorgehalt und über das PVC gekoppelten hohen Schwermetallgehalt im Brennstoff. Übliche Dampftemperaturen liegen heute bei unter 430°C, meist ≤ 400°C am Turbineneintritt.

Tabelle 3 Dampffparameter deutscher Abfallverbrennungsanlagen, Stand 2005

MVA	IBN	bar	°C	MVA	IBN	bar	°C	MVA	IBN	bar	°C
RMHKW Böblingen	1999	40	400	MHKW Rosenheim	1964	60	410	MVA Hagen	1966	13,5	190
MHKW Göppingen	1998	39	410	MKW Schwandorf	1982 / 94 (4)	72	410	MVA Hamm	1985	40	400
MVA Mannheim	1966	120	520	GKS Schweinfurt	1994	65	450	MVKW Iserlohn	1970	18	270
	1973	120	520	MHKW Würzburg	1984	42	415			18	270
	1997	120	520	MKW Weißenhorn	1991	40	400			40	400
	2003	120	520	MVA Berlin-Ruhleben	ab 1967	75	470	AEZ Asdonkshof (Wesel)	1997	40	400
RMHKW Stuttgart	1965	60	500	MHKW Bremerhaven	1977	40	400	AVG Köln	1998	40	400
		60	500	MHW Bremen	1969	22	215	MVA Krefeld	1975	21	370
	2005	60	500	MVA Borsigstraße	1994	19	380			42	410
MHKW Ulm	1997	39	360	MVR Rugenberger Damm	1999	40	410	AVEA Leverkusen	seit 1970	17	325
TREA Breisgau	2005	40	400	MVA Stelling Moor	1973	40	410	GMVA Oberhausen	seit 1972	60	480
AVA Augsburg	1995	40	400	MHKW Darmstadt	1967	38	350	MVA Solingen	1969	42	440
MHKW Bamberg	1978	27	227	AVA Frankfurt.	seit 1965	60	500	AWG Wuppertal	seit 1976	28	340
Pyrolyseanlage Burgau	1986	20	360	MHKW Kassel	seit 1968	42	420	MVA Ludwigshafen	1966	42	420
				MHKW Offenbach	1970	40	405	MHKW Pirmasens	1998	40	400
MHKW Burgkirchen	1994	80	400	MVA Ludwigslust	2005	40	400	MHKW Mainz		40	400
MHKW Coburg	1988	40	400	MVA Hameln	1977	40	400	MVA Neunkirchen	1969	40	400
MVA Geiselbullach	1975	25	225	TRV Buschhaus	1998	40	400	AVA Völklingen	1997	40	400
	1985	40	400	TA Salzbergen	2004	42	415	TA Lauta	2004	40	400
	1985	40	400	MVA Hannover	2005	40	400	MVA Rothensee	2005	40	400
MVA Ingolstadt	1996	40	400	MVA Bielefeld	1981	40	385	TREA Leuna	2005	40	400
	1996			MVA Bonn	1992	40	400	MVA Zorbau	2005	40	400
	2003			MVA Düsseldorf	1965	80	500	MHKW Kiel	1975	40	395
MVA Kempten	1996	38	400	MVA Weisweiler	1996	40	400	MHKW Neustadt	1984	42	420
MHKW München Nord	1983 / 92	41	400	RZR Herten	1982	32	320	MVA Stapelfeld	1979	26	370
MVA Nürnberg	2001	40	400	MHKW Essen-Karnap	1987	41	400	MHW Tornesch-Ahrenlohe	1974	40	400

Bei den Abfallverbrennungsanlagen mit erhöhter Frischdampfperatur (Mannheim, Stuttgart, Berlin-Ruhleben und Düsseldorf) wurden die Dampfparameter in Abhängigkeit des am Standort vorhandenen Dampfsystems der Kohlekraftwerke gewählt. Die Probleme mit abgasseitiger Hochtemperaturkorrosion dieser Anlagen sind erheblich. Die GMVA Oberhausen wurde kürzlich aufgrund dieser Probleme wieder auf max. 400°C reduziert. In Mannheim wurde 1997 ein neuer Kessel MK4 mit externer Überhitzung mittels Erdgasüberhitzer installiert, wie 1968 bereits in Kernkraftwerk Lingen mit Öl praktiziert. Die hohen und aktuell weiter steigenden Erdgaskosten haben dazu geführt, dass diese Form der Wirkungsgradverbesserung im neuen Kessel MK6

nicht wiederholt wurde und stattdessen wieder die allgemein bewährten Dampfparameter von 40 bar und 400°C gewählt wurden.

**Biomassekraftwerke**, soweit nicht belastetes Altholz eingesetzt wird, haben eine Temperaturbegrenzung der Dampfüberhitzung aufgrund der hohen Alkalianteile in den Biomasseaschen, die bei zu hohen Temperaturen zur Überhitzerverschlackung führen können. Durch Weiterentwicklung der Feuerungstechnik wie ZWS-Feuerung (Restholz, Waldholz) und angepasste Schwarzaugenkessel mit Vibrationsrost (Stroh, dänische Entwicklung) konnte diese Limitierung aktuell fast aufgehoben werden, so dass nur noch fast die gleichen Limitierungen für Biomassegroßkraftwerke wie für Kohlekraftwerke bzgl. der Dampfüberhitzung vorliegen.

In der folgenden Tabelle ist die Entwicklung der Frischdampfparameter bei Strohkraftwerken zu erkennen.

Tabelle 4: Heizkraftwerke auf Strohbasis in Dänemark – ohne Vergasungsanlagen

Standort / Anlage	IBN	Anlagenbauer	Feuerungswärmeleistung	Dampfparameter	elektrischer Wirkungsgrad
Amager 2 (Mitverbrennung)	1972 / 2003	k.A.	190 MW (67 MW Stroh)	93 bar / 450 °C	26,7 %
Haslev	1989	Babcock & Wilcox Vølund	13,0 MW	67 bar / 435 °C	25,4 %
Rudkøbing	1990	Bioener	7,50 MW	60 bar / 450 °C	22,8 %
Slagelse (auch Abfall)	1990	k.A.	28,0 MW	67 bar / 450 °C	29,0 %
Grenaa	1992	k.A.	60,0 MW	92 bar / 505 °C	22,3 %
Måbjerg (auch Holz)	1993	k.A.	67,0 MW	67 bar / 520 °C	27,0 %
Masnedø (auch Holz)	1996	k.A.	23,0 MW	92 bar / 525 °C	28,1 %
Ensted (auch Holz)	1998	k.A.	88,0 MW	216 bar / 535 °C	41,7 %
Sakskøbing	1999	Bioener	23,4 MW	93 bar / 542 °C	31,9 %
Avedøre 2 Biokessel	2001	Babcock & Wilcox Vølund	51,7 MW	310 bar / 540 °C	43,0 %
Studstrup 4 (Mitverbrennung)	2002	k.A.	484 MW	270 bar / 540 °C	42,0 %

Das Strohkraftwerk Avedøre wurde für 310 bar und 582°C ausgelegt, aus Gründen die nicht in der Technik des Strohkraftwerkes sondern im verschalteten Kohlekraftwerk liegen, wird das Strohkraftwerk heute mit 310 bar und nur 540°C überkritisch betreiben.

In der folgenden Tabelle sind die in Planung bzw. Bau befindlichen Strohkraftwerke aufgeführt, die grundsätzlich mit 540°C Frischdampfperatur vorgesehen sind:

Tabelle 5: Heizkraftwerke auf Strohbasis in Planung und Bau, Stand 2007

Standort / Anlage / Land	IBN	Anlagenbauer	Dampf	Dampfparameter	Stroh
Fynsvaerket, Dänemark	2009	Bioener	151 t/h	112 bar / 540 °C	Getreide
Liaoning Heishan, China	2008	Bioener	48 t/h	92 bar / 540 °C	Baumwolle
Xinjiang Awati, China	2008	Bioener	48 t/h	92 bar / 540 °C	Baumwolle
Xinjiang Bachu, China	2008	Bioener	48 t/h	92 bar / 540 °C	Baumwolle
Jilin Liaoyuan, China	2007	Bioener	130 t/h	92 bar / 540 °C	Getreide
Heilongjiang Wankui China	2007	Bioener	130 t/h	92 bar / 540 °C	Getreide
Henan Luyi China	2007	Bioener	130 t/h	92 bar / 540 °C	Getreide
Henan Xunxian, China	2007	Bioener	130 t/h	92 bar / 540 °C	Getreide
Wanze, Belgien	2008	Babcock & Wilcox Vølund	100 t/h	93 bar / 520 °C	Kleie
Emlichheim, Deutschland	k.A.	Burmeister & Wain	k.A.	k.A.	Getreide
Szerencs, Ungarn	2010	Burmeister & Wain	189 t/h	90 bar / 540 °C	Getreide

In Deutschland sind Biomassekraftwerke erst mit dem EEG in Mode gekommen. Durch die Subventionsstaffelung im EEG werden Anlagen < 5 MW stärker gefördert als Anlagen < 20 MW und darüber hinaus erfolgt keine Förderung mehr. Die Anfang 2000 noch geringen Zuzahlungen für Biomasse und sogar noch Annahmeerlöse für Altholz zusammen mit den kleinen Anlageneinheiten gaben keinen Anreiz zur Wirkungsgradverbesserung von Biomassekraftwerken. Die Dampfparameter waren in den ersten Jahren bis 2002 nur geringfügig höher als bei Abfallverbrennungsanlagen, wie aus der folgenden Tabelle ersichtlich.

Tabelle 6 Biomasseheizkraftwerke Deutschland, Stand 2007, Auszug

Betreiber	Brennstoff	Kraftwerk	Feuerung	Dampfparameter		η el. netto	Leistung el. brutto	IBN
				Druck	Temp.			
MVV	Holzhack-schnitzel	Gengenbach	Rost	45 bar	420 °C		2,7 MW	2001
Evonik	Biomasse	Großaitingen	Rost	47 bar	430 °C	26%	5,1 MW	2002
Evonik	Restholz	Dold	Rost	28 bar	360 °C		1,2 MW	2002
HKW Kehl GmbH	Altholz AI - II	Kehl	ZWS	90 bar	500 °C		9 MW	2002
MVV	Altholz I - III	Flörsheim-Wicker	Wurfschwebe-feuerung	67 bar	450 °C	28%	14MW	2003
Evonik	Altholz I - IV	Dresden	Rost	60 bar	450 °C		7 MW	2003
Evonik	90% Restholz 10% Reste aus Sägerwerken	Werl	Rost				0,5 MW	2003
MVV	Altholz I - IV	Mannheim	Wurfschwebe-feuerung	65 bar	450 °C		20 MW	2003
Prokon Nord	Altholz I - IV	Papenburg	ZWS	85 bar	500 °C	31%	20 MW	2003
MVV		Königs Wust-erhausen	ZWS	87 bar / 16 bar	477 °C / 490 °C	> 33 %	20 MW	2003
Evonik	Altholz	Neufahrn	Rost	46 bar	430 °C	25%	5,5 MW	2004
Stadtwerke Pforzheim	Altholz I - IV	Pforzheim	Wurfschwebe-feuerung	62 bar	450 °C	28 %	13,3 MW	2004
Harpen EKT		Gropiusstadt	Rost	66 bar	450 °C		20 MW	2004
Otto-Rüdiger Schulze	Altholz I - IV	Wilmersdorf	Rost	44 bar	425 °C	ca. 24%	5,4 MW	2004

Dalkia	Altholz I - IV	Delitzsch	Rost	72 bar	450 °C		20 MW	2004
e.on	Altholz I - IV	Landesbergen	Rost			> 30%	20 MW	2004
Biomasse-HKW Herbrechtingen GmbH	50% Sägestholz 50% Altholz I-II	Herbrechtingen	SWS	90 bar	520°C	> 31 %	15,7 MW	2004
e.on		Zolling	Rost				20 MW	2004
Evonik	Altholz I - III	Ilmenau	Rost	46 bar	430°C		5,1 MW	2005
Evonik	Altholz I - IV	Traunreut	Rost	64 bar	425°C	24%	5 MW	2005
Evonik	Biomasse	Flohr, Neuwied	Rost				7,5 MW	2005
RWE	Altholz I - IV	Bergkamen	ZWS	90 bar	500°C	27%	20 MW	2005
EWE, e.on		Emden	Rost				20 MW	2005
Vattenfall	Altholz	Hamburg	ZWS	85 bar	500°C	27%	20 MW	2005
Evonik	Altholz	Lünen	Rost	66 bar	462 °C		20 MW	2006
Prokon Nord	Altholz I - IV	Emlichheim	ZWS	85 bar	500°C	27%	20 MW	2006
Stadtwerke Leipzig	30% Restholz, 70% Waldholz	Bischofferode	ZWS	135 bar / 27 bar	535°C / 535 °C	> 35%	20 MW	2006
Evonik	Altholz I - IV	Buchen	Rost	66 bar	425°C		7,5 MW	2004
Fernwärme Ulm GmbH	50% Frischholz 50% Altholz I-IV	Ulm	Rost				9,6 MW	2004
Stadtwerke Leipzig	Restholz, Waldholz	Piesteritz	ZWS	130 bar / 26 bar	535°C / 535 °C	> 35%	20 MW	2009

Alle Anlagen mit elektrischen Wirkungsgraden > 30% netto (Kondensationsbetrieb) und Frischdampftemperaturen oberhalb 500°C sind als Wirbelschicht-Feuerung ausgeführt.

**Solarthermiekraftwerke** nutzen üblicherweise zur Aufnahme der Solarwärme Thermalöl als Wärmeträgermedium für Parabolrinnenkraftwerke um den Wasser-Dampf-Kreislauf zu beheizen.

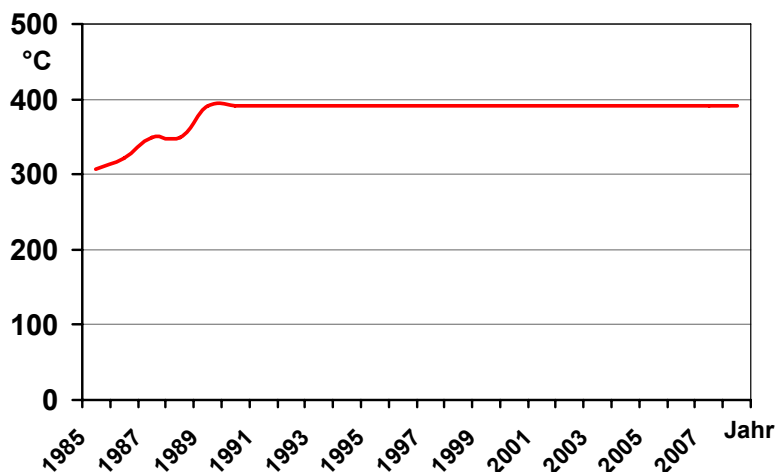


Abbildung 13: Maximale Auslasstemperatur Solarfeld mit Thermalöl als Wärmeträgermedium

Wie in Abbildung 13 zu erkennen, konnte seit den letzten 20 Jahren keine wesentliche Weiterentwicklung von thermisch stabileren Thermalölen verzeichnet werden. Nach heutigem Stand der Technik können keine Austrittstemperaturen von > 391°C mit Thermalöl erzielt werden, dies entspricht einer Überhitzungstemperatur von max. 371°C.

Zur Steigerung der maximalen Dampftemperatur werden andere Wärmeträger wie Salzschnmelzen oder eine direkte Verdampfung getestet, sind aber von Entwicklungsstand und den maximal erreichbaren Anlagengrößen noch nicht interessant.

Tabelle 7: Limitierungen der Dampfüberhitzung bei unterschiedlichen Brennstoffen

Brennstoff	Maximale empfohlene Dampftemperatur		Beschreibung der Limitierung
	aktuell	erwartet bis 2020	
Kohle, Öl, Gas	605°C	700°C	dampfseitige Korrosion, Zeitstandfestigkeit
Biomasse	540°C	600°C	Feuerungstechnik, Verschlackung, meist zu kleine Anlagen durch Subventionspolitik
Abfall	400°C	430°C	abgasseitige Dampferzeugerkorrosion, Verschlackung, steigende Chlor- und Schwermetallgehalte erschweren Erhöhung der Überhitzerendtemperatur
Solar	371°C	450°C	thermische Stabilität des Thermalöls, Wärmedehnung Absorberrohre Glas/Metall, Hoffnung auf Direktverdampfung und Salzschnmelzen
Kernbrennstoffe	290°C	450°C	Zeitstandfestigkeit Reaktor, Zwischenüberhitzung nur mit Frischdampf möglich!

Da der Frischdampfüberhitzung aus unterschiedlichen Gründen Grenzen gesetzt sind, kann dennoch eine weitere Dampfüberhitzung nach einer ersten Entspannung in der Turbine und einhergehender Dampfabkühlung durchgeführt werden, wodurch nochmals Überhitzungsenergie, die zum größten Teil in der Dampfturbine in Strom umgewandelt werden kann, zugeführt wird.

#### 4 Entwicklung der mehrstufigen Dampfüberhitzung

Einleitend wird die Entwicklung der mehrstufigen Dampfüberhitzung anhand konventioneller fossiler Großkraftwerke erläutert und später in Analogie auf EBS, Biomasse und Solarthermiekraftwerke übergeleitet.

Tabelle 8: Limitierungen der Dampfüberhitzung bei unterschiedlichen Brennstoffen

Entwicklung von Dampfturbinenprozessen bis zur mehrstufigen Überhitzung	
Jahr	Ereignis
1824	Veröffentlichung Carnot, Thermodynamische Hauptsätze, deutsche Übersetzung 1890
1850	Clausius-Rankine; Entdeckung des Kreisprozesses
1883	de Laval; erste Reaktionsdampfturbine
1884	Parsons; mehrstufige Reaktionsdampfturbine
1888	de Laval; erste Aktionsdampfturbine
1903	Veröffentlichung h-s Diagramm von Prof. Mollier (Dresden)
1920+	Dampfturbinen mit 20bar/325°C
1937	zweifache Zwischenüberhitzung, Dampfturbinen mit 120 bar/500/525°C
1952+	Dampfturbinen mit 185bar/535/535°C bis 150MW
1965+	überkritischer Frischdampfdruck und zweifache Zwischenüberhitzung
1970+	Bau von einwelligen Kohlekraftwerken (500-900MW); Kernkraftwerke bis 1.400 MW

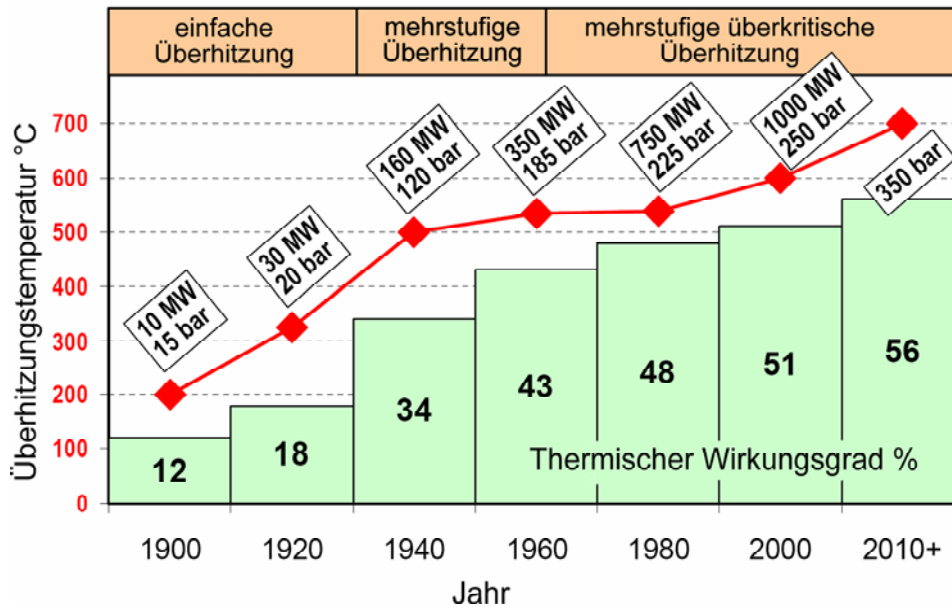


Abbildung 14: Entwicklung der mehrstufigen Überhitzung in Europa (Quelle: Bell, R.: Siemens-Vorlesung Dampfturbinen an der Ruhr-Universität Bochum, 2002)

Oft wird in der Darstellung darauf verzichtet, die schon frühen Entwicklungen der USA in den fünfziger Jahren aufgrund der damaligen Materialprobleme zu erwähnen.

In der folgenden Tabelle sind die von den amerikanischen Anlagenbauern Babcock & Wilcox sowie Combustion Engineering (CE) zwischen 1953 und 1965 realisierten Dampfkraftwerke mit zweifacher Zwischenüberhitzung dargestellt. Die Materialprobleme mit Kraftwerken oberhalb von 540°C in dieser Zeit führten bis 1960 wieder zur Reduzierung der Dampfparameter. So wurde z.B. Eddystone 1 entgegen der höheren Auslegung aufgrund gravierender Materialprobleme mit 324 bar und 610°C betrieben. Eddystone 1 war mit 40% elektrischem Nettowirkungsgrad lange Weltrekordhalter.

Tabelle 9: Dreistufige Dampfüberhitzung mit sehr hohen Dampfparametern, USA 1950 - 1965

Betreiber	Kraftwerksblock	Dampf-Druck	Dampf-Temperatur	Leitung elektr.	Baujahr Start
Ohio Power	Philo 6	314	621°C/566°C/538°C	125 MW	1953
Philadelphia Elec.	Eddystone 1	345	654°C/565°C/565°C	325 MW	1954
Philadelphia Elec.	Eddystone 2	260	571°C/565°C/565°C	325 MW	1956
Indiana & Michigan Elec.	Breed 1	250	566°C/566°C/566°C	450 MW	1956
Ohio Power	Sporn 5	250	566°C/566°C/566°C	450 MW	1956
Indiana & Michigan Elec.	Tanners Creek 4	250	538°C/552°C/566°C	580 MW	1959
Public Service Elec. & Gas	Hudson 1	250	538°C/552°C/566°C	420 MW	1960
Potomac Elec. Power	Chalk Point 1,2	259	538°C/566°C/538°C	365 MW	1961
E.N.E.L.	La Spezia	253	538°C/566°C/538°C	600 MW	1962
Baltimore Gas & Elec.	H.A. Wagner 3	248	540°C/540°C/540°C	322 MW	1962
City of Los Angeles	Haynes 5,6	253	538°C/552°C/566°C	590 MW	1963/64
Ohio Power	Cardinal 1,2	262	538°C/552°C/566°C	422 MW	1964
Duke Power	Catawba 3,4	252	542°C/565°C/565°C	650 MW	1965
Duke Power	Genoa 1,3	252	543°C/543°C/543°C	324 MW	1965



### Eddystone Nr. 1

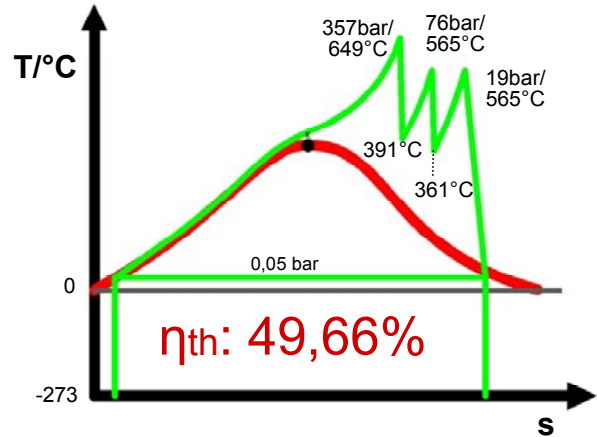
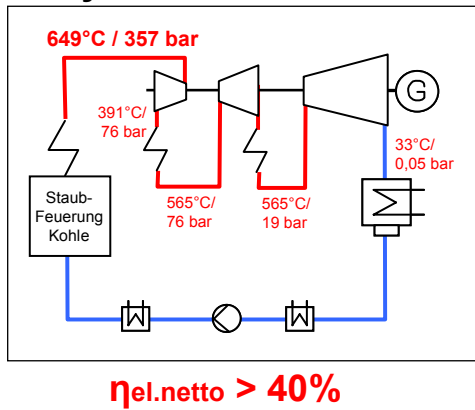


Abbildung 15: Eddystone 1, 1954, Schaltung und T-s-Diagramm

In der folgenden Tabelle sind die Dampfparameter der neusten deutschen Braun- und Steinkohlekraftwerke aufgeführt.

Tabelle 10: Auslegung moderner Stein- und Braunkohlekraftwerke ab 1997 in Deutschland

Betreiber	Brennstoff	Kraftwerk	Dampf-Druck	Dampf-Temperatur	$\eta$ el. netto	Leitung elektr.	IBN
Vattenfall	Braunkohle	Schwarze Pumpe	268	547°C/565°C	> 40 %	2 x 800 MW	1997
Vattenfall	Braunkohle	Lippendorf	267	554°C/583°C	42,8 %	920 MW	1999
RWE	Braunkohle	Niederaußem	260	580°C/600°C	> 43%	965 MW	2003
RWE	Braunkohle	Neurath (2)	272	600°C/605°C	> 43%	2 x 1050 MW	20
Vattenfall	Braunkohle	Boxberg	286/72	600°C/610°C	43,6 %	675 MW	2010/11
Vattenfall	Steinkohle	Moorburg	276/65	600°C/620°C	46,5 %	820 MW	2011/12
RWE	Steinkohle	Westfalen/Hamm D/E	285	600°C/610°C	46%	2 x 800 MW	2012
GKM (RWE, EnBW, MVV)	Steinkohle	Mannheim 9	285	600°C/610°C	46 %	900 MW	2013
EnBW	Steinkohle	Karlsruhe, RDK 8	275	600°C/620°C	46,5 %	940 MW	2011
e.on	Steinkohle	Datteln 4	285/78	600°C/620°C	46%	1.100 MW	2011
Evonik	Steinkohle	Duisburg, Walsum 10	290/75	603°C/621°C	> 45%	750 MW	2010
e.on	Steinkohle	Großkrotzenburg, Staudinger 6	285/78	600°C/620°C	46%	1.100 MW	2013
e.on	Steinkohle	Wilhelmshaven, Kraftwerk 50 plus	350/71	700°C/720°C	50%	550 MW	2014

### Moorburg

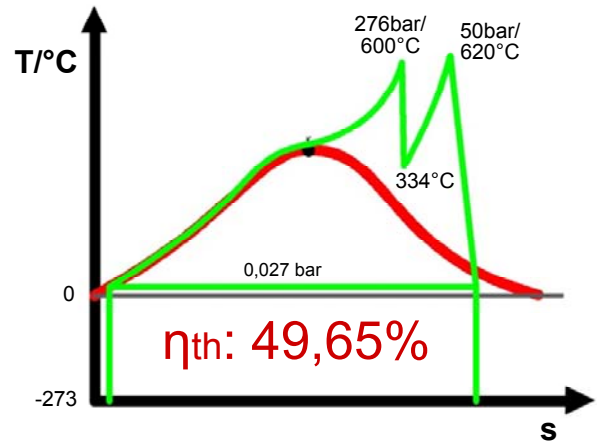
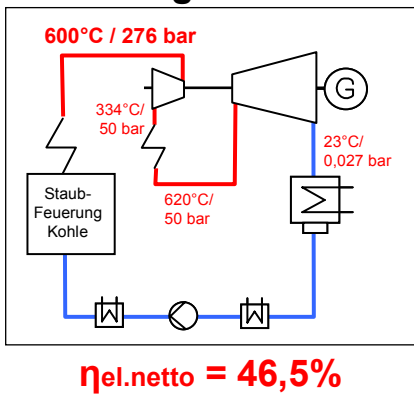


Abbildung 16: Kraftwerk Moorburg, Hamburg, Schaltung und T-s-Diagramm

### 700°C Kraftwerk

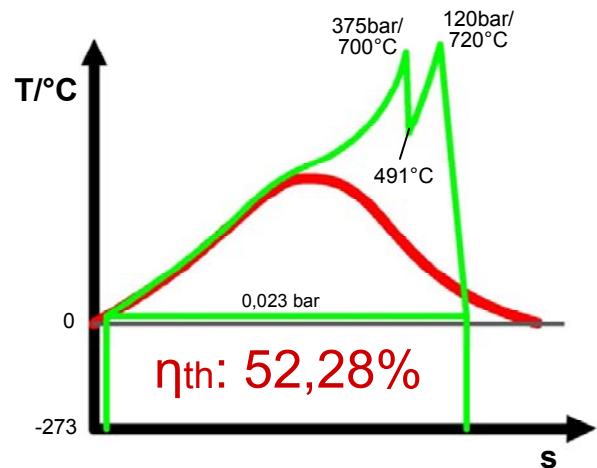
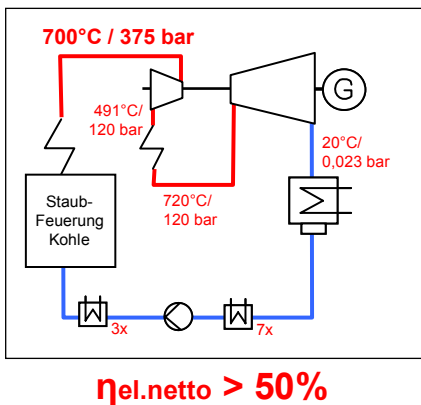


Abbildung 17: Kraftwerk 50 plus, Wilhemshaven, 700°C Dampfkraftwerk, Schaltung und T-s-Diagramm

Vergleicht man den thermischen Wirkungsgrad von Eddystone 1 mit dem Kraftwerk 50 plus, waren die thermischen Wirkungsgrade 1960 mit doppelter Zwischenüberhitzung fast genauso hoch wie in der Zukunft erhofft. Einen wesentlichen Unterschied stellen die Verbesserungen in den Vorwärmern und deren Anzahl sowie der verbesserte innere Turbinenwirkungsgrad dar. In Dänemark setzt man im Gegensatz zu Deutschland weiterhin auf eine doppelte Zwischenüberhitzung, mit Erfolg, wie aus nachfolgender Tabelle und Abbildungen zu erkennen ist.

Tabelle 11: Dänische Effizienzweltmeister, Dampfkraftwerke mit doppelter Zwischenüberhitzung

Betreiber	Brennstoff	Kraftwerk	Dampf-Druck [bar]	Dampf-Temperatur [°C]	Kondensation	η el. netto	Leitung elektr.	IBN
DONG Energy Dänemark	Gas	Skaerbaek 3	290/76/19	582/580/580	23 mbar	49 %	413 MW	1997
DONG Energy Dänemark	Steinkohle	Nordjylland 3	290/76/19	582/580/580	23 mbar	47 %	410 MW	1998
DONG, Energy Dänemark	Steinkohle	USC-700°C Project	375/120/23,5	700/720/720	15 – 21 mbar	52 % - 55%	De-monstation	2010



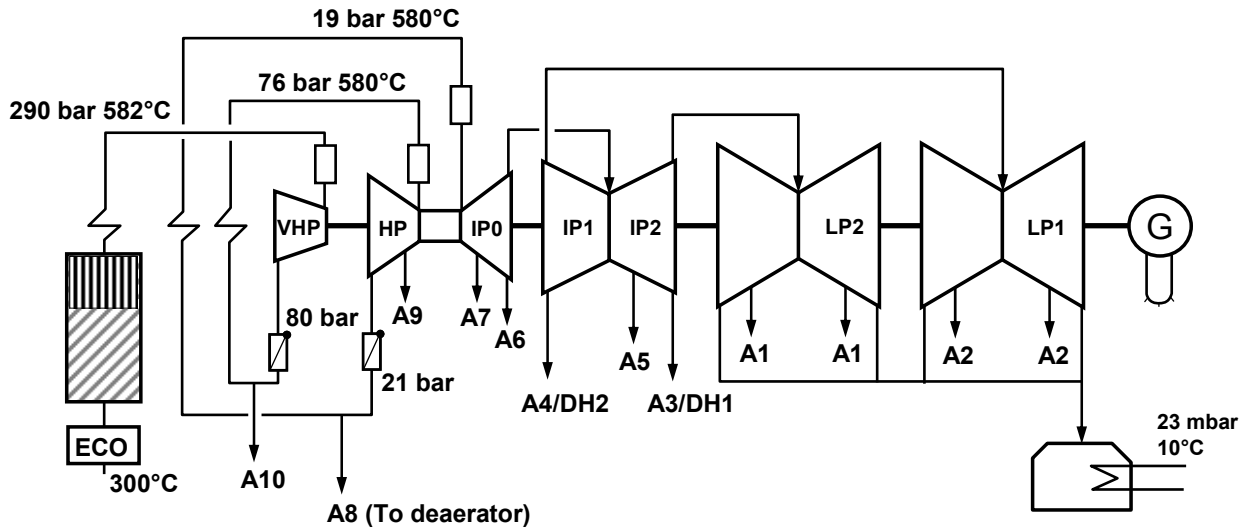
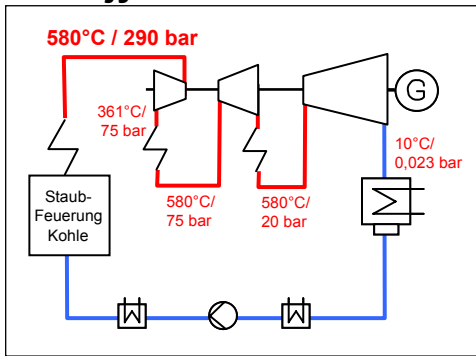


Abbildung 18: Schema Steinkohlekraftwerk Nordjylland 3, doppelte ZÜ,  $\eta_{el. netto}$  47%, DONG Energy (Quelle: Kjaer, S.: Advanced supercritical power plant: Experiences of ElsamProject, 2006)

### Nordjylland 3



$\eta_{el.netto} = 47\%$

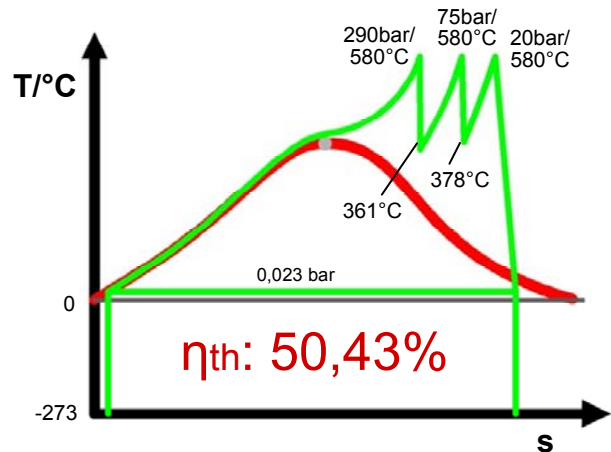


Abbildung 19: Steinkohlekraftwerk Nordjylland 3, doppelte ZÜ,  $\eta_{el. netto}$  47%, DONG Energy

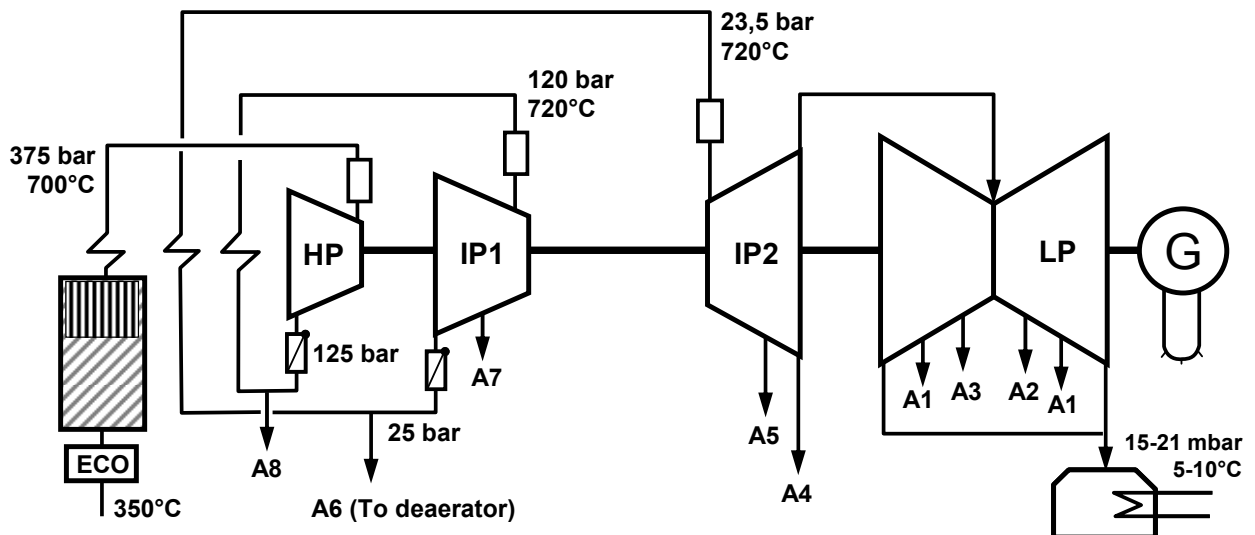
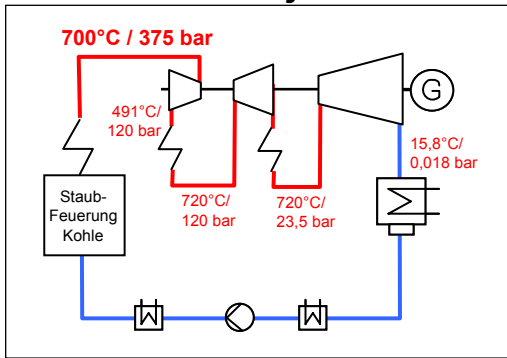


Abbildung 20: Schema USC-700°C-Project, Steinkohlekraftwerk, doppelte ZÜ,  $\eta_{el. netto} > 52\%$ , DONG Energy (Quelle: Kjaer, S.: Advanced supercritical power plant: Experiences of ElsamProject, 2006)

### USC-700°C-Project



$\eta_{el.netto} > 52\%$

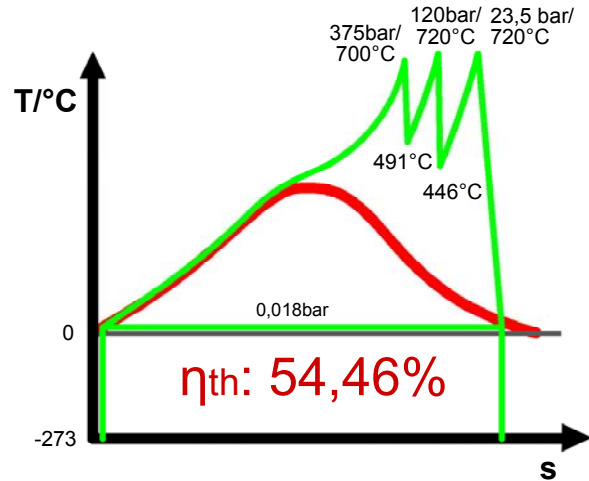
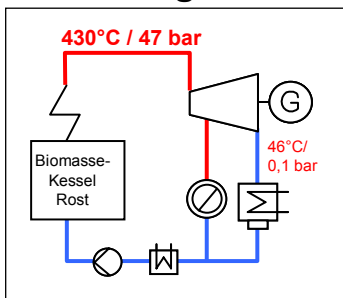


Abbildung 21: USC-700°C-Project, Steinkohlekraftwerk, doppelte ZÜ,  $\eta_{el.netto} > 52\%$ , DONG Energy

### Biomasse

In den folgenden Schemata und T-s-Diagrammen ist die Entwicklung der mehrstufigen Überhitzung an konkreten Beispielen deutlich zu erkennen.

#### Großaitingen



$\eta_{el.netto} = 26\%$

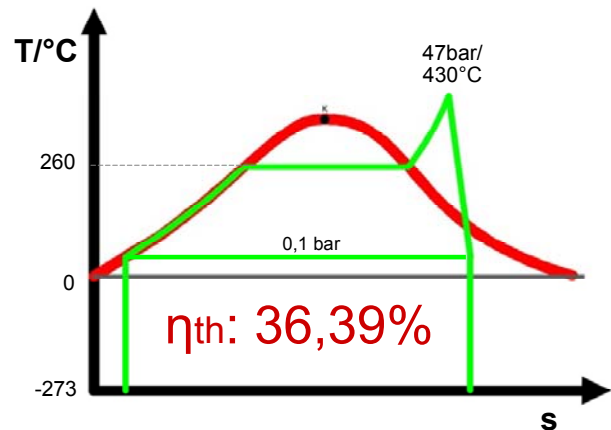
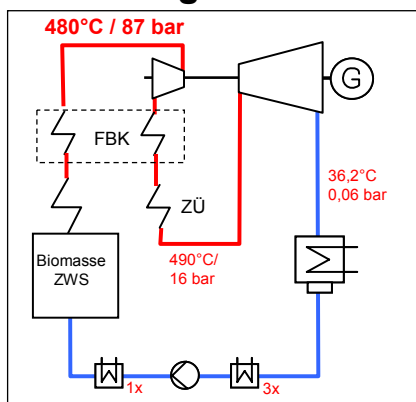


Abbildung 22: Biomasse-Heizkraftwerk Großaitingen, ZÜ,  $\eta_{el.netto} 26\%$ , EVONIK

#### MVV Königs Wusterhausen 20 MW



$\eta_{el.netto} > 32\%$

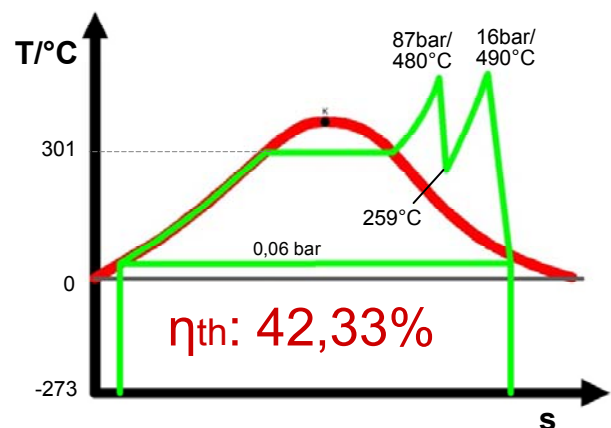
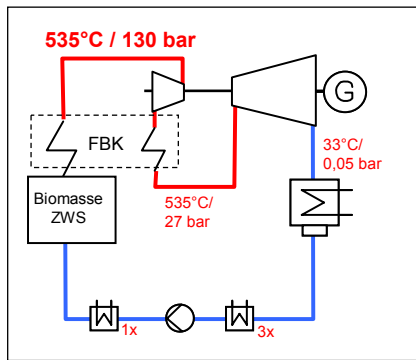


Abbildung 23: Biomasse-Heizkraftwerk ZWS Königs Wusterhausen, doppelte ZÜ,  $\eta_{el.netto} > 32\%$ , MVV

## Bischofferode 20 MW



**$\eta_{el.netto} > 35\%$**

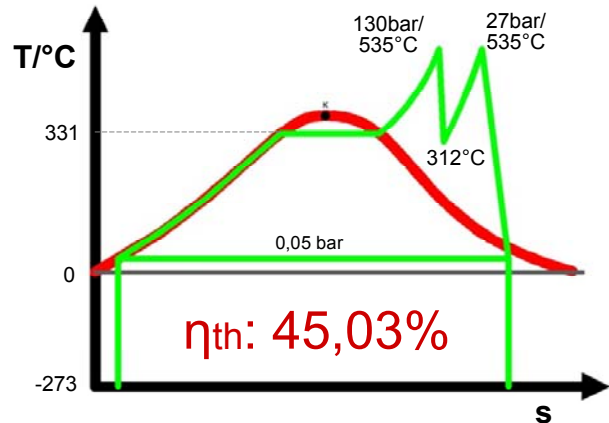
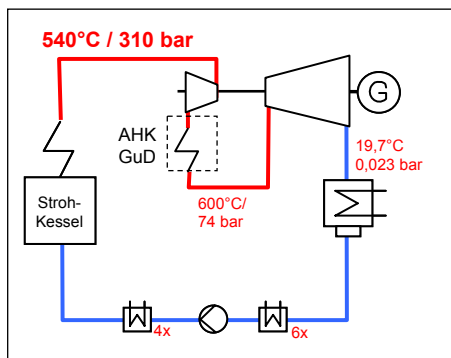


Abbildung 24: Biomasse-Heizkraftwerk ZWS Bischofferode, doppelte ZÜ,  $\eta_{el.netto} > 35\%$ , Stadtwerke Leipzig

## Avedøre 2 überkritisch Benson



**$\eta_{el.netto} = 43,0\%$**

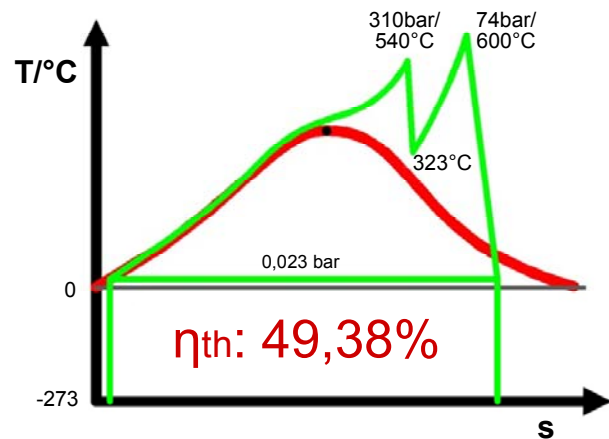


Abbildung 25: Biomassekraftwerk Avedøre, doppelte ZÜ,  $\eta_{el.netto} 43\%$ , DONG Energy

Die abgasseitigen Korrosionserscheinungen wie bei Abfallverbrennungsanlagen sind bei Biomassekraftwerken mit naturbelassenen Biomassen nicht zu beobachten. Obwohl in dem mit überkritischen Dampfparametern betriebenen Strohkraftwerk Avedøre bis zu 1% Chlorgehalt sowie niedrig schmelzenden Asche vorkommen, ist so gut wie keine Korrosion an den Überhitzern analysiert worden. Das fast vollständige Fehlen von Schwermetallen geht mit einer sehr geringen Schwermetallchloridkonzentration im Abgas einher, wodurch sich diese geringen Korrosionsabträge erklären lassen. Die Erfahrung zeigt, dass für Altholzverbrennungsanlagen mit entsprechenden Schwermetallgehalten durch Beschichtungen und Kunststoffverunreinigungen, die gleichen Begrenzungen der Dampfparameter gelten wie für Abfallverbrennungsanlagen.

Parallel hat sich die ZWS-Verbrennung als die Verbrennungstechnologie für große Biomassekraftwerke mit hohen Wirkungsgraden mit mehrstufiger Überhitzung etabliert.

Die Entwicklung der Wirkungsgradsteigerung durch mehrstufige Überhitzung ist erfreulich dynamisch. Zurzeit wird in Lagisza, Polen von Foster Wheeler die größte überkritische ZWS-Verbrennungsanlage mit fast 500 MWel. gebaut.

### Lagisza 460 MWe, Polen

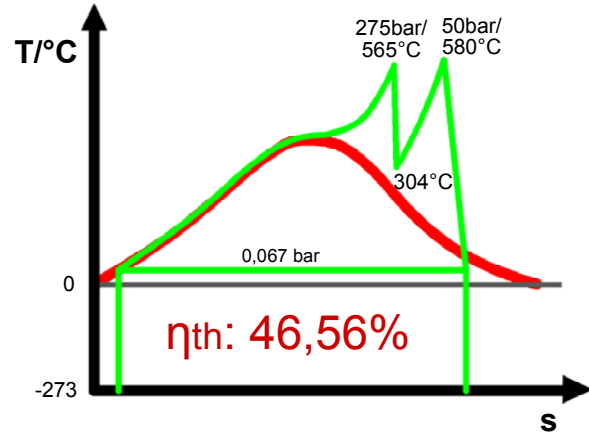
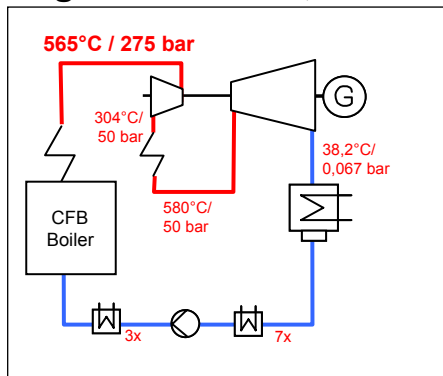


Abbildung 26: Kraftwerk Lagisza, doppelte ZÜ,  $\eta_{el. netto}$  43 %, DONG Energy

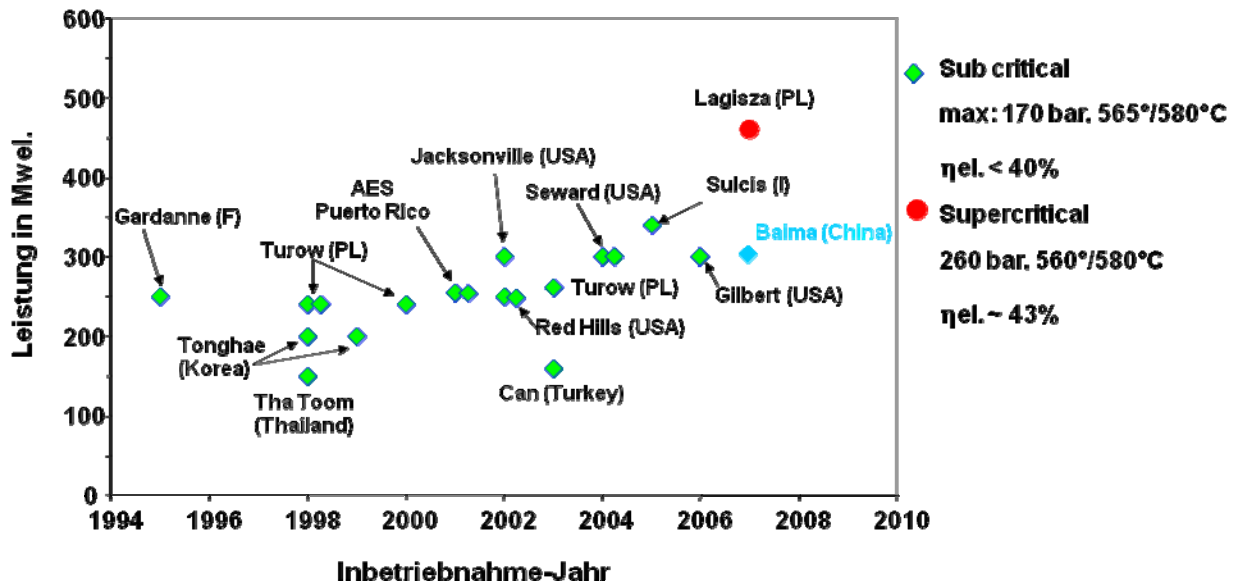


Abbildung 27: Stand der Technik ZWS Kraftwerke weltweit (Quelle Minchener, A.: Coal and clean coal technologies for the future. In: 2nd international conference on gas turbine technologies, Slovenien, 2004))

Foster Wheeler bietet bereits überkritische ZWS-Kraftwerke mit einer Leistung von 600 MWe. an und hat angekündigt, bald auch bis zu 800 MWe. die 600°C Generation zu bauen. Für die 700°C Generation finden zurzeit in einem Demonstrationskraftwerk Langzeitversuche statt. Bekannt ist die ZWS-Technologie der Systeme Foster Wheeler, Kvaerner, Lurgi und AE & E, wobei die beiden letztgenannten zu einem Konzern gehören. Der Wirkungsgrad von Biomassekraftwerken ist nicht mehr brennstoffbedingt niedriger als z.B. bei Braunkohle, wenn entsprechende Anlagengrößen gewählt werden können.

Tabelle 12: Übersicht ZWS-Feuerungsanlagen weltweit nach Leistungsklassen, Stand 2005

Kapazität Feuerungs- wärmeleistung	1978-1982	1983-1987	1988-1992	1993-1997	1998-2002	2003- 2007	gesamt
25 MW	7	14	13	9	8		51
50 MW	2	14	20	21	11	4	72
100 MW	1	11	41	22	17	1	93
150 MW		8	30	30	11	2	81
200 MW		2	17	7	11	6	43
300 MW		1	9	7	13	8	38
> 350 MW			2	2	16	5	25
gesamt	10	50	132	98	87	26	403
Ø MW	27	78	129	131	213	295	149

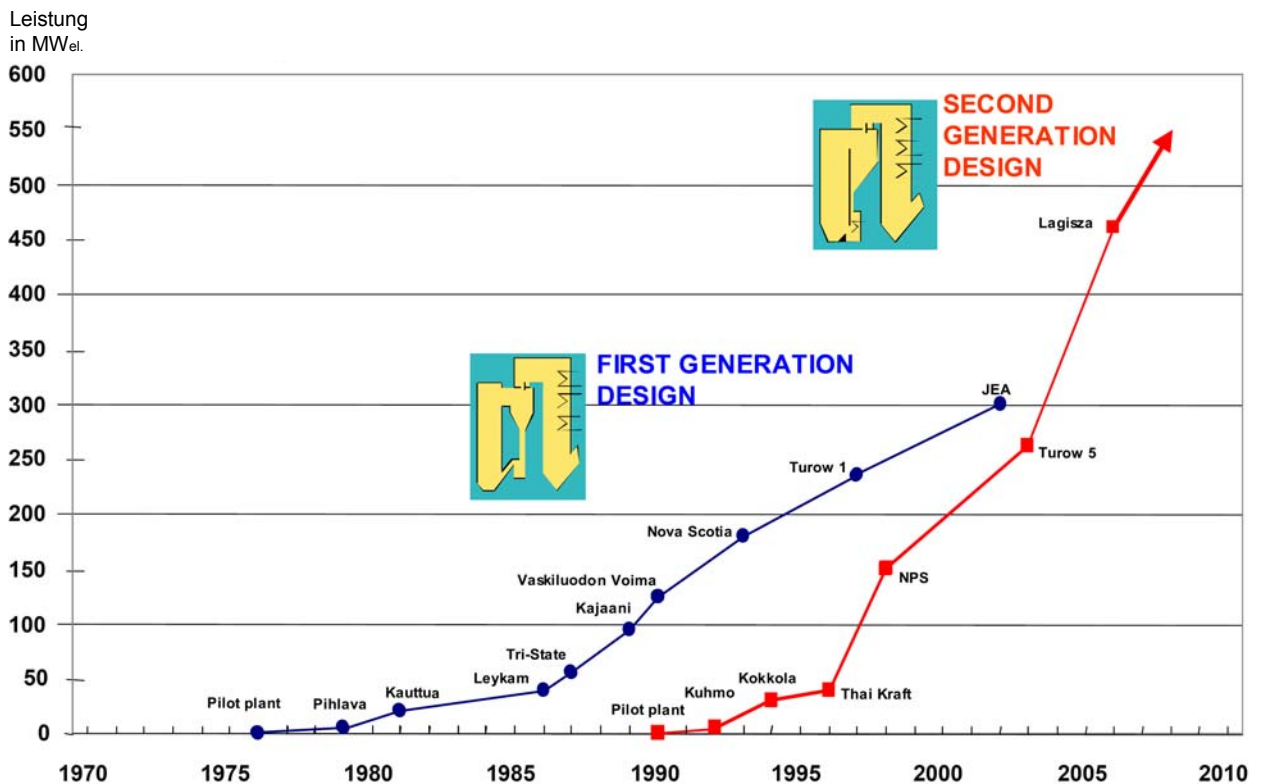


Abbildung 28: Entwicklung der ZWS-Anlagen von Foster Wheeler (Quelle: Venäläinen, I.; Psik, R.: 460 MWe supercritical CFB Boiler Design for Łagisza Power Plant, In: Power-Gen Europe, Barcelona, 2004)

Die ZWS-Verbrennung ist die best verfügbare Technik für Biomasseverbrennung für Anlagen-  
größen  $\geq 20$  MW el. mit Zwischenüberhitzung bezüglich maximal erreichbarer elektrischer Wir-  
kungsgrade zu sein.

## Abfallverbrennung

Die Abfallverbrennung hatte immer eine klare Aufgabe, die sichere Beseitigung des Abfalls, Energie war ein Nebenprodukt, das in den 60er und 70er Jahren noch als Warmluft über Dach ungenutzt abgegeben wurde.

Noch im letzten Jahrtausend wurde die Energiegewinnung aus Abfall als Nebensache betrachtet. Die Diskussion über die Berechnung von Energieeffizienzkriterien und die Formalien der energetische Verwertung - ja oder nein - nimmt bei den Akteuren der Abfallwirtschaft mehr Zeit in Anspruch, als der bewusste Umgang mit der Ressource Energie. Das Wissen über Energieeffizienz in der Abfallverbrennung ist im Gegensatz zur allgemeinen Kraftwerkstechnik genauso heterogen wie der Abfall selbst.

Erst seit kurzer Zeit wird zur Wirkungsgradsteigerung in Abfallverbrennungsanlagen eine mehrstufige Überhitzung, wie in Kraftwerken für fossile und nukleare Brennstoffe schon lange üblich, eingesetzt.

Tabelle 13: *Abfallverbrennungsanlagen mit mehrstufiger Dampfüberhitzung, ermittelt aus Literaturangaben [1],[4],[7],[8],[9],[15],[16],[20],[21][22],[23]*

Kraftwerk	Druckstufen	Dampf-temperatur	FWL Abfall [MW]	FWL Gas/Öl [MW]	$\eta$ el. netto Summe	$\eta$ el. netto Abfall	IBN	Bemerkung
MHKW Mannheim MK4	120 bar	360°C – 520°C	87	29	ca. 32%	ca. 22%	1997	extern ÜH mit Erdgas direkt
MHKW Mainz	40 bar	400°C – 540°C	88	671	57%	20%	2003	externe ÜH mit GuD
AVI AZN-Moerdijk	100 bar	400°C – 555°C	231	491	42%	15%	1997	externe ÜH & ZÜ mit GuD
Bilbao	100 bar/ 30 bar	330 °C – 540°C/ 540°C	71	152	42%	20%	2004	externe ÜH & ZÜ mit GuD
Andernach	70 bar	400 °C – 525°C	51,4	8,6	ca. 22%	< 22%	2008	Extern ÜH mit Altöl/Gas direkt
AVI Amsterdam	130 bar/ 14 bar	440°C/320°C	2 x 93,3	-	> 30%	> 30%	2007	Intern ZÜ mit Frischdampf
Rüdersdorf	90 bar/ 23,4 bar	420°C/420°C	110		29%	29%	2008	erste reine Abfall-ZÜ in der Rostverbrennung

\* Für Erdgas wurde ein Benchmark-Wirkungsgrad entsprechend Tabelle 14 angesetzt.

Für viele überraschend, aber thermodynamisch erklärbar: Dampf aus einer Abfallverbrennungsanlage im Abhitzeessel einer Gas- und Dampfturbinenanlage zu überhitzen senkt den theoretisch mit den jeweiligen Einzelanlagen erreichbaren elektrischen Wirkungsgrad. Alle in der Tabelle 13 aufgeführten, mit GuD-Anlagen gekoppelten Abfallverbrennungsanlagen erreichen nur einen niedrigeren effektiven Nettowirkungsgrad elektrisch als eine GuD-Standardanlage, die mit drei Dampf-niveaus arbeitet. Die Abwärme aus einer Gasturbine hat 450°C bis max. 600°C. Mit der Abfallverbrennung können Dampftemperaturen von ca. 400°C erzeugt werden. Das Wärmeangebot von Abhitze aus dem Gasturbinenprozess ist in der Temperatur nicht hoch genug, um den Dampfprozess einer Abfallverbrennungsanlage zu verbessern.

Jeder Brennstoff hat einen brennstoffinhärenten Wirkungsgrad bzw. Benchmark-Wirkungsgrad. Bei Abfall mit typischen Verunreinigungen an Schwermetallen und Chlor geht man von 24% el. netto aus. Diesen Wirkungsgrad kann man bei Berücksichtigung der Anlagen AVI Amsterdam und Rüdersdorf bereits auf 27% el. anheben. Rohbraunkohle hat einen Wirkungsgrad von ca. 43% el. netto, Steinkohle von 45% el. netto. Für Erdgas ist der Benchmark-Wirkungsgrad für unterschiedliche Anlagengrößen aufgeführt.

Tabelle 14: Benchmark-Wirkungsgrade für Erdgasverbrennung zur Stromerzeugung nach DEHSt.

Kraftwerk	Installierte el. Leistung	$\eta$ el. netto
GuD-Kraftwerk	> 250 MW	> 55 %
GuD-Kraftwerk	101 – 250 MW	54 %
GuD-Kraftwerk	51 – 100 MW	52,5%
GuD-Kraftwerk	31 – 50 MW	50%
GuD-Kraftwerk	21 – 30 MW	47%
GuD-Kraftwerk	10 – 20 MW	45 %

Werden in einer Anlage Erdgas und Abfall zusammen eingesetzt, muss zur Beurteilung einer Prozessverbesserung zuerst die theoretische mögliche elektrische Energieerzeugung des edleren Brennstoffes von der realen Energieerzeugung abgezogen werden. Nur die verbleibende Energie nach Abzug der Energie aus Erdgas nach Benchmark-Wirkungsgrad kann dann für eine separate Beurteilung der Prozessgüte für den verbleibenden Brennstoff berücksichtigt werden.

Zur besseren Nachvollziehbarkeit der Berechnungsmethode nach Benchmark-Wirkungsgrad ist in der folgenden Tabelle eine Berechnung der Kombianlagen aus GuD-Anlage und Abfallverbrennungsanlage dargestellt. Keiner der aufgezeigten Koppelprozesse ist unter energetischen Gesichtspunkten empfehlenswert. Berücksichtigt man die tiefen Kondensationstemperaturen und Unterdrücke der Prozesse, ist ein Wirkungsgrad bei 40 bar und 400°C von über 27% elektrisch netto möglich, wie z.B. bei dem Mittelkalorikkraftwerk MKK in Bremen.

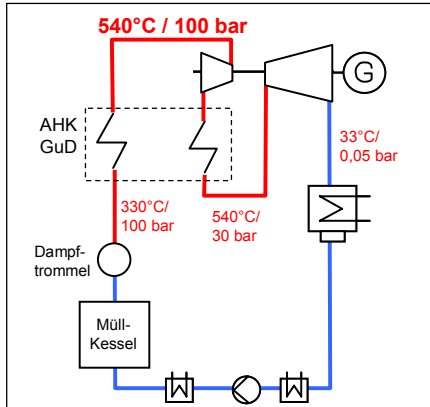
Tabelle 15: Abfallverbrennungsanlagen mit mehrstufiger Dampfüberhitzung, ermittelt aus Literaturangaben [1],[7],[8],[9],[16],[20],[21][22],[23]

	Bilbao	MHKW Mainz	AZN Moerdijk
Gasturbine Typ	LM6000 PD General Electric	SGT5-4000F Siemens	V64.3 Siemens
FWL Gasturbine	112 MW	ca. 671 MW	ca. 491 MW
$\eta$ el. brutto Gasturbine	ca. 41 %	ca. 39 %	ca. 36 %
Leistung Gasturbine	46 MW	269 MW	3 x 59 MW
Abgastemperatur	ca. 450 °C	ca. 585 °C	ca. 535 °C
Zuführung	40 MW	-	-
FWL Gas gesamt	152 MW	671 MW	491 MW
FWL Abfall	71 MW	88 MW	231 MW
el. Leistung Dampfturbine	54 MW	160 MW (140 MW + ca. 20 MW)	145 MW
$\Sigma$ elektrisch brutto	100 MW	429 MW	322 MW
$\Sigma$ elektrisch brutto	93,66 MW	409 MW	(304 MW)
$\eta$ el. brutto gesamt	45%	57%	45%
$\eta$ el. netto gesamt	42%	53,9 %	(42%)
$\eta$ el. netto Benchmark GuD	52,5%	58,4%	55%
el. Leistung Gas nach Benchmark	79,8 MW	392 MW	270 MW
Verbleib el. Leistung Abfall	13,86 MW	17 MW	34 MW
<b><math>\eta</math> el. netto Abfall</b>	<b>ca. 20%</b>	<b>ca. 20%</b>	<b>ca. 15%</b>



Im folgenden T-s-Diagramm der Anlage Bilbao ist die grundsätzlich wünschenswerte Wirkungsgradverbesserung zu erkennen, jedoch ist der mit Erdgas möglich Benchmark-Wirkungsgrad zu hoch, um eine reale Verbesserung zu erhalten.

### MVA Bilbao



**$\eta_{el.} = 20\%$  bzgl. Abfall**

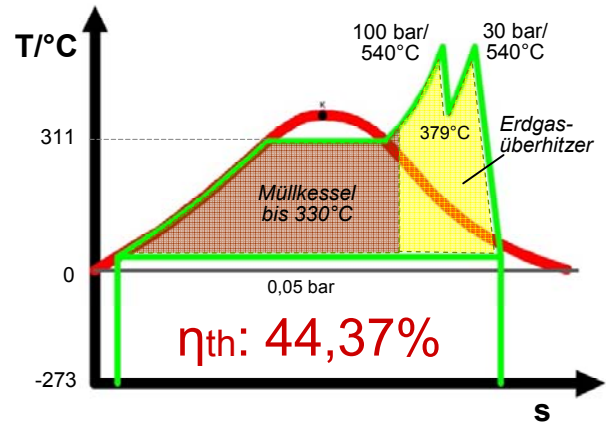
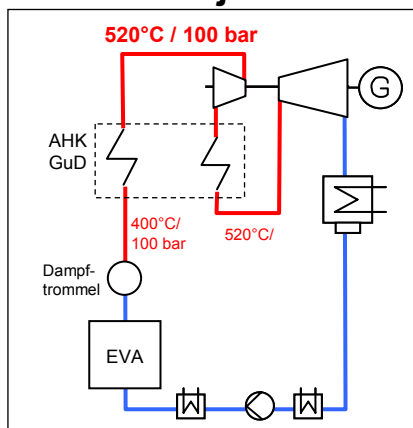


Abbildung 29: Kombianlage Bilbao,  $\eta_{el.}$  netto 20 % bezogen auf Abfall

### AZN Moerdijk



**$\eta_{el.netto} = 15\%$  bzgl. Abfall**

Abbildung 30: Kombianlage Moerdijk,  $\eta_{el.}$  netto 15 % bezogen auf Abfall



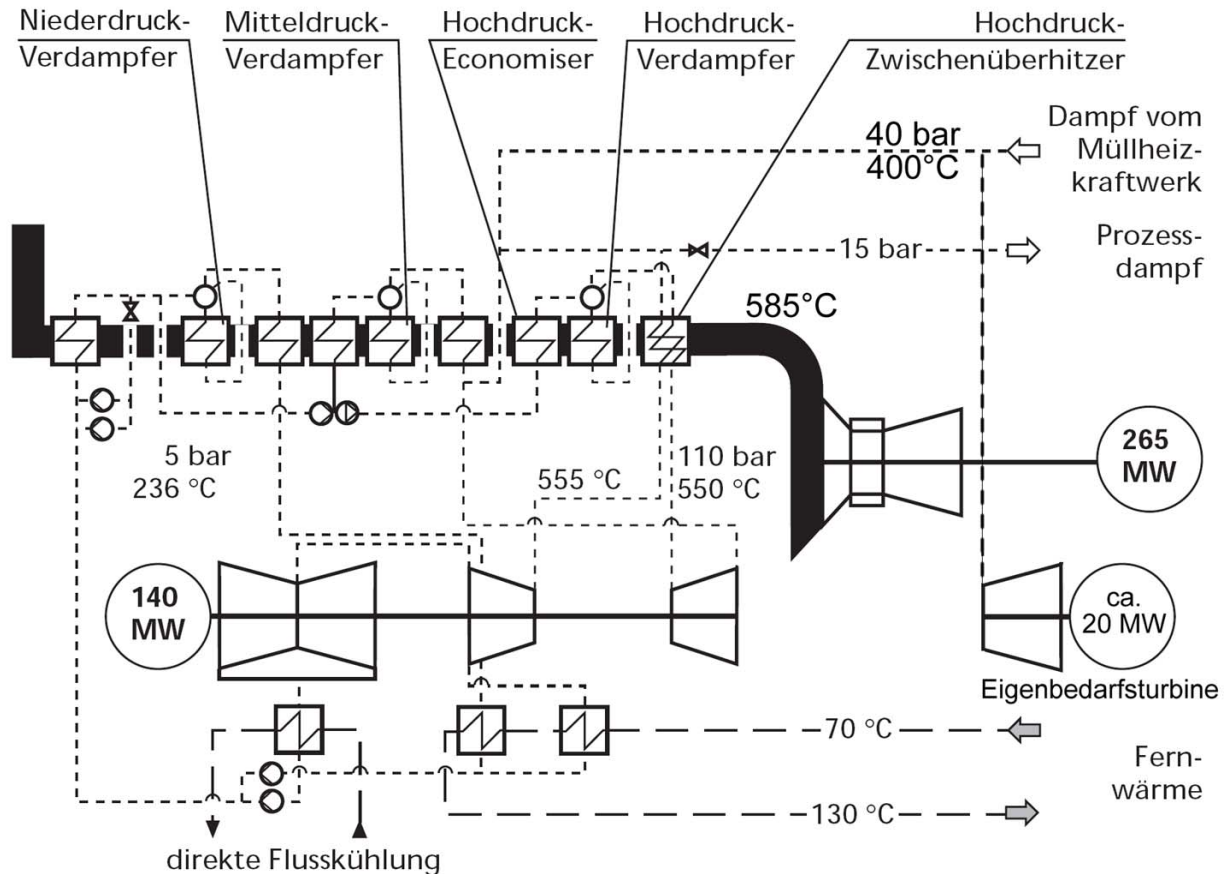
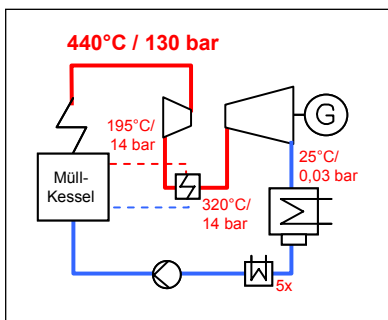


Abbildung 31: Kombianlage Mainz, GuD und Abfallverbrennung (Quelle: Fischer, B.: Energieeffizienz des Müllheizkraftwerkes Mainz, Optimierung der Abfallverbrennung 2, 2005, verändert)

### AVI-Amsterdam



$\eta_{el.netto} > 30\%$

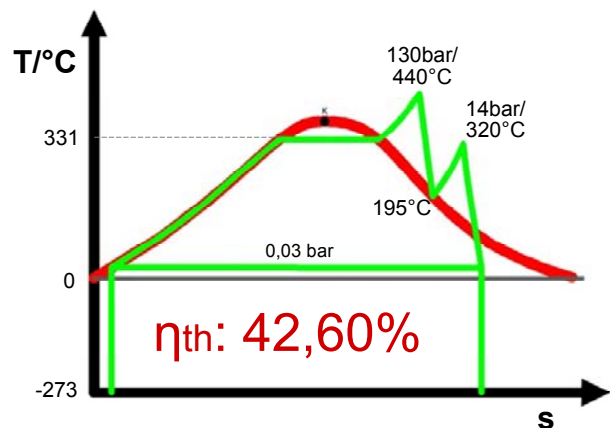


Abbildung 32: AVI Amsterdam,  $\eta_{el.netto} > 30\%$

Die Anlagenschaltung der AVI Amsterdam mit Frischdampfüberhitzung wird ähnlich wie in der Kernkraftwerkstechnik angewandt. Bei der Betrachtung des T,s-Diagramms der AVI-Amsterdam bleibt die Frage offen, warum erst bei hohem Frischdampfdruck und auf für Abfall hohe Temperaturen überhitzt wird, und dann bei niedrigem Druck nur auf 320°C mit Frischdampf überhitzt wird. Zum Vergleich ist ein Konzept mit Zwischenüberhitzung dargestellt, es werden jedoch konsequent Temperaturen > 400°C vermieden. Dieser Prozess ist thermodynamisch in der Grundvariante vergleichbar mit der Schaltung von AVI-Amsterdam. Eine weitere wesentliche Verbesserung kann durch Anzapfdampf-Speisewasservorwärmung erfolgen. In der AVI-Amsterdam wird diese Möglichkeit nicht ausgeschöpft, da auf eine Restwärmenutzung durch Kondensatvorwärmung gesetzt wird. Thermodynamisch ist diese Form der Restwärmenutzung uneffektiv. Die erste Wahl der Restwärmenutzung ist eine Luftvorwärmung. Ein hoher Verdampfungsdruck er-

möglicht eine hohe Speisewassertemperatur um das maximale Anzapfdampf-Vorwärmpotential auszuschöpfen.

### MVA 1x ZÜ

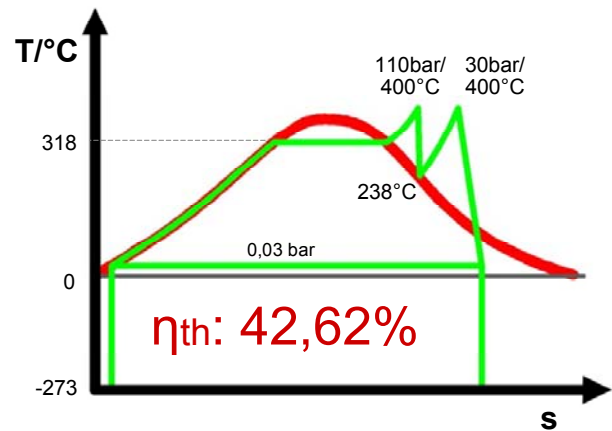
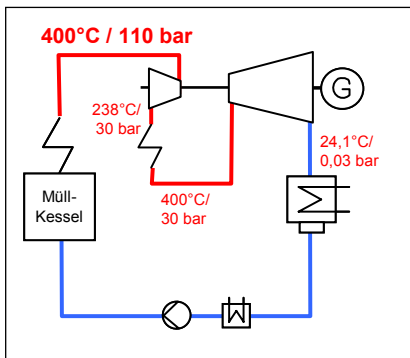
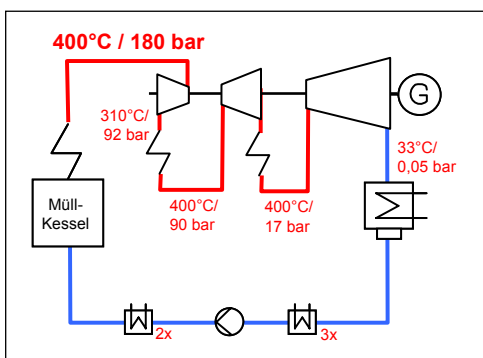


Abbildung 33: Konzeptstudie Abfallverbrennung mit einfacher Zwischenüberhitzung < 400°C

Das folgende Konzept der doppelten Zwischenüberhitzung weist zwar in seiner Grundvariante im T-s-Diagramm den gleichen Wirkungsgrad wie AVI-Amsterdam und dem Konzept der einfachen Zwischenüberhitzung aus, dafür steckt in diesem Konzept ein wesentlich höheres Potential der Speisewasservorwärmung, so dass Wirkungsgrade von 33% el. netto möglich sind.

### MVA 2x ZÜ



**η<sub>el.netto</sub> = 33%**

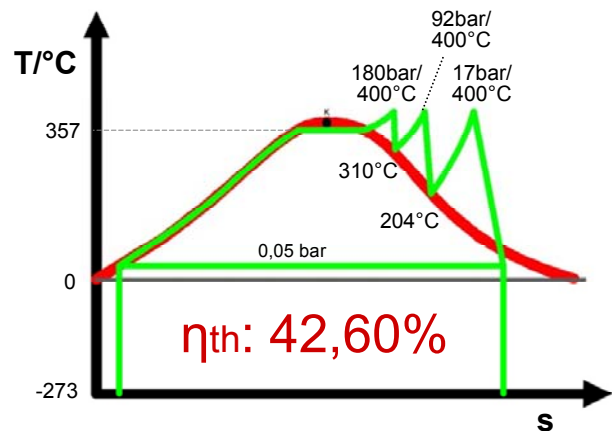


Abbildung 34: Konzeptstudie Abfallverbrennung mit doppelter Zwischenüberhitzung

Die erste Rostfeuerungs-Abfallverbrennungsanlage mit Zwischenüberhitzung ohne zusätzliche Brennstoffe ist das Ersatzbrennstoffkraftwerk Rüdersdorf. Durch Verbesserung der regenerativen Vorwärmung soll sogar ein elektrischer Nettowirkungsgrad von 30% erzielt werden.

## EBS Rüdersdorf

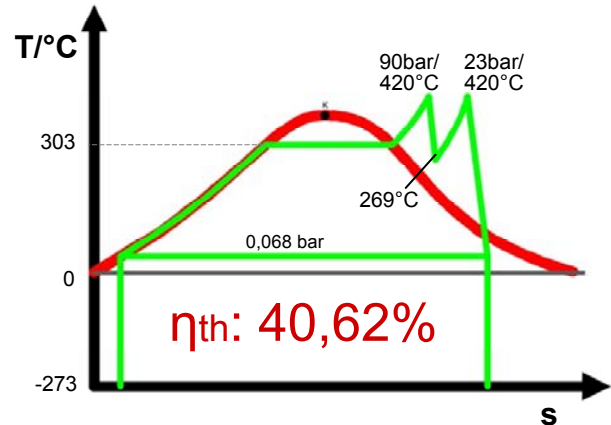
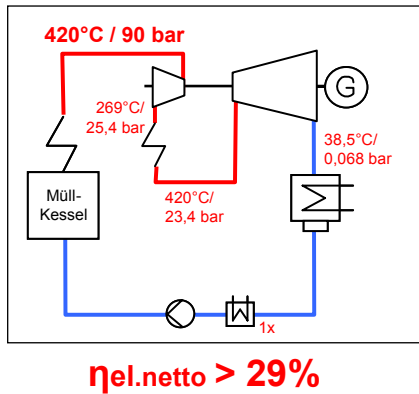


Abbildung 35: EBS-Kraftwerk Rüdersdorf,  $\eta_{el.netto} > 29\%$

Eine wesentliche Wirkungsgradsteigerung ist mit dem von EcoEnergy entwickelten BiFuelCycle-Verfahren möglich. Die Überhitzung und Zwischenüberhitzung wird über eine mit Kohle oder Biomasse befeuerten ZWS-Verbrennung durchgeführt. Die ZWS-Verbrennung ist als reiner Überhitzer ausgeführt, eine Verdampfung wird ausschließlich in der Abfallverbrennungsanlage durchgeführt.

## BiFuelCycle Waste (BFC-W)

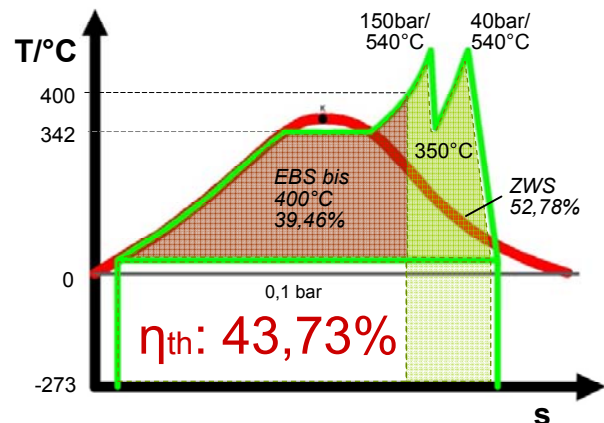
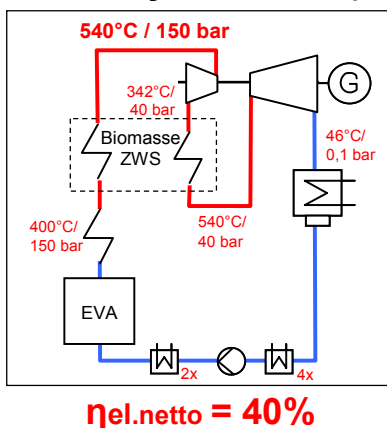


Abbildung 36: Konzeptstudie BiFuelCycle® Waste,  $\eta_{el.netto} 40\%$

Bei maximaler Frischluftvorwärmung, Speisewasservorwärmung und geringem Kondensationsdruck ist ein Wirkungsgrad el. netto von  $> 40\%$  möglich. Der Benchmark-Wirkungsgrad von Biomasse liegt bei ca. 35%, für Braunkohlenstaub bei ca. 43% el. netto. Der Wirkungsgrad bezogen auf Abfall liegt beim BiFuelCycle®-Verfahren je nach brennstoffinhärentem Benchmark-Wirkungsgrad für den Zusatzfestbrennstoff bei 38% - 42% el. netto.

Ein Zwangsdurchlaufkessel kann bei Anlagengrößen ab 200 MW gewählt werden, die Überhitzung nach dem BiFuelCycle®-Verfahren ist weiter möglich.

## Solarthermiekraftwerke

Die Entwicklung der Solarthermie wurde zunächst durch die erste Ölkrise 1973 motiviert: Nachfolgend einige Meilensteine in der Entwicklung der Solarthermie:

- 1977 bis 1982 Demonstrationsanlage USA
- 1978 verpflichtet die USA die öffentlichen Stromversorger
- 1984 bis 1991 9 SEGS- Solarkraftwerke (15 – 80 MWe)

- 1998 EU Projekte „DISS“ und „EuroTrough“
- 2004 Spanien Einspeisetarife für erneuerbare Energien
- 2006 Bau 50 MW- Projekt Andasol 1 in Spanien
- 2007: Bau 50 MW- Projekt Andasol 2 in Spanien
- 2007 64 MW- Parabolrinnenkraftwerk in USA- Nevada Inbetriebnahme
- Ende 2007 Bau 50 MW- Projekt Andasol 3 in Spanien, 15 MW in Pamplona, Planungen für ca. 10 weitere Projekte
- 2007 Gesetz zur Einspeisevergütung von erneuerbaren Energien in Marokko und weiteren Staaten

Solarthermie ist eine Technologie, die lange im Schatten niedriger Energiepreise schlummerte. Das Interesse an dieser Technik steigt jedoch aktuell explosionsartig. Viele bezeichnen mittlerweile die Entwicklung der Solarthermie als die einzige Chance, langfristig im ressourcenarmen Europa konkurrenzfähig zu bleiben. Die heutige Energiepreissituation wurde noch im letzten Jahr weder von den vier großen Energieversorgern noch von Regierungsvertretern oder bedeutenden Instituten prognostiziert. Volkswirtschaftliche und politische Strukturen stehen vor einem großen Wandel.

Wie in den folgenden Darstellungen zu erkennen, liegt der Wirkungsgrad des Wasser-Dampf-Kreislaufes bei den Solarthermieanlagen mit einfacher Zwischenüberhitzung bei ca. 31% - 34% el. netto.

### Solarthermisches Kraftwerk

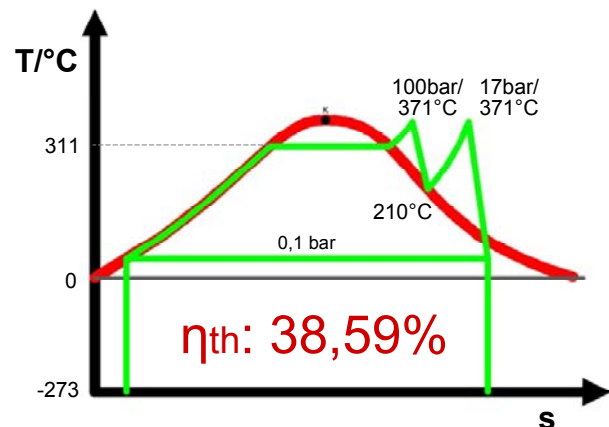
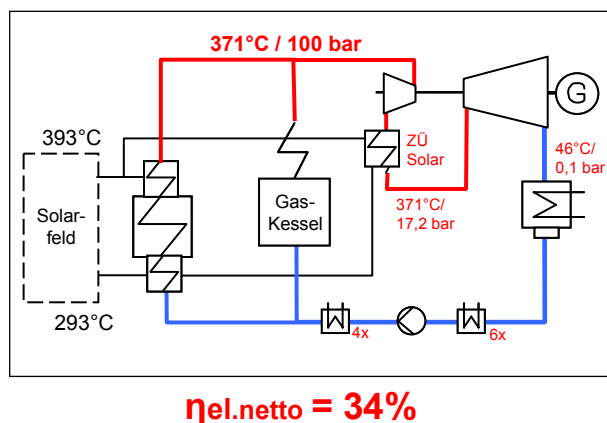


Abbildung 37: Solarthermisches Kraftwerk mit einfacher Zwischenüberhitzung,  $\eta_{el.netto}$  34 %

Die Absorberwirkungsgrade der Solarfelder liegen bei ca. 50% bis 60%. Es ergeben sich somit elektrische Gesamtwirkungsgrade netto von > 16%. Die Wirkungsgrade der Solarthermie sind im Bereich von Hochleistungsphotovoltaikzellen, bei jedoch wesentlich niedrigeren Investitionskosten.

Solar Field		
DNI	800	W/m <sup>2</sup>
efficiency	56.55	%
thermal output	90.92	MW

Steam Cycle		
gross elec. output	34.51	MW
parasitics	2.88	MW
net elec. output	31.63	MW
gross efficiency	37.96	%
net efficiency	34.78	%

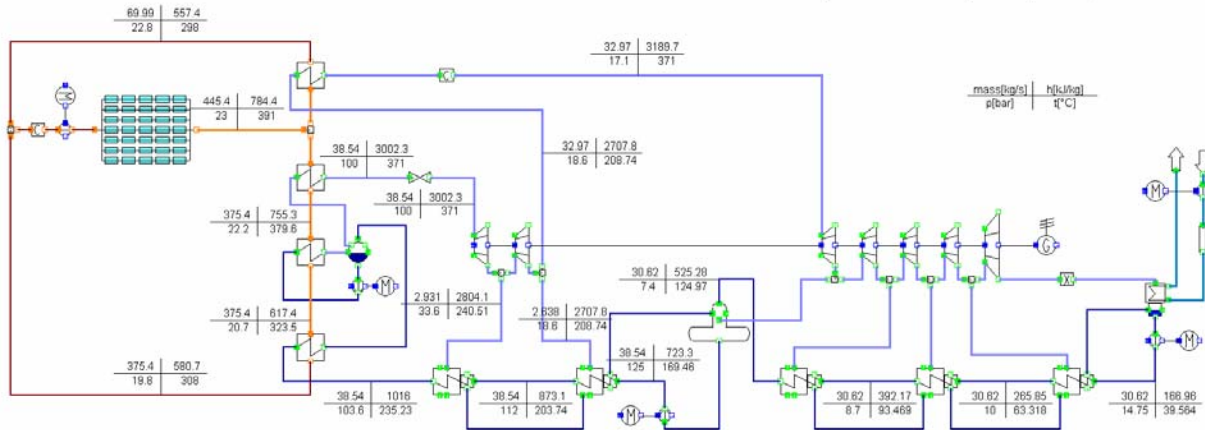


Abbildung 38: Planungsbeispiel für ein Solarthermiekraftwerk (Quelle: Pitz-Paal, R.: Line Concentrators for Power Generation: Parabolic Trough and Linear Fresnel. In: Energy Forum "10,000 Solar GIGAWATTS", Hannover, 23.04.2008)

Ungefähr 80% der Gesamtkosten für ein Solarthermiekraftwerk entfallen auf die Wärmebereitstellung, nur 20% entfallen auf die Kosten für Wasser-Dampf-Kreislauf. Kessel und Turbine. Durch verbesserte Kraftwerkswirkungsgrade können die Stromgestehungskosten für Solarthermiekraftwerke wesentlich reduziert werden. Sobald 2013 wie angekündigt keine CO<sub>2</sub>-Zertifikate mehr kostenfrei ausgegeben werden, steigen die Stromgestehungskosten für neue Kohlekraftwerke mit nur geringer Wärmeauskopplung bereits auf 120 – 180 €/MWh. Die Stromgestehungskosten für Solarthermiekraftwerke liegen heute auch nur noch bei < 160 €/MWh. Weitere Optimierungen und größere Anlageneinheiten lassen eine Kostenreduktion auf < 100 €/MWh erwarten. Solarstrom aus Solarthermiekraftwerken wird in Europa konkurrenzfähig zu Kohlekraftwerken sein. Mit den neuen Hochspannungs-Gleichstrom-Übertragungsleitungen (HGÜ) ist eine verlustarme Stromverteilung auch über mehrere 1.000 km möglich.

Auch für Solarthermiekraftwerke liegt das wesentliche Optimierungspotential in der Optimierung des Wasser-Dampf-Kreislaufes. Mit der steigenden Konkurrenzfähigkeit der Solarthermie ist es heute keine Spekulation mehr, auf diese Technik zur Energiebereitstellung in großem Maßstab zu setzen. Mit der unbegrenzten Verfügbarkeit der Ressource Sonnenenergie besteht heute kein Energieproblem, es besteht lediglich ein Bildungsproblem.

Im Folgenden werden einige Möglichkeiten der Wirkungsgradsteigerung für Solarthermiekraftwerke dargestellt. EcoEnergy berechnet zurzeit verschiedene Konzeptionsmöglichkeiten im Detail im Rahmen einer Studie.

Vergleichbar mit der Schaltung zur Wirkungsgradverbesserung von Abfallbehandlungsanlagen, BiFuelCycle® Waste, kann auch bei Solarthermieanlagen der Wirkungsgrad durch eine externe Dampfüberhitzung mit einer biomassegefeuerten ZWS verbessert werden. Die folgende Abbildung zeigt eine Schaltung mit Naturumlaufkessel.

### BiFuelCycle Solar (BFC-S)

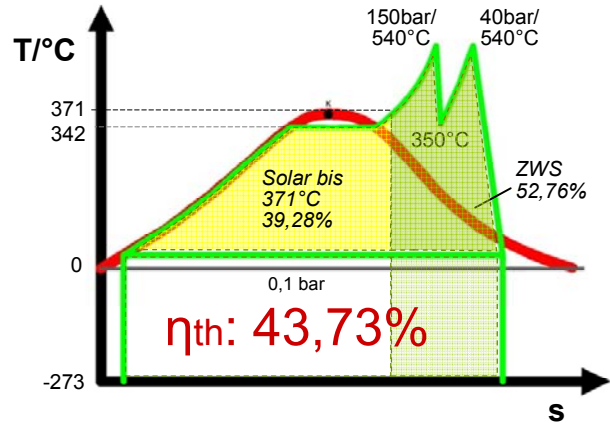
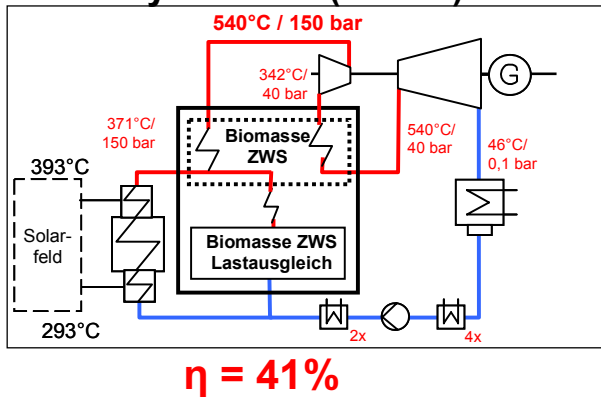


Abbildung 39: Konzeptstudie BiFuelCycle® SolarBenson I (0,1 bar)

Bei dem BiFuelCycle® SolarBenson Konzept mit überkritischem Zwangsdurchlaufkessel wird im Kondensationsbetrieb ein Wirkungsgrad von > 43% erzielt. Die Abwärme kann als Prozessdampf bzw. Prozesswärme abgegeben werden. Besonderer Vorteil des Benson-Kessels ist neben dem höheren Wirkungsgrad eine flexiblere Fahrweise entsprechend Sonneneinstrahlung und Energiebedarf, eine Teillast mit bis zu 20% ist möglich. Durch die Verwendung der BiFuelCycle®-Technologie mit ZWS-Feuerung kann neben der Verbesserung des Wirkungsgrades durch Dampfüberhitzung in Verbindung mit einem Solarthermiekraftwerk auch ein Lastausgleich mit der lagerfähigen Biomasse durchgeführt werden. Eine bedarfsorientierte Energieversorgung kann trotz Sonnenenergieschwankungen über den Tagesverlauf erfolgen.

### BiFuelCycle SolarBenson I (0,1 bar)

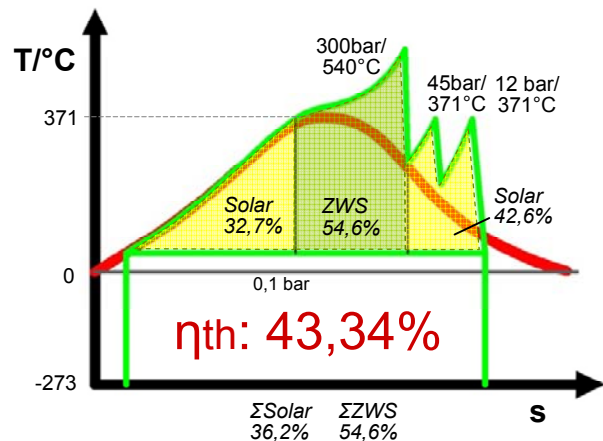
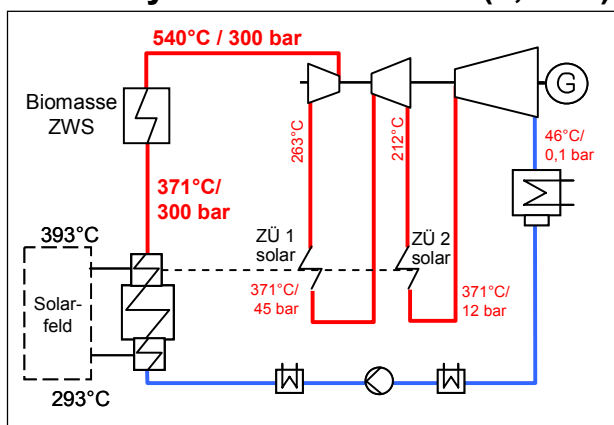


Abbildung 40: Konzeptstudie BiFuelCycle® SolarBenson I (0,1 bar)



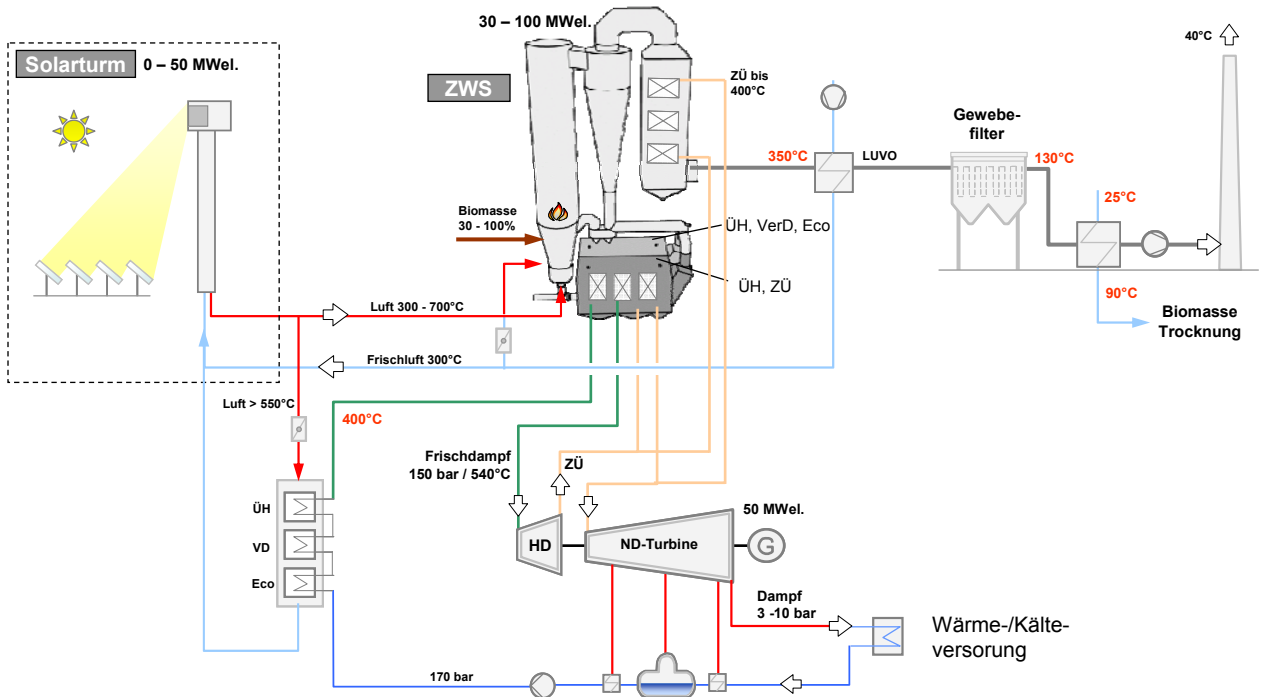


Abbildung 41: Konzeptstudie BiFuelCycle® SolarBenson I, Biomasse Nord

Neben der Dampfüberhitzung von solar erzeugtem Dampf kann zusätzlich die Frischluft für die ZWS-Verbrennung über Solartürme auf bis zu 1.000°C vorgewärmt werden, der Biomassebedarf zur Überhitzung kann somit wesentlich gesenkt werden.

### BiFuelCycle SolarBenson II (0,35bar)

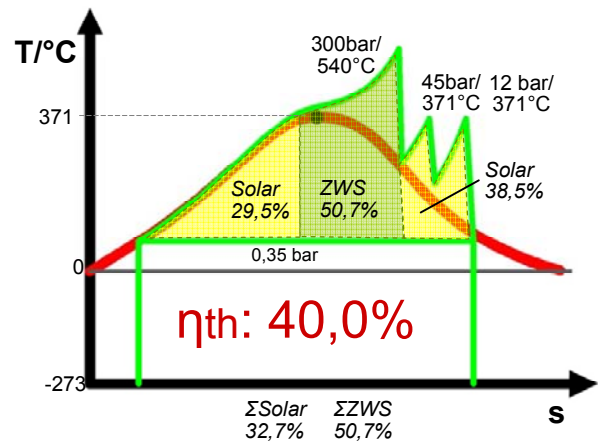
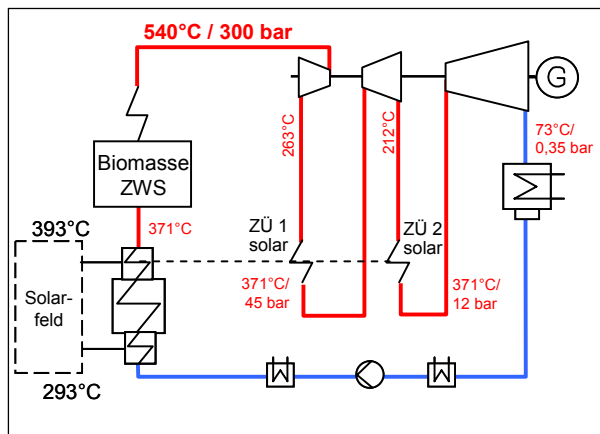


Abbildung 42: Konzeptstudie BiFuelCycle SolarBenson II (0,35 bar)

Die folgende Abbildung zeigt das Konzept in Kombination mit Solarer Meerwasserentsalzung (MED). Das erzeugte Frischwasser ist ausreichend zur Bewässerung für den Biomasse- Anbau, so dass auch die für die Zwischenüberhitzung verwendete Biomasse lokal erzeugt werden kann.

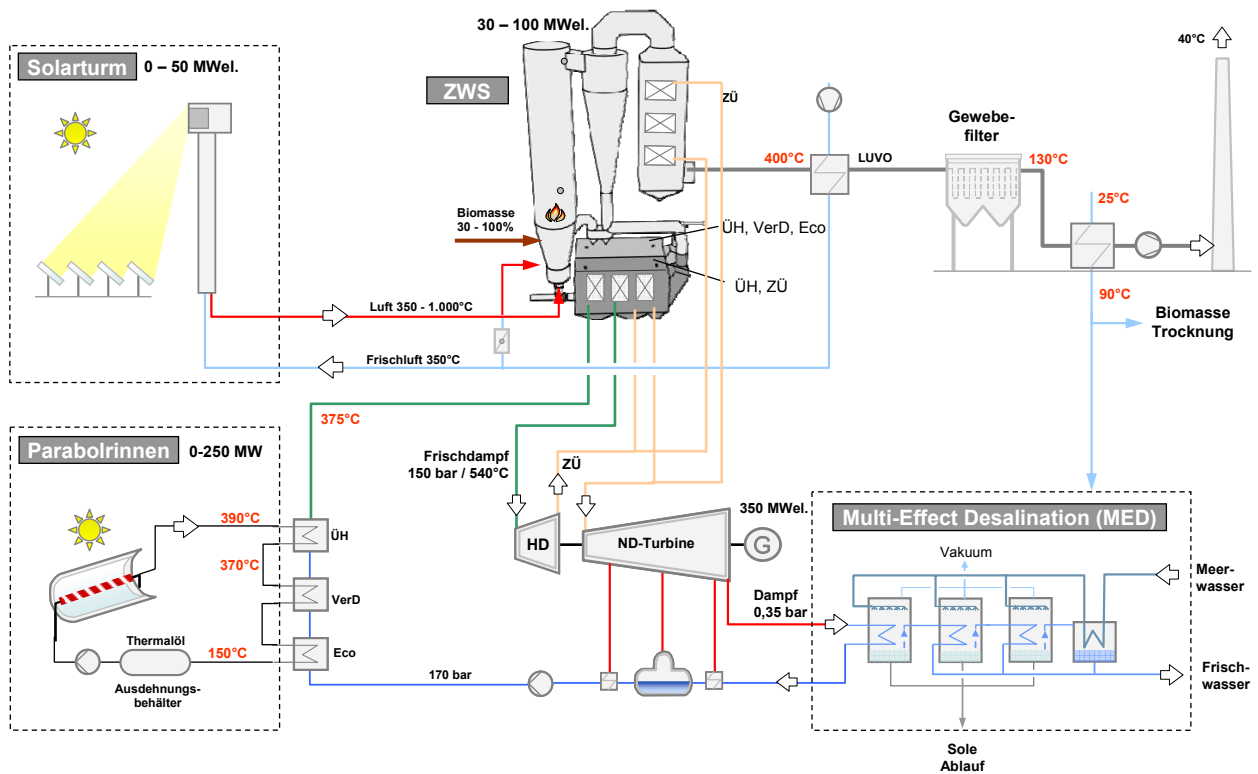


Abbildung 43: Konzeptstudie BiFuelCycle SolarBenson II, Biomasse Süd

Mit BiFuelCycle<sup>®</sup>-Solar sind elektrische Wirkungsgrade für Biomasse von ca. 50% elektrisch und für Solarenergie mit Berücksichtigung des Absorberwirkungsgrades von > 25% elektrisch möglich. Für zentrale Großanlagen ist die Solarthermie der Photovoltaik weit überlegen.

## 5 Ausblick

Die mehrstufige Dampfüberhitzung ist nicht nur eine technische Finesse, sie ist der Schlüssel für die wirtschaftliche Konkurrenzfähigkeit ressourcenarmer Staaten.

Mit dem BiFuelCycle<sup>®</sup>-Verfahren können nicht nur die Wirkungsgrade von Kernkraftwerken und Abfallbehandlungsanlagen wesentlich gesteigert werden, sondern auch der Wirkungsgrad von Solarthermiekraftwerken.

## 6 Literaturverzeichnis

- [1] AZN: Combination of a Waste Incineration Plant and a Combined Cycle Power Plant. Projektdarstellung in: European Commission/Bioenergy/Successful projects. 1999. Download: [http://ec.europa.eu/energy/res/sectors/doc/bioenergy/incineration/02bm\\_349\\_93.pdf](http://ec.europa.eu/energy/res/sectors/doc/bioenergy/incineration/02bm_349_93.pdf), Stand: 14.08.2008
- [2] Bell, R.: Siemens-Vorlesung Dampfturbinen an der Ruhr-Universität Bochum, 2002
- [3] Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, Arbeitsgemeinschaft Energiebilanzen: Primärenergieverbrauch nach Energieträgern, Stand: Dez. 2007. Download: <http://www.bmwi.de/BMWi/Redaktion/PDF/P-R/primaenergieverbrauch-2007-grafiken,property=pdf,bereich=bmwi,sprache=de,rwb=true.pdf>, Stand: 14.08.2008
- [4] Fischer, B.: Energieeffizienz des Müllheizkraftwerkes Mainz. In: Thomé-Kozmiensky, K. J. (Hrsg.): Optimierung der Abfallverbrennung 2. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, März 2005, S. 565-578. Download: [http://www.mhkw-mainz.de/downloads/565\\_578\\_Fischer.pdf](http://www.mhkw-mainz.de/downloads/565_578_Fischer.pdf), Stand: 30.06.2008



- [5] Franke, J.; Kral, R.: Supercritical boiler technology for future market conditions. In: Parsons 2003 Conference, Dublin, Oktober 2003. Download: [http://www.powergeneration.siemens.com/NR/rdonlyres/730E3949-DA35-471C-81CB-1D4F714D0F69/0/Parsons\\_2003.pdf](http://www.powergeneration.siemens.com/NR/rdonlyres/730E3949-DA35-471C-81CB-1D4F714D0F69/0/Parsons_2003.pdf), Stand: 13.08.2008
- [6] Franke, J.; Kral, R.; Wittchow, E.: Dampferzeuger für die nächste Kraftwerksgeneration - Gesichtspunkte zur Auslegung und zum Betriebsverhalten. In: VGB powertech 9/99. Essen: VGB PowerTech Service GmbH, Verlag technisch-wissenschaftlicher Schriften, September 1999, S. 40-45
- [7] Gohlke, O.: Verbesserungspotentiale der Energieeffizienz bei der Nutzung von Energie aus Abfall. In: 13. Fachtagung "Thermische Abfallbehandlung", München, 11./12.03.2008. Download: [http://www.thermische-abfallbehandlung.de/publ/Oliver\\_Gohlke\\_Verbesserungspotential\\_der\\_Energieeffizienz\\_V.pdf](http://www.thermische-abfallbehandlung.de/publ/Oliver_Gohlke_Verbesserungspotential_der_Energieeffizienz_V.pdf), Stand: 03.06.2008
- [8] Industcards: Gas Turbine and Combined-Cycle Power Plants in the Netherlands, Juni 2006, Download: <http://www.industcards.com/cc-netherlands.htm>, Stand: 14.08.2008
- [9] Industrieheizkraftwerk Andernach GmbH: Kurzbeschreibung gemäß § 4 Abs. 3 der 9. BImSchV. Download: [http://www.ihkw-andernach.de/template\\_loader.php?tplpage\\_id=9](http://www.ihkw-andernach.de/template_loader.php?tplpage_id=9) Stand: 27.05.2008
- [10] Leithner R.; Niehaus G.: Operating Experiences with Burning of Wood Waste in a Special Designed Circulating Fluidized Bed In: 9th International Conference on Circulating Fluidized Beds, May 13-16, 2008 Proceedings of the CFB-9, Hamburg, 2008
- [11] Leithner, R. Überkritische Dampferzeuger; Auslegungskriterien und Betriebserfahrungen in: BWK Bd. 36 Nr. 3.,1984, S. 71-82
- [12] Leithner, R.: Solar- und Niedertemperaturwärme-Kombianlage-Solico, Patentschrift, DE 19652349 C2, Veröffentlicht: 22.04.1999
- [13] Lorey, H.; Scheffknecht, G.: Zwangsdurchlaufdampferzeuger mit hohen Dampfparametern. In: BWK Bd. 52 Nr.1/2, 2000,
- [14] Morin, G.; Platzer, W.; Strelow, M.; Leithner, R.: Techno-economic system simulation and optimization of solar thermal power plants. In: IEA-SolarPACES, Las Vegas, 2008
- [15] MVV Umwelt GmbH: Umweltgerechte Energie durch sichere thermische Entsorgung. Download: [http://www.mvv.de/firstspirit/konzernportal/media/downloads/brosch\\_ren/mhkw\\_mannheim\\_0107.pdf](http://www.mvv.de/firstspirit/konzernportal/media/downloads/brosch_ren/mhkw_mannheim_0107.pdf), Stand: 06.06.2008
- [16] NV Afalverbranding Zuid-Nederland (AZN): AZN gewinnt aus Abfällen erneuerbare Energie. Firmeninformationen
- [17] Schu, R., Niestroj, J.: Anlagenauslegung, Brennstoffbeschaffung und Qualitätssicherung für Abfallverbrennungsanlagen. In: Thomé-Kozmiensky (Hrsg.): Energie aus Abfall 2, Neuruppin: TK Verlag, 2007, S.319-344
- [18] Schu, R.: Verfahren und Vorrichtung zur Erzeugung von überhitztem Dampf. Offenlegungsschrift, WO 2007/014538 A2, Veröffentlicht: 08.02.2007
- [19] Schu, R.; Born, M.: Erhöhung der Energieeffizienz bei Abfallverbrennungsanlagen durch Prozessführung und Anlagenschaltung. In: Thomé-Kozmiensky, K. J.; Beckmann, M. (Hrsg.): Optimierung der Abfallverbrennung 3. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, März 2006, S. 283-326.
- [20] Senternovem: Integratie van een AVI met een warmte/kracht-installatie. Download: [http://www.senternovem.nl/mja/projecten/projecten\\_energie-efficiency/integratie\\_van\\_een\\_avi\\_met\\_eeen\\_warmte\\_kracht-installatie.asp](http://www.senternovem.nl/mja/projecten/projecten_energie-efficiency/integratie_van_een_avi_met_eeen_warmte_kracht-installatie.asp) Stand: 14.08.2008
- [21] Strand, T.: Enhanced power and heat generation from biomass and municipal waste. In: Power Gen Europe 2005, Milan, Italy

- [22] Thomé, E.; Faatz, R.; Schäfers, W.: Optimierung des Verbrennungsverhaltens der AVI Moerdijk. In: Thomé-Kozmiensky, K. J. (Hrsg.): Reformbedarf in der Abfallwirtschaft. Neuruppin: TK Verlag Karl Thomé-Kozmiensky, Mai 2001, S. 737-748
- [23] Von Roll Umwelttechnik AG: AVI Moerdijk. Download: [http://www.aee-von-roll-inova.ch/var/aeeweb\\_site/storage/original/application/b76952d75b1f4d3941c0759754707a57.pdf](http://www.aee-von-roll-inova.ch/var/aeeweb_site/storage/original/application/b76952d75b1f4d3941c0759754707a57.pdf), Stand: 03.06.2008