

**Exkursion:
Nossener Brücke
DREWAG
08.06.09
13:30 Uhr
Öderaner Str. 21
Eingang HKW (Wache)**

Dresden, 11.05.2009

**Exkursion:
STEAG-Holz-HKW
??..??..08
Dresden Niedersedlitz
Uhr Am Lugaer Graben 18
Eingang HKW**

Dresden, 13.05.2009

Rechengang für den nicht vereinfachten Prozess (Massestrom nicht konstant)

Mit Parametern, die bei Optimierungsrechnungen als Eingangswerte für die Iteration anzusehen sind, werden die Anzapfdrücke bestimmt.

Sie sind durch die abhängig von:

- Speisewassertemperaturen der einzelnen Vorwärmstufen,
- die Grädigkeiten,
- Vorwärmstellungen und die Druckverluste in den Leitungen
Turbine-Vorwärmer gegeben.

Die Anzapfungen werden aus den Energiebilanzen der einzelnen Vorwärmer berechnet. Es wird dazu definiert:

$$\mu = \frac{\dot{m}_{\text{Ani}}}{\dot{m}_{\text{F}}}$$

relativer Anzapfmassenstrom = Dampfmassenstrom aus der Anzapfung i
Frischdampfmassenstrom am Eintritt in die Dampfturbine

Rechengang für den nicht vereinfachten Prozess

Die Energiebilanzen der einfachen Vorwärmerschaltungen (z.B. mit Pumpen) lauten:

Vorwärmer 1: $\mu_1 \cdot h_1 + (1 - \mu_1) hw_2 = hw_1$

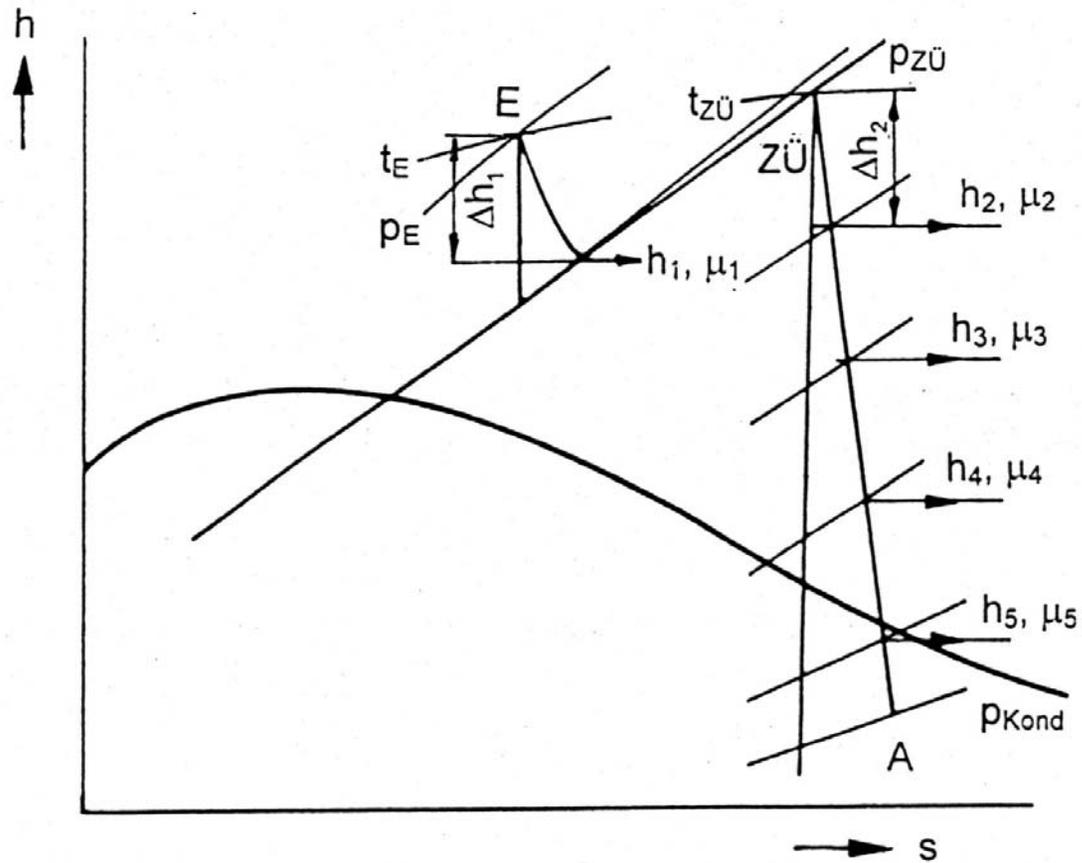
Vorwärmer 2: $\mu_2 \cdot h_2 + (1 - \mu_1 - \mu_2) hw_3 = (1 - \mu_1) \cdot hw_2$

Vorwärmer n: $\mu_n \cdot h_n + \left(1 - \sum_{i=1}^n \mu_i \right) \cdot hw_n$

Sind Pumpen mit großer Druckerhöhung in die Vorwärmstrecke eingebunden, so ist, wie z.B. bei der Speisepumpe die Enthalpieerhöhung zu beachten:

$$\Delta h_p^{VW_3} \text{ mit } \Delta h_p = \frac{V \cdot \Delta p}{\eta_p}$$

Beispiel für den nicht vereinfachten Prozess



Rechengang für den nicht vereinfachten Prozess

Da alle Enthalpien bekannt sind, können die Werte $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n$ berechnet werden. (In Sonderfällen sind Iterationsschritte erforderlich).

Die auf die Masseneinheit des Frischdampfstromes bezogene **innere Turbinenarbeit** ergibt sich aus der Summe der Anteile der einzelnen Turbinenabschnitte.

$$\begin{aligned} |w_{iT}| &= 1 \cdot \Delta h|_1^E + (1 - \mu_1) \cdot \Delta h|_2^{ZÜ} + (1 - \mu_1 - \mu_2) \cdot \Delta h|_3^2 \\ &+ (1 - \mu_1 - \mu_2 - \mu_3) \cdot \Delta h|_4^3 + (1 - \mu_1 - \mu_2 - \mu_3 - \mu_4) \cdot \Delta h|_5^4 \\ &+ \left(1 - \sum_{i=1}^5 \mu_i\right) \cdot \Delta h|_A^5 \end{aligned}$$

Werden zusätzliche Mengenströme, z.B. für die Wärmeversorgung oder für den Antrieb einer Speisepumpe durch eine Dampfturbine angezapft, so sind sie hier zu berücksichtigen.

Rechengang für den nicht vereinfachten Prozess

Die spezifische elektrische Arbeit an den Generatorklemmen ist dann:

$$P_{\text{Gen brutto}} = |w_e| \cdot \dot{m}_E = m_E \cdot \eta_m \cdot \eta_{\text{Gen}} \cdot |w_{iT}|$$

Damit kann der Frischdampfmassenstrom bei vorgegebener Generatorleistung berechnet werden. Wird der Eigenbedarf des Kraftwerkes P_{Eig} auf die Generatorleistung P_{Gen} bezogen, so ist der Eigenbedarfswirkungsgrad

$$\eta_{\text{Eig}} = 1 - \frac{P_{\text{Eig}}}{P_{\text{Gen}}}$$

und ist er nicht nur durch Dampfturbinenantriebe (mit Berücksichtigung der Anzapfungen im Wärmeschaltplan) realisiert, so gilt für die Generator-Netto-Leistung:

$$P_{\text{Gen netto}} = P_{\text{Gen brutto}} \cdot \eta_{\text{Eig}}$$

Rechengang für den nicht vereinfachten Prozess

$$P_{\text{Gen netto}} = \eta_m \cdot \eta_{\text{Gen}} \cdot \eta_{\text{Eig}} \cdot |w_{\text{iT}}| \cdot \dot{m}_E$$

Die je Masseneinheit Frischdampf dem Prozess zugeführte Wärmemenge ist:

$$\dot{q} = (h_E - hw_1) + (1 - \mu_1) \cdot (h_{\text{ZÜ}} - h_1)$$

bzw. der im Dampferzeuger zugeführte Wärmemengenstrom:

$$\dot{Q} = \dot{m}_E \cdot q = \dot{m}_E \cdot (h_E - hw_1) + \dot{m}_E (1 - \mu_1) \cdot (h_{\text{ZÜ}} - h_1)$$

Es gilt gleichzeitig:

$$\dot{Q} = \dot{m}_E \cdot \dot{q} = \eta_{\text{DE}} \cdot \dot{m}_{\text{Br}} \cdot H_u$$

Rechengang für den nicht vereinfachten Prozess

Damit kann der Netto-Wirkungsgrad des Kraftwerkes angegeben werden.

$$\eta_{\text{netto}} = \frac{P_{\text{Gen netto}}}{\dot{m}_{\text{Br}} \cdot \dot{Q}_i}$$

Der spezifische Wärmeverbrauch des Kraftwerkes ist :

$$w_{\text{el}} = \frac{3600}{\eta_{\text{netto}}} \quad \text{in} \quad \left| \frac{\text{kJ}}{\text{kWh}} \right|$$

Beispiel für den nicht vereinfachten Prozess

Beispiel: 100 MW-Kondensationskraftwerke

$$p_E = 16,6 \text{ MPa}, \quad t_E = 530^\circ\text{C}$$

$$p_{z0} = 3,6 \text{ MPa}, \quad t_{z0} = 535^\circ\text{C}$$

$$p_{\text{Kond}} = 0,007 \text{ MPa},$$

$$t_{\text{sp}} = 244^\circ\text{C}, \quad n = 7 \text{ Vorwärmstufen}$$

Es ergibt sich die spezifische elektrische Arbeit des Kreisprozesses

$$|w_{\text{el}}| = \left(\sum_{i=1}^7 (1 - \mu_i) \cdot \Delta h_i - \Delta h_{\text{sp-p}} \right) \eta_m \cdot \eta_{\text{Gen}} \cdot \eta_{\text{RL}} = 1202 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

mit $\eta_m \cdot \eta_{\text{Gen}} \cdot \eta_{\text{RL}} = 0,96$.

Die Frischdampfmenge beträgt $\dot{m}_E = 83,2 \text{ kg/s}$.

Beispiel für den nicht vereinfachten Prozess

Wird der Eigenbedarf $\eta_{Eg} = 0,93$ berücksichtigt, so lassen sich berechnen

$$\dot{m}_E = 89,45 \text{ kg/s} \quad (= 322.000 \text{ kg/h})$$

$$\dot{m}_{\text{Kond}} = \dot{m}_E \left(1 - \sum_{i=1}^7 \mu_i\right) = \dot{m}_E (1 - 0,3) = 62,5 \text{ kg/s}$$

Die zugeführte Wärme beträgt $\dot{Q}_{Zu} = \dot{m}_{Br} \cdot H_u$,

der Brennstoffbedarf $\dot{m}_{Br} = 38,74 \text{ kg/s}$

bzw. der spezifische Wert $b = 1,39 \text{ kg/kWh}$.

Der spezifische Dampfverbrauch ist $3,22 \text{ kg/kWh}$.

Der spezifische Wärmeverbrauch (Brennstoff-Generatorklemme mit Berücksichtigung Eigenbedarf)

$$w_{\text{netto}} = 11.160 \text{ kJ/kWh} \quad \text{und}$$

$$\eta_{\text{netto}} = 0,323 \quad \text{bzw.}$$

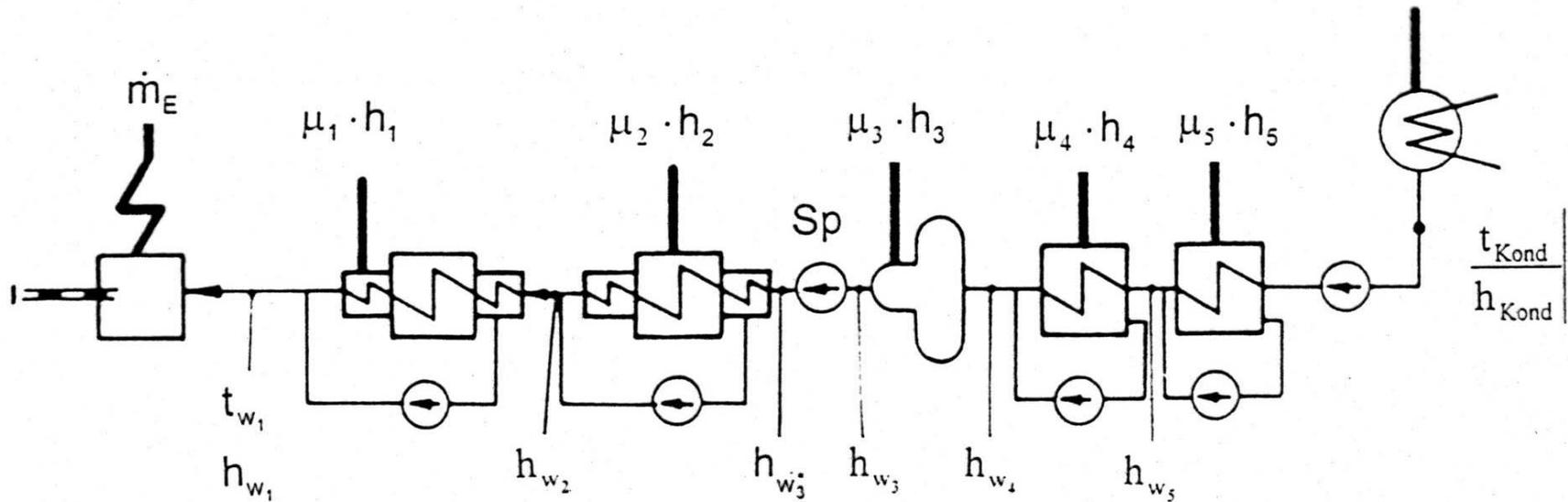
$$w_{\text{brutto}} = 10380 \text{ kJ/kWh} \quad \text{und} \quad \eta_{\text{brutto}} = 0,347.$$

(Die auf die Turbine bezogenen Werte (ohne Beachtung η_{DE}, η_{Eg})

betragen $|w_{\text{elTurb.}}| = 8490 \text{ kJ/kWh}$; $\eta_{\text{elTurb.}} = 0,424$

Rechengang für den nicht vereinfachten Prozess

$$\dot{m}_{\text{Kond}} = \dot{m}_{\text{E}} \left(1 - \sum_{i=1}^n \mu_i\right)$$



t_{w_1} – Speisewasserendtemperatur; $\Delta h_p / \frac{w_3}{w_3} = \frac{\Delta p_{\text{Sp}} \cdot v}{\eta_p}$

Erhöhung des Kraftwerkswirkungsgrades durch Prozessverbesserung

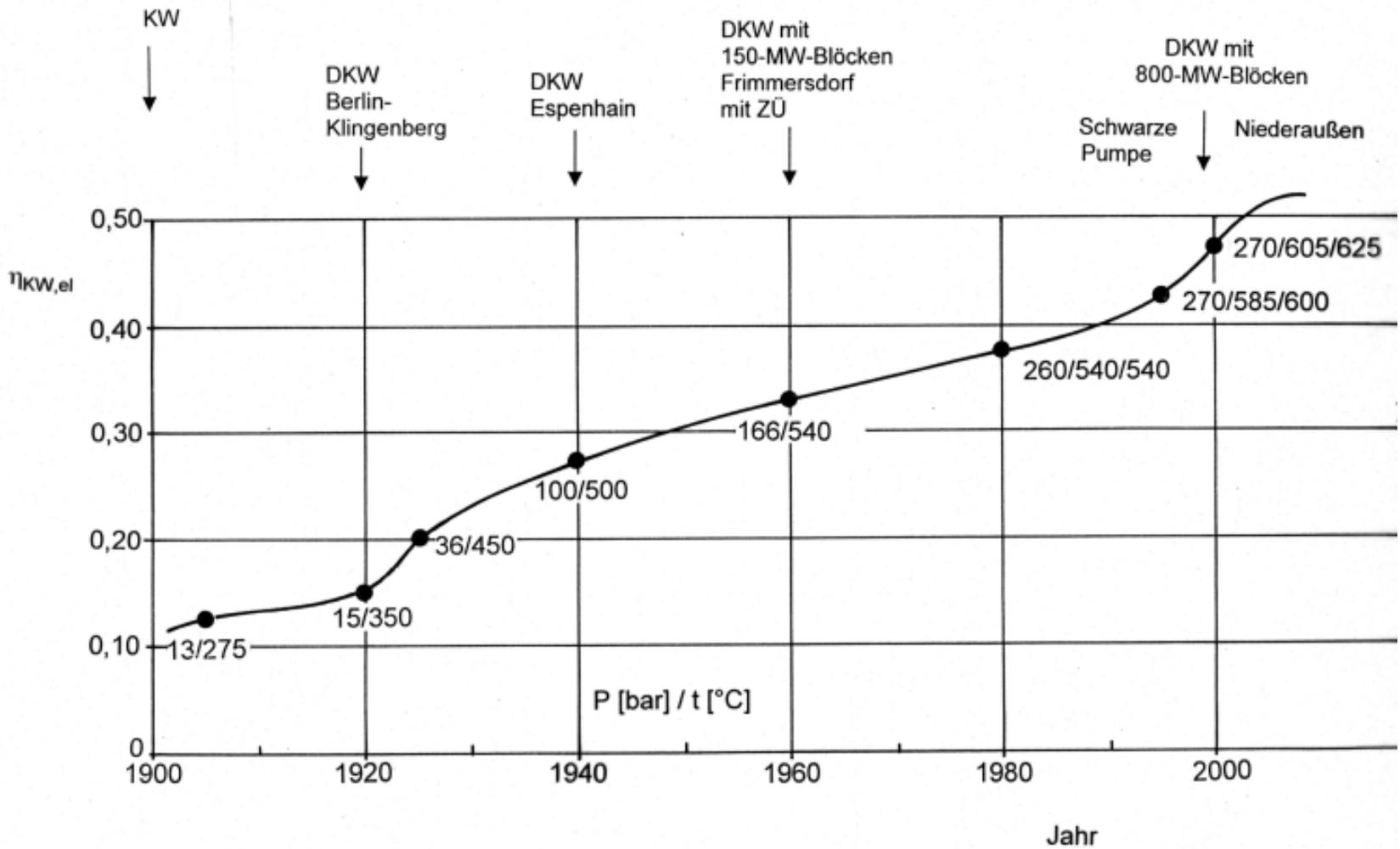
- **Dampfparameter**
 - Überhitzung (Werkstoff-Entwicklung)
 - Zwischenüberhitzung
- **Vorwärmung**
- „Kaltes“ Ende – Kondensatdruck
- Wirkungsgrade
- prozessinterne Kohletrocknung

Die zeitliche Entwicklung verläuft zu überkritischen Frischdampfparameter. Durch prozessinterne Kohletrocknung ist z.B. eine weitere Steigerung des Kraftwerkswirkungsgrades bei Rohbraunkohle möglich.

Die einzelnen Einflussgrößen sind stark ausgeprägt:

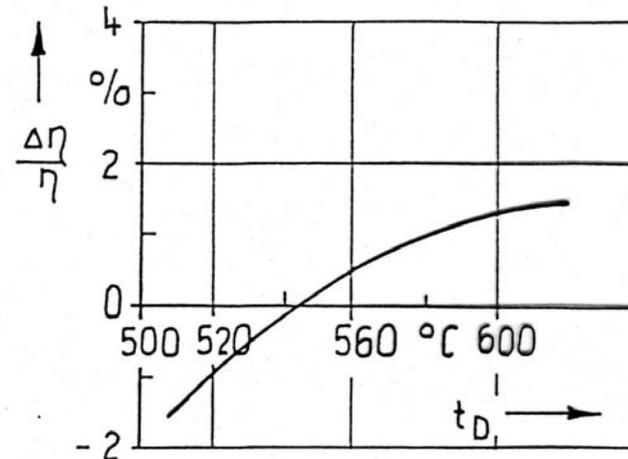
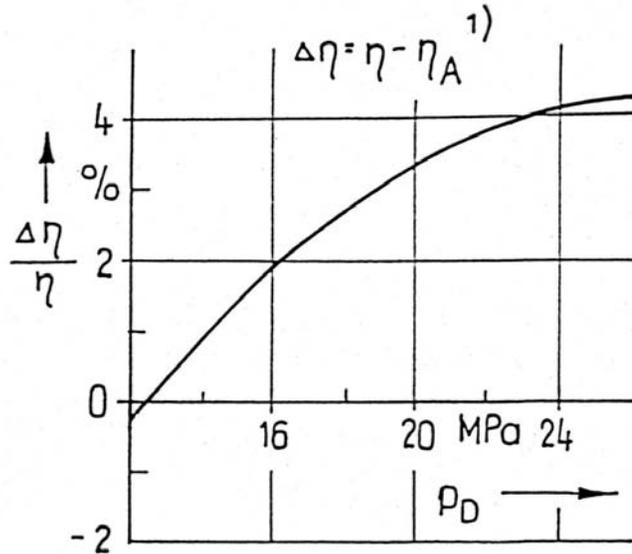
- **Frischdampfparameter**
- **regenerative Speisewasservorwärmung** und
- **Kaltes Ende.**

Parameterentwicklung

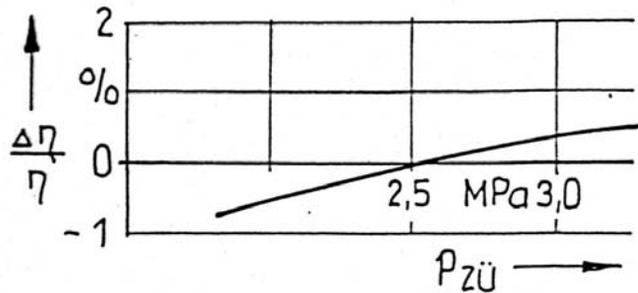


Wirkungsgraderhöhung bei mittleren Dampfparametern Kraftwerksleistung 200 MW (elektrisch)

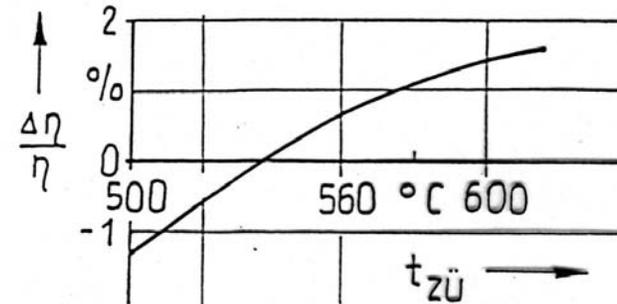
Frischdampfdruck p_D

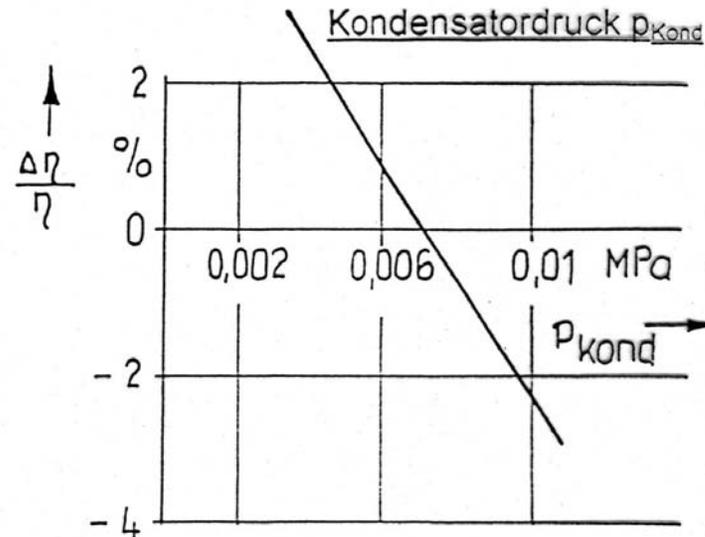
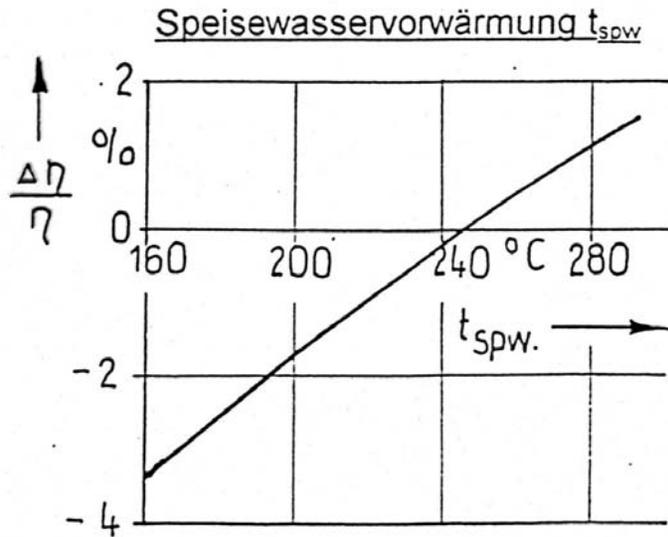


ZÜ - Druck $p_{ZÜ}$



ZÜ - Temperatur $t_{ZÜ}$



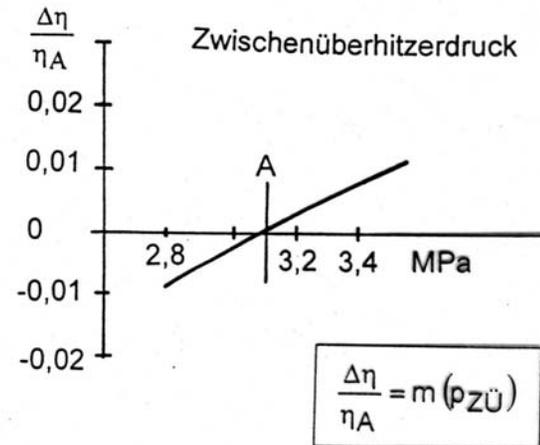
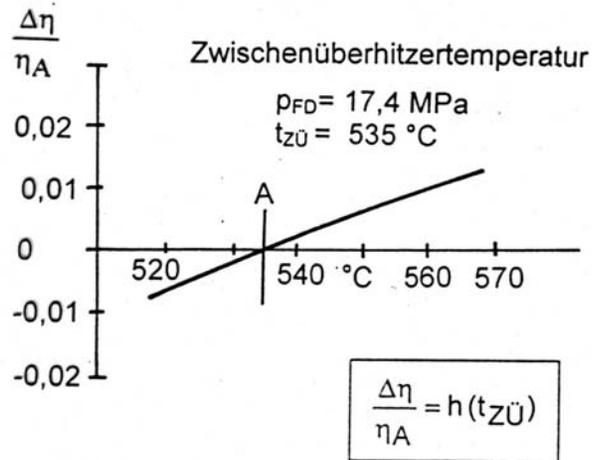
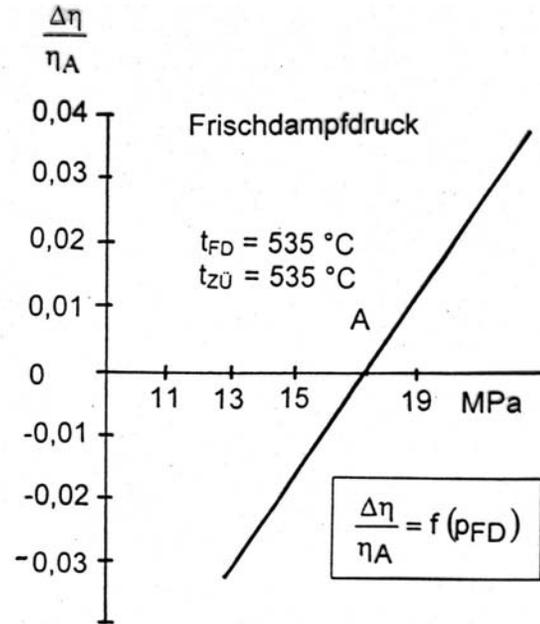
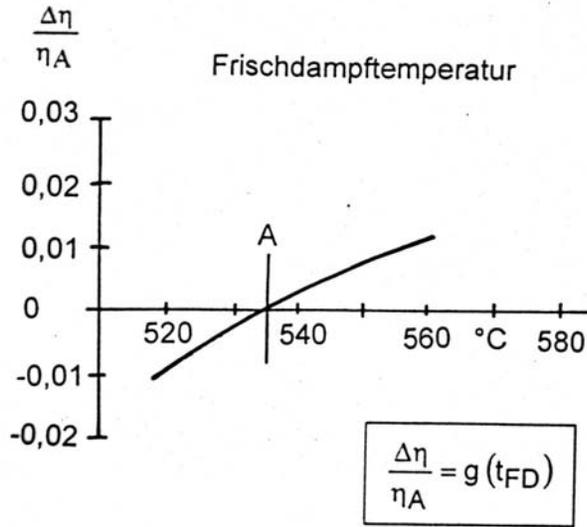


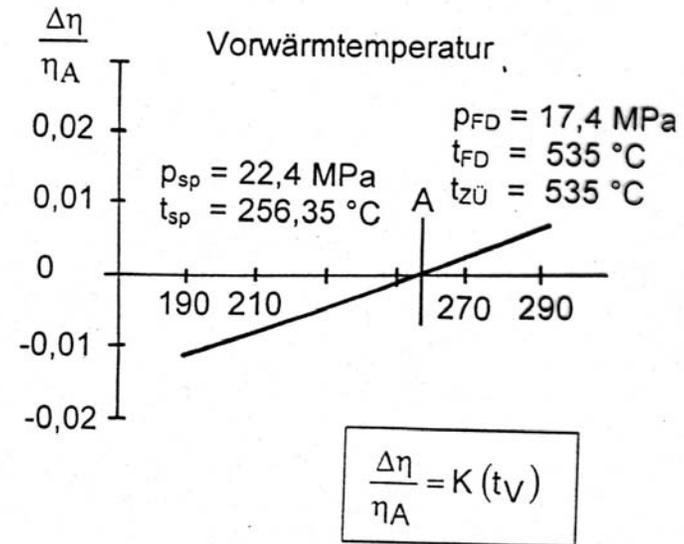
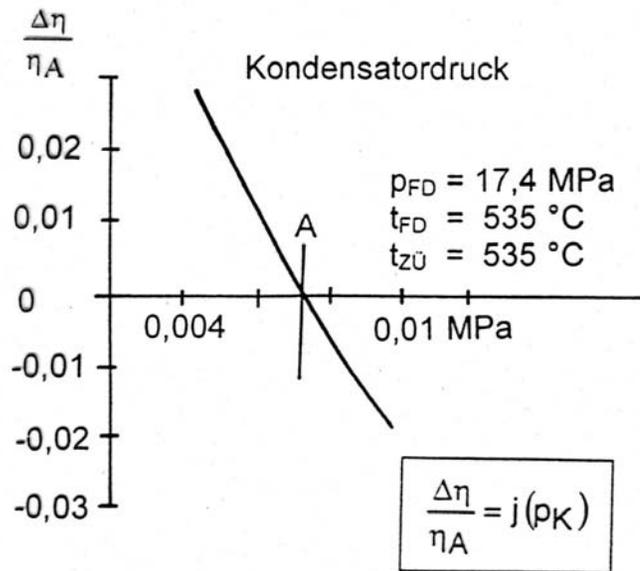
1) Ausgangsdaten: $p_D = 12,7 \text{ Mpa}$, $t_D = 545 \text{ °C}$
 $p_{zÜ} = 2,5 \text{ Mpa}$, $t_{zÜ} = 535 \text{ °C}$
 $t_{spw} = 245 \text{ °C}$, $p_{Kond} = 0,007 \text{ MPa}$

mittlere Dampfparameter

$P_{el} = 200 \text{ MW}$

500 MW Kondensationsblock

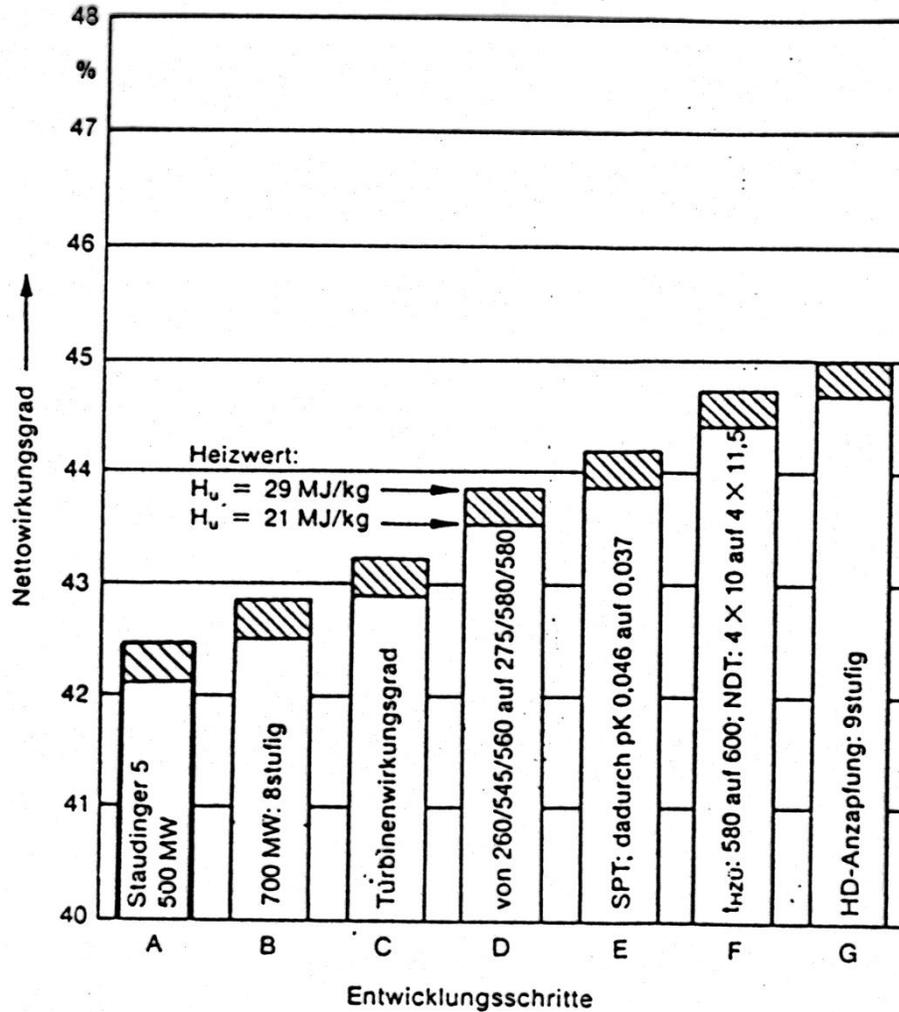




Wirkungsgrad – Sensibilität

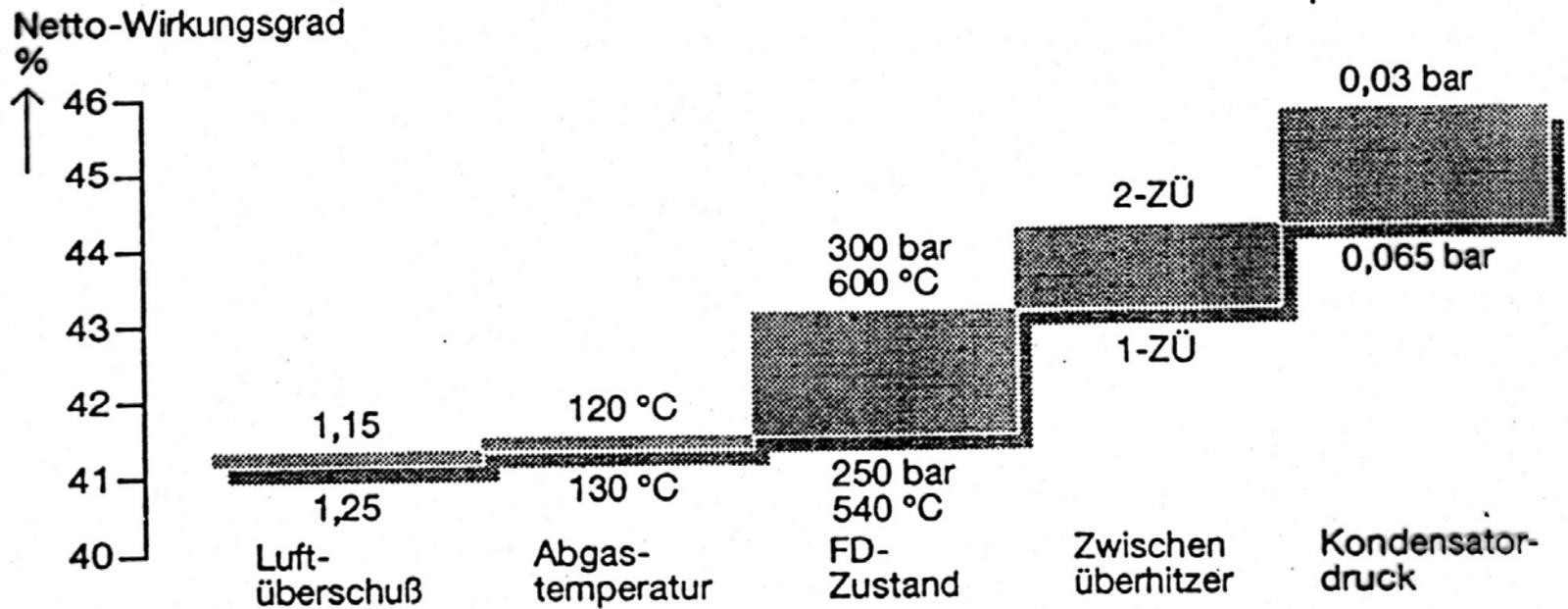
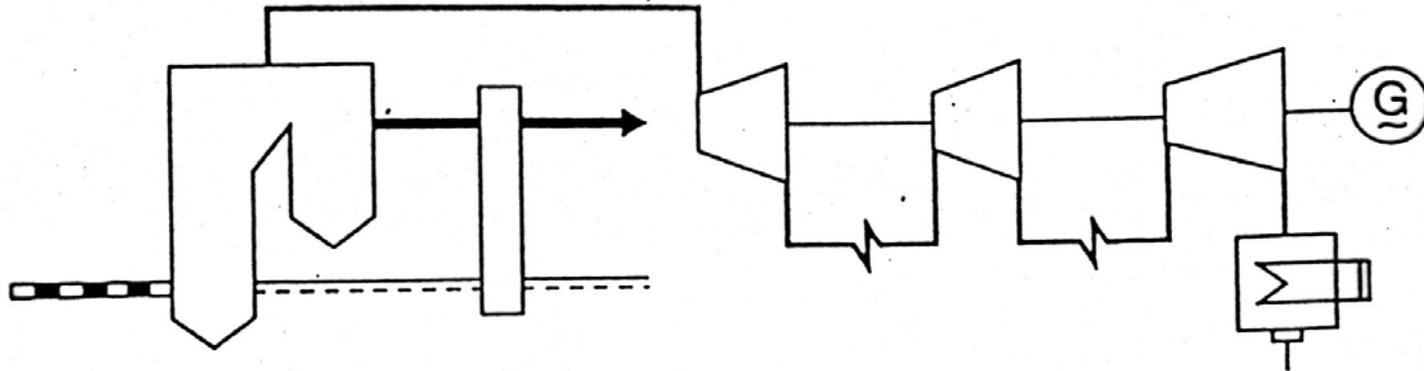
500 MW-Kondensations-Block
Auslegung: 17,4 MPa / 535/535 °C
0,0064 MPa / $t_v = 255 \text{ °C}$

Steigerung des Wirkungsgrades



Entwicklung des Nettowirkungsgrades.

Wirkungsgrad Kohlekraftwerk (bis 45 %)



Braunkohleblock mit optimierter Anlagentechnik (BoA) Niederaußem, RWE

Elektrische Leistung	MW	1012 (965 netto)
Dampferzeugung	t/h	2620
Dampfparameter	bar/°C	274/580
Kohleeinsatz	t/h	807
Wirkungsgrad	%	45
Betriebsstunden	h/a	8000
Stromerzeugung	Mrd. kWh	7,6
Höhe Kesselhaus	m	172
Höhe Kühlturm	m	200
Investition	Mrd. €	1,4
Inbetriebnahme	Jahr	2002

Aufbau und Beispiele

Aufbau des Dampfkraftwerkes

Der Aufbau des Kraftwerks-Systems wird von den Hauptanlagen

- Dampferzeuger
- Dampfturbine und Generator
(einschließlich Speisewasservorwärmung)
- Kühlsystem und

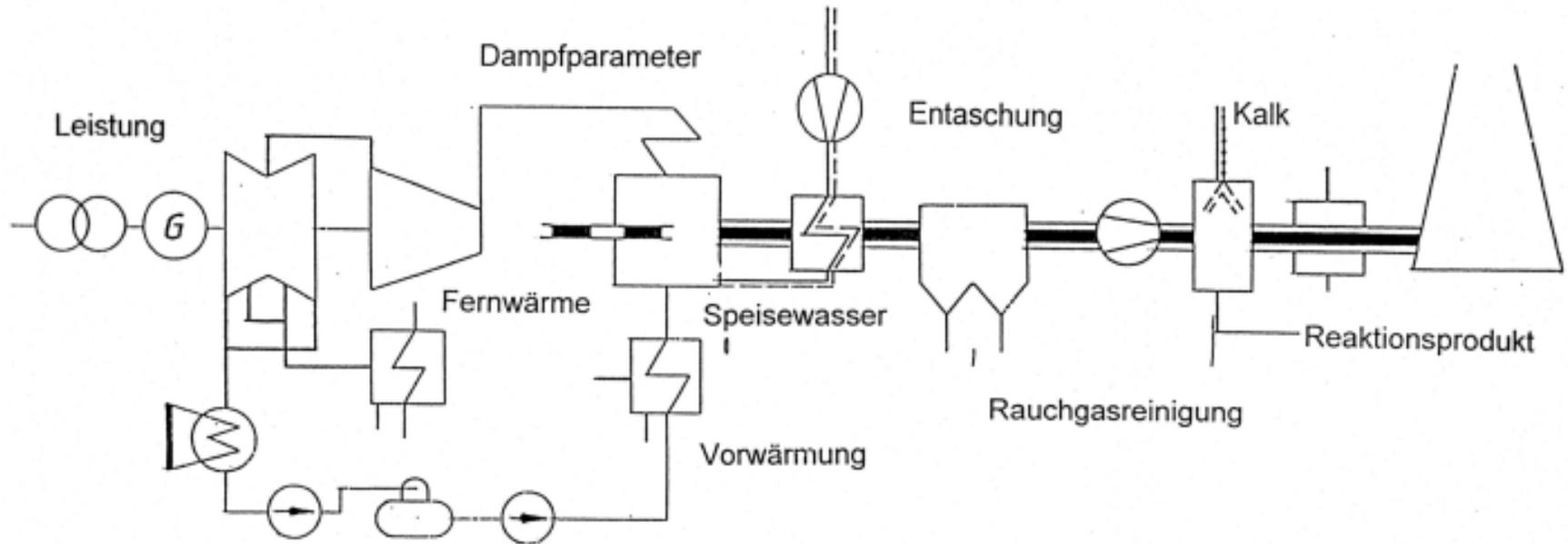
die Nebenanlagen Brennstoff- und Aschesystem

- Rauchgasreinigung
- Schmierölsystem
- u.a.

bestimmt.

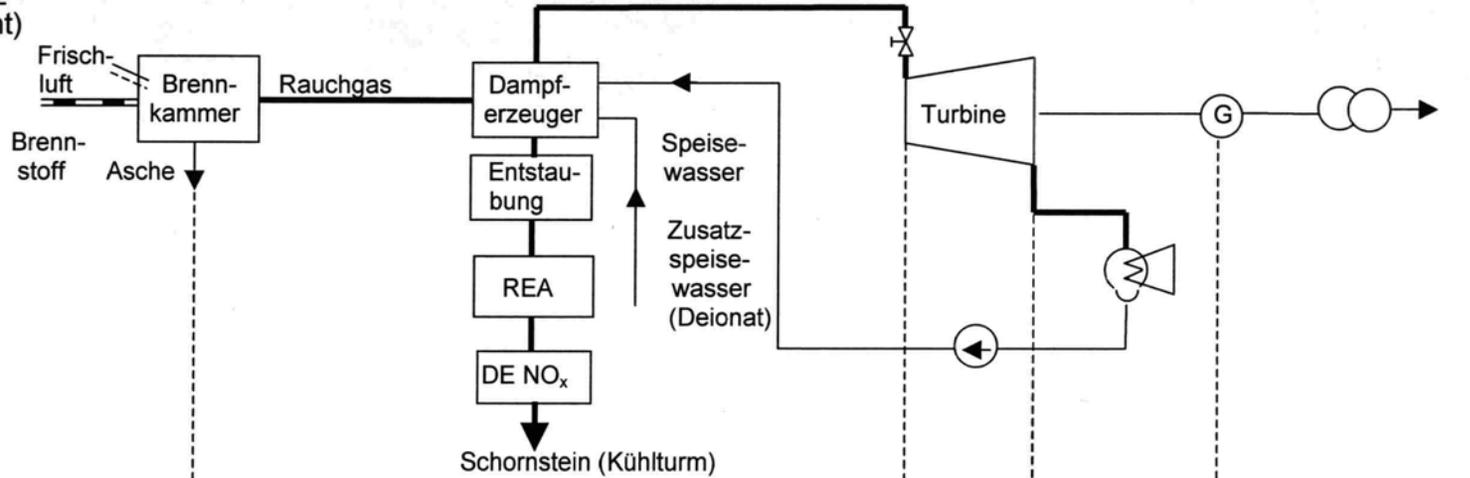
**Dem entspricht auch die Bauzeit von 2-3 Jahren und
die spezifischen Investitionskosten von 900 bis 1200 €/kW.**

Allgemeiner Aufbau



Haupt- und Nebenanlagen

Anlagenschema:
(stark vereinfacht)



Hauptanlagen :



Nebenanlagen:



Schwarze Pumpe



Aufstellungsplan Kraftwerk Lippendorf



- 1 Kommunikationszentrum
- 2 Hauptschaltgebäude
- 3 Umspannstation Block R
- 4 Maschinenhaus
- 5 Kesselhaus Block R
- 6 E-Filter Block R
- 7 Saugzulanlagen Block R
- 8 RG-Entschwefelung Block R
- 9 Kühlturm
- 10 Heizölbehälter
- 11 Gipslagerhalle
- 12 Silogebäude
- 13 Gipskartonplattenwerk
- 14 Nebenschaltanlagegebäude
- 15 Wasseraufbereitung
- 16 Kohlezwischenbunker
- 17 Lager und Werkstatt
- 18 Ausbildungsstätte
- 19 Kantine
- 20 Klärschlammannahme
- 21 Parkplätze

Technische Daten

Gesamtanlage	
Elektrische Leistung (bei 100% Blocklast, 500 t/h Prozeßdampf und 60 MW _{th} Fernwärmeauskopplung je Block)	2 x 749,5 MW (brutto) 2 x 702,3 MW (netto)
Fernwärmeauskopplung	2 x 60 MW _{th} (maximal 2 x 80 MW _{th})
Prozeßdampfauskopplung	2 x 500 t/h (maximal 2 x 800 t/h)
Wirkungsgrad	ca. 40 %
Brennstoffausnutzungsgrad	ca. 55 %
Brennstoff	Braunkohle

Dampferzeuger

Auslegungsbrennstoff – Heizwert	8800 kJ/kg
– Aschegehalt	3,9 %
– Wassergehalt	55,8 %
– Schwefelgehalt	0,8 %
– Brennstoffmenge je Dampferzeuger	785 t/h
Brennstoff für Zünd- und Stützfeuerung	Heizöl EL
Rauchgas-Volumenstrom	3349 444 m ³ /h i. N. _t
Feuerungswärmeleistung	1913 MW
Dampfleistung	2420 t/h
Dampfdruck – Dampferzeugeraustritt	260 bar
– Zwischenüberhitzastritt	54,7 bar
Dampf Temperatur – Dampferzeugeraustritt	547 °C
– Zwischenüberhitzeintritt	313 °C
– Zwischenüberhitzastritt	565 °C

Hilfsdampferzeuger

Dampfleistung je Kessel	100 t/h
Dampfparameter	16 bar/350 °C
Brennstoff	Heizöl EL

Dampfturbine

Bauart	vierehäusige Entnahme- Kondensationsturbine
Umdrehungszahl	3000 U/min
Dampf Temperatur/ Kondensatoreintritt	ca. 30 °C
Dampfdruck/Kondensatoreintritt	0,04 bar

Kühlturm

Bauart	Naßkühlturm mit Naturzug
Umlaufende Wassermenge	65 664 m ³ /h
Wassertemperatur Eintritt	26,4 °C
Wassertemperatur Austritt	18 °C
Höhe	141 m

Rauchgasreinigung

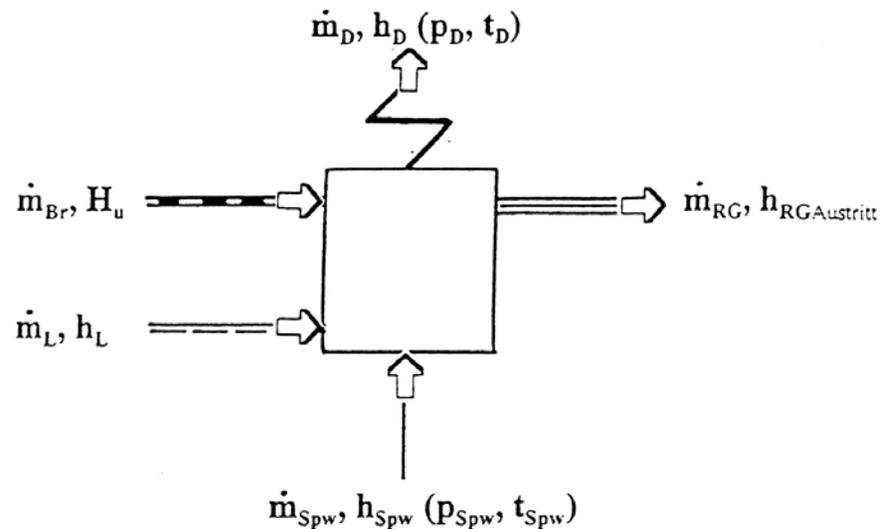
Entstaubung je Block	Elektrofilter
Stickoxid(NO _x)minderung	durch feuerungstechnische Maßnahmen
Entschwefelung	Kalksteinnaßwäsche
– Benötigte Kalksteinmenge	19 t/h
– Anfallende Gipsmenge	33,1 t/h
Naßasche, Schlacke	5 t/h
Trockenasche	26 t/h

Maximale Emissionen

Stickoxide (NO _x)	200 Milligramm/m ³
Schwefeldioxid (SO ₂)	400 Milligramm/m ³
Kohlenmonoxid (CO)	250 Milligramm/m ³
Fluorwasserstoff (HF)	2,5 Milligramm/m ³
Chlorwasserstoff (HCl)	7,5 Milligramm/m ³
Staub	50 Milligramm/m ³
Zulässiger Geräuschpegel (Immissionswerte)	40 dB (A) bzw. 45 dB (A)

Komponenten thermischer Kraftwerke; Dampferzeuger

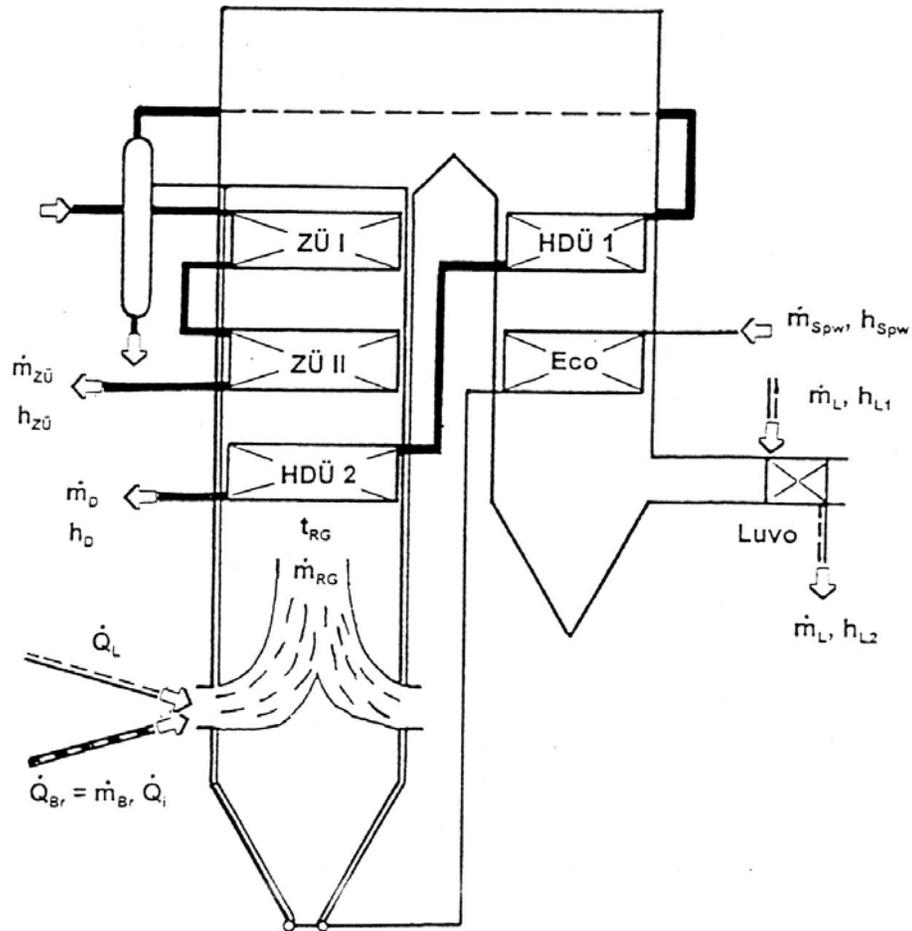
Im Dampferzeuger erfolgt die Wärmeübertragung durch Strahlung und Konvektion von den bei der Verbrennung erzeugten Rauchgasen an das im Drucksystem fließende Speisewasser, das in Heißdampf (in Sonderfällen nur Sattdampf) durch die Wärmeaufnahme umgewandelt wird.



$$\dot{m}_D h_D - \dot{m}_{Spw} h_{Spw} = \eta_{DE} (\dot{m}_{Br} H_u + \dot{m}_L h_L)$$

mit der Annahme: $\dot{m}_D = \dot{m}_{Spw}$ und $p_D < p_{Spw}$

Dampferzeuger

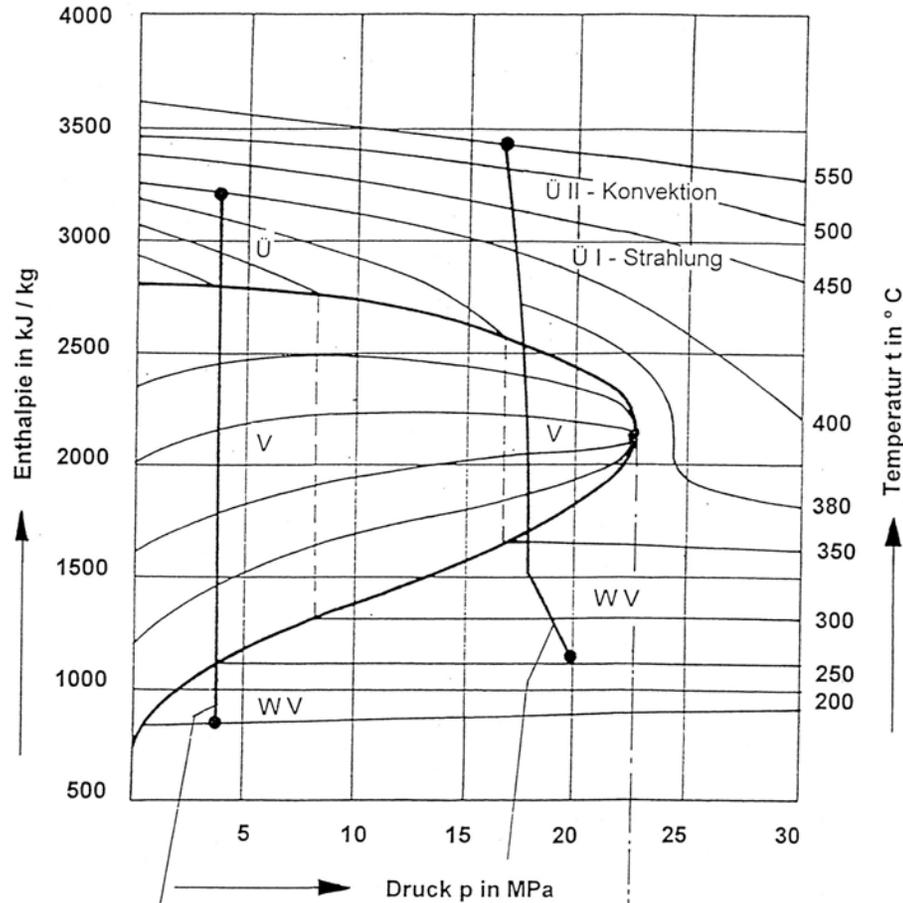


Dampferzeuger

Die Wärme der Rauchgase der Dampferzeuger soll an die Wasser- bzw. Wasserdampf führenden Rohre so übertragen werden, daß eine sichere Durchströmung der Druckteile des Dampferzeugers gewährleistet und der Werkstoff vor Übertemperaturen infolge ungenügender Wärmeabfuhr an die Wasser-Dampfseite geschützt wird.

Der Zustandsverlauf vom Vorwärmen des Speisewassers bis zur Siedetemperatur, über das Verdampfen zum Überhitzen ist im Enthalpie (h) - Druck (p) - Diagramm für Wasserdampf - dargestellt.

h-p-Diagramm



Niederdruck-DE

Beispiel ①

$p_{Kr} = 221,1 \text{ MPa} / t_{Kr} = 374 \text{ °C}$

Hochdruck-DE

Beispiel ②

Dampferzeuger

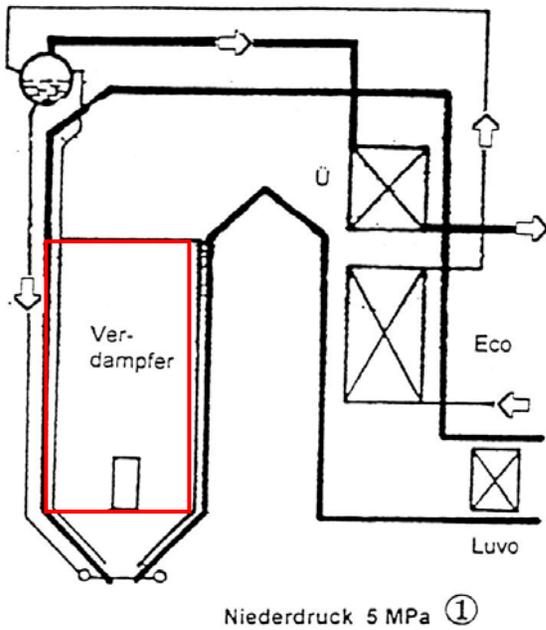
Man erkennt, daß bei unterkritischen Prozeßdrücken der Verdampfungsanteil stark ausgeprägt ist (bei Niederdruckdampferzeugern stärker als bei Hochdruckprozessen), bei überkritischen Bedingungen (z. B. $p \geq 24$ MPa) dagegen ein direkter Übergang Wasser-Wasserdampf erfolgt.

Durch diese Bedingungen ist die Lage der Heizflächen im Dampferzeuger bei niedrigen und höheren Drücken auf der Dampfseite sehr unterschiedlich.

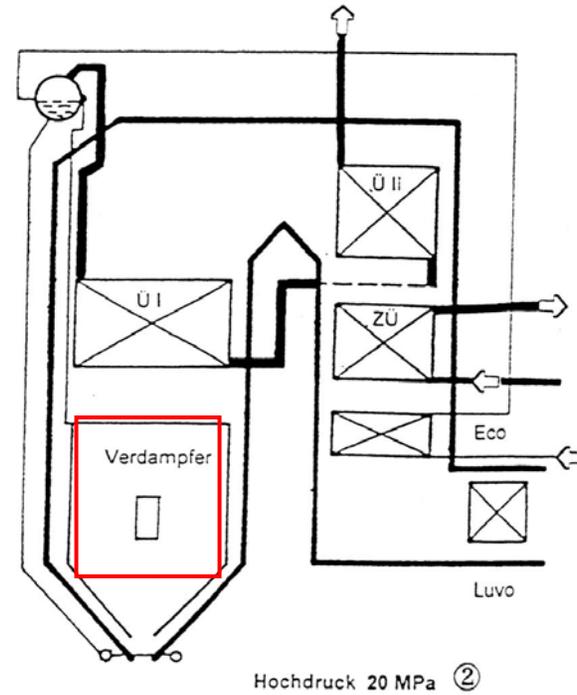
Ist bei Niederdruck-Dampferzeuger der Feuerraum durch die Verdampferheizfläche ausgefüllt, so werden bei hohen Dampfdrücken Überhitzerheizflächen in den oberen Bereichen des Feuerraums eingeordnet. Das folgende Bild weist dies aus.

Dampferzeuger

Niederdruck-DE



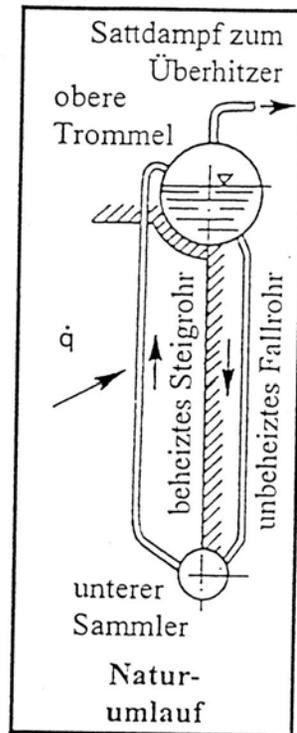
Hochdruck-DE



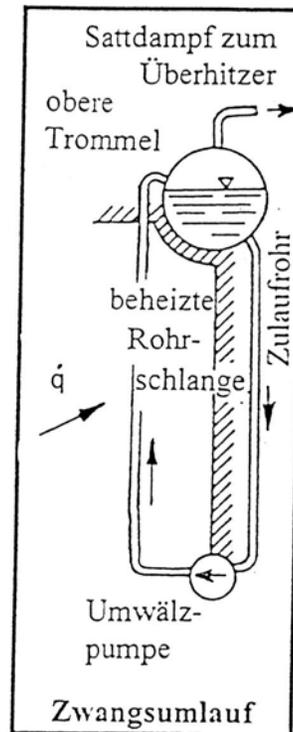
Dampferzeuger

Dampferzeuger werden mit drei Verdampfungssystemen ausgeführt:

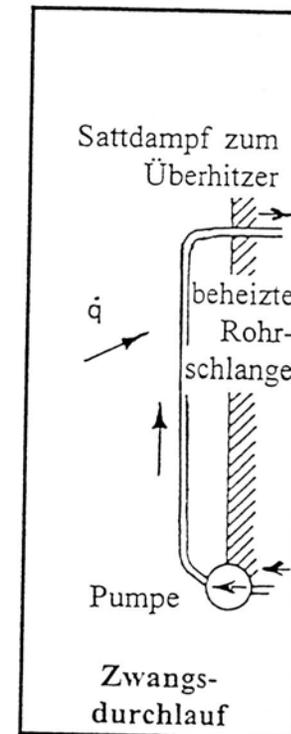
- (1) Naturumlaufdampferzeuger
- (2) Zwangsumlaufdampferzeuger
- (3) Zwangsdurchlaufdampferzeuger



(1)



(2)



(3)

Naturumlaufdampferzeuger

Im Dampferzeugersystem bildet sich durch den Dichteunterschied zwischen dem Wasser in den unbeheizten Fallrohren und dem Wasser-Dampf-Gemisch in den vom Rauchgas beheizten Steigrohren ein natürlicher Wassermumlauf aus. Die Fallrohre führen das Wasser aus der Dampferzeugertrommel in die unteren Sammler, aus denen es in die Steigrohre strömt, dort wird es erwärmt und es bildet sich ein Wasser-Dampfgemisch, das einen intensiven Umlauf erzeugt. In der Trommel findet die Trennung von Dampf- und Wasser statt (Wasserabscheidung). Der Dampf wird dem Überhitzer zugeführt. Das restliche Wasser läuft weiter im Dampferzeuger um.

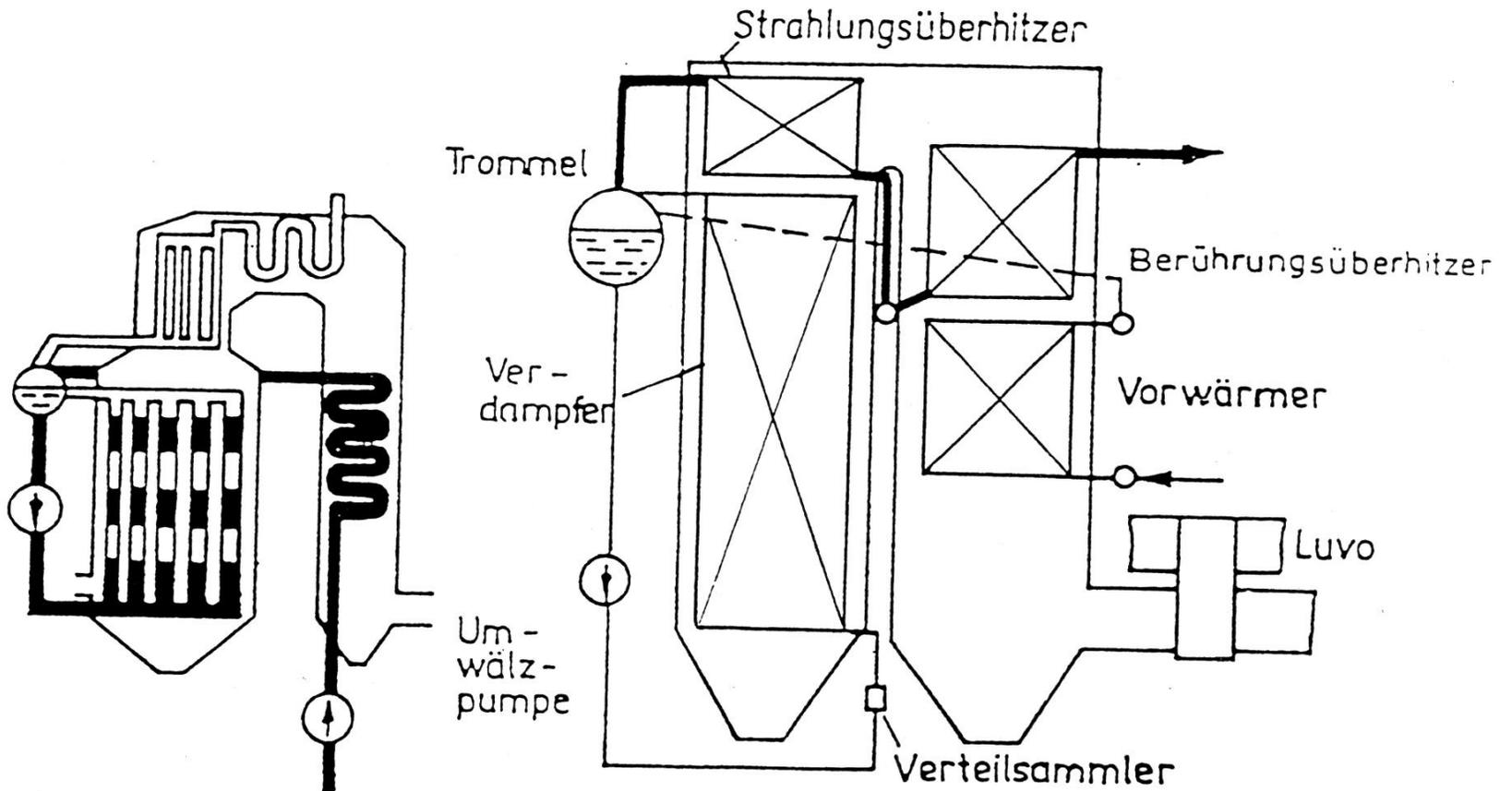
Zwangsumlaufdampferzeuger

Zusätzlich zum thermischen Auftrieb wird beim Zwangsumlauf-Dampferzeuger-System der Wasserumlauf durch Umwälzpumpen erreicht. Das Wasser läuft aus der Trommel der Umwälzpumpe zu und wird über die unteren Verteiler in die Brennkammerbohrung gedrückt. Das Wasser-Dampf-Gemisch gelangt in die Trommel, dort wird der Dampf vom Wasser getrennt, entsprechend der Dampfabgabe wird neues Speisewasser der Trommel zugeführt.

Auch bei diesem System ist der Querschnitt der Steigrohre so zu bemessen, daß jegliche Übertemperaturen und damit Lebensdauerverkürzungen infolge der Dampfbildung vermieden werden.

Der Wasserumlauf ist unabhängiger von der Wärmestromdichte, z. B. bei Teillast u. a. ... Zur Stabilisierung der Strömung und Vergleichmäßigung des Massenstromes in den einzelnen Steigrohren werden Drosselblenden vorgeschaltet. Damit sind höhere Trommeldrücke bis 20 MPa realisierbar. Die Umlaufzahlen sollten $u = 3 \dots 5$ betragen. Die Massenstromdichte im Verdampferrohr liegt bei 1000 bis 2000 kg/(m²s).

Zwangsumlaufdampferzeuger

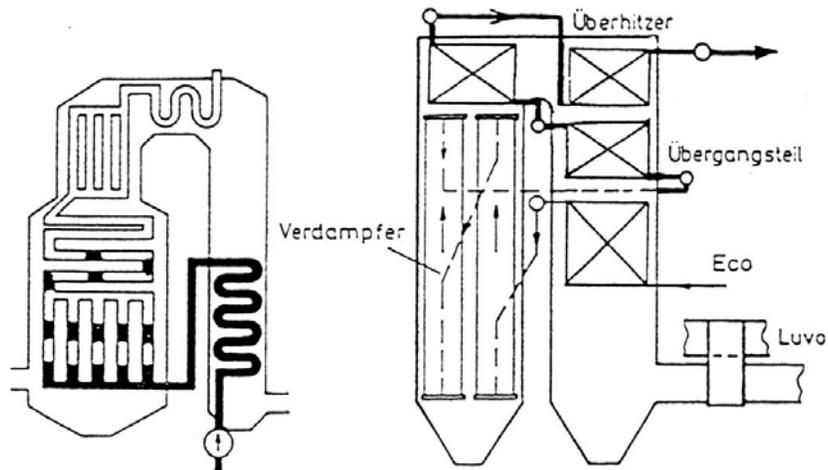


Zwangsdurchlaufdamperzeuger

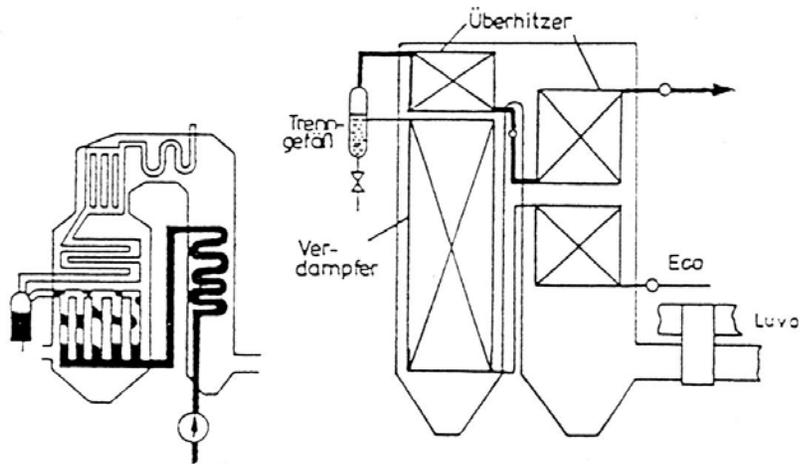
Beim Zwangsdurchlauf-Dampferzeuger wird das Speisewasser von der Kesselspeisepumpe in einem Durchgang durch die Wärmeübertragerflächen gedrückt, dabei im Dampferzeuger erwärmt, verdampft und überhitzt. Eine Dampferzeugertrommel ist **nicht notwendig**.

Bei diesem Wirkprinzip spielt die sichere Kühlung der Heizfläche eine größere Rolle als bei den erstgenannten Dampferzeugertypen (1) und (2). Die Instabilitäten treten bevorzugt bei ungleichmäßiger Beheizung der Rohre und abgesenktem Betriebsdruck auf. (Unzureichend beaufschlagte Rohre unterliegen der Gefahr der Schädigung durch Übertemperaturen (Siedekrise). Durchlaufdamperzeuger sind für unter- und überkritische Drücke einsetzbar. Der Durchlaufverdampfer kann als Rohrbandverdampfer, Steigrohr-Fallrohr-System und Kombinationen von ihnen ausgeführt werden.

Zwangsdurchlaufdamperzeuger

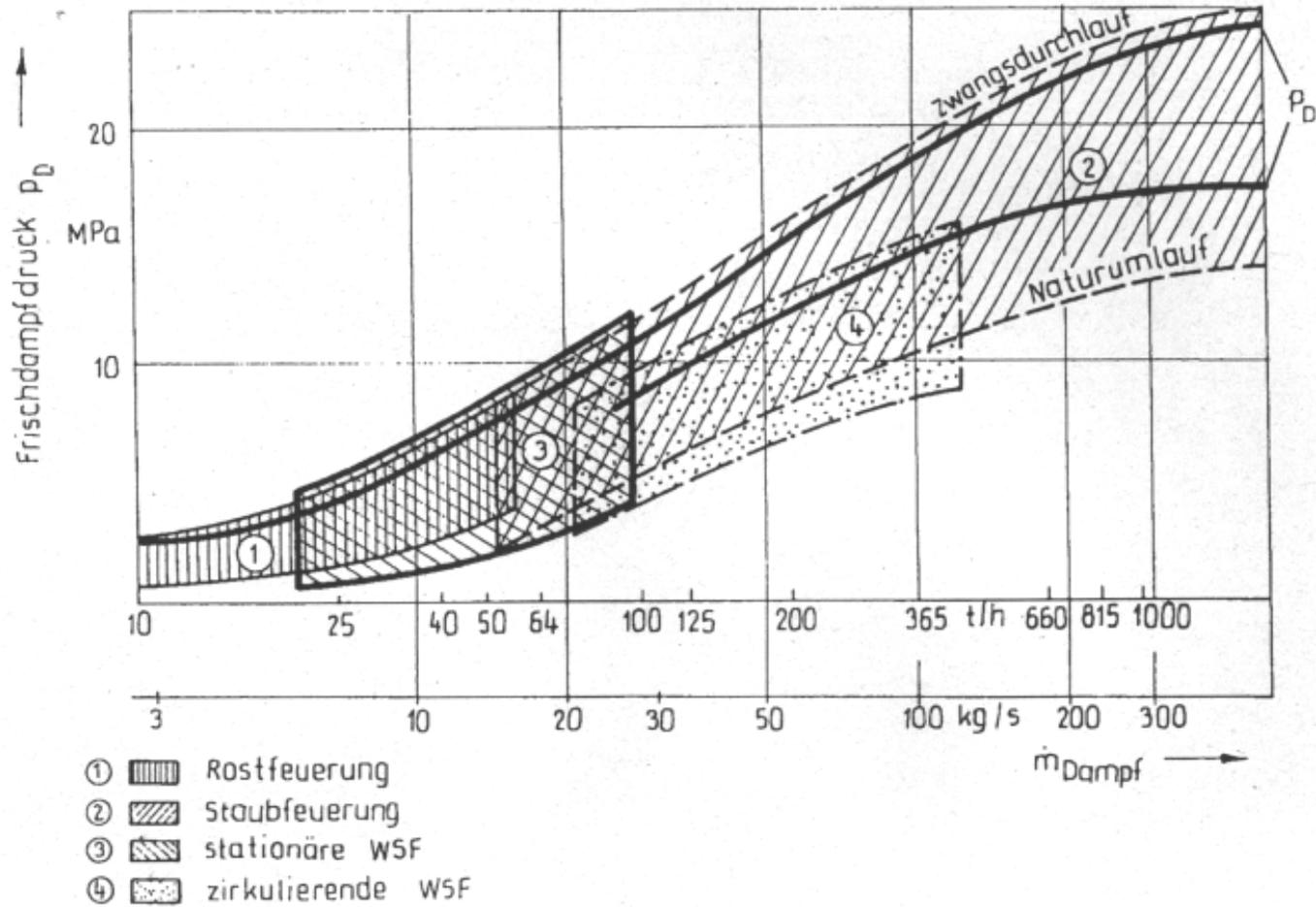


Dampferzeuger mit variablen Verdampfungspunkt (BENSON)

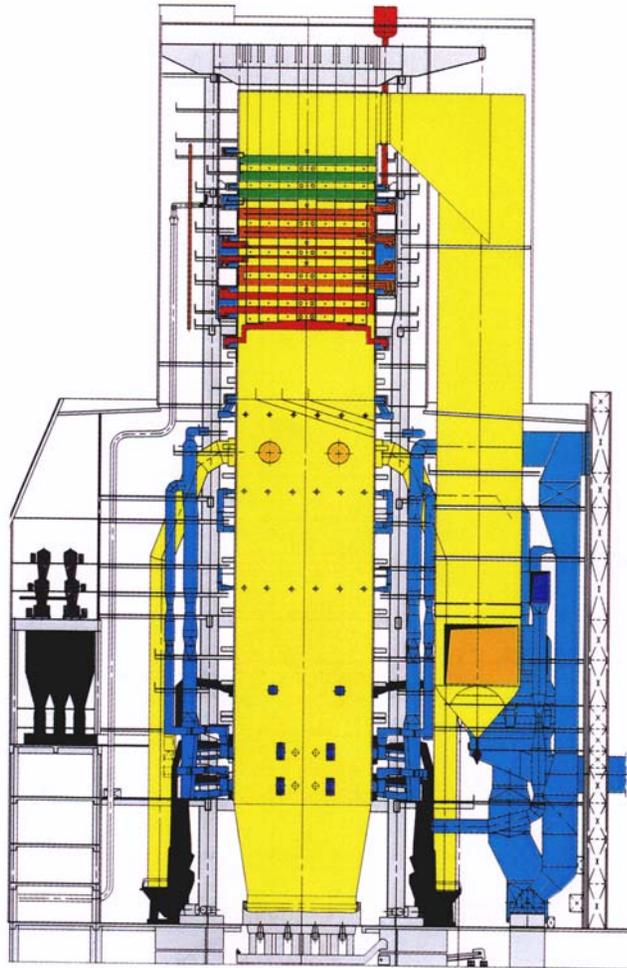


Dampferzeuger mit festem Verdampfungspunkt (SULZER)

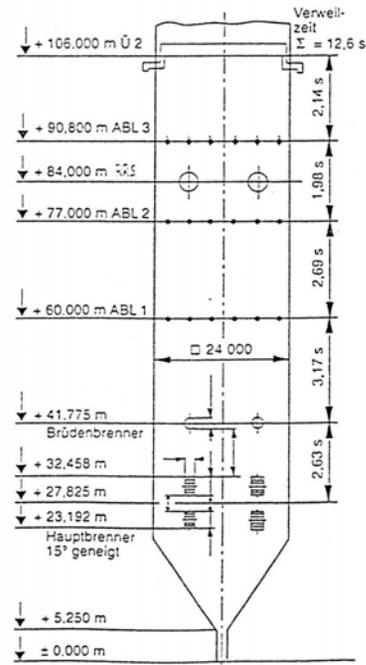
Dampferzeugerdrücke



Schwarze Pumpe

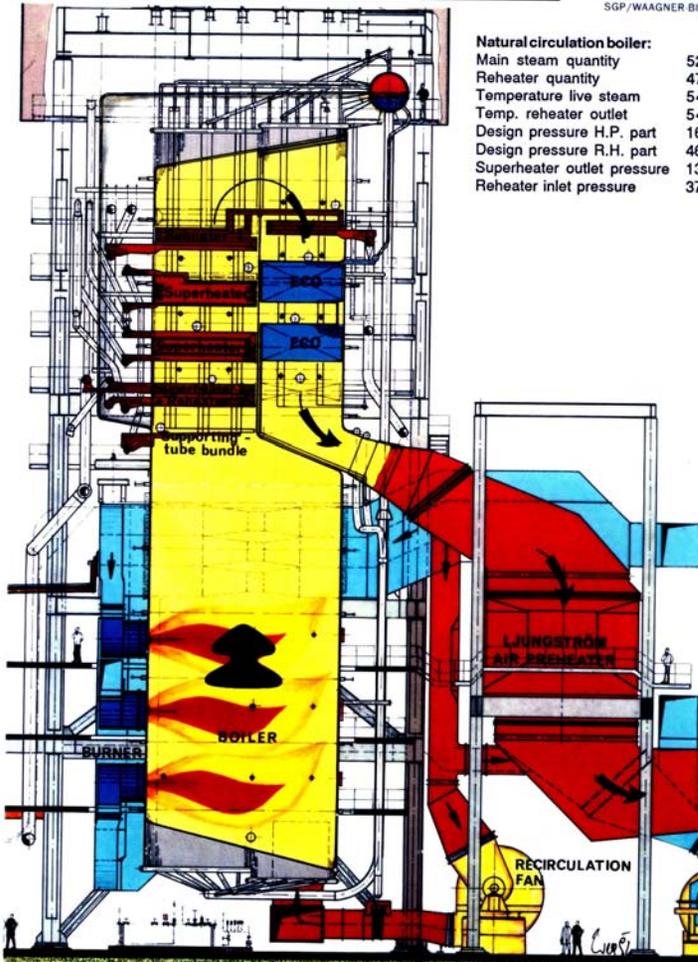


Feuerraumabmessungen
mit Anordnung der Brenner,
Ausbrandluft 1-3 und
Rauchgasrücksaugung



TOUSS POWER STATION

Mashad, 4x 150 MW



Natural circulation boiler:

Main steam quantity	525 t/h
Reheater quantity	477,2 t/h
Temperature live steam	540°C
Temp. reheater outlet	540°C
Design pressure H.P. part	162 ata
Design pressure R.H. part	46 ata
Superheater outlet pressure	133 ata
Reheater inlet pressure	377 ata

Naturumlaufkessel mit Trommel

AUSTRIAN ENERGY & ENVIRONMENT SGP/WAAGNER-BIRO GMBH

BW-G-St-06/92

Dampfkraftwerk mit Schwerölfeuerung

DAMPFKRAFTWERK

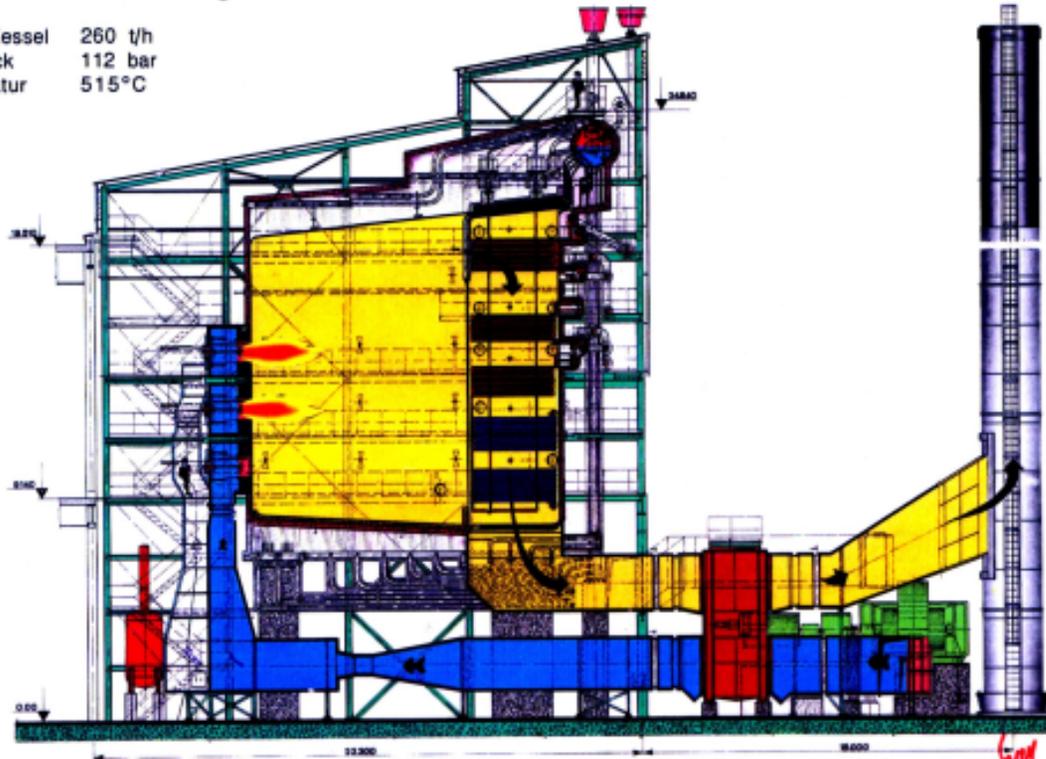
DHEKELIA, ZYPERN

2x 65 MW

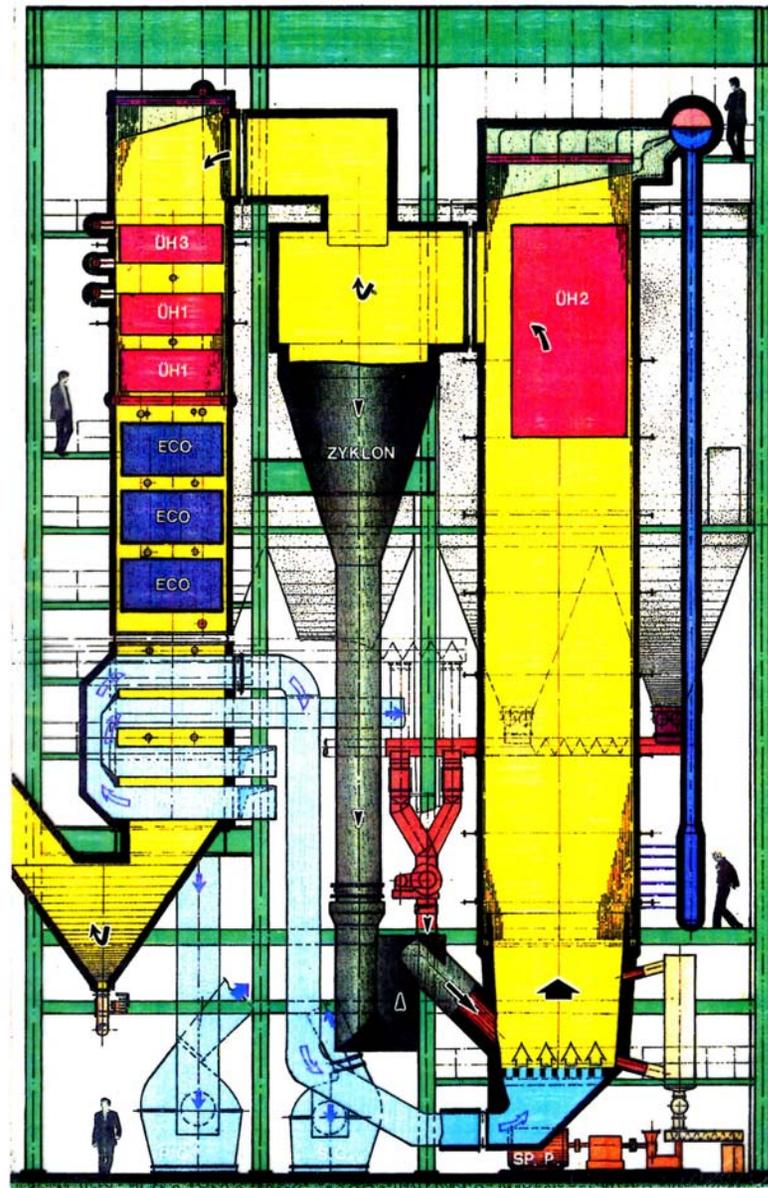


2 Naturumlaufkessel für Schwerölfeuerung

Max. Dauerlast je Kessel 260 t/h
Genehmigungsdruck 112 bar
Heißdampf Temperatur 515°C



Kraftwerk mit Zirkulierender Wirbelschicht



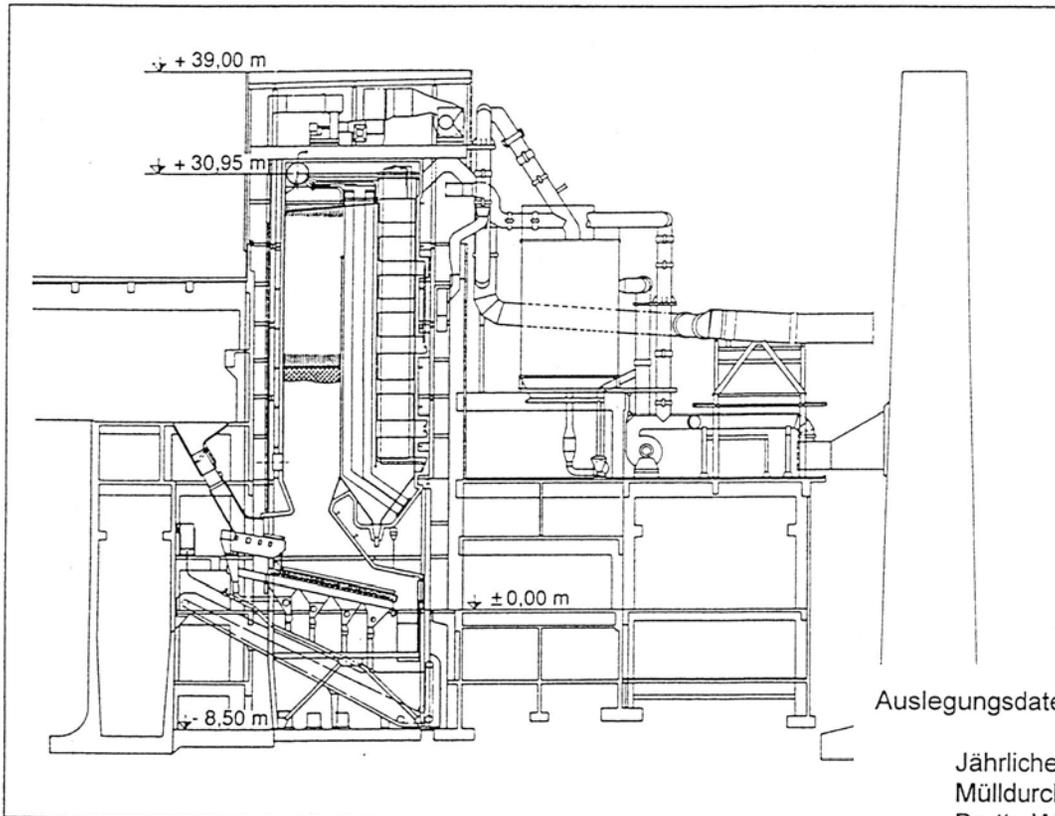
Techn. Daten:

Dampfmenge 165 t/h
Dampfdruck 121 bar
Dampf-temp. 520°C

Brennstoffe:

Braunkohle
Schlamm
Stark- und
Schwachgas
Rinde
Erdgas
Heizöl schwer

Rostfeuerung einer Müllverbrennungsanlage



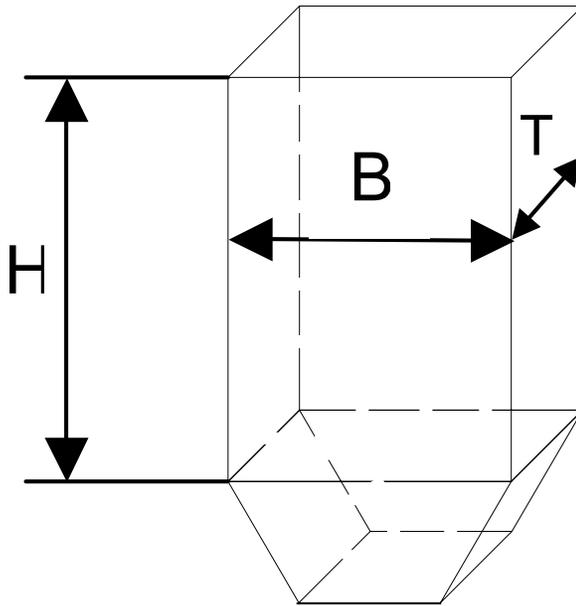
Auslegungsdaten:

Jährliche Müllmenge	t	90.000
Mülldurchsatzleistung	t/h	12,0
Brutto-Wärmeleistung bei höchster Dauerleistung	GJ/h	132
Zulässige Dampferzeugung	t/h	40

Der Verbrennungsrost ist als Vorschubrost in 2 Bahnen mit je vier hintereinanderliegenden Zonen aufgeteilt und besteht somit aus 8 Feldern. Mit einer Breite von 4,5 m und einer Länge von 8,14 m beträgt die Rostfläche des Vorschubrostes 36,63 m². Zu der nutzbaren Rostfläche zählen weiterhin 5,37 m² des Aufgabewanderrostes

Charakterisierung und Kenngrößen

Zur Charakterisierung der spezifischen Flächen- und Volumenbelastung eines Brennraumes gelten die Kenngrößen.



Thermische Last

$$\dot{Q}_{\text{Feuerung}} = \dot{Q}_{\text{Br,Zu}} + \dot{m}_L \cdot h_L$$

$$\dot{Q}_{\text{Br,Zu}} = \dot{m}_{\text{Br}} \cdot H$$

$$\dot{Q}_{\text{Feuerung}} \approx \dot{Q}_{\text{Br,Zu}}$$

Charakterisierung und Kenngrößen

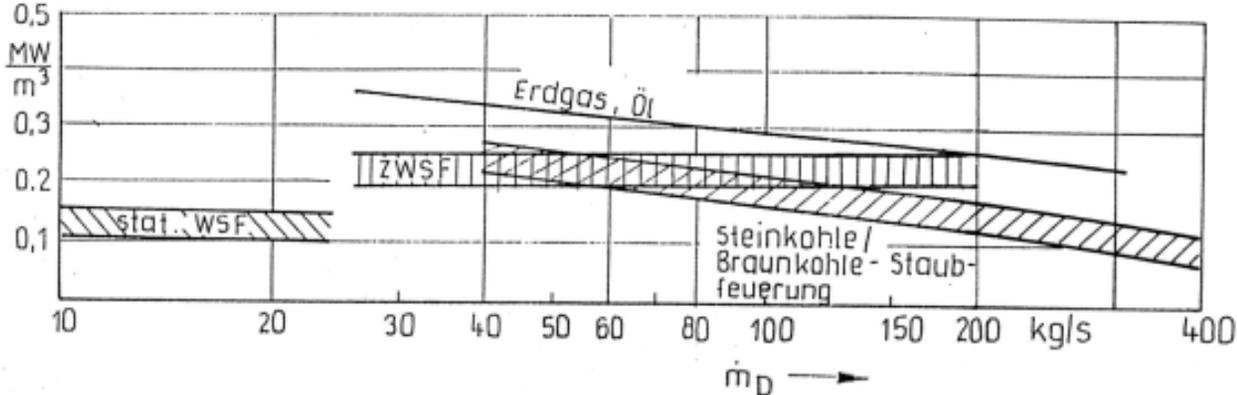
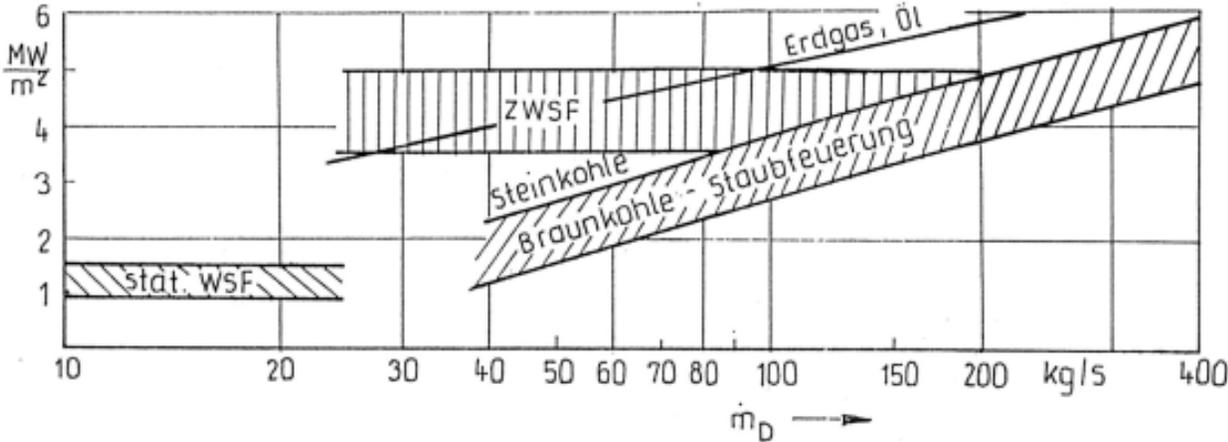
Thermische Querschnittsbelastung

$$\dot{q}_A = \frac{\dot{Q}_{\text{Feuerung}}}{B \cdot T}$$

Thermische Volumenbelastung

$$\dot{q}_v = \frac{\dot{Q}_{\text{Feuerung}}}{B \cdot T \cdot H}$$

Charakterisierung und Kenngrößen



Brennkammern

Für Brennkammern von Dampferzeugern mit den Brennstoffen Erdgas oder Heizöl gelten die folgenden charakteristischen Größen:

Brennkammern für gasförmige Brennstoffe (Erdgas) im Kraftwerksbereich		
Charakteristische Größe	Zahlenwert	Dimension
Verbrennungstemperatur	1100-1400	°C
Feuerraumendtemperatur	1000-1100	°C
Gasgeschwindigkeit im Feuerraum	5-10	m/s
Verweilzeit der Gase im Feuerraum	1-3	s
Luftzahl	1,05-1,1	-
Thermische Volumenbelastung	0,25-0,35	MW/m ³
Thermische Querschnittsbelastung	5-8	MW/m ²

Brennkammern ölbefeuert

Brennkammern für flüssige Brennstoffe (Heizöl EL und S) im Kraftwerksbereich		
Charakteristische Größe	Zahlenwert	Dimension
Verbrennungstemperatur	1100-1400	°C
Feuerraumendtemperatur	1000-1100	°C
Gasgeschwindigkeit im Feuerraum	5-10	m/s
Verweilzeit der Gase im Feuerraum	1-3	s
Luftzahl	1,05-1,2	-
Thermische Volumenbelastung	0,25-0,35	MW/m ³
Thermische Querschnittsbelastung	5-8	MW/m ²

Rostfeuerungen

Rostfeuerungen		
Charakteristische Größe	Zahlenwert	Dimension
Verbrennungstemperatur	1100-1300	°C
Feuerraumendtemperatur	1000-1100	°C
Gasgeschwindigkeit im Feuerraum	4-9	m/s
Verweilzeit der Gase im Feuerraum	1-3	s
Luftzahl	1,3-2,5	-
Verweilzeit des Brennstoffs im Feuerraum	1000-10000	s
thermische Volumenbelastung	0,15-0,35	MW/m ³
Thermische Querschnittsbelastung	0,5-2,5	MW/m ²
Feuerungswirkungsgrad	92-97	%

Zirkulierende atmosphärische Wirbelschicht

Charakteristische Größe	Zahlenwert	Dimension
Verbrennungstemperatur	750-950	°C
gängiger Wert	850-900	°C
Feuerraumendtemperatur	750-950	°C
Gasgeschwindigkeit im Feuerraum	5-8	m/s
Druck	1	bar
Verweilzeit der Gase im Feuerraum	0,5-6	s
Luftzahl	1,12-1,3	-
Verweilzeit des Brennstoffs im Feuerraum	500-1000	s
Maximaler Aufgabekorndurchmesser	1-25	mm
Mittlerer Korndurchmesser in der Schicht	0,15-0,25	mm
Thermische Volumenbelastung	0,2-0,3	MW/m ³
Thermische Querschnittsbelastung	4-6	MW/m ²
Feuerungswirkungsgrad	98-99	%

Staubfeuerung

Bei der Staubfeuerung wird der Brennstoff Kohle so fein aufgemahlen, dass er im Feuerraum im Flug verbrennt. Die Flugbahn des Brennstoffs ist im wesentlichen durch die Gasbewegung bestimmt. Eine feinere Ausmahlung ist auch notwendig, um einen vollen Ausbrand bei den relativ kurzen Aufenthaltszeiten von 1-8 s zu erreichen.

Staubfeuerung Steinkohle

Staubfeuerung für Steinkohle (trockener Ascheabzug)		
Charakteristische Größe	Zahlenwert	Dimension
Verbrennungstemperatur	1100-1500	°C
Feuerraumendtemperatur	1050-1250	°C
Gasgeschwindigkeit im Feuerraum	5-10	m/s
Verweilzeit der Gase im Feuerraum	1-3	s
Luftzahl	1,13-1,3	-
Verweilzeit des Brennstoffs im Feuerraum	1-3	s
Thermische Volumenbelastung	0,06-0,3	MW/m ³
bei großem Feuerraum	0,09-0,13	MW/m ³
Thermische Querschnittsbelastung	2-8	MW/m ²
bei großem Feuerraum	4,5-8	MW/m ²
Thermische Oberflächenbelastung	0,25-1,2	MW/m ²
Thermische Gürtelflächenbelastung	0,6-3	MW/m ²
Feuerungswirkungsgrad	96-99	%

Staubfeuerung Braunkohle

Braunkohle hat eine wesentlich **höhere Reaktivität als Steinkohle (Flüchtigengehalt), daher ist die Partikelgröße etwas gröber. Wegen des niedrigeren Heizwertes und höheren Aschegehaltes sind die Feuerräume größer zu gestalten.**

Die Verbrennungstemperaturen (<1300 °C) ermöglichen eine primäre NO_x-Minderung. Die Trocknung der Braunkohle erfolgt in den Rauchgasrücksaugleitungen und in den Mühlen.

Staubfeuerung Braunkohle mit trockenem Ascheabzug

Staubfeuerung für Braunkohle		
Charakteristische Größe	Zahlenwert	Dimension
Verbrennungstemperatur	1100-1300	°C
Feuerraumendtemperatur	950-1150	°C
Gasgeschwindigkeit im Feuerraum	4-8	m/s
Verweilzeit der Gase im Feuerraum	1-3	s
Luftzahl	1,2-1,5	-
Verweilzeit des Brennstoffs im Feuerraum	1-3	s
Thermische Volumenbelastung	0,06-0,15	MW/m ³
Thermische Querschnittsbelastung	2,5-5	MW/m ²
Thermische Oberflächenbelastung	0,25-0,4	MW/m ²
Thermische Gürtelflächenbelastung	0,4-1	MW/m ²
Feuerungswirkungsgrad	96-99	%