

Flexible Kraftwerke – wirtschaftlicher Niedriglast- und Leerlaufbetrieb mit Kohle

Reinhard Leithner und Niels Oliver Brinkmeier

Abstract

Flexible power plants – economic low load and house load operation with coal

The paper starts with explaining the general relationships between power, steam flow, temperatures, pressure and pressure drops of steam generators and steam turbines at part load for different operation modes like fixed pressure operation, natural and controlled sliding pressure operation and constant pressure operation. Especially the following challenges of an economic low load, idle load or house load operation and potential solutions are described: Reduction of the minimum once through load including reduction of the temperature differences at the evaporator outlet by throttles and valves and its influence on life-steam and reheat steam temperature change with the load, keeping high life-steam and reheat steam temperatures by bypasses, reduction of the minimum mill load, reduction of start-up time and using heat storages.

Einleitung

Der Anteil erneuerbarer Energien an der Stromproduktion in Deutschland und Europa nimmt seit Jahren zu. Auch zukünftige Bundesregierungen werden den Ausbau Erneuerbarer Energien weiter fördern. Weil volatiler Wind- und Photovoltaik-Strom vorrangig in das elektrische Netz eingespeist werden, müssen die konventionellen Kraftwerke, d.h. vor allem Stein- und Braunkohlekraftwerke, die Residuallast, eine sehr variable Last, abdecken können, was zu schnelleren Lastwechseln, niedrigeren Teillasten und häufigerem An- und Abfahren als bisher üblich führt. Braun- und Steinkohlekraftwerke waren bislang für den Vollastbetrieb und den oberen Lastbereich optimiert worden, d.h. die bisherigen Auslegungskriterien waren eine möglichst hohe elektrische Leistung mit einem möglichst hohen Wirkungsgrad, einer sehr hohen Lebensdauer – allerdings bei wenig Lastwechseln, einer hohen Verfügbarkeit und niedrigen Emissionen [John, Frick, Schwing & Stamatelopoulos 2011].

Um den neuen Anforderungen gerecht zu werden, müssen die konventionellen Anlagen ohne allzu großen Lebensdauerverbrauch schnelle Lastwechsel durchführen und häufig und schnell an- und abfahren können. Zusätzlich sollte der Betrieb bei niedrigen Lasten und auch bei Leerlauf- bzw. Eigenbedarfsbetrieb zumindest kurzzeitig wirtschaftlich möglich sein, um kurzzeitiges Abstellen und schnelles Wiederanfahren vermeiden zu können. Um die Wirtschaftlichkeit nicht zu beeinträchtigen, dürfen diese anderen Betriebsarten keine großen Umbauten erforderlich machen.

In dem Beitrag wird zuerst das Verhalten von Dampferzeugern und Dampfturbinen bei Teillast beschrieben und verschiedene Maßnahmen -rauchgasseitig und wasserdampfseitig- vorgestellt, die verhindern können, dass die Frischdampf- und Zwischenüberhitzer-Austritt-Temperaturen stark absinken. Ein spezielles Problem stellt dabei der Verdampfer dar, dessen Rohre im Allgemeinen die Brennkammerwände bilden. Auch heute noch werden Regelkonzepte verwendet, die nur ein

langsameres Durchfahren der Zwangsdurchlaufmindestlast erlauben oder sogar ein Anhalten der Laständerung wegen der großen Temperaturänderungen vor allem der Frischdampf-temperatur notwendig machen. Zudem liegt die Zwangsdurchlaufmindestlast nicht selten aus nicht überprüften Sicherheitsüberlegungen sehr hoch. Diese Problematik und Abhilfemaßnahmen werden ausführlich beschrieben.

Ferner werden Vorschläge für die Verringerung der Mühlen-Kleinstlast, für die Verkürzung der Anfahrzeiten und den Einsatz von Wärmespeichern vorgestellt.

Teillastverhalten von Dampferzeugern und Dampfturbinen

Allgemeine Zusammenhänge – Leistung, Massenstrom, Druckabfall

Für die Leistung kompressibler Strömungen gilt im Dampferzeuger genauso wie in der Turbine folgender Zusammenhang, wobei u.U. verschiedene Teilströme zu addieren wären, was aber zwecks Vereinfachung weggelassen wird:

$$P = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{V} \cdot \rho \cdot \Delta h \quad (1)$$

Bei konstanter Drehzahl (in Europa 50 Hz) ist der Volumenstrom \dot{V} wegen der Konstanz der Anströmverhältnisse der Schaufeln (Geschwindigkeitsdreiecke) einer Dampfturbine konstant.

$$\dot{V} = konst_1 \quad (2)$$

Mit

$$\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{V}} \quad (3)$$

und bei konstanter Temperatur und annähernder Gültigkeit des idealen Gasgesetzes gilt annähernd

$$p_{ein} = konst_2 \cdot \dot{m} \quad (4)$$

Letztlich ist Gleichung (4) das Dampfkegelgesetz nach Stodola für den Austrittsdruck $p_{aus} = 0$ und gilt in guter Näherung für höhere Eintrittsdrücke und höhere Massenströme. Bei geringen Massenströ-

Autoren

Prof. Dr. techn. Reinhard Leithner
TU Braunschweig
Institut für Energie- und
Systemverfahrenstechnik
Braunschweig, Deutschland

Dr.-Ing. Niels Oliver Brinkmeier
Becker Büttner Held Consulting AG
Berlin, Deutschland

men und nicht vernachlässigbaren Austrittsdrücken kommt es zu Abweichungen von dieser Proportionalität.

Der Druckabfall in einem Dampferzeuger kann vereinfacht annähernd durch folgende Gleichung beschrieben werden:

$$\Delta p = \frac{\zeta \cdot \rho \cdot w^2}{2} \quad (5)$$

Mit dem Massenerhaltungssatz (Kontinuitätsgleichung)

$$\dot{m} = \rho \cdot w \cdot A \quad (6)$$

ergibt sich für konstante Temperatur und konstanten Druck vor der Dampfturbine – also stationären Festdruck- oder Vordruckbetrieb:

$$\Delta p_{DE} = konst_3 \cdot \dot{m}^2 \quad (7)$$

und für lastproportionalen Druck vor der Dampfturbine – also stationären gesteuerten oder natürlichen Gleitdruckbetrieb mit den Gleichungen (2) und (3):

$$\Delta p_{DE} = konst_4 \cdot \dot{m} \quad (8)$$

Festdruck- und Gleitdruckbetrieb

Es gibt im Prinzip 2 grundsätzlich verschiedene Arten, wie der Druck vor der Dampfturbine betrieben werden kann:

- ohne Ventil, d.h. der Druck vor der Dampfturbine stellt sich einfach ein – natürlicher Gleitdruck (Vorteil: geringste Speisewasserpumpenarbeit, Nachteil: die Leistung wird mit dem Brennstoff geregelt daher nur langsame Laständerungen möglich)
- der Druck wird mittels eines Ventils geregelt.

Ist ein Ventil vorhanden, so kann dieses verwendet werden, um den Druck im Dampferzeuger und damit kurzfristig auch die Leistung der Turbine zu regeln, indem die Speicherfähigkeit des Dampferzeugers genutzt wird. Dabei kann man 3 Arten der Regelung unterscheiden:

- Der Druck vor dem Turbinenventil wird mit diesem auf einen vorgegebenen Sollwert geregelt – Vordruckregelung – sehr schonend für den Dampferzeuger. Die Leistung wird mit dem Brennstoff geregelt. Dieser Sollwert kann natürlich gesteuert werden, was im Endergebnis zu ähnlichen Ergebnissen führt wie die beiden nächsten Regelungen.
- Der Druck vor dem Turbinenventil wird mit dem Brennstoff auf einen festen Wert geregelt – Festdruckregelung – aber bei Leistungsänderungen wird das Ventil etwas geschlossen oder geöffnet und so die Speicherfähigkeit des Dampferzeugers vorübergehend genutzt, um die geforderten Laständerungen schneller erbringen zu können.
- Das Ventil wird durch den Brennstoff auf einen konstanten Öffnungswert geregelt

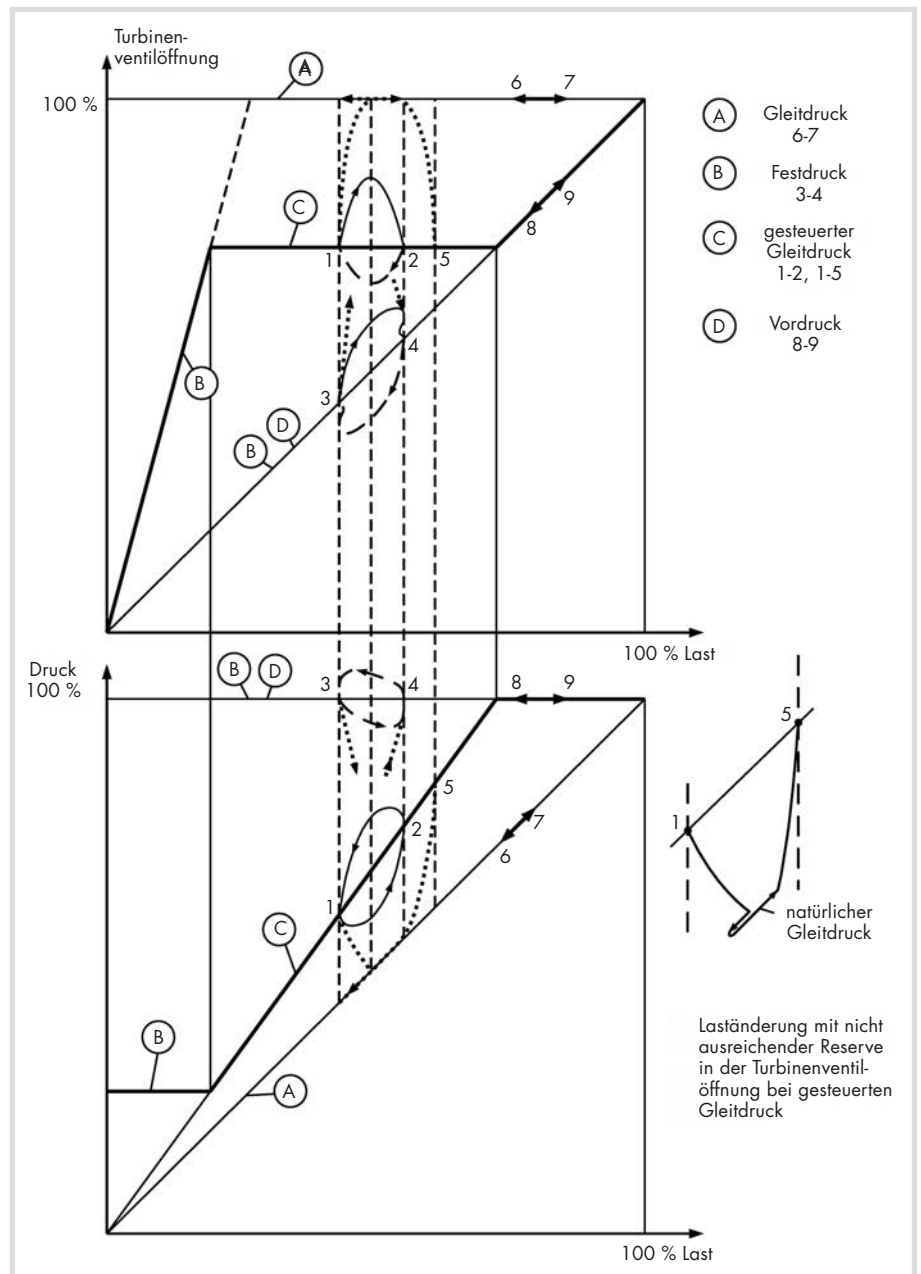


Bild 1. Druck und Turbinenventilöffnung bei natürlichem Gleitdruck, Festdruck, gesteuertem Gleitdruck und Vordruckbetrieb (schematische, Kurven zeitlich parametrisiert), Quelle: Epple, Leithner, Linzer, Walter Hrsg. [2012].

– gesteuerter Gleitdruck – und so die Möglichkeit geschaffen in beiden Richtungen (Leistungserhöhung und Leistungsverminderung) schnell mit Hilfe des Ventils und der Speicherfähigkeit des Dampferzeugers reagieren zu können, trotzdem aber bei Teillast mit abgesenktem Druck und verminderter Speisewasserpumpenarbeit zu fahren. Bei konstanter Last stellt sich ein gegenüber dem natürlichen Gleitdruck entsprechend der Androsselung des Ventils erhöhter Druck in Dampferzeuger ein.

Bild 1 beschreibt die Zusammenhänge zwischen Druck und Turbinenventilöffnung bei den verschiedenen Regelungsarten.

Dampferzeuger

Bei Dampferzeugern verschiebt sich mit sinkender Last die Wärmeaufnahme der

Heizflächen derart, dass die Wärmeaufnahme der Brennkammerwände relativ zunimmt und die Wärmeaufnahme der in Rauchgasströmungsrichtung nachfolgenden Konvektionsheizflächen relativ abnimmt. Dies zeigt sich auch im Verlauf der Rauchgastemperaturen am Brennkammerende (siehe Bild 2), zwischen den einzelnen Heizflächen und am DE-Austritt, weil die hinteren Rauchgastemperaturen mit der Last absinken und die Differenz der Rauchgastemperaturen vor und nach einer Heizfläche abnehmen.

Um die Dampfturbine und dickwandige Bauteile im Dampferzeuger (Wasserabscheider/Trommel, Austrittssammler und Formstücke in den Dampfleitungen zur Turbine) nicht Temperaturänderungen und damit Wärmespannungen auszusetzen, wird ein Betrieb angestrebt, bei dem

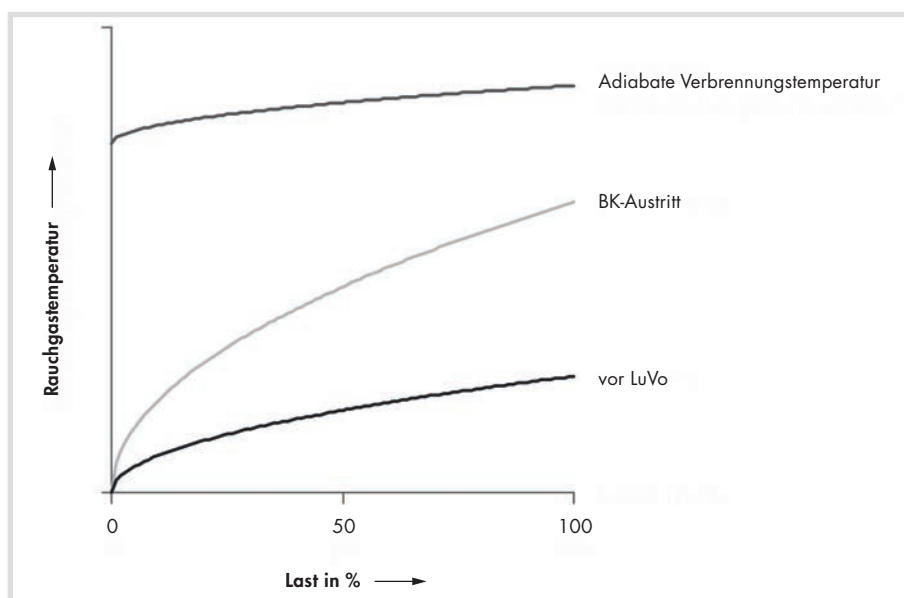


Bild 2. Rauchgastemperaturen über der Last.

Tab. 1. Maßnahmen zur Einhaltung vorgegebener Frischdampf- und Zwischenüberhitzer-austrittstemperaturen.

Maßnahmen zur Erhöhung der		
	Frischdampftemperaturen	Zwischenüberhitzer-austrittstemperaturen
Wasser-Dampf-seitige Maßnahmen	Gleitdruck	
	Übliche Methode: Einspritzungen reduzieren (Konvektionsheizflächen müssen groß genug sein, verminderte ZÜ-Einspritzung bedeutet höheren Wirkungsgrad)	
	Speisewassermassenstrom reduzieren: übliche Methode bei Zwangdurchlaufbetrieb, beim Umwälzbetrieb nicht möglich, weil der Verdampfungsendpunkt am Austritt des Verdampfers festliegt (sonst ist eine Umwälzung nicht möglich)	ZÜ-Austrittstemperatur erhöht sich, wenn die ZÜ-Eintrittstemperatur sich erhöht
	Absenken der Speisewassertemperatur; vorausgesetzt dies wird nicht vom Economiser kompensiert; wirkungsgradmindernd	Biflux- und Triflux-Wärmeübertrager (übertragene Wärme vom Hochdruck- zum ZÜ-Dampf)
	Umgehungsleitungen für die Konvektionsheizflächen (siehe Leithner (2014) Deutsche Patentanmeldung AZ 10 2014 008 905.3)	
Rauchgasseitige Maßnahmen	Konvektionsheizflächen vergrößern (Einsatz von Rippenrohren)	
	Luftüberschuss erhöhen (erhöht Abgasverluste)	
	Rauchgasrezirkulation	
	Verlagerung der Brennstoffleistung zu den oberen Brennern in der Brennkammer Schwenkbrenner (üblich bei Steinkohle) Rauchgasregelzüge	

die Frischdampf- und Zwischenüberhitzer-austrittstemperaturen konstant bleiben. Um dies zu erreichen gibt es verschiedene Maßnahmen sowohl auf der Rauchgasseite als auch auf der Wasser-Dampfseite, die in Tabelle 1 aufgezeigt werden.

Wesentlichen Einfluss hat auch die Betriebsart, d.h. ob der Dampferzeuger mit konstantem Druck am Dampferzeugeraustritt bzw. vor der Dampfturbine oder mit Gleitdruck und ob der Dampferzeuger im Zwangdurchlauf oder mit Umwälzung im Verdampfer betrieben wird.

Der positive Einfluss des Gleitdruckbetriebs lässt sich aus Bild 3 und Bild 4 ablesen. Ein sinkender Druck führt zu einem relativ erhöhten Verdampfungs- und relativ verminderten Überhitzungswärme-

bedarf, was der rauchgasseitigen Wärmeverschiebung bei sinkender Last eher entspricht (siehe Bild 3). Zudem führt der Gleitdruckbetrieb zu einem niedrigeren Zwischenüberhitzer-Wärmebedarf (siehe Bild 4).

Im Zwangdurchlaufbetrieb kann im Prinzip durch Reduzierung des Speisewasserstroms jede Frischdampf-temperatur eingehalten werden, außer irgendeine maximal zulässige Materialtemperatur wird auf dem Weg zum Austritt überschritten. Deswegen war und ist wieder eine niedrige Zwangdurchlaufmindestlast (bei sehr alten Anlagen oft 25 bis 30 %, bei neueren Anlagen ab einem Baujahr nach 1970 ca. 40 % der Vollast) beliebt. Nachteilig ist, dass bei niedrigen Zwangdurchlaufmin-

destlasten der Druckverlust im Verdampfer und damit auch die Speisewasserpumpenleistung bei Vollast unverhältnismäßig hoch ist, weil eine der Bedingungen der Zwangdurchlaufmindestlast eine Mindestmassenstromdichte ist, die die Filmverdampfung bzw. unzulässig niedrige Wärmeübergangskoeffizienten und damit unzulässig hohe Rohrwandtemperaturen im Verdampfer (i.Allg. gleichzeitig Brennkammerwand und daher der Feuerraumstrahlung ausgesetzt) vermeidet, aber gleichzeitig eine entsprechend hohe Massenstromdichte und damit einen entsprechend hohen Druckverlust im Verdampfer bei Vollast zwangsläufig zur Folge hat. Die Bestimmung der zulässigen Mindestmassenstromdichte ist nicht einfach, weil sie von der Wärmestromdichte, vom Druck, vom Rohrdurchmesser etc. abhängt. Zudem ist der Temperaturverlauf längs der Verdampferrohre zu überprüfen, ob die absoluten Temperaturen und die Temperaturdifferenzen in der Rohrwand und über den Umfang und zwischen den Rohren (insbesondere am Austritt) zusätzlich zur Belastung durch den Innendruck und das Gewicht (Eigengewicht plus Trichterarschengewicht, Anbauten etc.) zulässig sind. Außerdem ist die statische und dynamische Stabilität der Verdampfer- und Economiser-Strömung zu überprüfen (siehe Bild 5).

Um die Mindestmassenstromdichte im Verdampfer beibehalten zu können und den Verdampfer bei Teillast vor unzulässigen Betriebszuständen zu schützen, wird üblicherweise unterhalb der Zwangdurchlaufmindestlast in den Zwangumlaufbetrieb übergegangen. Zusätzlich zum Speisewassermassenstrom, der identisch mit dem Sattdampfmassestrom ist, wird von einer Umwälzpumpe so viel Siedewasser durch den Verdampfer gepumpt, dass die Summe aus Speisewasser und umgewälztem Siedewasser stets die Mindestmassenstromdichte im Verdampfer gewährleistet. Im Zwangumlaufbetrieb liegt am Austritt des Verdampfers Nassdampf vor – es gibt also keinen variablen Verdampfungsendpunkt wie im Zwangdurchlaufbetrieb, sondern einen festen Verdampfungsendpunkt. Beim variablen Verdampfungsendpunkt wird mit dem Speisewasserstrom letzten Endes die Frischdampf-temperatur geregelt, falls im Verlauf keine Materialtemperaturen überschritten werden, beim festen Verdampfungsendpunkt muss mit dem Speisewasserstrom der Wasserstand im Wasserabscheider geregelt werden – ein gravierender Unterschied, der manchmal beim Übergang von der einen zur anderen Regelungsstruktur nicht bedacht wird. Der Sattdampf wird nach dem Verdampfer im Zyklon bzw. in den Zyklonen vom Siedewasser getrennt und in den nachfolgenden Überhitzern auf die Frischdampf-temperatur gebracht.

Im Zwangumlaufbetrieb wird im Allgemeinen im Festdruckbetrieb gefahren, um

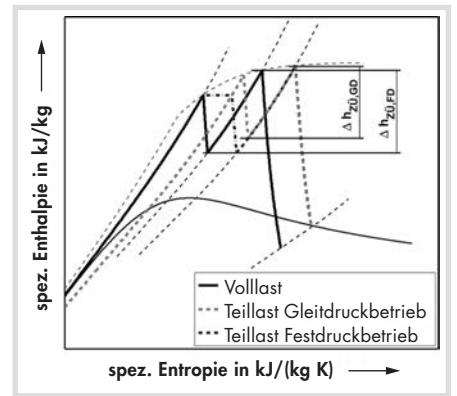
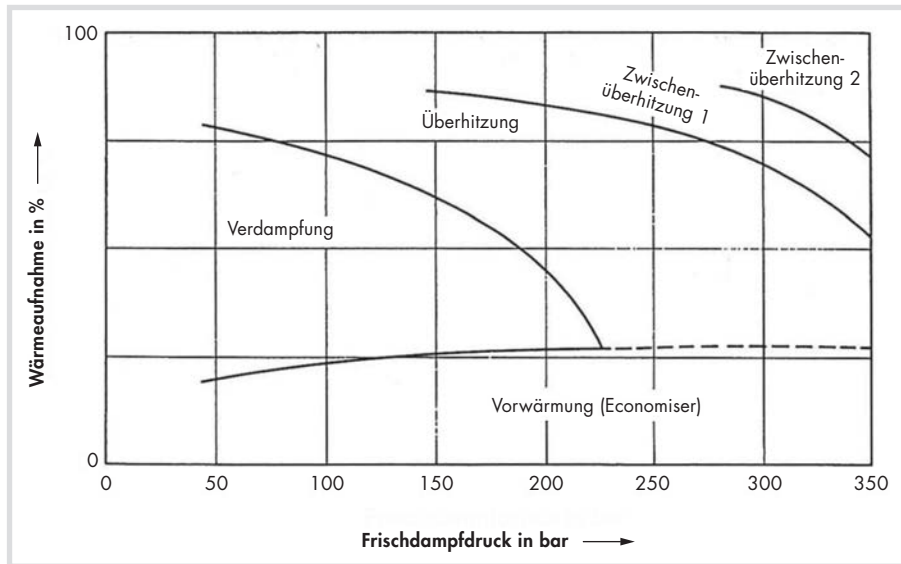


Bild 4. Zwischenüberhitzeraustrittstemperaturverhalten im Volllast- und Teillastbetrieb bei Gleitdruck (hellgrau), Festdruck (dunkelgrau), Drosselregelung im Festdruckbetrieb vorausgesetzt, Quelle: Brinkmeier [2015].

Bild 3. Wärmeaufnahme der Dampferzeugerabschnitte in Abhängigkeit vom Dampfdruck; Quelle: Leithner: Once Through Boilers in Kakaç: Boilers, Evaporators and Condensers [1991].

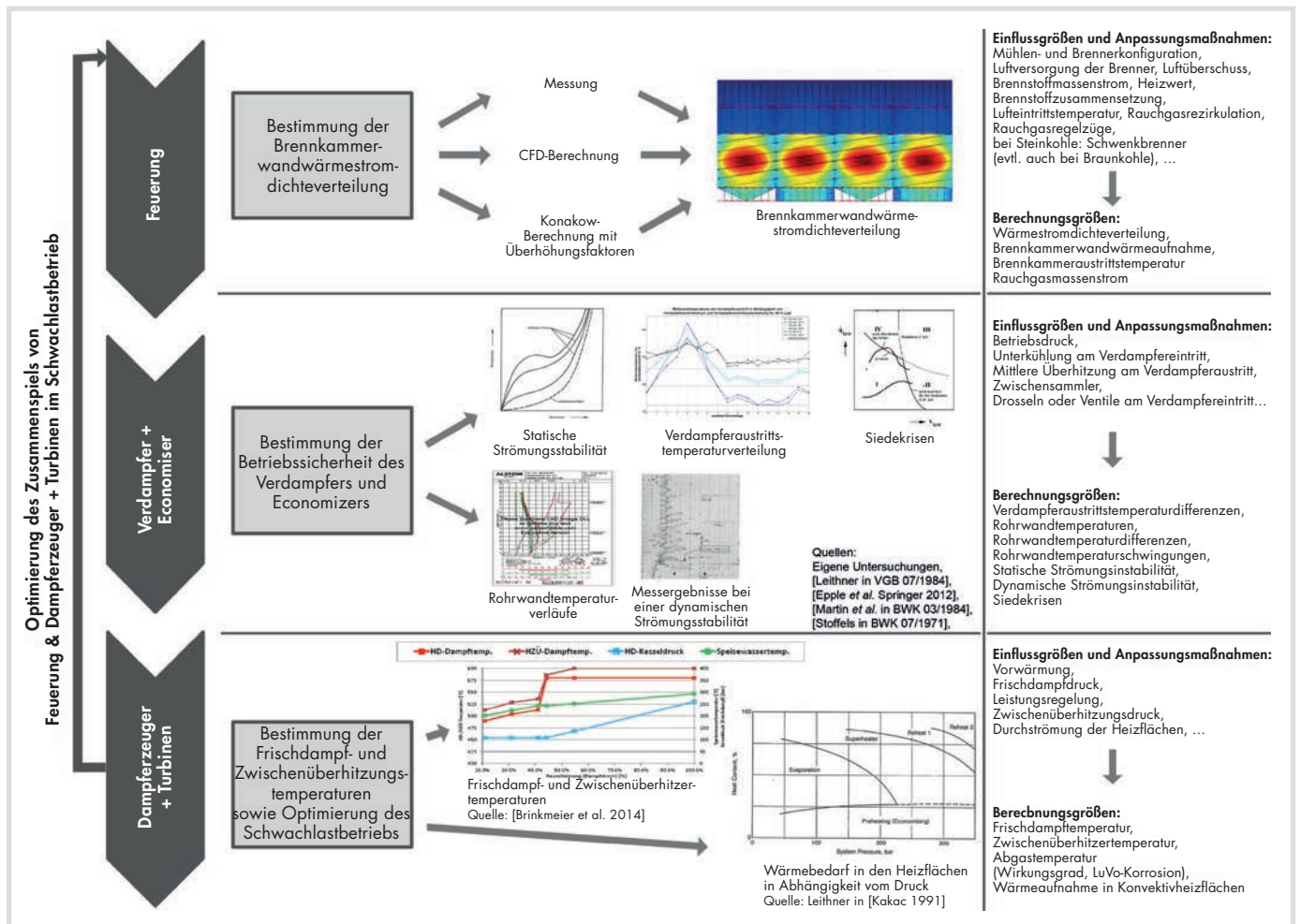


Bild 5. Optimierung des Zusammenspiels von Feuerung, Dampferzeuger und Dampfturbine im Schwachlastbetrieb, Quelle: Brinkmeier [2015].

im Zulauf zur Umwälzpumpe Verdampfung zu vermeiden, was zum Abschalten der Umwälzpumpe und des ganzen Dampferzeugers führt. Zwingend notwendig ist das allerdings nicht, wenn die zulässige Druckabsenkungsgeschwindigkeit des Umwälzpumpenzulaufs eingehalten wird (siehe Leithner [1991]. Once Through Boilers).

Mit der gleichen Brennkammerwandwärmefaufnahme wird im Zwangumlauftbetrieb ein höherer Sattdampfmassestrom produziert. Durch diesen höheren Sattdampfmassestrom und die nicht vorhandene Überhitzung am Verdampferaustritt liegt die Frischdampf-temperatur im Zwangumlauftbetrieb bei gleicher Feuerungsleistung, gleicher Wärmeaufnahme in den

Brennkammerwänden, die im Allgemeinen als Verdampfer geschaltet sind, und gleichem Verdampfer-eintrittszustand unter der des Zwangdurchlaufbetriebs. Im Zwangumlauftbetrieb sinken die Frischdampf- und Zwischenüberhitzeraustrittstemperaturen im Allg. mit sinkender Last weiter ab, sodass u.U. die Lastabsenkungsgeschwindigkeit vermindert ist, um zu ho-

hen Lebensdauerverbrauch und Schäden an den dickwandigen Bauteilen und der Dampfturbine zu vermeiden.

Der Übergang vom Zwangdurchlauf- in den Zwangumlaufbetrieb und umgekehrt kann durch eine spezielle Regelung so gestaltet werden, dass weder Probleme mit dem Wasserstand im Wasserabscheider und der Speisewasserregelung auftreten, noch die Frischdampf- und Zwischenüberhitzer-Temperaturen beim Durchfahren dieser Last unzulässig einbrechen bzw. ansteigen und damit einen Halt erzwingen. Siehe Läubli, Leithner & Trautmann [1984]. Diese Regelung setzt allerdings voraus, dass durch ein geeignetes Zusammenspiel von Leistungsregelung (einschließlich Feuerungsleistung, Luftüberschuss, ggfs. Schwenkbrenner etc., siehe Tabelle 1) und Speisewasserregelung in der Nähe der Zwangdurchlaufmindestlast am Verdampferaustritt Sattdampfzustand erreicht wird und der Übergang in den Umwälzbetrieb nicht z.B. durch eine Erhöhung des Speisewasserstroms erzwungen werden muss. Unter Umständen muss schon bei höherer Last begonnen werden, mit geeigneten Maßnahmen die Frischdampftemperatur zu halten oder sie abzusenken, sodass eine Lastabsenkung mit der gewünschten Geschwindigkeit kontinuierlich durchgeführt werden kann, ohne dass zulässige Temperaturänderungsgeschwindigkeiten bei den dickwandigen Bauteilen bzw. vor allem in der Dampfturbine überschritten werden und unzulässigen Lebensdauerverbrauch durch Wärmespannungen bzw. Anstreifen in der Turbine verursachen.

Dampfturbine

Dampfturbinen benötigen ebenfalls eine Mindestdurchströmung, damit nicht am Ende der Turbine Ventilationsverluste auftreten und die Austrittstemperatur des Dampfes aus der Turbine ansteigt, was zu entsprechenden Gehäuse- und Rotortemperaturen führt und eine schnelle Belastung der Turbine verhindert.

Absenkung der Zwangdurchlaufmindestlast

Die Absenkung der Zwangdurchlaufmindestlast ermöglicht es, über einen größeren Lastbereich hohe Laständerungsgeschwindigkeiten mit geringem Lebensdauerverbrauch zu realisieren, weil die Frischdampf- und die ZÜ-Austrittstemperatur sich im Allg. nicht wesentlich ändern. Der Absenkung der Zwangdurchlaufmindestlast steht oft nicht die Mindestmassenstromdichte im Verdampfer im Wege, sondern unzulässig hohe Temperaturen und/oder zu hohe Temperaturdifferenzen zwischen den einzelnen Verdampferrohren insbesondere am Verdampferaustritt, sowie Fluid- und Rohrwandtemperaturschwankungen durch instabile Strömung.

Ursachen für die Temperaturdifferenzen zwischen den einzelnen Verdampferrohren sind feuerungsseitige und wasserdampfseitige Schiefenzen, die insbesondere bei Teillast in Erscheinung treten und einander verstärken können. Die wasserdampfseitigen Schiefenzen kommen durch unterschiedliche Durchströmung der Verdampferrohre infolge unterschiedlicher Geometrie und Beheizung zustande. Im Idealfall hätten alle Verdampferrohre die gleiche Geometrie (Länge, Innendurchmesser) und sind über der Länge an jedem Ort gleich beheizt. In parallel zwischen Sammlern angeordneten Rohren würde sich so der gleiche Massenstrom in jedem Rohr einstellen. In der Realität sind die Rohre z.B. aufgrund von Brennerausbiegungen sowie Rußbläser- und Schaulukenumwicklungen nicht gleich lang. Unterschiede im Druckverlust sollten in der Regel durch Drosseln an dem Ort ausgeglichen werden, an dem sie entstehen. Durch die Fertigungsweise (meist werden nahtlose, gezogene Rohre verwendet) und die Fertigungstoleranzen ergeben sich unterschiedliche Innendurchmesser, die den Druckverlust und damit die Durchströmung einzelner Verdampferrohre stark beeinflussen. Auch die Einflüsse von Korrosionen an der Innenoberfläche, Salz- oder Magnetitablagerungen (Riffelbildung) sowie Schweißnahtwurzeln auf den Druckverlust sind nicht zu vernachlässigen.

Vermeidung von Brennkammerwandaustrittstemperaturdifferenzen durch Drosseln und ein regelbares Ventil am Eintritt des Verdampfers

In allen Arbeiten, die sich mit der Strömungsstabilität beschäftigen, wird beschrieben, dass der Druckverlust am Eintritt der Rohre die Strömung gleichmäßig und stabilisierend wirkt und damit zu weniger ungleichmäßigen Durchströmungen der parallelen Einzelrohre führt. Drosseln am Eintritt des Verdampfers werden mit dem Ziel verbaut, die Temperaturdifferenz am Austritt des Verdampfers zu verringern, die durch die o.g. Gegebenheiten verursacht werden. Meist werden sie als Gruppensdrosseln in den Zuleitungen zu den Verteilsammlern ausgeführt. Teilweise werden sie auch als Einzelrohrdrosseln, insbesondere in den Nippeln der Eintrittsammler, ausgeführt. Diese Drosseln sind allerdings zur Vergleichmäßigung der Strömung bei höheren Lasten ausgelegt und bewirken bei geringen Lasten nicht genug Druckverlust, um vergleichmäßigend auf die Strömung im System zu wirken. Würden die Drosseln von vornherein so gebaut werden, dass sie auch bei tiefer Teillast im Zwangdurchlaufbetrieb die Strömung gleichmäßig machen können, führte das bei Volllast zu hohen Druckverlusten. Mit hohen Druckverlusten sind hohe Investitions- und Betriebskosten verbunden. Speisewasserpumpe, Leitungen und Rohre

etc. müssen für die höheren Drücke ausgelegt werden und die Speisewasserpumpe muss mehr leisten. Es ist also nicht sinnvoll, nur Drosseln einzubauen, die schon bei geringen Lasten die Strömung gleichmäßig machen. Würden die Drosseln nachträglich eingebaut werden, könnte mit der bestehenden Speisewasserpumpe nicht mehr Volllast gefahren werden.

Wenn der Zwangdurchlaufbetrieb bei sehr kleinen Lasten und möglichst auch der Gleitdruckbetrieb beibehalten werden soll, ist es sinnvoll, bei Bestandsanlagen sowie Neuanlagen ein System zur Stabilisierung der Heizflächen bei Schwachlast zu installieren. In Leithner [2013] werden zwei mögliche Systeme gezeigt, die zum Ziel haben, mit dem Einsatz von Drosseln bzw. Ventilen insbesondere bei Schwachlast die Strömung zu gleichmäßig machen und zu stabilisieren. Um die hohen Druckverluste bei Volllast zu vermeiden, wird in der deutschen Patentanmeldung 10 2013 008 791 vorgeschlagen, dass oberhalb einer bestimmten Last ein Ventil geöffnet wird. Das Ventil gibt ein Verteilungssystem frei, das die für kleine Leistungen ausgelegten Drosseln umgeht. Dadurch stellt sich wieder der ursprüngliche Druckverlust ein. Die Verteilung der Mediumtemperaturen am Austritt des Verdampfers muss auch nach dem Öffnen des Ventils ausreichend gleichmäßig sein ($\Delta\theta \leq 30$ bis 70 K). Bild 6 zeigt ein beispielhaftes Schaltschema für die Einzelrohr- oder Gruppensdrosseln. In der Bild 7 sind die Verdampferaustrittstemperaturverteilungen eines Referenzfalls abgebildet, anhand dessen die beiden vorgeschlagenen Systeme beurteilt werden sollen. Abgebildet ist die Verdampferaustrittstemperaturverteilung bei 20% Last im Zwangdurchlaufbetrieb bei Gleitdruckregelung. Die Brennkammerwandwärmehaushalt entspricht der eines Dreimühlenbetriebs. Die Enthalpie am Austritt des Verdampfers beträgt 100 kJ/kg über Satt. Die maximale Temperaturdifferenz beträgt 130 K. Die Unterkühlung am Eintritt in das Verteilsystem vor den Drosseln ist wichtig bei dem Einbau der Drosseln. Die Unterkühlung muss hoch genug sein, damit durch den Druckabfall, der durch die Drosseln verursacht wird, das Wasser nicht schlagartig verdampft. Wenn Drosseln verwendet werden, sind die statische sowie dynamische Stabilität, die maximale Rohrwandtemperatur und die Temperaturdifferenz zwischen Rohrwand und Fluid nochmals zu überprüfen.

Vermeidung von Brennkammerwandaustrittstemperaturdifferenzen durch regelbare Gruppen- oder Einzelrohrventile

In allen Strängen werden Ventile eingebaut, die in Abhängigkeit von den Mediumtemperaturen am Verdampferaustritt so geregelt werden, dass alle Temperaturen innerhalb eines Bandes von ca. ± 3 K liegen.

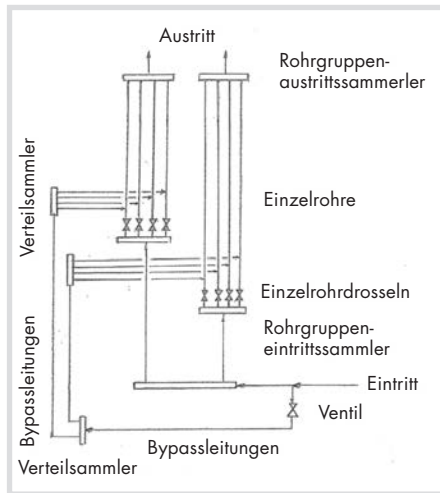


Bild 6. Verdampfer Eintrittsdrosseln und Umgehungsventil, Quelle: Leithner [2014].

Damit der Druckverlust bei Vollast nicht ansteigt, ist in diesem Fall auch wieder ein Umgehungsverteilungssystem vorzusehen. Das Umgehungsverteilungssystem wird durch ein großes Ventil oder einen großen Schieber ab einer bestimmten Last freigeschaltet. Die Last, bei der umgeschaltet wird, sollte so ausgewählt werden, dass oberhalb dieser Last die Verteilung der Mediumtemperaturen am Verdampferaustritt ausreichend gleichmäßig ist ($\Delta T \leq 30$ bis 70 K).

Je nachdem, ob die Einzelrohre oder ob Rohrgruppen geregelt werden, müssen entsprechend die Austrittstemperaturen am Verdampfer gemessen und der Durchfluss durch die Drosseln entsprechend geregelt werden. Das Potenzial dieser Regelung steckt darin, dass es möglich ist, nur sehr geringe Druckverluste zu verursachen und dabei die Temperaturdifferenzen beliebig zu minimieren. Um den Druckverlust zu minimieren, sollte die Regelung so agieren, dass das Rohr oder der Rohrstrang mit der geringsten Austrittstemperatur zuerst gedrosselt wird. Durch die Drosselung eines einzigen Rohres bzw. Rohrstranges verändert sich das Verdampferaustritts-temperaturprofil stark, da sich das hydraulische Verhalten der Anlage verändert. Es ist sinnvoll, die Regelung träge einzustellen, um Temperaturschwingungen zu vermeiden. Eine Optimierung der Drosselstellung zur Minimierung des Druckverlustes bietet sich in jedem Betriebsfall an. Durch diese Art der Drosselung können Heizungsunterschiede durch unterschiedliche Feuerungsschieflagen sehr gut ausgeglichen werden. In dem berechneten Fall betrug die Differenz in der Wärmeaufnahme zwischen dem minimal und dem maximal beheizten Rohr ca. 15 %. Die Verdampferaustrittstemperaturdifferenz kann auf einen beliebigen Sollwert verringert werden. Da sich das hydraulische Verhalten der Gesamtanlage mit den unterschiedlichen Drosseln einzelner Rohrstränge verändert, muss für jeden Betriebsfall die statische und die dynamische Strömungsstabilität

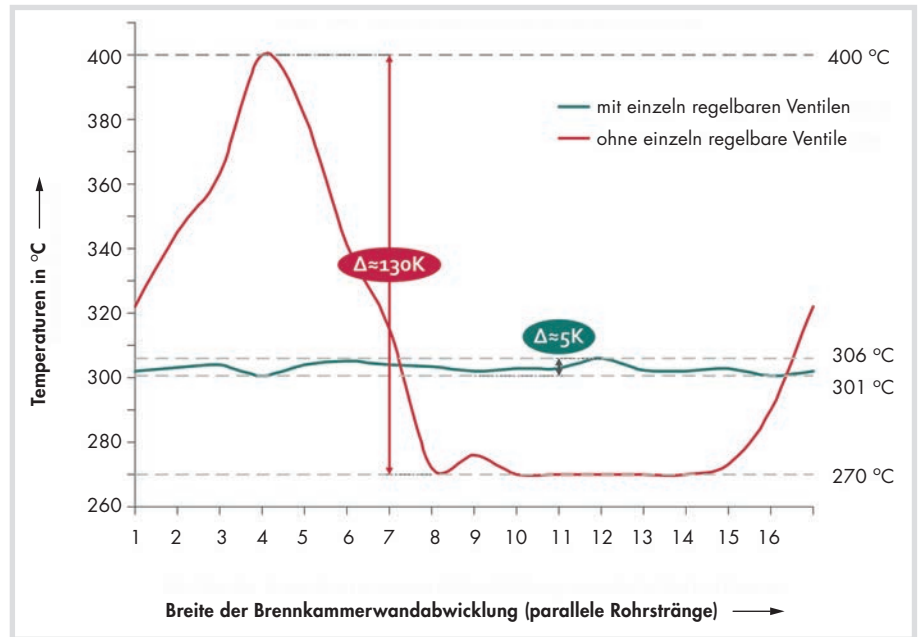


Bild 7. Verdampferaustrittstemperaturdifferenzen – Vergleich von Drosseln und regelbaren Ventilen, Datenquelle: Brinkmeier [2015].

überprüft und kontrolliert werden, ob zulässige Temperaturen und Temperaturdifferenzen überschritten werden. Die Massenstrom-Druckverlustkennlinie (Stabilitätskennlinie) für das System mit einem zusätzlichen Druckverlust durch geregelte Gruppenventile von 0,8 bar ist ersten Be-

rechnungen zufolge stabil. Das Temperaturprofil der Verdampferwand lässt keine unzulässigen Temperaturen erkennen. Auch der Wärmeübergang scheint entsprechend gut zu sein, da keine großen Temperaturdifferenzen zwischen dem Fluid und der Rohrwand auftreten.

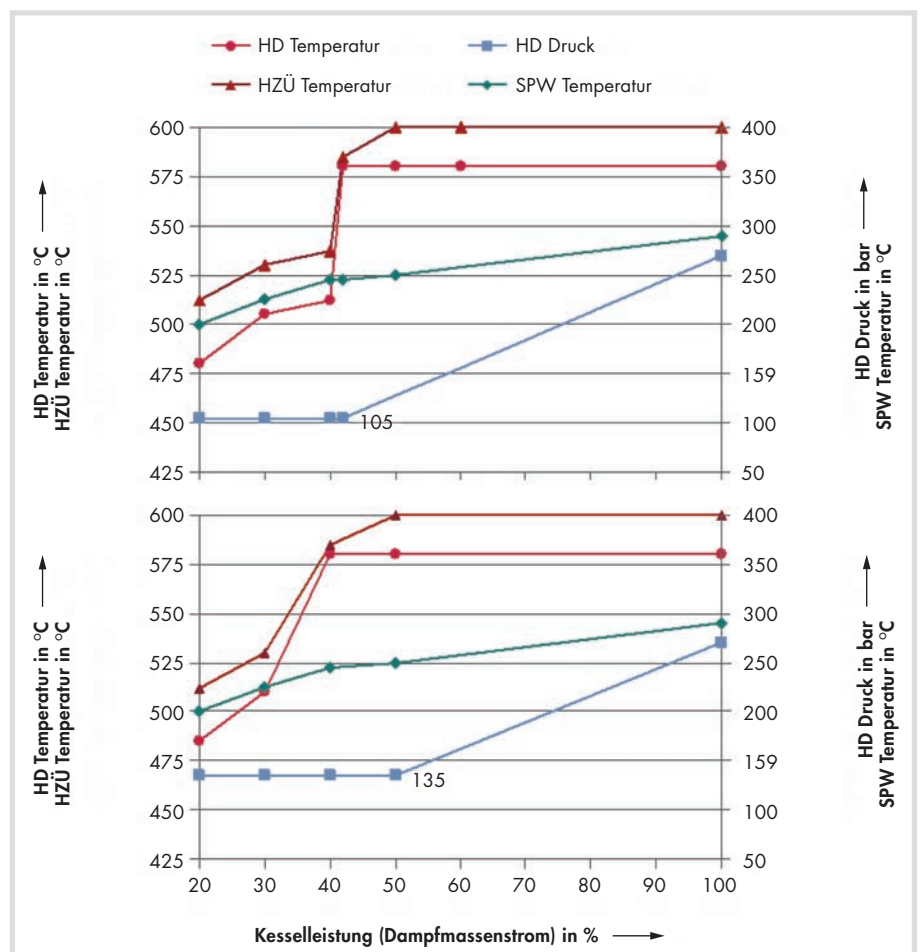


Bild 8. Frischdampf- und ZÜ-Austrittstemperaturen bei Zwangsdurchlauf- und Zwangumlauftbetrieb, Quelle: Brinkmeier [2015].

Mit dieser Regelung ist eine höhere mittlere Überhitzung am Verdampferaustritt (höherer Enthalpiesollwert) bei kleinen Zwangsdurchlaufmengen und dadurch auch eine höhere Frischdampf- und Zwischenüberhitzungstemperatur möglich. Mit dieser Maßnahme könnte der Verdampfer bei geringen Verdampfermassenströmen im Zwangsdurchlaufbetrieb und weiterhin im Gleitdruck betrieben werden, vorausgesetzt, der Economiser ist stabil durchströmt. Durch den Gleitdruckbetrieb wären auch eine relativ hohe Zwischenüberhitzeraustrittstemperatur und dadurch insgesamt ein höherer Wirkungsgrad möglich.

Verringerung der Temperaturdifferenzen am Verdampferaustritt und der Verdampferrohrwandtemperaturen bei Zwangsdurchlaufbetrieb und niedrigen Teillasten durch erhöhten Druck und erhöhte Verdampferintrittstemperatur – Regelung von Druck und Temperatur auf Grund von Temperaturmessstellen im Verdampfer

In den USA wurden von CE – Combustion Engineering Inc. sogenannte Combined Circulation Boilers gebaut, die im Verdampfer durch Drosselventile am Verdampferende auch bei Teillast überkritischen Druck erzeugten und überkritisches Medium rezirkulierten (es wurde auch kein Abscheider nur eine Abzweigung benötigt), sodass die Gefahr von Filmverdampfung und großen Verdampferrohrtemperaturdifferenzen gebannt war. Die Überlegungen in Brinkmeier [2015] und Schüle, Hellweg, Leithner & Brinkmeier [2014] knüpfen daran an. Darin ist beschrieben, wie mess- und regelungstechnisch die Temperaturdifferenzen am Verdampferaustritt und die Verdampferrohrwandtemperaturen bei Zwangsdurchlaufbetrieb bei niedrigen Teillasten durch erhöhten, aber unterkritischen Druck und erhöhte Verdampferintrittstemperatur auf vorgegebene Werte reduziert werden können. Die Anhebung des Drucks ist natürlich begrenzt auf Festdruckbetrieb bei Vollastdruck und die Verdampferintrittstemperatur kann natürlich nur bis knapp unter die Siedetemperatur angehoben werden. Beide Maßnahmen sind verkoppelt und können zudem unerwünschte Nebenwirkungen z.B. auf die Frischdampf- und ZÜ-Austrittstemperatur haben, die ggfs. durch weitere Maßnahmen kompensiert werden können/müssen.

Auswirkung der abgesenkten Zwangsdurchlaufmengen auf Frischdampf- und ZÜ-Austrittstemperaturen – nicht optimiert

Bild 8 zeigt Frischdampf- und Zwischenüberhitzertemperaturen im Schwachlastbetrieb. Im oberen Bild sind die Simulationsdaten des aktuellen Betriebs dargestellt. Zwischen ca. 42 und 40% Last wird vom Zwangsdurchlauf- in den Zwangum-

laufbetrieb übergegangen. Vor dem Übergang wurde auf Festdruckregelung gewechselt und mit einem konstanten Frischdampfdruck von 105 bar die Last weiter abgesenkt. Mit dem Übergang von Zwangsdurchlauf- zu Zwangumlaufbetrieb fallen die Frischdampf- und Zwischenüberhitzungstemperaturen stark ab. Zwischen 42 und 40% Last sinkt die Frischdampf- und Zwischenüberhitzungstemperatur von 580 °C auf 510 °C. Die Zwischenüberhitzungstemperatur sinkt im gleichen Lastbereich von 585 °C auf 535 °C. Zwischen 40% und 30% Last fallen die Frischdampf- und Zwischenüberhitzertemperaturen nicht mehr so stark ab. Die Frischdampf- und Zwischenüberhitzertemperaturen betragen bei 30% Last im Zwangumlaufbetrieb 505 °C. Die Zwi-

schenüberhitzer- und Zwischenüberhitzer-temperaturen sinkt im Umwälzbetrieb bei 30% Last auf 530 °C. Für die Untersuchungen des Zwangsdurchlaufbetriebs bei Schwachlast wurde der Enthalpiesollwert für Lasten unter 40% auf 100 kJ/kg über Satt gesenkt. Ab 50% Last wird auf Festdruckregelung umgestellt. Der Frischdampfdruck beträgt 135 bar. Die Last wird bis 20% im Zwangsdurchlaufbetrieb abgesenkt. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Frischdampf- und Zwischenüberhitzer-temperaturen nicht so schnell absinken wie bei der bisherigen Betriebsführung. Die Temperaturen bei 42% Last sind nahezu identisch mit denen im Betrieb mit 105 bar Frischdampfdruck. Der rapide Abfall der Temperaturen konnte verringert werden. Die

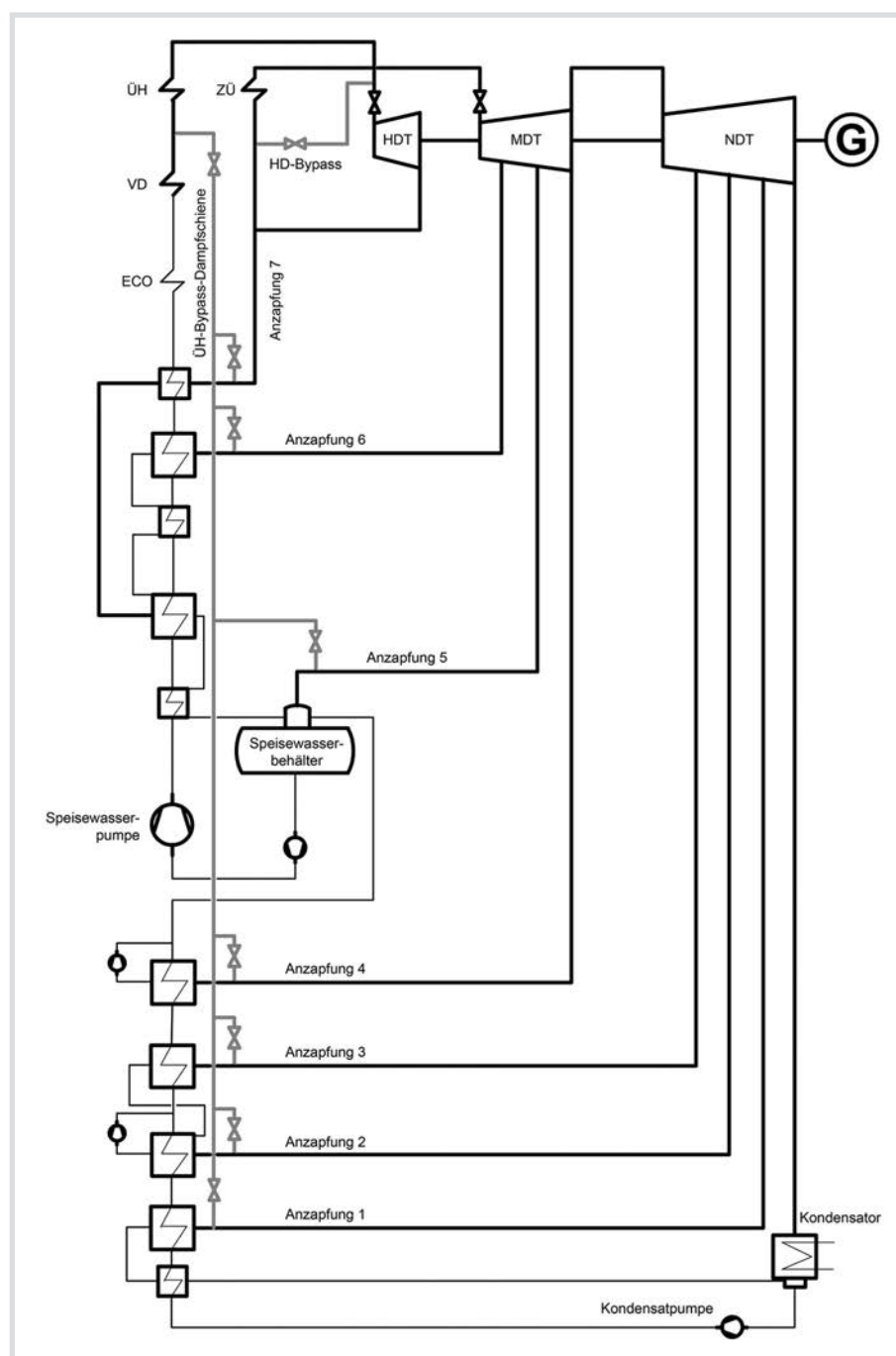


Bild 9. Schematischer Kraftwerkskreislauf mit einer Überhitzerbypassdampfschiene und einem HD-Bypass, Idee aus Leithner [2014], Abbildung verändert nach Brinkmeier, Hellweg, Schüle, Witkowski & Leithner [2014].

Frischdampf- und ZÜ-Austrittstemperatur sinkt zwischen 42% und 30% Last von 580°C auf 510°C. Die Zwischenüberhitzertemperatur sinkt im gleichen Lastbereich von 585°C auf 535°C. Die Dampftemperaturen zwischen 40% und 30% Last sind höher als im Umwälzbetrieb. Für kleinere Lasten als 30% ist in diesem Fall kein signifikanter Vorteil feststellbar. Für diese Simulationen wurden alle anderen Parameter konstant gelassen und keine Maßnahmen unternommen, die Dampftemperaturen durch Prozessoptimierung positiv zu beeinflussen. Durch weitere Gleitdruckfahrweise, höhere Überhitzung am Verdampferaustritt, Absenken der Speisewasser-temperatur, Erhöhung des Luftüberschusses oder eine Rauchgasrezirkulation etc. könnten die Dampftemperaturen erhöht werden.

Temperaturhaltung durch Bypassleitungen

Zur Frischdampf- und ZÜ-Austrittstemperaturhaltung wird in Leithner [2014] die Installation von Bypassleitungen vorgeschlagen.; siehe Bild 9. Über die Bypassleitungen kann so viel Dampf vorbei an Überhitzer- und/oder Zwischenüberhitzerheizflächen in die Mittel- und/oder Niederdruckturbine und/oder in die Anzapfungen und/oder in den Kondensator geleitet werden, dass die gewünschten Frischdampf- und ZÜ-Austrittstemperaturen erreicht werden können. Die KZÜ-Anzapfung wird vergrößert, um den Dampfmassenstrom durch den Zwischenüberhitzer zu verringern. Dadurch steigt die Temperatur am Austritt des Zwischenüberhitzers.

Absenkung der Mühlenkleinstlast

Die Kohlemühlen sollten in der Lage sein, einen möglichst geringen Brennstoffstrom zu vermahlen und über die Staubleitungen und Brenner in die Brennkammer zu fördern. Andererseits verlangen die Kohlemühlen einen Mindesttraggasstrom, damit die gemahlene Kohle aus der Mühle ausgebracht werden kann und die Brenner verlangen eine Mindestkohlenstaubbelastung, damit der Kohlenstaub zündet, wodurch die Mühlenkleinstlast festgelegt ist.

Um dieses Problem zu lösen, wird in Leithner [2017a] vorgeschlagen, einen Teilstrom des Traggases samt der gemahlene Kohle wieder in die Mühle zurückzuführen und dadurch den Kohleeintrag in die Brennkammer, also die Mühlenkleinstlast, zu vermindern. Meist versorgt eine Mühle zwei oder mehr Brenner, sodass die Traggasströme samt Kohlenstaub von allen Brennern außer einem in die Mühle zurückgeführt werden können, wodurch sich die Mühlenkleinstlast mindestens halbiert; Bild 10.

Durch die Rückführung in die Mühle wird der Kohlenstaub feiner vermahlen, wodurch sich die Zündung verbessert, was

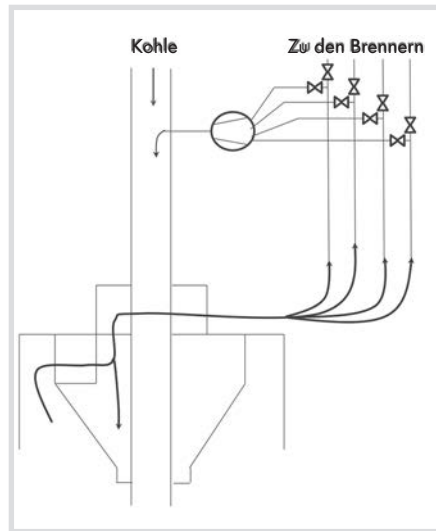


Bild 10. Kohlenstaubrezirkulation über Bypässe zur Absenkung der Mühlenkleinstlast.

gerade bei kleinen Leistungen von Vorteil ist.

Baut die Mühle ausreichend Druck im Traggas auf, genügt eine Staubleitung mit Absperr- oder Umlenkeinrichtung zwischen Abzweigung nach der Mühle und Mühleneintritt um die Rezirkulation eines Teilstroms des Traggases und Kohlenstaubs zu bewerkstelligen. Wird kein ausreichender oder gar kein Druck im Traggas durch die Mühle aufgebaut, wird zusätzlich ein robustes Rezirkulationsgebläse in jeder Rezirkulationsstaubleitung zwischen Abzweigung nach der Mühle und Mühleneintritt benötigt.

Anfahrzeitverkürzung

Es sollte bedacht werden, dass die Vorbereitung des nächsten Starts beim Abfahren beginnt. Nach dem Abstellen und einem ersten Temperatenausgleich, der an einigen Stellen zu einem Temperatur- und Druckanstieg führen kann, fallen alle Temperaturen und es fällt Kondensat an. Häufig kommt es zur Ausdampfung im Economiser. Um zu vermeiden, dass durch den Dampf viel Wasser in den Verdampfer geschoben wird und aus dem Wasserabscheider sogar abgelassen werden muss, ist ggfs. eine Ausdampfleitung mit Ventil zwischen Eco und Wasserabscheider zweckmäßig. Dieses Ventil wird nach dem Abstellen geöffnet und erleichtert auch das Auffüllen des Economisers.

Schon bei der Konstruktion von Dampferzeugern, Turbinen etc. ist darauf zu achten, dass alle Anlagenteile, Heizflächen und Leitungen etc. entwässert und entlüftet werden können, d.h. dass an jedem tiefsten Punkt eines Abschnittes eine Entwässerungsleitung und an jedem höchsten Punkt eine Entlüftungsleitung angeschlossen ist.

Um die Anfahrzeit nicht unnötig zu verlängern und aufbereitetes, teures Wasser oder Dampf nutzlos abzulassen, sollten die Entwässerungen nur Kondensat/Wasser ab-

lassen und die Entlüftungen nur Luft oder Dampf mit entsprechend hohen Luftanteilen. Ein zeitabhängiges Öffnen und Schließen der Ventile wird diesem Anspruch kaum gerecht.

Entwässerungen müssen bei Kalt- Warm- und Heißstarts Kondensat abführen und es sollten daher Kondensomaten eingesetzt werden oder eine Einrichtung nach Leithner, Bothe, Schleßing [1982], bei der mehrere Entwässerungsleitungen mit Rückschlagklappen auf ein Sammelgefäß geführt werden und das Ablassventil nur geöffnet wird, wenn ein entsprechend hoher Wasserstand gemessen wird.

Beim Kaltstart von Dampferzeugern müssen die Heizflächen entlüftet werden. Üblicherweise werden dazu die Entlüftungsventile geöffnet und nach einer vorgegebenen Zeit wieder geschlossen. Dadurch strömt meist nicht nur Luft sondern gegen Ende der Zeit auch Dampf durch die Entlüftungsventile, was zum Verlust dieses Dampfes führt, der durch aufbereitetes Wasser ersetzt werden muss, was zusätzliche Kosten verursacht. Zudem verzögert sich dadurch der Druckanstieg, was den ganzen Anfahrvorgang verlangsamt und zu einem höheren Brennstoffverbrauch, insbesondere des meist teuren Anfahrbrennstoffs, führt. Dies kann heute sogar den Einsatz eines Kraftwerks gefährden.

Um diese Verluste und die Verlängerung des Anfahrvorgangs zu vermeiden, wird in Leithner [2017b] vorgeschlagen, den Sauerstoff- oder Stickstoffgehalt oder den Edelgasgehalt (insbesondere den Argongehalt) des durch die Entlüftungsventile ausströmenden Fluids zu messen und die Entlüftungsventile zu schließen, wenn vorgegebene Konzentrationen dieser für Luft charakteristischen Gase unterschritten werden. Eine weitere Möglichkeit ist die Messung des Wasserdampfgehalts und das Schließen der Entlüftungsventile, wenn ein entsprechend hoher Grenzwert überschritten wird.

Zudem kann auch so vermieden werden, dass Luft in den Komponenten verbleibt und zu Problemen oder Schäden führt, wenn die Entlüftungsventile zu früh geschlossen werden.

Je höher der Druck schon gestiegen ist bis der erste Dampf die Bauteile berührt und auf der Oberfläche kondensiert, desto höher ist der Thermoschock. Vermeiden ließen sich diese extremen Wärmespannungen durch einen „Vakuumstart“. Wegen Undichtigkeiten von Stopfbuchsen etc. ist ein derartiger Start allerdings nicht üblich.

Einsatz von Wärmespeichern

Der Einsatz von Wärmespeichern (siehe auch Brinkmeier [2015], Nielsen [2013] und Qi [2013]) bietet verschiedene Möglichkeiten, die Flexibilität von Dampfkraft-

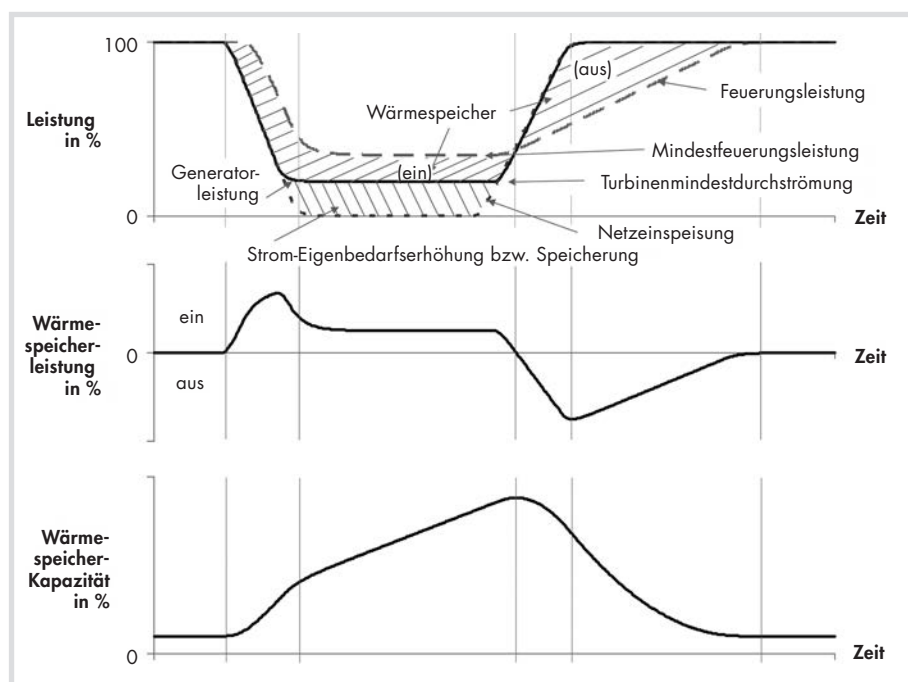


Bild 11. Zeitlicher Verlauf der Leistungen von Dampferzeuger, Wärmespeicher und Turbine.

werken zu verbessern (Bild 11). Zum einen können mit Wärmespeichern kurzzeitige Leistungseinbrüche ausgeglichen und kurzzeitige Leistungsspitzen/Überlast abgefangen werden. Zum anderen bieten Wärmespeicher bei entsprechender Dimensionierung die Möglichkeit, die Mindestlast abzusenken, bis hin zum Eigenbedarfsbetrieb. Einschließlich entsprechender Einspeicherung wird die Mindestfeuerungsleistung (ohne teuren Stützbrennstoff) nicht unterschritten. Ferner können durch den Einsatz von Wärmespeichern durch Dampfproduktion und -verbrauch die positiven und negativen Laständerungsgeschwindigkeiten deutlich gesteigert werden. Die Entkopplung der Strom- und Wärmeproduktion in Kraftwärmekopplungsanlagen durch Anzapfkondensationsturbinen ist Stand der Technik und kann darüber hinaus durch Wärmespeicher noch weiter getrieben werden.

Für die Integration von Wärmespeichern in Dampfkraftwerken gibt es verschiedene Möglichkeiten. Durch den Einsatz von Wärmespeichern parallel zu den Vorwärmern in der Hoch- und Niederdruckvorwärmstrecke, kann dem Wasserdampfkreislauf durch die Anzapfdampfvorwärmer zusätzliche Wärme entzogen oder die Vorwärmung ersetzt werden. Wärmespeicher parallel zu den Heizflächen im Dampferzeuger können die Dampfproduktion im Dampferzeuger und den Dampfverbrauch im Wasserdampfkreislauf entkoppeln. Ferner können Wärmespeicher für die Warmhaltung von Dampferzeuger, Turbinen, etc. eingesetzt werden. Im Luft-Rauchgas-System können Wärmespeicher für die Luftvorwärmung im Schwachlastbetrieb als Alternative zu anderen Methoden. Wärmespeicher lohnen sich vermutlich erst bei häufigem Schwachlastbetrieb.

Zusammenfassung

In dem Beitrag werden eingangs allgemeine Zusammenhänge zwischen Leistung, Massenstrom, Temperaturen, Druck und Druckabfall von Dampferzeugern und Dampfturbinen bei Teillast bei den verschiedenen Betriebsweisen wie Festdruck-, natürlicher und gesteuerter Gleitdruck- und Vordruck-Betrieb vorgestellt. Insbesondere werden folgende Herausforderungen für einen wirtschaftlichen Niedriglast- und Leerlauf- bzw. Eigenbedarfsbetrieb behandelt und mögliche Lösungen beschrieben: Absenkung der Zwangsdurchlaufmindestlast einschließlich Verringerung von Verdampferaustrittstemperaturdifferenzen durch Drosseln und Ventile und Auswirkung auf die Frischdampf- und ZÜ-Austrittstemperaturhaltung, Frischdampf- und ZÜ-Austrittstemperaturhaltung durch Bypassleitungen, Absenkung der Mühlenkleinstlast, Anfahrzeitverkürzung und Einsatz von Wärmespeichern.

Formelzeichen

A	m^2	Querschnittsfläche
h	$\frac{kJ}{kg}$	Enthalpie
$konst_i$		dimensionsbehaftete konstante Werte
\dot{m}	$\frac{kg}{s}$	Massenstrom
P	W	Leistung
p	Pa	Druck
$p_{eini} p_{aus}$	Pa	Druck am Ein- oder Austritt
\dot{V}	$\frac{m^3}{s}$	Volumenstrom
w	$\frac{m}{s}$	Geschwindigkeit

ζ		dimensionslose Reibungskennzahl
ϑ	K	Temperatur
ρ	$\frac{kg}{m^3}$	Dichte

Literaturverzeichnis

Brinkmeier (2015). *Flexibilisierung von Kraftwerken*, Dissertation am Institut für Energie- und Systemverfahrenstechnik der TU Braunschweig, Der Andere Verlag, Uelvelsbüll, ISBN: 978-3-86247-552-0.

Epple, Leithner, Linzer & Walter, Hrsg. (2012). *Simulation von Kraftwerken und Feuerungen*, Springer Verlag Berlin Heidelberg. ISBN: 978-3-709111819 und englische Ausgabe: Walter Heimo und Epple Bernd, Hrsg. (2017). *Numerical Simulation of Power Plants and Firing Systems*, Springer-Verlag Wien. ISBN: 978-3-7091-4853-2 bzw. 978-3-7091-4855-6 (eBook).

John, Frick, Schwing & Stamatelopoulos (2011). *Anforderungen hinsichtlich der Flexibilisierung konventioneller Kraftwerke*, Proceedings: Internationaler ETG.

Läubli, Leithner & Trautmann (1984). *Probleme bei der Speisewasserregelung von Zwangsdurchlaufdampferzeugern und deren Lösung*, VGB Kraftwerkstechnik 64 Heft 04/1984 pp. 279–291.

Leithner, Bothe & Schleßing (1982): *Einrichtung zur Entwässerung der Überhitzerheizflächen eines Dampferzeugers*, Deutsches Patent DE 32 16 588 C1.

Leithner (1991). *Once-Through Boilers*. Chapter 7 in Kakaç: *Boilers, Evaporators & Condensers*. John Wiley & Sons, Inc. New York. Chichester. Brisbane. Toronto. Singapore. ISBN 0-471-62170-6.

Leithner (2013). *Stabilisierung der Strömung in Heizflächen insbesondere Verdampfern bei niedrigen Lasten*, Deutsche Patentanmeldung, AKZ 10 2013 008 791.

Leithner (2014). *Schonender Dampfturbinenbetrieb*, Deutsche Patentanmeldung, AZ 10 2014 008 905.3.

Leithner (2017a). *Mühlenkleinstlast*, Deutsche Patentanmeldung, AZ 10 2017 003101.

Leithner (2017b). *Anfahrzeitverkürzung*, Deutsche Patentanmeldung, AZ 10 2017 003 085.

Nielsen (2013). *GuD-Druckluftspeicherkraftwerk mit Wärmespeicher*, Dissertation am Institut für Wärme- und Brennstofftechnik der TU Braunschweig. Schriftenreihe des Energieforschungszentrums Niedersachsen, Cuvillier-Verlag-Göttingen, ISBN: 978-3-9540-4488-7.

Qi (2013). *Optimierung von Hochtemperaturwärmespeichern für ein Druckluftspeicherkraftwerk*, Dissertation am Institut für Wärme- und Brennstofftechnik der TU Braunschweig, Shaker Verlag Aachen Energietechnik, ISBN:978-3-8440-2096-0.

Schüle, Hellweg, Leithner & Brinkmeier (2014). *A method for low load operation of a power plant with a once-through boiler*, Europäische Patentanmeldung vom 26.06.2014, Patent-Nr. 14179002.2-1607, US Patent Application No. US 14/807,216; US 20160032784 A1.

VGB | P O W E R T E C H

International Journal for Electricity and Heat Generation



✂ Please copy >>> fill in and return by mail or fax

Yes, I would like order a subscription of VGB PowerTech.

The current price is Euro 275.- plus postage and VAT.

Unless terminated with a notice period of one month to the end of the year, this subscription will be extended for a further year in each case.

Name, First Name

Street

Postal Code

City

Country

Phone/Fax

Date 1st Signature

Cancellation: This order may be cancelled within 14 days. A notice must be sent to VGB PowerTech Service GmbH within this period. The deadline will be observed by due mailing. I agree to the terms with my 2nd signature.

Date 2nd Signature

Return by fax to

VGB PowerTech Service GmbH
Fax No. +49 201 8128-302

or access our on-line shop at www.vgb.org | MEDIA | SHOP.

**VGB PowerTech DVD 1990 bis 2016:
27 Jahrgänge geballtes Wissen rund um
die Strom- und Wärmeerzeugung
Mehr als 27.000 Seiten
Daten, Fakten und Kompetenz**

Bestellen Sie unter www.vgb.org > shop



**Jetzt auch als
Jahres-CD 2016
mit allen Ausgaben
der VGB PowerTech
des Jahres: ab 98,- €**

© Sergey Nivens - Fotolia



PowerTech-CD/DVD!

Kontakt: Gregor Scharpey
Tel: +49 201 8128-200
mark@vgb.org | www.vgb.org

**Ausgabe 2016: Mehr als 1.100 Seiten Daten, Fakten und Kompetenz
aus der internationalen Fachzeitschrift VGB PowerTech**

(einschließlich Recherchefunktion über alle Dokumente)

98,- Euro (für Abonnenten der Printausgabe), 198,- Euro (ohne Abonnement), incl. 19 % MwSt. + 5,90 Euro Versand (Deutschland) / 19,90 Euro (Europa)