

Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks

Abstract

Power Plant Operation in Case of Feed-in of Wind Parks

A stable and quality oriented energy supply in the Federal Republic of Germany is a prerequisite for a sustainable national economy. Thereby, also for political reasons, the wind energy as a renewable energy source in on-shore and off-shore wind power plants plays a more and more important role in this context. But this increase in wind power productions generates new and up to now unknown problems in the German energy system concerning energy transportation, the reduced availability of this energy for meteorological reasons and the thereby caused need for so-called "Hour reserve from conventional power plants". Also the fluctuation in wind power production in addition with the fluctuations of the consumer power demand and the not measured production from decentralized sources results in substantial high positive and negative reserve power in the conventional power plants which are up to now not well designed for this new requirements. The analysis of these new burdens for the power plants, the development of new energy services and new strategies of control and the design and location of new conventional power plants in respect with an optimal operation regime are the main goals of this investigation.

Entwicklung und Stand der Windenergie in Deutschland

Eine attraktive Vergütung der eingespeisten Windenergie und deren Abnahmepflicht nach

Autoren

Dr.-Ing. Torsten Haase

Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Elektrische Energieversorgung.

Dipl.-Ing. Friedrich Gottelt

Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik.

Dr.-Ing. Jürgen Nocke

Leiter der Arbeitsgruppe Angewandte Thermodynamik am Lehrstuhl für Technische Thermodynamik.

Professor Dr.-Ing. habil. Egon Hassel

Professor für Technische Thermodynamik.

Professor Dr.-Ing. Harald Weber

Professor für Elektrische Energieversorgung.
Alle: Universität Rostock,
Rostock/Deutschland.

dem Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) sowie die daraufhin einsetzende rasante technische Entwicklung haben seit Mitte der 90er-Jahre zu einem Boom beim Bau von Onshore-WEA geführt. Bis Ende 2006 waren in Deutschland 20 622 MW an Windkraftleistung installiert. Die deutsche Windstromproduktion hat im Jahre 2006 rund 30,0 TWh betragen, wobei auf E.ON 12,7, auf Vattenfall Europe 11,3, auf RWE 5,6 und auf EnBW 0,4 TWh entfielen. In Bild 1 sind die historische und die laut [1] prognostizierte Entwicklung der Windenergie bis zum Jahr 2020 dargestellt. Die installierte Onshore-Windkraftleistung wird in 2020 mit etwa 27,9 GW prognostiziert.

Um den Ausbau der Windenergienutzung auch bei Sättigung im Onshore-Bereich auf hohem Niveau aufrechtzuerhalten, ist eine Erschließung geeigneter Standorte auf See erforderlich, wobei laut [1] rund 18,7 GW in der Nordsee und etwa 1,7 GW in der Ostsee im Jahr 2020 erwartet werden. In der Ausschließlichen Wirtschaftszone sind 18 Windparks und innerhalb der 12-Seemeilen-Zone sechs Windparks in Planung. In Summe sind derzeit bei den Genehmigungsbehörden des Bundes und der Länder Windparks mit einer Leistung von 22 703 MW in der Nordsee und 2130 MW in der Ostsee in den verschiedenen Planungsphasen (Genehmigung, Erörterungstermin, Raumordnungsverfahren), Bild 2. Hinzu kommen noch fünf Windparkprojekte mit einer Leistung in Summe von 2022 MW, die zur Zeit nicht verfolgt werden. Fertiggestellt (Errichtung) sind zur Zeit erst die Projekte Dollart am Emdener Südkai (4,5 MW) und Breitling (2,3 MW) im Rostocker Überseehafen, die aber eher den Charakter von Nearshore-Anlagen haben.

Stand des Ausbaus der Windenergie im Jahre 2006

Grundlage für die in diesem Beitrag geführte Diskussion sind die von den Übertragungsnetzbetreibern (ÜNB) online zur Verfügung gestellten prognostizierten und hochgerechneten Zeitreihen der Windeinspeisung in Deutschland im 1/4-Stunden-Raster und in Dänemark im 1-Stunden-Raster für das Jahr 2006.

Deutschland

Bild 3 zeigt die maximal eingespeiste Leistung in den Regelzonen (RZ) getrennt für jeden Monat. Die höchste Einspeisung hatte Vattenfall Europe mit 6821 MW, gefolgt von E.ON mit 6796 MW. Bei RWE lag die höchste Einspeisung bei 3130 MW, während EnBW eine maximale Einspeisung von 177 MW verzeichnete. Die höchste gleichzeitige Einspeisung aller WEA trat in Deutschland am 31. Dezember 2006 in der Zeit von 0,30 bis 0,45 Uhr mit einer Leistung von 16 129 MW auf.

Dänemark

Die höchste Einspeisung der RZ Dänemark-West (DK-West) lag bei 2198 MW, während die maximale WEA-Einspeisung in der RZ Dänemark-Ost (DK-Ost) bei 680 MW lag. DK-West gehört zum UCTE-Verbundnetz, während DK-Ost zum NORDEL-Verbundnetz gehört. Die installierte WEA-Leistung in DK-West beträgt 2137 MW, in DK-Ost hingegen 700 MW. Die installierte Offshore-Windkraftleistung beträgt in Dänemark 423 MW. Der größte Offshore-Windpark in DK-Ost heißt Nysted und hat eine installierte Leistung von 165,6 MW (72 × 2,3 MW). Nysted liegt in der Ostsee 10 km von den Inseln Lolland und Falster entfernt. Der größte

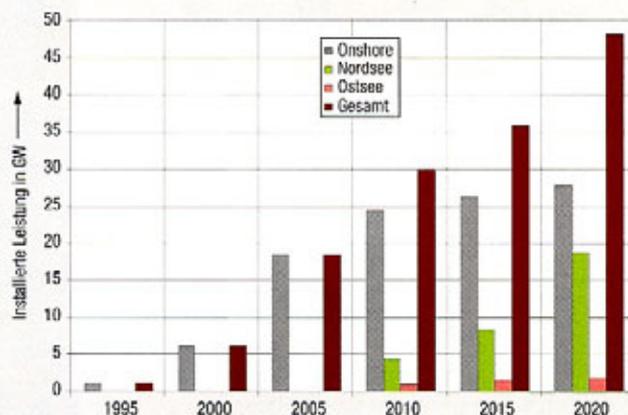


Bild 1. Historische und prognostizierte Entwicklung der Windenergie [1].

Windpark	Pilotphase	Ausbauziel	Ort	Stand 09/2006	Windpark	Pilotphase	Ausbauziel	Ort	Stand 09/2006
1 Butendek		240 MW	Nordsee AWZ	G 12/2002	17 H2-20		400 MW	Nordsee AWZ	z.Z. nicht verfolgt
2 Dan-Tysk	400 MW	1500 MW	Nordsee AWZ	G 08/2005	18 Riffgat		200 MW	Nordsee 12 SMZ	RDV 03/2006
3 Weiße Bank		600 MW	Nordsee AWZ	z.Z. nicht verfolgt	19 Dollart		5 MW	Nordsee 12 SMZ	ER 10/2004
4 Nördlicher Grund	360 MW	2.195 MW	Nordsee AWZ	G 12/2005	20 Nordergründe		125 MW	Nordsee 12 SMZ	RDV 12/2003
5 Sandbank 24	400 MW	4.720 MW	Nordsee AWZ	G 08/2004	21 Wilhelmshaven		5 MW	Nordsee 12 SMZ	Zukunft offen
6 Globaltech I	360 MW	1.440 MW	Nordsee AWZ	G 05/2006	22 Beltsee		415 MW	Ostsee AWZ	z.Z. nicht verfolgt
7 Nordsee-Ost	400 MW	1.250 MW	Nordsee AWZ	G 06/2004	23 Kriegers Flak I		321 MW	Ostsee AWZ	G 04/2005
8 Amrumbank West		400 MW	Nordsee AWZ	G 06/2004	24 Venfolec Ost 2	240 MW	600 MW	Ostsee AWZ	ET 09/2005
9 Meerwind	280 MW	819 MW	Nordsee AWZ	ET 04/2004	25 Arkonabecken Südost	400 MW	1.005 MW	Ostsee AWZ	G 03/2006
10 Hochseewindpark Nordsee	536 MW	2.286 MW	Nordsee AWZ	G 07/2006	26 Gode Wind	320 MW	896 MW	Nordsee AWZ	ET 09/2005
11 Hochseewindpark He dreht		536 MW	Nordsee AWZ	ET 08/2004	27 Bard Offshore I	400 MW	1.600 MW	Nordsee AWZ	ET 02/2006
12 Borkum Riffgrund West	280 MW	1.800 MW	Nordsee AWZ	G 02/2004	28 Sky 2000		150 MW	Ostsee 12 SMZ	RDV 12/2003
13 Borkum Riffgrund	231 MW	746 MW	Nordsee AWZ	G 02/2004	29 Rostock		207 MW	Ostsee 12 SMZ	z.Z. nicht verfolgt
14 Borkum West	60 MW	60 MW	Nordsee AWZ	G 11/2001	30 Breiiting		3 MW	Ostsee 12 SMZ	ER 02/2006
15 North Sea Windpower	240 MW	1.255 MW	Nordsee AWZ	G 02/2005	31 Baltic I		54 MW	Ostsee 12 SMZ	RDV 08/2004
16 Uthland		400 MW	Nordsee AWZ	z.Z. nicht verfolgt					

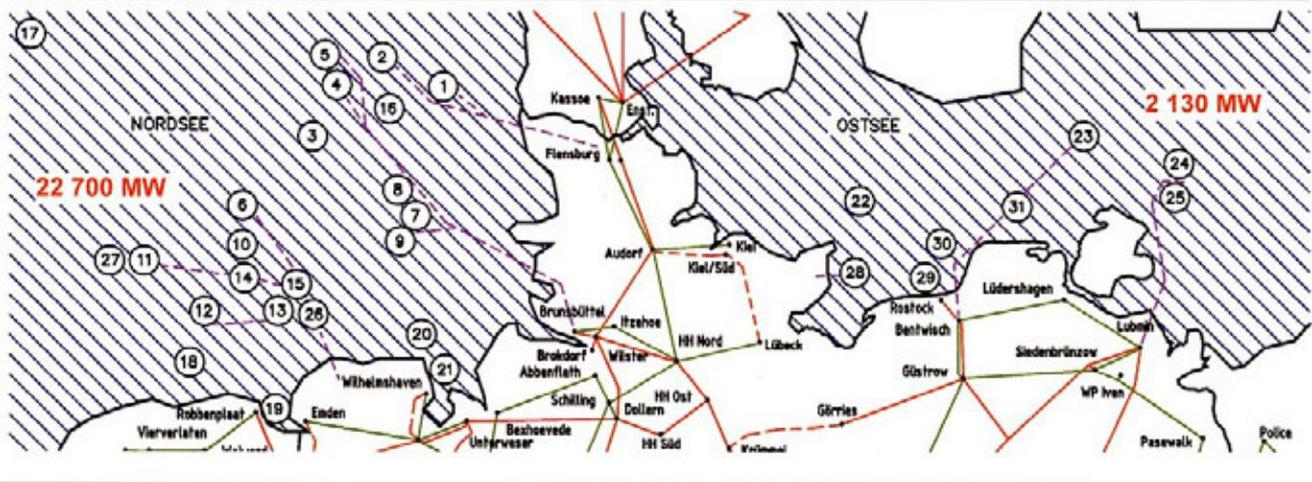


Bild 2. Geplante Offshore-Projekte in der deutschen Nord- und Ostsee, Stand September 2006.

Offshore-Windpark in DK-West heißt Horns Rev und hat eine installierte Leistung von 160 MW (80 × 2,0 MW). Horns Rev liegt in der Nordsee, 14 km von Jütland bei Esbjerg entfernt.

Legt man den Fokus auf die für die Energiewirtschaft bedeutende Anzahl der Volllaststunden, so wird der Vorteil der Offshore-WEA noch deutlicher. So erreichten die dänischen Offshore-WEA durchschnittlich 3230 Volllaststunden im Jahre 2006. Anzumerken ist, dass in der Nordsee aufgrund höherer Windgeschwindigkeiten mehr Volllaststun-

den erreicht werden (Horns Rev: 3727 h, Nysted: 3123 h). Bei den dänischen Onshore-WEA wird durchschnittlich 1749 h, bei den deutschen Onshore-WEA hingegen nur 1526 h Volllast erreicht. Bezieht man sich auf die Stromproduktion aus WEA, so wurden mit 423 MW installierten Offshore-WEA 1368 GWh Strom produziert. Das entspricht einem Anteil von 22,4 % an der gesamten Windstromproduktion, wobei dafür nur 13,5 % aller installierten WEA verantwortlich waren. Den größten Anteil an der Offshore-Windstromproduktion hatten dabei Horns Rev mit 596 und Nysted mit 517 GWh.

Die restlichen kleineren Offshore-Windparks mit einer installierten Leistung von 97,8 MW produzierten demnach 255 GWh Strom. Das entspricht 2599 Volllaststunden.

Jahresdauerlinie der Leistungsgradienten aller WEA in Deutschland

Der Verlauf der Jahresdauerlinie aller einspeisenden WEA in Deutschland, dessen Integral einer Jahresenergielieferung von 30,0 TWh entspricht, ist von der Höhe des Windenergieangebots und insbesondere auch von dessen Verteilung über dem Gebiet der installierten WEA abhängig. So wurden in

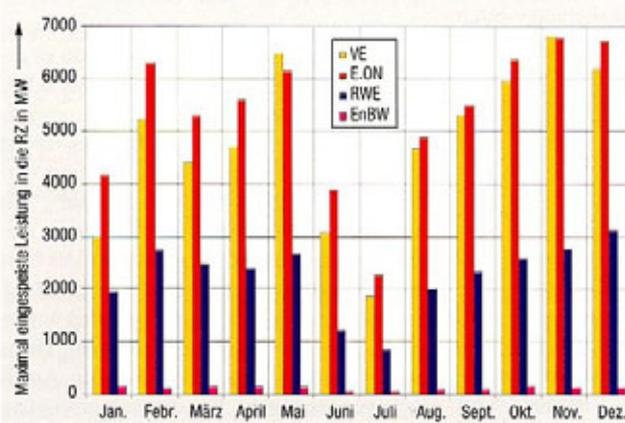


Bild 3. Maximal eingespeiste Leistung aus WEA in die deutschen Regelzonen im Jahre 2006.

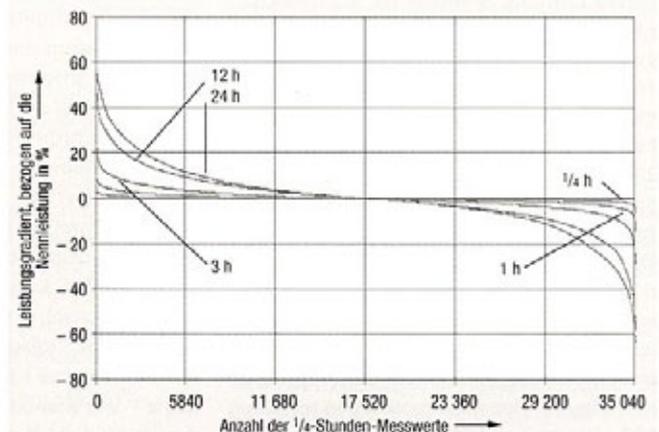


Bild 4. Leistungsgradienten aller WEA in Deutschland im Jahre 2006.

Deutschland innerhalb 3000 h des Jahres mindestens 19,2 % und innerhalb 5000 h des Jahres mindestens 10,5 % der installierten WEA-Leistung erreicht. Das Maximum betrug 79,1 % der installierten WEA-Leistung. Die in den verschiedenen Regionen Deutschlands unterschiedlich schwankenden Windgeschwindigkeiten und Einspeiseleistungen gleichen sich bei diesen räumlich weit verteilten WEA teilweise gegenseitig aus. Der Vergleich mit unseren dänischen Nachbarn zeigt, dass in Dänemark (wesentlich ertragreichere Windbedingungen herrschen. Der Jahresertrag aus WEA betrug in Dänemark rund 6,1 TWh bei einer installierten Leistung von 3137 MW. Das Maximum der Windeinspeisung betrug 91,1 % der Nennleistung aller WEA. In Dänemark wurden innerhalb 3000 h des Jahres mindestens 25,1 % und innerhalb 5000 h des Jahres mindestens 12,7 % der installierten WEA-Leistung erreicht.

Bild 4 zeigt die Leistungsgradienten der deutschlandweit eingespeisten Windleistung für unterschiedliche Zeitraster. Ein positiver Wert zeigt einen Leistungsanstieg an, bei einem negativen Wert nimmt die Leistung ab. Es ist zu erkennen, dass die Gradienten-dauerlinien nicht symmetrisch sind. Bei großen Änderungen kommt eine starke Verringerung der Leistung häufiger vor als ein starker Anstieg. Der größte Leistungsanstieg im 1/4-Stunden-Raster im Jahre 2006 trat im Mai auf. Der maximal positive Leistungsgradient der eingespeisten Windleistung (844 MW) betrug 4,4 % der installierten Leistung. Die größte Leistungsreduktion im 1/4-Stunden-Raster trat im November auf. Der maximale negative Leistungsgradient (-1230 MW) der eingespeisten Windleistung betrug 6,1 % der installierten Leistung. Der größte Leistungsanstieg und die größte Leistungsreduktion im 1-Stunden-Raster im Jahr 2006 traten im Mai auf. Der maximal positive Leistungsgradient der eingespeisten Windleistung (2156 MW) betrug 11,3 % (vgl. DK 14,7 %) der installierten Leistung, während der maximale negative Leistungsgradient (-2704 MW) der eingespeisten Windleistung 14,2 % (vgl. DK 16,3 %) der installierten Leistung betrug. Der größte Leistungsanstieg und die größte Leistungsreduktion im 3-Stunden-Raster im Jahr 2006 traten im April auf. Der maximal positive Leistungsgradient (5080 MW) der eingespeisten Windleistung betrug 26,9 % (vgl. DK 33,2 %) der installierten Leistung, während der maximale negative Leistungsgradient (-5444 MW) der eingespeisten Windleistung 28,9 % (vgl. DK 32 %) der installierten Leistung betrug. Die Leistungsgradienten im 12-Stunden-Raster lagen zwischen 52 % (positiv) und 60,1 % (negativ) bezogen auf die installierte Leistung. Für das 24-Stunden-Raster wurden maximal 58,7 % (positiv)

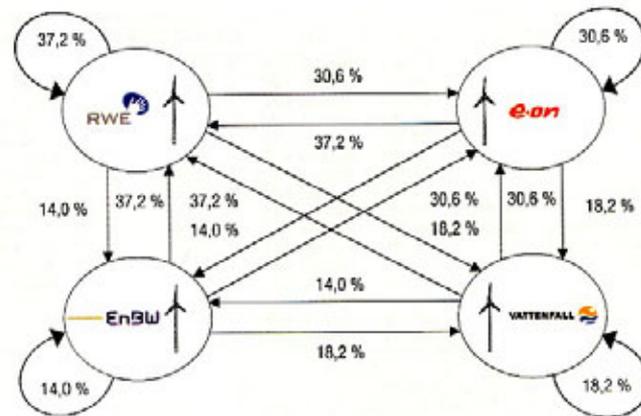


Bild 5. Wirkungsweise des Horizontalausgleichs in 2006.

und 68,1 % (negativ), bezogen auf die installierte Leistung, ermittelt. Auch hier waren die Werte für Dänemark im Vergleich höher.

Beim Betrachten der Zahlen fällt auf, dass die Leistungsgradienten mit größer werdendem Zeitbereich auch deutlich ansteigen. Aufgrund der höheren Windgeschwindigkeiten und der räumlich engeren Anordnung der Windparks in Dänemark gegenüber Deutschland treten dort in allen untersuchten Zeitbereichen höhere positive und negative Leistungsgradienten auf. Ähnliche Leistungsgradienten wie in Dänemark würde man sicher auch bei den deutschen Offshore-WEA erwarten können. Die Auswirkungen auf den Kraftwerkspark wären durch die in etwa in gleicher Größenordnung einspeisenden Onshore-WEA, die aber räumlich wesentlich verteilt sind, und der daraus resultierenden ausgleichenden Wirkung des Horizontalausgleichs stärker gedämpft.

Die Ausregelung der schwankenden Einspeisung aus WEA im Zeitbereich < 15 min erfolgt durch die Sekundärregelung. Bei nicht ausreichender Verfügbarkeit von Sekundärregelleistung durch unvorhergesehene Leistungsgradienten und Prognosefehler würde der ÜNB Minutenreserveleistung durch schnelle Gasturbinen- oder Pumpspeicherkraftwerke anfordern. Weil diese Minutenreserveleistung am Markt sehr teuer ist, müssen diese Kraftwerke schnell abgelöst werden. Die Ablösung soll dann durch die vorhandenen oder neu zu bauenden konventionellen Kraftwerken erfolgen. Diese Kraftwerke müssen dann die Windleistungsspektren, die die größten Leistungsamplituden aufweisen (Zeitbereich > 15 min), ausregeln können. Deshalb müssen für die thermischen Kraftwerke neue Energiedienstleistungsprodukte – wie Stundenreserve – definiert werden, damit diese Kraftwerke den auftretenden Windleistungsschwankungen ausgleichend folgen können.

Prognose und Horizontalausgleich der Windstromeinspeisung

Aufgrund der Fluktuationen der WEA-Einspeisung ist es für einen optimalen Betrieb des Kraftwerksparks wichtig, die zu erwartende Windleistung vorhersagen zu können. Am Institut für Solare Energieversorgungstechnik (ISET) in Kassel wurde zusammen mit den ÜNB und dem Deutschen Wetterdienst (DWD) ein Windleistungsprognosesystem entwickelt, das von allen deutschen ÜNB eingesetzt wird. Es verwendet Messungen repräsentativer Windparks, für die der DWD prognostizierte Winddaten day ahead im 1-Stunden-Raster zur Verfügung stellt. Die prognostizierte Windparkleistung wird mit Hilfe Neuronaler Netze berechnet, die mit Daten aus der Vergangenheit trainiert werden und dabei den Zusammenhang zwischen den meteorologischen Parametern und der Windparkleistung lernen. Die Prognosen werden, ebenso wie die Online-Hochrechnung, die für den Horizontalausgleich genutzt wird, auf die Gesamteinspeisung für eine Regelzone hochgerechnet.

In Bild 6 ist der Saldo des Horizontalausgleichs sowie die physikalische Ist-Einspeisung aller RZ für den November 2006 zu sehen. Es ist deutlich zu erkennen, dass RWE und EnBW wesentlich mehr Windstrom aufnehmen, als in ihrer eigenen RZ eingespeist wird. Dementsprechend sind E.ON und Vattenfall Europe „Windstromexporteure“. Seit Inkrafttreten des novellierten EEG am 1. August 2004 sind die ÜNB im Rahmen des bundesweiten Belastungsausgleichs verpflichtet, Schwankungen der WEA-Einspeisung unverzüglich untereinander auszugleichen. Dementsprechend nehmen die ÜNB den Anteil der bundesweiten Windenergieerzeugung auf, der sich aus ihrem Anteil am Gesamtverbrauch in Deutschland ergibt. Die physikalisch in eine RZ eingespeiste WEA-Leistung

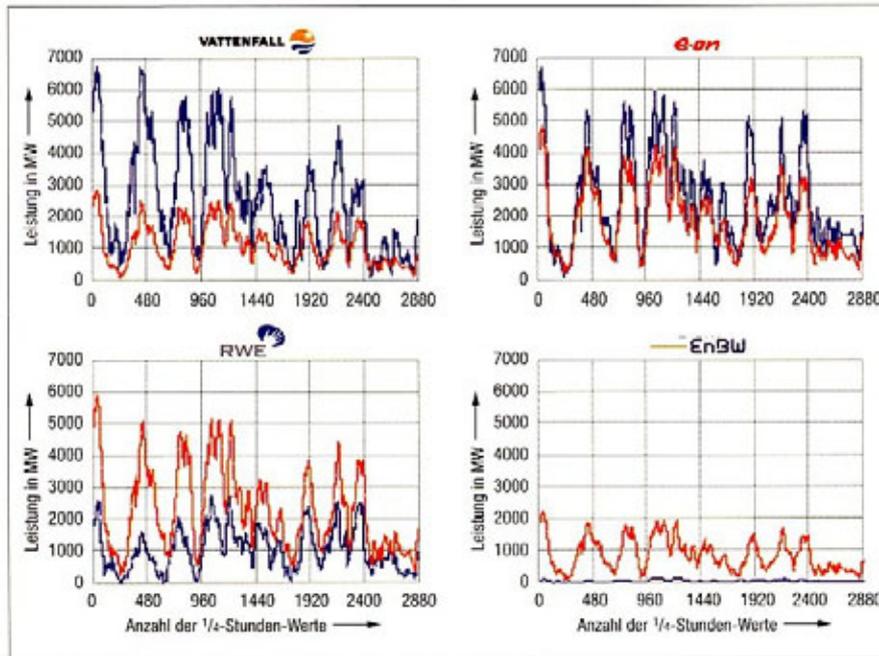


Bild 6. Saldo des Horizontalausgleichs und der Ist-Windeinspeisung aller RZ im November 2006 (rote Kurve: Saldo Horizontalausgleich, blaue Kurve: physikalische Windeinspeisung).

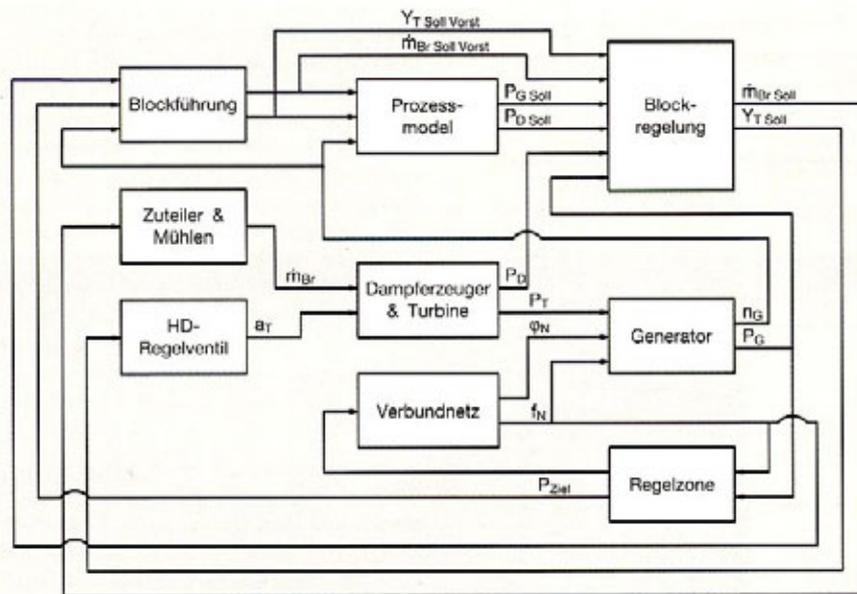


Bild 7. Kraftwerks- und Netzmodell in Matlab/Simulink.

wird dann über die in Bild 5 dargestellten Faktoren auf die anderen RZ verteilt.

Blockregelung eines konventionellen Dampfkraftwerks

Im Rahmen des VGB-Forschungsprojektes 283 werden die Konsequenzen aus der Vorhaltung von Stundenreserve für die vorhandenen und neu zu bauenden konventionellen Dampfkraftwerke bei Erzeugungsschwankungen, die durch die obengenannten Windleistungsgradienten im Zeitbereich > 15 min verursacht werden, untersucht. Insbesondere

werden die Auswirkungen auf den Kraftwerksbetrieb bezüglich höherer An- und Abfahrhäufigkeiten, höherer Anfahr- und Regelschwindigkeiten sowie einer verringerten Mindestlast betrachtet. Dazu ist neben einem detaillierten Modell des thermodynamischen Prozesses auch ein detailliertes Modell der Blockregelung der konventionellen Dampfkraftwerke notwendig, das die Dynamik bis hin in den Stundenbereich beschreiben kann.

Betriebsarten von Dampfkraftwerken

Die Struktur der Blockregelung eines konventionellen Dampfkraftwerks ergibt sich aus

der Betriebsart des Blockes, die durch die regelungstechnischen Anforderungen an den Block bestimmt werden, wobei die Betriebsarten sich in der Zuordnung der geregelten Größen unterscheiden:

- Generatorwirkleistung P_G und Frischdampfdruck p_D zu den Stellgrößen
- Turbinenventilstellung y_T und Brennstoffstrom \dot{m}_{Br}

Daraus ergeben sich die Betriebsarten mit den jeweiligen Kraftwerksregelungen

1. „Dampferzeuger führt – Turbine folgt“
 - a) Vordruckbetrieb
 - b) Natürlicher Gleitdruckbetrieb
2. „Turbine führt – Dampferzeuger folgt“
 - a) Festdruckbetrieb
 - b) Modifizierter Gleitdruckbetrieb

In Bild 7 ist das Modell eines thermischen Kraftwerks dargestellt, mit dem alle Regelungskonzepte in modernen Kraftwerken simuliert werden können. Die Modellierung erfolgt unter Matlab/Simulink. In diesem Modell sind zunächst nur die obengenannten reinen Kraftwerksregelungen eingearbeitet. In einem nächsten Schritt wird das von ABB im Kraftwerk Rostock eingesetzte Blockführungs- und Regelungssystem „Procontrol P 14“ in das Modell implementiert. Die Aufgabe des Blockführungssystems ist neben der Sicherstellung eines zuverlässigen stationären Blockbetriebes die Umsetzung von Zielleistungsvorgaben seitens des Stromhandels sowie die Bereitstellung von Primär- und Sekundärregelleistung nach dem TransmissionCode 2003 [10]. Weiterhin wird dann das in Abschnitt „Annahmen zur thermodynamischen Modellbildung“ beschriebene Modell des Dampferzeugers und der Feuerung mit dem bereits bestehenden Modell der Blockregelung verknüpft. Zunächst kommen noch vereinfachte regelungstechnische Modelle für den Wasser-Dampfkreislauf zum Einsatz, wobei diese Modelle für die Plausibilitätsprüfung der Blockregelung ausreichend genau sind.

Überlagerte Sollwertführung des Blockes

Die Regelung des Blockes übernimmt die übergeordnete Leistungssollwertführung mit den unterlagerten Sollwertführungen für den Kessel und die Turbine. Eingangssignal für die Leistungssollwertführung ist der vom Lastverteiler vergebene Fahrplanwert, der sich im Allgemeinen höchstens nur stündlich ändert. Ihm wird bei Beteiligung des Kraftwerks an der Sekundärregelung ein weiterer Sollwert vom Netzregler aufgeschaltet, der sich aufgrund des Ungleichgewichts zwi-

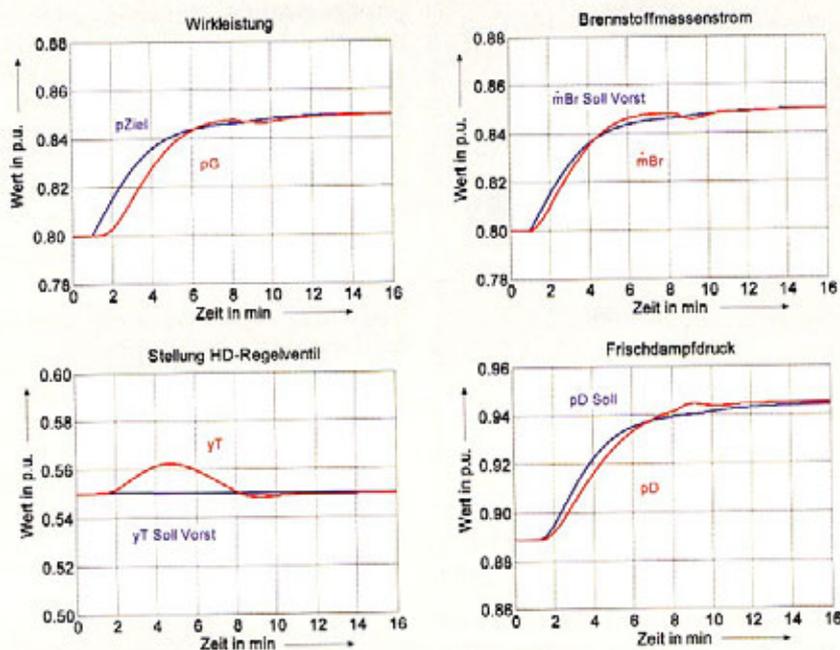


Bild 8. Simulation einer Lastanforderung durch den ÜNB von +5 %.

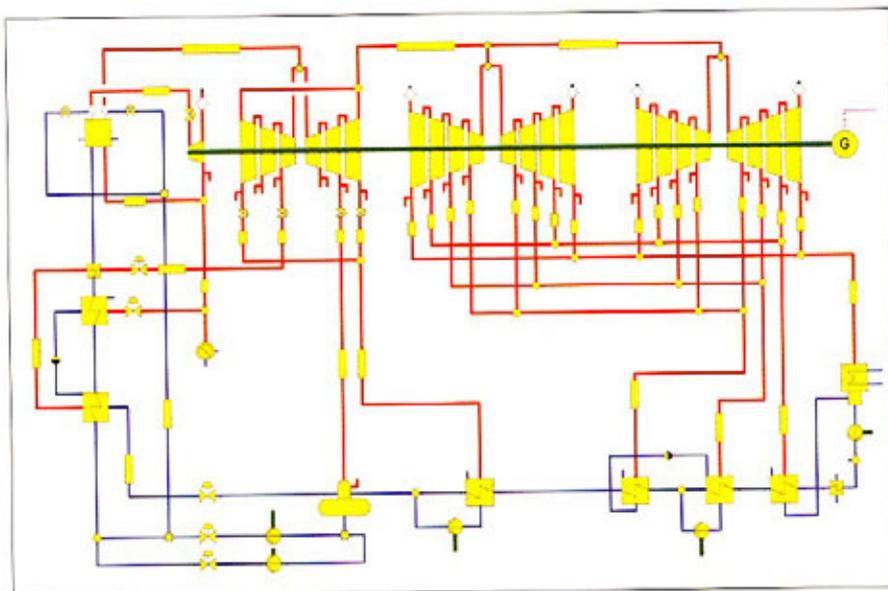


Bild 9. Anlagenschema des Kraftwerks Rostock.

schen Erzeugung und Verbrauch in der Regelzone im Minutentakt ständig ändert. Bei Beteiligung des Blockes an der Primärregelung wird dem Sollwert ein zur Frequenzabweichung proportionaler Leistungsanteil hinzugefügt, der sich aufgrund der Netzdynamik im Sekundentakt ändert. Die Bereitstellung von Primär- und Sekundärregelung des Kraftwerks ist zudem abhängig von den am Markt angebotenen Leistungsscheiben für positive (Leistungssteigerung) und negative (Leistungs-senkung) Regelleistung.

Die Zielleistungsbegrenzung sorgt dafür, dass das Summensignal aus Fahrplan sowie

Primär- und Sekundärregelungsanforderung die maximal zulässige Blockleistung sowie die maximal zulässige Änderungsgeschwindigkeit nicht überschreitet. Sie stellt die Einhaltung der zulässigen Temperatur- und Materialbeanspruchung an Turbine (TU) und Dampferzeuger (DE) sicher. Des Weiteren berücksichtigt die Zielleistungsbegrenzung die Verfügbarkeit der Kohlemühlen, Vorwärmer und Speisewasserpumpen. Das Ausgangssignal der Zielleistungsbegrenzung stellt die begrenzte Sollleistung für den Generator dar. Dieses Signal dient auch als Sollwert für die unterlagerte Speisewasserregelung. Im Teillastbereich (Gleitdruckbetrieb)

wird die Förderhöhe der Speisewasserpumpen verringert, um so den Eigenbedarf zu mindern.

Unterlagerte Regelungen des Blockes

Brennstoffregelung

Die Blockregelung bestimmt aufgrund einer Lastanforderung die Anzahl der benötigten Kohlemühlen und Zuteiler. Die Drehzahl der Zuteiler wird mit dem vom Leistungsregler vorgegebenen Sollwert für den Brennstoffmassenstrom verglichen. Über den Hauptbrennstoffregler wird die Drehzahl der Zuteiler vorgegeben, die einen definierten Massenstrom an Kohle über ein Förderband an die Kohlemühle geben. Die Ausgangsgröße des Teilmodells ist der in den Feuerraum gelangende Kohlenstaubstrom [7]. Die Trägheit der Brennstoffzufuhr und die Speicherwirkung der Kohlemühlen haben somit neben den Verzögerungen im Dampferzeuger einen entscheidenden Einfluss auf die Dynamik des Blockes bei Laständerungen.

Leistungs- und Dampfdruckregelung

In Abhängigkeit der gewählten Betriebsart des Kraftwerks ergeben sich unterschiedliche Regelungskonzepte und Stelleingriffe in den thermodynamischen Prozess. In der Betriebsart „Dampferzeuger führt“ ist eine Unterscheidung zwischen dem Vordruckbetrieb und dem natürlichen Gleitdruckbetrieb vorzunehmen. Im Vordruckbetrieb wird der Dampfdruck über das Turbinenventil geregelt, wogegen im natürlichen Gleitdruckbetrieb der Frischdampfdruck ungeregelt bei voll geöffneten Ventilen gleitet. Die Regelung der Generatorleistung erfolgt in beiden Fällen über die träge unterlagerte Brennstoffregelung. Das Speichervermögen des Dampferzeugers wird nicht in Anspruch genommen.

In der Betriebsart „Turbine führt“ ist eine Unterscheidung zwischen dem Festdruckbetrieb und dem modifizierten Gleitdruckbetrieb vorzunehmen. Im Festdruckbetrieb wird der Dampfdruck leistungsunabhängig auf einem festen Wert bei gedrosselten Ventilen geregelt. Im modifizierten Gleitdruckbetrieb wird der Frischdampfdruck leistungsabhängig geführt, und zwar derart, dass im Gleitdruckbereich durch entsprechende Androsselung der HD-Turbinenventile eine gewünschte Sekunden-Reserveleistung vorgehalten wird. Die Regelung der Generatorleistung erfolgt in beiden Fällen über das HD-Turbinenventil. Bei beiden Regelungen wird das Speichervermögen des Dampferzeugers aufgrund der Androsselung der Turbinenventile in Anspruch genommen.

Eine ausführliche Beschreibung der Kraftwerksregelungen ist in [2] nachzulesen. In Bild 8 ist zur Veranschaulichung eine simulierte Lastanforderung durch den ÜNB von +5 % der Kraftwerksnennleistung in der

Tabelle 1. Eckdaten des Steinkohleblocks in Rostock.

Jahr der Inbetriebnahme	1994
Brennstoff	Steinkohle
Frischdampfdruck	262 bar
Frischdampf Temperatur	545 °C
Dampf Temperatur nach ZÜ	562 °C
Frischdampf massenstrom max.	1650 t/h
elektrische Nennleistung	553 MW (brutto)
Netto-Wirkungsgrad, elektrisch	43,1 %

Betriebsart „Turbine führt“ im modifizierten Gleitdruckbetrieb dargestellt. Es ist deutlich der Einfluss der trägen Brennstoffregelung und des Dampferzeugers auf die Dynamik des Blockes bei einer Lastanforderung zu sehen, wobei das Übergangsverhalten durch eine Brennstoffvorsteuerung noch verbessert wird. Das HD-Regelventil öffnet vorübergehend aufgrund der Leistungsanforderung und setzt damit zusätzlichen gespeicherten Dampf aus dem Kessel frei. Das MD-Regelventil nimmt an der Regelung nicht teil, weil es ständig offen gefahren wird. Der Frischdampfdruck gleitet leitungsabhängig auf seiner Kennlinie auf den neuen Sollwert.

Annahmen zur thermodynamischen Modellbildung

Zu Beginn des Beitrags wurden die Hintergründe der notwendigen Blockregelung ge-

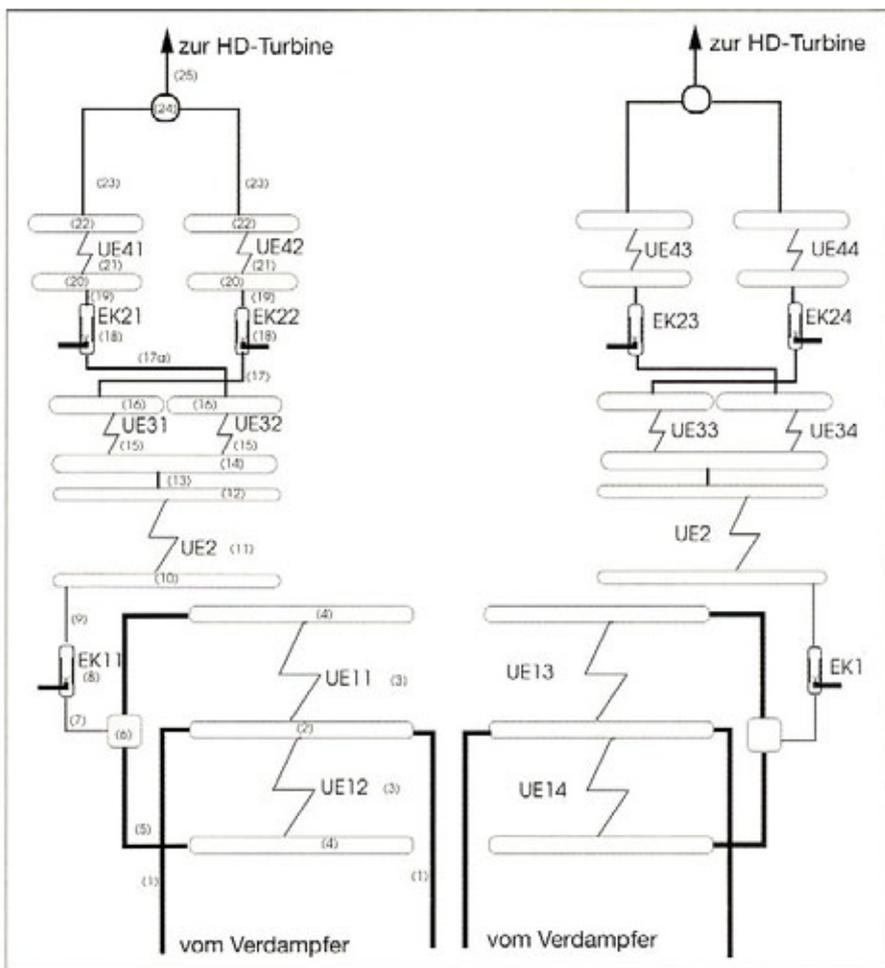


Bild 10. Schematische Darstellung des Überhitzers.



Dr. Thiedig

Engineering Solutions

- Thiedig-Probenahmeeinrichtungen für spezielle Kühlaufgaben
 - Sekundärkühlsysteme
 - Thermostatisierte Probenahme
 - Engineering kompletter Systemlösungen
 - Hohe Funktionalität und Lebensdauer
 - 65 Jahre Know-how und Innovation
-
- Thiedig sampling units for specific cooling tasks
 - Secondary cooling systems
 - Temperature conditioned sampling
 - Engineering complete system solutions
 - High functionality and service life
 - 65 years of know-how and innovation

zeigt, und es ist deutlich geworden, dass der Regelungsbedarf in Zukunft deutlich ansteigen wird. Es wurde erläutert, wie sich die schwankenden Netzlasten und -einspeisungen über das Blockleitsystem auf das Kraftwerk auswirken. Diese Eingriffe können ungünstigere Betriebszustände mit schlechterer Brennstoffausnutzung (Teillast) oder im Falle schneller Lastwechsel bauteilkritische Zustände (thermischer Stress) nach sich ziehen. Im VGB-Forschungsprojekt 283 sollen die Auswirkungen der zunehmenden Regelungseingriffe auf den Kreisprozess und dessen technische Umsetzung untersucht werden. Dazu wird ein eindimensionales physikalisch basiertes Modell erstellt, das alle maßgebenden Phänomene eines konventionellen Dampfkraftwerks abbildet.

Gegenstand der Untersuchungen ist im Rahmen dieses Projekts der Steinkohleblock Rostock. Die wichtigsten Daten dieses Kraftwerks sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Das Anlagenschema in Bild 9 zeigt die für ein modernes Kraftwerk zentralen Bauteile einschließlich der aus mehreren Anzapfungen gespeisten Vorwärmstrecken. Das Bild zeigt damit auch den anzustrebenden Detaillierungsgrad, denn zur Abbildung der Lastwechselvorgänge ist auch die Abbildung der abgezweigten Massenströme erforderlich. Einige der Bauteile können entsprechend ihrer Charakteristika vereinfachend als 0-D-Elemente modelliert werden – z. B. kann die Pumpe als Bauteil mit relativ konstantem Energie- und Masseninhalt mit vergleichsweise kurzen Zeitkonstanten als quasistationäre Anlage mit homogener Verteilung der Zustandsgrößen im Kontrollvolumen angenommen werden. Andere Bauteile, wie z. B. der Dampferzeuger, für den über die Transportlänge des Arbeitsmediums große Änderungen der Zustandsgrößen und Stoffeigenschaften typisch sind und der aufgrund der großen gespeicherten Massen für zeitliche Phänomene eine dominante Rolle spielt, müssen längs zur Strömungsrichtung räumlich diskretisiert werden. Auf diese Weise wird der Rechenaufwand begrenzt, und dabei können dennoch die charakteristischen Eigenschaften des Kraftwerks, die sich aus dem Zusammenspiel der einzelnen Komponenten und der entsprechenden Regelungstechnik ergeben, abgebildet werden.

Ausgewählt worden ist das Kraftwerk, weil es als derzeit modernster Steinkohleblock Deutschlands die aussagekräftigsten Rückschlüsse auf zukünftige Kraftwerke zulässt, dieser Block ursprünglich auch für den Betrieb im Mittellastbereich konzipiert worden ist und somit schon heute in weiten Bereichen den heutigen Marktbedingungen entspricht. In Zukunft sollen auch ältere Blöcke modelliert werden, um Aussagen zu deren Teilnahmefähigkeit am Stundenreservemarkt treffen zu können.

Im Rahmen dieses Beitrags soll vor allem auf die Simulation des Dampferzeugers mit seinen peripheren Regelungseinrichtungen eingegangen werden.

Der Dampferzeuger des Kraftwerks Rostock ist eine Steinkohlenstaubfeuerung in Einzugsbauweise, die Rohrleitungen von Economizer, Verdampfer und Überhitzer sind streckenweise zwei- oder viersträngig ausgeführt, um Strangschiefagen zu vermeiden, die insbesondere die dickwandigen Bauteile bei Lastwechseln und An- und Abfahrvorgängen stark belasten würden. Dieser Sachverhalt ist in Bild 10 exemplarisch für den Überhitzer dargestellt. Es wird deutlich, dass der Überhitzer aus vier Wärmeübertragungsflächen besteht, die als Rohrbündel-Wärmeübertrager ausgeführt sind. Die Überhitzerheizflächen Ü1, Ü3 und Ü4 sind jeweils viersträngig, der Überhitzer Ü2 zweisträngig ausgeführt. Durch die Überkreuzung der verschiedenen Stränge, wie es z. B. nach Überhitzer Ü3 der Fall ist, wird vermieden, dass sich Verbrennungsschieflagen auf die Stränge übertragen. Ein Strang, der zunächst einem überdurchschnittlich hohen Temperaturniveau ausgesetzt war, wird im Anschluss daran in Überhitzer Ü4 mit verhältnismäßig kühlerem Rauchgas beaufschlagt. Als vereinfachende Maßnahme wird für die Modellbildung angenommen, dass durch die aufwändigen Strangführungen mit den Kreuzungen der Stränge eine homogene Anströmung der Sammler gewährleistet wird, d. h., die zahlreichen parallelgeschalteten, eingehenden Massenströme weisen alle dieselben Enthalpien und Drücke auf. Diese Vereinfachung wird zum einen aufgrund der sich dadurch ergebenden vereinfachten Behandlung des Dampferzeugers als Einrohrsystem eingeführt, zum anderen setzt eine Abbildung von Strangschiefagen eine detaillierte Betrachtung der Verbrennungsvorgänge voraus, die dann das dreidimensionale Wechselspiel von Strömungsmechanik und Reaktionskinetik bei einer Feststofffeuerung betrachten würde. Eine Berechnung unter Beachtung von Reaktionskinetiken würde den Rahmen des Projekts sprengen. Daher werden die Verbrennungsvorgänge in der Feuerung eindimensional mit Hilfe eines Modells auf der Basis von Energiebilanzen und gemessenen Feuerraumtemperaturen approximiert.

Physikalische Modellierung

Nachdem auf die Hintergründe der Windenergieeinspeisung, der Regelung von Dampfkraftwerken und die sich damit ergebenden verfahrenstechnischen Probleme eingegangen wurde, soll hier ein Einblick in die thermodynamischen Ansätze des zu erstellenden Modells gegeben werden. Wie Bild 10 deutlich gemacht hat, ist der Dampferzeuger ein sehr großes Bauteil, bei dem schon bei Betrachtung als Einrohrwärmeübertrager für

den Überhitzer 25 verschiedene Bauteile zu unterscheiden sind. Für jedes dieser Bauteile müssen die Energie- und Massenbilanzen, die Druckverlustrechnung sowie die Wärmeströme aufgestellt werden. Hinzu kommen die zahlreichen Stoffwertfunktionen, welche die Beziehungen der Wasser-/Dampfparameter für Druck, Dichte, Temperatur, Entropie, Dampfanteil, Viskositäten, Wärmeleitfähigkeiten usw. angeben. Damit ergibt sich für jedes Bauteil ein umfangreiches nichtlineares Gleichungssystem.

Dabei ist die Bilanzierung der Entropien mit zu berücksichtigen. Die Bilanzierung von Entropien führt direkt zu den Exergiebetrachtungen, mit denen ein aussagekräftiges Instrument zur Bewertung von Teilprozessen des Kraftwerks zur Verfügung steht. So kann eine veränderte Fahrweise der komplexen Vorwärmstrecke sich durch vergrößerte Temperaturgradienten der Wärmeübertragung negativ auf die insgesamt nutzbare Energie (= Exergie) auswirken. Exergiebilanzen können temporäre Verluste der nutzbaren Energie in einzelnen Bauteilen aufdecken und damit auch einen Impuls für die Bewertung von Regelungsstrategien geben.

Weil die Modellbildung komplex ist, soll an dieser Stelle nur einführend auf dieses Thema eingegangen werden. Der Fokus liegt dabei wieder auf der Betrachtung der Auswirkungen der Regelungstechnik auf die Thermodynamik und die Verfahrenstechnik des Kraftwerks.

Feuerung

Die durch den chemischen Reaktionsumsatz im Feuerraum insgesamt freigesetzte Leistung ergibt sich aus:

$$\dot{Q}_F = H_0 \dot{m}_{Br} \eta_F$$

Dabei gehen der Heizwert des Brennstoffs, der Wirkungsgrad der Feuerung¹ und der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Br} jeweils proportional ein. Der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Br} ist eine zeitabhängige Größe und wird durch die relativ trägen Vorgänge im Brennstoffzuteiler und in den Mühlen sowie den Vorgaben des Blockleitsystems definiert (siehe Abschnitt „Blockregelung eines konventionellen Dampfkraftwerks“). Der Feuerungswirkungsgrad ist in erster Näherung konstant. Die Feuerlage stellt sich dann entsprechend der Reaktionskinetik- und Wärmeübertragungsverhältnisse ein. Zur Berechnung der lokalen Wärmeströme $\dot{Q}_{Sr}(z)$ im Strahlungsraum soll ein Zonenmodell Anwendung finden. Der Feuerraum wird dazu eindimension-

¹ Der Wirkungsgrad einer Feuerung wird definiert durch die minimale Abgastemperatur, den Verlust durch erhöhte Temperatur der abgezogenen Asche und Schlacke sowie durch die Strahlungsverluste, die über die Außenoberfläche des Kessels abgegeben werden.

nal diskretisiert, und es lässt sich die Energiebilanz für eine horizontale „Scheibe“ des Brennraums aufstellen:

$$\begin{aligned} & + \dot{m}_{Br\alpha} h_{Br\alpha} - \dot{m}_{Br\beta} h_{Br\beta} \\ & + \dot{m}_{RG\alpha} h_{RG\alpha} - \dot{m}_{RG\beta} h_{RG\beta} \\ & + \dot{m}_{La} h_{La} - \dot{m}_{L\beta} h_{L\beta} \\ & + \dot{Q}_{StW} - \dot{Q}_{StG} - \dot{Q}_{Kon} + \dot{Q}_{Br} = dU/dt \end{aligned}$$

mit

$$\dot{Q}_{Br} = (\dot{m}_{Br\alpha} - \dot{m}_{Br\beta}) H_u$$

Die Änderung des unverbrannten Brennstoffs $\delta \dot{m}_{BR}/\delta Z$ wird mit Hilfe eines Profils aus der Literatur approximiert.

Das Bindeglied zwischen Feuerung und Dampfkreislauf sind die beheizten Rohrwände. Ein Ungleichgewicht von Beheizung und Kühlung auf der Dampfseite kann deshalb im Falle schneller Lastwechsel zu einer temporären Temperaturänderung in diesen Bauteilen führen:

$$\frac{\delta T_{RW}}{\delta t} = \frac{\dot{Q}_{zu} - \dot{Q}_{ab}}{m_{RW} c_{RW}}$$

Insbesondere relativ dünnwandige Bauteile (d. h. kleine aufzuheizende Massen), wie z. B. die Berohrung der Verdampferheizflächen, sind der Gefahr einer homogenen, unbeabsichtigten thermischen Zusatzbelastung ausgesetzt. Die Zustände, die dabei zu beobachten sind, sind prinzipiell ähnlich denen, die während der Fertigung zur Einstellung bestimmter Werkstoffeigenschaften auftreten. Eine solche unerwünschte thermische Belastung, wie sie während der Fertigung gezielt in einem bestimmten Temperatur- und Zeitfenster durchgeführt wird, kann zu einer erheblichen Verminderung der Zeitstandfestigkeiten führen.

Speisewasserpumpe

Um die Konstanz der Speisewasseraustrittstemperatur langfristig zu gewährleisten, wird bei Verminderung der Blocklast bei Gleitdruckbetrieb auch der Speisewasserdruck vermindert. Der entsprechende Sollwert wird durch die Gleitdruckkennlinie vom Blockleitsystem vorgegeben.

Das Blockleitsystem gibt einen Sollwert für die Pumpendrehzahl vor, dem der Antrieb der Speisewasserpumpe folgt.

Die verfahrenstechnische Realisierung des Kreisprozesses ist ein geschlossener Kreislauf. Es stellt sich gemäß der temporären Rohrnetzkenlinie und der Pumpendrehzahl ein Massenstrom am Eintritt des Dampfzuges ein.

Nach [9] kann dieser Massenstrom unter der vereinfachenden Annahme, dass die Drosselkurven konstanter Drehzahlen Ellipsen darstellen und ein linearer Zusammenhang zwi-

schen Massenstrom und Drehzahl sowie Förderhöhe und Drehzahl besteht, berechnet werden:

$$\dot{m}_{SPW} = \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_{nenn}}{n_{nenn}}\right)^2 \left(1 - \frac{\Delta p^2}{(\Delta p_{nenn} n_{nenn})^2}\right)}$$

Die für die Bilanzierung der Energie im System „Pumpe“ benötigte technische Leistung der Pumpe ergibt sich zu:

$$\dot{W}_{ISWP} = \dot{m} \frac{\Delta p}{\rho}$$

Dabei ergibt sich die aktuelle Druckdifferenz $\Delta p = p_D - p_S$ aus der Summe aller Einzeldruckverluste aller Rohrleitungen und Armaturen. Die der Speisewasserpumpe vorgeschalteten Pumpen (z. B. Kondensatpumpen) können hierbei als negative Druckverluste angesehen werden, und sie bewirken eine Druckerhöhung.

Im allgemeinen Fall ergeben sich Drehzahlschwankungen, wenn sich die hydraulisch benötigte Leistung von der elektrischen Leistung des Motors unterscheidet. Bei zu niedriger Last beschleunigt die Pumpe, andernfalls verzögert sie. Dabei unterliegt das Drehmoment des Motors ebenfalls Schwankungen entsprechend dem Kennfeld des Elektromotors.

$$\frac{P_{el}}{dt} = \frac{d\dot{W}_{ISWP}}{dt} = M \frac{d\omega}{dt} + \omega \frac{dM}{dt}$$

Bei Betrachtung von Frequenzänderungen im Netz, die aufgrund von Ungleichgewichten zwischen Einspeisung und Verbrauch immer auftreten, muss insbesondere für die Bilanzierung der Leistungen der Turbinen und des Generators dieser Effekt der Ein- und Ausspeicherung von Rotationsenergie Berücksichtigung finden. Inwieweit aber die relativ langsamen Schwankungen im Druck- und Saugstutzen der Pumpen das Gleichgewicht von geforderter und gelieferter Pumpenleistung stören und somit Anlauf- und Abbrems-effekte der rotierenden Massen auftreten, wird im Verlauf des Projekts untersucht.

Um Aussagen über Druck und Temperatur an Druck- und Saugstutzen der Pumpe treffen zu können, wird der erste Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme mit je einer Stoffzu- und -abfuhr und unter Berücksichtigung der instationären Terme aufgestellt. Weil das Arbeitsmedium der Pumpe nur geringen Temperaturschwankungen unterworfen ist, kann man die Energiespeicherwirkung des Gehäuses und des Laufrades vernachlässigen. Weiterhin sind die zeitlichen Dichteänderungen aufgrund der vernachlässigbaren Temperaturschwankungen ebenfalls zu ver-

nachlässigen. Das Systemvolumen „Speisewasserpumpe“, das von den umfassenden Wänden, dem Laufrad und Ein- und Austrittsquerschnitt begrenzt ist, bleibt zeitlich ebenfalls konstant. Somit gilt $\dot{m}_{SWP} = \text{const}$ und damit auch $\dot{m}_\alpha = \dot{m}_\beta$. Weiterhin sind die kinetische und potentielle Energie des betrachteten Systems konstant.

$$\begin{aligned} & V_{\alpha\beta} \rho_{\alpha\beta} \frac{\delta h_{\alpha\beta}}{\delta t} - V_{\alpha\beta} \frac{\delta p_{\alpha\beta}}{\delta t} \\ & = \dot{W}_{ISWP} + \left(h_\alpha + \frac{(\dot{m}_\alpha v_\alpha)^2}{2A_\alpha^2}\right) \dot{m}_\alpha - \left(h_\beta + \frac{(\dot{m}_\beta v_\beta)^2}{2A_\beta^2}\right) \dot{m}_\beta \end{aligned}$$

Rohrleitungen von Economizer, Verdampfer und Überhitzer

Der Druckverlust, der sich durch Reibungseinflüsse an Armaturen und Rohren einstellt, wird berechnet nach:

$$\Delta p = \zeta_N \rho \Lambda \frac{c^2}{2}$$

Hierbei ist ζ_N der bauteilspezifische Widerstandsbeiwert. Dieser Wert ist für Rohre definiert zu $\zeta_N = \lambda_R L/d_j$ mit der dimensionslosen Rohrreibungszahl $\lambda_R = f(\text{Re}, \text{Rohrrauigkeit})$. Für Armaturen müssen diese Wertegemessen werden, für Regelklappen und Stellventile sind sie sogar veränderlich. Für kompressible Medien muss man die mit sinkendem Druck wachsende Strömungsgeschwindigkeit berücksichtigen, die Rohrleitung der Länge L ist dann zu diskretisieren. Für ein differentiell kleines Rohrsegment dl ergibt sich:

$$dp = \lambda \rho(l) A(l) \frac{c(l)^2}{2d_s(l)} dl$$

Ein Basiselement vieler technischer Anlagen ist das beheizte oder gekühlte Rohrelement. Dabei kommt die Modellvorstellung zum Tragen, dass ein Rohr der Länge L sich gedanklich als eine Reihenschaltung von mehreren kleinen Rohrelementen darstellen lässt. Die Energiebilanz für offene Systeme, je eine Stoffzu- und -abfuhr, instationär mit konstanten Systemgrenzen (d.h. $z_\alpha, z_\beta = \text{const}$ und $V_{\alpha\beta} = \text{const}$) für solch ein kleines Rohrelement ist im Folgenden angegeben.

Die Kopplung mit dem Energiespeicher „Rohrwand“ liefert die Energiebilanz für geschlossene Systeme (siehe unten).

$$\begin{aligned} & V_{\alpha\beta} \rho_{\alpha\beta} \frac{\delta h_{\alpha\beta}}{\delta t} + h_{\alpha\beta} V_{\alpha\beta} \frac{\delta \rho_{\alpha\beta}}{\delta t} - V_{\alpha\beta} \frac{\delta p_{\alpha\beta}}{\delta t} + g z_{\alpha\beta} V_{\alpha\beta} \frac{\delta \rho_{\alpha\beta}}{\delta t} \\ & \dot{Q}_{\alpha\beta} + \left(h_\alpha + \frac{(\dot{m}_\alpha v_\alpha)^2}{2A_\alpha^2}\right) \dot{m}_\alpha - \left(h_\beta + \frac{(\dot{m}_\beta v_\beta)^2}{2A_\beta^2}\right) \dot{m}_\beta \\ & \frac{\delta \dot{m}_{\alpha\beta}}{\delta t} = V_{\alpha\beta} \frac{\delta \rho_{\alpha\beta}}{\delta t} = \dot{m}_\beta - \dot{m}_\alpha \end{aligned}$$

Der insgesamt an die Rohrwand abgegebene oder zugeführte Wärmestrom kann aufgeteilt werden auf die Wärmeströme über die verschiedenen Oberflächen. Bei dem betrachteten Rohr sind das der durch die Feuerung zugeführte Wärmestrom $\dot{Q}_{Str} + \dot{Q}_{Kom}$, die über die (unbeheizten) Außenwände abgegebene Wärmeverlustleistung \dot{Q}_V und der an das Arbeitsmedium zu- oder abgeführte Wärmestrom $\dot{Q}_{\alpha\beta}$. Der letztgenannte Term stellt die Kopplung zwischen den beiden betrachteten Teilsystemen „Fluid“ und „Rohrwand“ dar. Dieser Wärmestrom lässt sich mit dem Newtonschen Ansatz

$$\dot{Q}_{\alpha\beta} = A \alpha_m \Delta \vartheta_{ln}$$

berechnen mit $\Delta \vartheta_{ln}$ als logarithmische Temperaturdifferenz

$$\Delta \vartheta_{ln} = \frac{(T_{RW} - T_{\alpha}) - (T_{RW} - T_{\beta})}{\ln \frac{T_{RW} - T_{\alpha}}{T_{RW} - T_{\beta}}}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α_m für einphasige (d. h. überkritische Dampfzustände) Medien wird nach einem Nusselt-Zahl-Ansatz [5] bestimmt

$$Nu_m = \frac{(\zeta/8) Pr Re}{1 + 12,7 \sqrt{(\zeta/8) Pr^{2/3}} - 1} \left(1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right)$$

mit

$$\zeta = (1,8 \log_{10} Re - 1,5)^{-2}$$

Dieser Ansatz gilt für:

$$1 \cdot 10^4 \leq Re \leq 1 \cdot 10^6$$

$$0,1 \leq Pr \leq 1000$$

$$d_i/L \leq 1$$

Die Prandtl-Zahl ist in obige Formeln als Funktion einer mittleren Flüssigkeitstemperatur

$$\vartheta = (\vartheta_{\alpha} + \vartheta_{\beta})/2$$

einzusetzen.

$$\alpha_m = Nu_m \lambda / d_i$$

Hierbei soll $T_{RW} = \text{const}$ sein, d. h., die Temperatur ist über die Rohrlänge konstant. Diese Annahme ist für die betrachteten (differenziell) kleinen Rohrstücke sowie die Annahme eines homogenen Temperaturfeldes in der Rohrwand für die betrachteten, relativ langsamen Oberflächentemperaturänderungen angemessen.

Numerik

In den vorangegangenen Kapiteln ist deutlich geworden, dass die Bilanzgleichungen sowie die entsprechenden Definitionsgleichungen für Druckverlust und Wärmeübertragung nichtlinearen Charakter haben. Solche Gleichungen müssen iterativ gelöst werden. Zur

effektiven Lösung dieser umfangreichen Differentialgleichungssysteme wird das Programmpaket Matlab genutzt. Es bietet eine umfangreiche Bibliothek zur iterativen Lösung von Problemen.

Der iterative Charakter der Lösungsfindung scheint auf den ersten Blick das Problem zu erschweren. Weil die erforderlichen Stoffwertfunktionen nicht in Gleichungsform (z. B. Polynomform) integriert werden können (vielmehr ist es üblich, diese Stoffwertfunktionen als externe Funktionsbibliotheken einzubinden), ist eine geschlossene Lösung, wie beispielsweise bei linearen Gleichungssystemen üblich, von vornherein nicht möglich.

Die Vorgehensweise muss dadurch immer auf der Schätzung eines erwarteten Systemzustands beruhen. Mit den zu diesem Zustand gehörigen Stoffwerten wird dann das Gleichungssystem für jedes einzelne Bauteil gelöst. Im allgemeinen Fall wird das im ersten Iterationsschritt nicht restfrei gelingen, es müssen auf der Basis der genannten Iterationsverfahren neue Stoffwerte ermittelt werden, die dann der Lösung des Systems näher liegen. Eine weitere, äußere Iterationsschleife muss dann die Randbedingungen $h_{1,aus} = h_{2,ein}$, $\dot{m}_{1,aus} = \dot{m}_{2,ein}$ usw. abgleichen. Auf diese Weise ergibt sich dann für den aktuellen Zeitschritt ein Satz von Parametern, der den Zustand des Mediums in allen betrachteten Bauteilen sowie den thermischen Zustand speziell betrachteter Bauteile widerspiegelt.

Ausblick

Als nächste Aufgabe im VGB-Forschungsprojekt 283 steht die Vervollständigung eines Modells des deutschen Netzes durch Integration des vereinfachten Kraftwerksparks, der Windeinspeisung und der Verbrauchertagesgänge als Zeitreihe sowie der Netzregelung einschließlich Horizontalausgleich an. Als weitere Hauptaufgabe wird das detaillierte Modell der Blockregelung und des thermodynamischen Kreisprozesses im Steinkohlekraftwerk Rostock weiter ergänzt. Erste Teilmodelle werden dann anhand von Messdaten verifiziert. Ausgehend von den oben genannten vereinfachten Kraftwerks- und Netzmodellen sowie des detaillierten Kraftwerksmodells von Rostock werden erste Aussagen bezüglich der Anzahl und der Größe der in den konventionellen thermischen Kraftwerken nötigen An- und Abfahrzyklen, den nötigen Mindestlastanforderungen sowie der bereitzustellenden Stundenreserve getätigt.

Verwendete Formelzeichen

A	Fläche
c	spezifische Wärmekapazität
d _i	Innendurchmesser
H	Enthalpie
H _u	Heizwert
H	spezifische Enthalpie
k _s	äquivalente Sandrauhigkeit
L, l	Länge
M	Drehmoment
m	Massenstrom
Nu	Nusselt-Zahl
P	Druck
Pr	Prandtl-Zahl
Q	Wärmestrom
Re	Reynolds-Zahl
T	Temperatur
t	Zeit
U	innere Energie
u	massenspezifische innere Energie
V	Volumen
v	massenspezifisches Volumen
W, P	Leistung
x	Dampfanteil
z	geodätische Höhe
α	Wärmeübergangskoeffizient
ζ _N	Netzverlustbeiwert
η	Wirkungsgrad
ϑ	Temperatur
λ	Wärmeleitfähigkeit
λ _R	Rohrreibungsbeiwert
ρ	Dichte
ω	Kreisfrequenz

Verwendete Indizes

A	Eintritt
β	Austritt
ab	abgeführt
br	Brennstoff
el	elektrisch
F	Feuerung
Kon	konvektiv
M	mittlere
RG	Rauchgas
RW	Rohrwand
StrG	Strahlung, gaseitig
StrW	Strahlung, wandseitig
SWP	Speisewasserpumpe
t	technisch
V	Verlust

Literatur

- [1] Energiewirtschaftliche Planung für die Netzintegration von Windenergie in Deutschland an Land und Offshore bis zum Jahr 2020. Technischer Bericht. Deutsche Energie-Agentur GmbH (2005).
- [2] Blockregelung von Wärmekraftwerken. VDI/VDE-Richtlinie 3508.
- [3] Dolezal, R.: Simulation of Large State Variations in Steam Power Plants. Springer Verlag (1987).

- [4] *Effenberger, H.*: Dampferzeugung. Springer Verlag (2000).
- [5] *Gnielinski, V.*: VDI-Wärmetlas, Bd. 10, Kapitel „Wärmeübertragung bei Strömung durch Rohre“, S. Ga1–Ga9. Verein Deutscher Ingenieure (2006).
- [6] *Görner, K.*: Technische Verbrennungssysteme – Grundlagen, Modellbildung, Simulation. Springer Verlag, Berlin, Heidelberg (1991).
- [7] *Kleffenz, G.*: Die Regelung von Dampfkraftwerken. Wissenschaftsverlag, Mannheim, Berlin, Zürich (1991).
- [8] *Sigloch, H.*: Strömungsmaschinen – Grundlagen und Anwendungen. Carl Hanser Verlag, 2. Auflage 1993.
- [9] *Thumm, C.T.*: Wirkleistung-Sekundenreserve-Maßnahmen, untersucht am Beispiel eines Dampfkraftwerksblocks. Dissertation, Universität Stuttgart, 26. Oktober 1989.
- [10] Verband der deutschen Netzbetreiber, VDN: TransmissionCode 2003 – Netz- und Systemregeln der deutschen Übertragungsnetzbetreiber. August 2003. □

VGB-Richtlinie/Guideline

NEU

Werkstoffspezifikation für drucktragende Komponenten in fossil befeuerten Kraftwerken

Material specification for components in fossil-fired power plants

NEW

Ausgabe 2007/Edition 2007 – VGB-R 109 –

DIN A4, 74 Seiten, Preis für VGB-Mitglieder € 120,-, für Nichtmitglieder € 180,-, + Versandkosten und MWSt.
DIN A4, 54 Pages, Price for VGB members € 120,-, for non members € 180,-, + postage and value-added tax.

Die „Werkstoffspezifikation für drucktragende Komponenten in fossilbefeuerten Kraftwerken“ gilt für die Dampf-kesselbaugruppe und Rohrleitungen des Wasser-/ Dampfkreislaufes. Sie soll zwischen Auftraggeber, Hersteller und Werkstoffhersteller bzw. -lieferant eindeutige Festlegungen für den Liefervertrag und für die anschließende Vertragsabwicklung schaffen und damit eine Rationalisierung der Bestellung und Auftragsabwicklung ermöglichen.

Die Werkstoffspezifikation stellt eine Sammlung von Erfahrungen und Empfehlungen dar, die nach bestem Wissen erstellt und zwischen den am Kraftwerksbau Beteiligten abgestimmt wurde. Sie bezweckt die Zusammenfassung der Anforderungen an Werkstoffhersteller oder -lieferanten und an die Bereitstellung von Werkstoffen für Druckgeräte, die üblicherweise in der 600 °C-Kraftwerksgeneration eingesetzt werden zur Erleichterung der Bestellbasis zwischen den betroffenen Parteien. Regelungen aus Werkstoffblättern und Richtlinien, die über Anforderung der EN-Normen hinausgehen, wurden weitgehend textlich integriert.

Qualitätssicherungsmaßnahmen der Weiterverarbeitung der Werkstoffe zu Druckgeräten, Komponenten oder Baugruppen werden derzeit hier nicht geregelt und sind gesondert zwischen Auftraggeber, Hersteller und Werkstoffhersteller bzw. -lieferant zu vereinbaren.

Die vollständige oder auszugsweise Anwendung muss zwischen Auftraggeber und Auftragnehmer vereinbart werden. Ein Zwang zur Anwendung besteht nicht. Eine Haftung, auch für die sachliche Richtigkeit der Darstellung, ist ausgeschlossen. Ebenso sind patentrechtliche und andere Schutzrechte vom Anwender eigenverantwortlich zu klären. Soweit in dieser Spezifikation auf Bestimmungen (z.B. Normen) Bezug genommen wird und diese inzwischen geändert wurden, sind die Neuausgaben anzuwenden.

Es wird darum gebeten, die mit der Anwendung dieser Werkstoffspezifikation gesammelten Erfahrungen, Möglichkeiten zu missverständlicher Auslegung, Unzulänglichkeiten in der Darstellung sowie Verbesserungsvorschläge der Geschäftsstelle von FDBR oder der VGB umgehend zur Auswertung mitzuteilen. Sie können Anlass für Ergänzungen oder Änderungen sein.

Die Werkstoffspezifikation ist zweisprachig. Bei Unstimmigkeiten gilt die deutsche Fassung.

The "Material specification for components under pressure in fossil-fired power plants" applies to the steam boiler assembly and pipelines of the water/ steam circulation. It shall clearly determine the delivery contract and the subsequent contract administration between customer, manufacturer and material manufacturer or supplier and thus enable a rationalisation of the order and order processing.

The material specification provides a collection of experiences and recommendations compiled to the best of knowledge and coordinated between the parties involved in the construction of the power plant. It intends to summarise the requirements on material manufacturers or suppliers and on the provision of materials for pressure equipment usually used in the 600 °C power plant generation to facilitate the order basis between the parties involved.

Regulations from data sheets and directives exceeding the requirement of the EN standards, were textually integrated to a large extent.

Quality assurance measures regarding further processing of the materials into pressure equipment, components or assemblies are currently not regulated in this specification but must be separately arranged between customer, manufacturer and material manufacturer or supplier.

The complete or partial application must be arranged between customer and supplier. It is not compulsory. Any liability, also for the factual correctness of the presentation, is excluded. Also patent and other protective rights must be clarified by the user on his own account. Insofar as this specification refers to provisions (e.g. standards) which have been amended in the meantime, the new versions must be applied.

Requested is the immediate communication of experiences, possible misleading interpretations, inadequate presentation as well as suggestions for improvement for evaluation compiled in the application of this material specification by the office of the FDBR or VGB. These might give rise to amendments or alterations. The material specification is published in two languages.

The German version applies to all cases of disagreement.

VGB PowerTech Service GmbH
Verlag technisch-wissenschaftlicher Schriften
www.vgb.org

Postfach 10 39 32 · 45039 Essen
Telefon +49 201 8128-200 · Fax +49 201 8128-329
E-mail: mark@vgb.org