
Unterschrift (Betreuer)



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Vienna University of Technology

DIPLOMARBEIT

Manövrierfähigkeit fossil-thermischer Kraftwerke

Ausgeführt am Institut für
Energiesysteme und Elektrische Antriebe
der Technischen Universität Wien
unter der Anleitung von
Prof. Dr. Ao.Univ.Prof. Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Reinhard Haas
durch

Benjamin Schratzer (e0626533)

Wien, am 09.12.2014

Unterschrift (Student)

Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit ist es die Anforderungen hinsichtlich der Betriebsflexibilität (*Manövrierfähigkeit*) von fossil-thermischer Kraftwerke im Hinblick auf die Veränderungen im liberalisierten kontinentaleuropäischen Stromversorgungssystem auszuarbeiten bzw. den derzeitigen und zukünftigen Kraftwerkspark zu beschreiben. Diese Flexibilitätsparameter (hauptsächlich Lastgradienten, Mindestlasten und Wirkungsgradverluste durch Teillastbetrieb) sowie absehbare Limitierungen (durch Kraft-Wärme-Kopplung oder auch durch die Einführungen der CSS-Technik) sind für eine Simulation zukünftiger Erzeugungsszenarien notwendig, um Veränderungen und Anforderungen abschätzen zu können.

Auf Basis einer umfassenden Literaturrecherche wurden die absehbaren Veränderungen bezüglich des fossil-thermischen Kraftwerksparks ausgearbeitet. Dabei wurde ersichtlich, dass sich die über Jahrzehnte entwickelte Einsatzszenarien grundlegend verändern werden. Traditionell wurden fossil-thermische Kraftwerksanlagen, mit wenigen Ausnahmen (reine Gasturbinenanlagen zur Spitzenlastabdeckung) in Grund- bzw. Mittellast bei hohen jährlicher Auslastung betrieben. Hohe Einspeisung an erneuerbaren Energien - welche zum großen Teil fluktuieren, ein nicht bzw. nur sehr schwer vorhersagbares Dargebot aufweisen und mit niedrigem Raten an gesicherter Leistung charakterisiert werden können - verlangen sogenannte Schattenkraftwerke (*Back-up Kraftwerke*). Diese Aufgabe werden mittelfristig fossil-thermische Kraftwerke übernehmen müssen. Dafür bedarf es jedoch einer Anpassung der verwendeten Technik um diesen neuen Anforderungen gerecht zu werden.

Hersteller bzw. Betreiber von fossil-thermischen Kraftwerksanlagen nehmen diese neuen Herausforderungen der Elektrizitätsversorgung grundlegend an. Dabei sind Weiterentwicklung der konventionellen Erzeugungsanlagen in den Bereichen der Brennstoff-, Prozess-, Sicherheits-, Kraftwerks- und Werkstofftechnik notwendig, wobei die Erhöhung der Umwandlungseffizienz bei einer Reduktion der Kosten im Mittelpunkt steht. Speziell umweltfreundliche Kraftwerke, auf Basis der Nutzung von Erdgas, wurden die letzten Jahre durch Optimierung und Weiterentwicklung der vorhandenen Technik an die neuen Flexibilitätsanforderungen angepasst. Eine vereinfachte Wirtschaftlichkeitsberechnung zeigt jedoch, dass Gaskraftwerke aufgrund der hohen Brennstoffpreise und geringen CO₂-Zertifikatspreisen unter den derzeitigen Bedingungen gegenüber Kohlekraftwerken benachteiligt sind und dadurch nur zu geringen Betriebsstunden kommen, welches deren Wirtschaftlichkeit in Frage stellt. Die vorliegende Arbeit zeigt auch deutlich, dass die konventionellen Kohlekraftwerke hinsichtlich ihrer Flexibilität noch einiges Potential zur Verbesserung aufweisen, welches in den nächsten Jahren durch Anpassung ausgeschöpft werden kann. Darunter fallen neben der Anpassung der Leittechnik auch Konzepte, die eine Wirkungsgradoptimierung im Teillastbereich vorsehen, um bei den zu erwarteten Betriebspunkten mit gedrosselter Last die maximale Umwandlungseffizienz erreichen zu können. Im Hinblick auf die Umwandlungseffizienz werden fossil-thermische Kraftwerke zukünftig durch die Einführung von sekundären Maßnahmen zur CO₂-Minderung mit deutliche Wirkungsgradeinbußen behaftet sein. Die Abschätzung dieser Auswirkungen stellt ein weiterer wichtiger Teil dieser Arbeit dar. Sämtliche Entwicklungsarbeit im Bezug auf die Flexibilisierung der fossil-thermischen Flotte steht unter dem Aspekt der Kostenreduktion, da ansonsten ein wirtschaftlicher Betrieb bei geringer Auslastung nicht gegeben ist.

Grundlegend wurde mit dieser Arbeit festgestellt, dass die Entwicklungsarbeit in diesem Bereich fest an das Vorhandensein von genau definierten Vorgaben und Rahmenbedingungen von Seiten der Energiepolitik gebunden ist, da ansonsten der Investitionsanreiz nicht gegeben ist. Dies ist im Hinblick auf Preis- und Versorgungssicherheit im zukünftigen Stromversorgungssystem unentbehrlich.

Abstract

The requirements on the flexibility of fossil fueled thermal power plants, which are well known under the pooled keyword „manoeuvrability“, are the main aim of this thesis. The necessary flexibility is attributable to the changes in a liberalised power supply system in Continental Europe. Additionally a description of the prevailing and a future power plant fleet has to be worked out. These flexibility parameters (primarily load gradients, minimum load, and losses in efficiency due to part load operation mode) as well as foreseeable limitations (through combined heat and power generation) are fundamental for a simulation of future electricity generation scenarios in order to estimate variations and requirements.

On the basis of an extensive literature research, foreseeable changes in the fossil fueled thermal power plant fleet have been carried out. It can be seen that the scenarios which have been developed over decades have changed basically. Fossil fueled thermal power plants have been operated, with some exceptions (gas turbine units for peak load supply), in base load mode and intermediate load mode for a highly annual load factor. A high supply of renewable energies - which are strongly fluctuating, have a very difficult to predict supply, and are characterised with low loads of guaranteed capacity - demand so called back-up power plants. This task has to be handled by fossil fueled thermal power plants in the mid-term, which requires some adaptations of the technology used.

Manufacturers and operators of fossil fueled thermal power plants basically accept this new challenge, which includes further development in the field of fuel technology, process engineering, security technology, power plant technology, and material engineering. Significant environmental aspects are at the centre of these developments. A simplified calculation of profitability in this work shows that gas fueled power plants are placed at a disadvantage in comparison with coal fueled power plants, due to the currently high fuel price and low CO₂ emission costs according to the Second National Allocation Plan (NAP2). The present thesis also shows the potential in terms of flexibility of conventional coal fueled power plants. Fossil fueled thermal power plants will have deficits in the conversion efficiency according to the future requirement to reach a CO₂ emission reduction. The assessment of these effects also represent an essential element of this work.

It was established that future developments in the field of power plant technology are strongly bonded to restrictions and general conditions of the energy policy, since an investment incentive is essential for manufacturers and operators.

Inhaltsverzeichnis

1	Aufgabenstellung	1
2	Ausgangslage	2
3	Thermische Kraftwerke	7
3.1	Einteilung der Wärmekraftwerke	7
3.2	Grundlagen der Wirtschaftlichkeitsberechnung therm. Kraftwerke	8
3.2.1	Stromgestehungskosten	10
3.2.1.1	Jährliche Kapitalkosten K_J (Annuitäten)	11
3.2.1.2	Jährliche betriebsbedingte Festkosten K_{BF}	12
3.2.1.3	Jährlicher Anteil der sonstigen Kosten K_S	12
3.2.1.4	Spezifische Brennstoffkosten k_E	12
3.2.1.5	Arbeitsabhängige Betriebskosten k_A	13
3.2.1.6	Kosten für CO_2 -Emissionsberechtigungen k_{CO_2}	13
3.3	Kennwerte thermischer Kraftwerke	14
3.4	Altersstruktur des fossil-thermischen Kraftwerkspark in Europa	15
3.5	Idealisierter Kreisprozess - Carnot-Kreisprozess	15
3.6	Kraft-Wärme-Kopplung	17
3.6.1	Fernwärmespeicher	18
3.7	Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung	19
3.8	CO_2 -Abscheidung bei fossil/thermischen Kraftwerken	19
3.9	Systemdienstleistungen fossil-thermischer Kraftwerke	22
3.10	Fossil gefeuerte Dampfturbinenkraftwerke	24
3.10.1	Thermodynamische Grundlagen des Dampfturbinen-Prozesses	24
3.10.1.1	Clausius-Rankine-Kreisprozess.	26
3.10.1.2	Optimierung des Clausius-Rankine-Prozesses	28
3.10.1.3	Realer Dampfkraftprozess	29
3.10.1.4	Leistung und Wirkungsgrad von Dampfkraftwerken.	29
3.10.2	Grundlegender Aufbau von fossil befeuerten Dampfkraftwerken	30
3.10.2.1	Feuerungen von Dampferzeugern	31
3.10.2.1.1	Leistung und Wirkungsgrad der Feuerung	32
3.10.2.1.2	Regelfähigkeit von Feuerungen	33
3.10.2.1.3	Einfluss des Brennstoffes	33
3.10.2.2	Dampferzeuger	34
3.10.2.2.1	Wirkungsgrad des Dampferzeugers	36
3.10.2.3	Dampfturbinen	37
3.10.2.3.1	Leistung einer Dampfturbine, Wirkungsgrad	38
3.10.3	Wärmeauskopplung bei Dampfkraftwerken	39
3.10.4	CO_2 -Abscheidung	41
3.10.5	Betriebsweisen eines fossil befeuerten Dampfkraftwerks	42
3.10.6	Methoden zur kurzzeitigen Leistungssteigerung von Dampfkraftwerken	44
3.10.7	Brennstoff	45
3.11	Stationäre Gasturbinen-Kraftwerke	47
3.11.1	Einteilung von Gasturbinenkraftwerken	47
3.11.2	Thermodynamische Grundlagen des Gasturbinen-Prozesses	48
3.11.2.1	Thermischer Wirkungsgrad und Arbeit des Joule-Prozesses	49
3.11.2.2	Verbesserungsmöglichkeiten der einfachen Gasturbinenanlagen	51

3.11.2.3	Reale Gasturbinenprozesse	51
3.11.3	Vergleich GT und DKW	52
3.11.4	Hauptbestandteile eines Gasturbinenkraftwerks	52
3.11.4.1	Verdichter	54
3.11.4.1.1	Wirkungsgrad und Leistungsbedarf des Verdichters.	54
3.11.4.2	Brennkammer	54
3.11.4.3	Turbine	56
3.11.4.3.1	Wirkungsgrad und Leistung der Turbine	56
3.11.5	Leistung und Wirkungsgrad der Gasturbinenanlage	57
3.11.6	Regel- und Betriebskonzepte	57
3.11.7	Methoden zur kurzzeitigen Leistungssteigerung von Gasturbinenkraftwerken	58
3.11.8	Gasturbinen-Konzepte	59
3.11.8.1	Gasturbine mit interner Abwärmenutzung	59
3.11.8.2	Druckluftspeicherkraftwerke (CAES)	59
3.11.9	GT-Anlagen zur Wärme-Kraft-Kopplung	60
3.11.10	Brennstoffe	61
3.11.11	CO ₂ -freie Gasturbinenanlagen	61
3.12	Kombinierte Kraftwerke	63
3.12.1	GuD-Kraftwerke - Thermodynamische Grundlagen	63
3.12.1.1	Wirkungsgrad und Leistung.	65
3.12.2	Grundlegender Aufbau von GuD-Kraftwerken	66
3.12.2.1	Gasturbinen im GuD-Anlagen	66
3.12.2.2	Abhitzeessel	67
3.12.2.2.1	Wirkungsgrad des Abhitzeessels.	69
3.12.2.3	Dampfturbinen im GuD-Prozess	70
3.12.3	Konzepte für kombinierte Kraftwerksanlagen	70
3.12.3.1	GuD-Anlagen mit Kohleeinsatz.	71
3.12.4	Regel- und Betriebskonzepte	73
3.12.5	Methoden zur kurzzeitigen Leistungssteigerung von GuD-Kraftwerken	73
3.12.6	Wärmeauskopplung bei GuD-Kraftwerken	74
3.12.7	Brennstoffe	74
3.12.8	CO ₂ -freie GuD-Anlagen	75
4	Auswirkungen der erneuerbaren Energien auf die Rentabilität von konventionellen Kraftwerken	76
4.1	Berechnung der Stromgestehungskosten thermischer Kraftwerke	76
4.1.1	Jährliche Kapitalkosten K_J (Annuitäten)	79
4.1.2	Brennstoffkosten k_E	80
4.1.3	CO ₂ -abhängigen Betriebskosten k_{CO_2}	80
4.2	Sensitivitätsanalyse	82
4.3	Bestimmung der Kraftwerkseinsatzzeiten (Volllaststunden)	84
5	Manövrierfähigkeit fossil-thermischer Kraftwerke	88
5.1	Belastungsbereiche und Wirkungsgrade	88
5.1.1	Dampfkraftwerke	90
5.1.2	Gasturbinenkraftwerke	91
5.1.3	Kombikraftwerke	92
5.2	An- und Abfahrvorgänge	92
5.2.1	Dampfkraftwerke	93

5.2.2	Gasturbinenkraftwerke	94
5.2.3	Kombikraftwerke	94
5.3	Laständerungsgeschwindigkeit (Belastungstransient)	95
5.3.1	Dampfkraftwerke	95
5.3.2	Gasturbinenkraftwerke	96
5.3.3	Kombikraftwerke	96
5.4	Anzahl der Lastwechsel	97
6	Fazit	98
	Literaturverzeichnis	I
A	Anhang	II
A.1	Berechnung des Heizwertes	II
A.2	Berechnung der CO ₂ -Emissionsfaktoren	III
A.2.1	Berechnung des Kohlenstoffanteils von Erdgas	III
A.3	Matlab-Routine zur Wirtschaftlichkeitsberechnung fossil-thermischer Kraftwerke	IV

Nomenklatur

Abkürzungsverzeichnis - deutsch

AD	Abdampf
AG	Abgas
AHDE	Abhitzedampferzeuger
AHK	Abhitzekessel
BHKW	Blockheizkraftwerk
CO	Kohlenmonoxid
DE	Dampferzeuger
DeNO _x	Rauchgasentstickung
DKSF	Druckkohlenstaubfeuerung
DKW	Dampfturbinenkraftwerk
DT	Dampfturbine
DWSF	Druckwirbelschichtfeuerung
EB	Emissionsberechtigungen
EE	Erneuerbare Energien
EL	Extra Leicht
EU ETS	European Union Emission Trading System
FD	Frischdampf
G	Generator
GT	Gasturbine
GuD	Gas- und Dampf
GWRK	Großwasserraumkessel
HD	Hochdruck
HKW	Heizkraftwerk
K	Kondensator
KP	Kritischer Punkt
KW	Kraftwerk
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
LUVO	Luftvorwärmer
MCP	Market clearing Price
ND	Niederdruck
NU	Naturumlauf
PRL	Primärregelleistung
PV	Photovoltaik
SDL	Systemdienstleistungen
SGK	Stromgestehungskosten
SKE	Steinkohleeinheit
SPW	Speisewasser
SPWP	Speisewasserpumpe
T	Turbine
TAT	Turbinenaustrittstemperatur
TBK	Trockenbraunkohle
TET	Turbineneintrittstemperatur
V	Verdichter
WKA	Windkraftanlage

WS	Wirbelschicht
WSF	Wirbelschichtfeuerung
WTA	Wirbelschicht-Trocknung mit interne Abwärmenutzung
ZD	Zwangsumlauf
ZÜ	Zwischenüberhitzung
Ü	Überhitzer

Abkürzungsverzeichnis - englisch

CAES	Compressed Air Energy Storage
CCS	Carbon Capture and Storage
CHP	Combined Heat and Power
CLC	Chemical-Looping Combustion
DSM	Demand Side Management
ECO	Economizer
FACY	Fast Cycling
HAT	Humid Air Turbine
HC	Hydrocarbon
HRSR	Heat Recovery Steam Generator
IGCC	Integrated Gasification Combined Cycle
LLOC	Low Load Operation Concept
MS	Multi Shaft
NV	Nachfeuerung
ORC	organic rankine cycle
PCC	Post-Combustion Capture
PGP	Power to Gas to Power
SCR	Selective Catalytic Reduction
SNG	Synthetic Natural Gas bzw. Substitute Natural Gas
SS	Single Shaft
STIG	Steam Injected Gas Turbine

Abbildungsverzeichnis

2.1	Geplanter EE-Anteil am der Elektrizitätserzeugung für ausgewählte Länder	3
2.2	Erwartete Veränderungen im Bereich der Erzeugung elektrischer Energie	4
2.3	Tägliche Schwankungen des solaren Strahlungsangebotes bzw. der Windgeschwindigkeit	4
2.4	Jährliche Schwankungen des solaren Strahlungsangebotes bzw. der Windgeschwindigkeit	5
3.1	Wirkungsgradentwicklung unterschiedlicher thermischer Kraftwerke	7
3.2	Schematische Preisbildung auf dem Elektrizitäts-Spotmarkt nach der Merit-Order	10
3.3	Carnotisierung eines beliebigen Kreisprozesses im T-s-Diagramm	16
3.4	Umwandlungseffizienz in Abhängigkeit von der Wärmeauskopplung	18
3.5	Jährliches Lastprofil für elektrische Energie sowie für Heiz- u. Kühlleistung	19
3.6	Schematischer Aufbau einer Anlage zur Brennstoffentkarbonisierung	21
3.7	Prinzipieller Aufbau einer Oxyfuel-Verbrennung	21
3.8	Schematischer Aufbau einer CO ₂ -Abscheidung aus dem Rauchgas	22
3.9	Prinzipielle Abhängigkeit der Wärmeanteile vom Frischdampfdruck	26
3.10	Schematische Darstellung des einfachen Dampfkraftprozesses	27
3.11	Vergleich des realen Dampfkraftprozess mit dem idealen Clausius-Rankine-Prozess	29
3.12	Abhängigkeit des Brennstoff- vom Dampfmassenstrom für verschiedene Brennstoffe	34
3.13	Überblick über die verschiedenen Dampferzeugersysteme	36
3.14	Energieflussdiagramme eines konventionellen DKW und eines DKW mit KWK	40
3.15	Betriebsbereiche eines Dampfkraftwerks mit KWK	41
3.16	Lastabhängigkeit der $\Delta\eta$ aufgrund sekundärer CO ₂ -Minderungsmaßnahmen	42
3.17	Unterschiede der beiden Regelkonzepte im Teillastverhalten	44
3.18	T-s-Diagramm einer einfach geschalteten Gasturbinenanlage	49
3.19	Schaltbild einer einfachen Gasturbinenanlage	49
3.20	Abhängigkeit des Wirkungsgrades des Joule-Prozesses vom Druckverhältnis	50
3.21	Reale Zustandsänderungen des einfachen Gasturbinenprozesses	52
3.22	Teillastverhalten von offenen Gasturbinenanlagen mit verstellbaren Leitschaufeln	58
3.23	Energieflüsse des Gasturbinenprozesses	60
3.24	Schematischer Aufbau einer konventionellen GuD-Anlage	64
3.25	Darstellung des GuD-Prozesses im T-s-Diagramm	64
3.26	Darstellung des GuD-Prozesses als Energieflussdiagramm	65
3.27	Überblick über die Umlaufsysteme des Abhitzekessels	68
3.28	Q-T-Diagramm eines GuD-Abhitzekessels	69
3.29	Schematischer Aufbau eines Kombikraftwerks mit integrierter Kohlevergasung	72
3.30	Betriebsbereiche eines GuD-Kraftwerkes mit KWK	74
4.1	Verlauf der Durchschnittskosten als Funktion der jährlichen Volllaststunden	77
4.2	Kostenstruktur der unterschiedlichen fossil-thermischen Erzeugungsanlagen	79
4.3	Zeitlicher Verlauf der CO ₂ -Zertifikatspreisen	81
4.4	Parametervariation der SGK für Stein- und Braunkohle-KW	83
4.5	Parametervariation der SGK für GT- und GuD-Kraftwerke	83
4.6	Tagesgänge einer historischen Nachfragekurve für Österreich und Deutschland (2012)	85
4.7	Einspeisung aus Windkraft und Photovoltaik für Österreich und Deutschland (2012)	85
5.1	Einflussfaktoren auf die Manövrierfähigkeit	88

Tabellenverzeichnis

2.1	Überblick über die erwartete Strombedarfsentwicklung	2
2.2	Vorräte an nicht regenerativen Energien	2
3.1	Überblick über ausgewählte Kennwerte verschiedener Kraftwerkstypen	14
3.2	Spezifische und energiebezogene CO ₂ -Emissionsfaktoren einiger Brennstoffe	20
3.3	Vergleich physikalischer Kenndaten verschiedener Stoffe zur Wärmeübertragung	25
3.4	Einteilung der Dampferzeuger nach den Dampfparametern	26
3.5	Technische Daten eines modernen Dampfkraftwerke zur Erzeugung elektrischer Energie	31
3.6	Anhaltswerte der Feuerungswirkungsgrade unterschiedlicher Feuerungskonzepte	33
3.7	Richtwerte für das Zeitverhalten von Feuerungen	33
3.8	Dampferzeugerwirkungsgrade moderne Kraftwerke	37
3.9	Anwendbarkeit der unterschiedlichen Überlastkonzepte zur Netzfrequenzerhaltung	45
3.10	Technische Daten stationärer Gasturbinen-Anlagen	53
3.11	Richtwerte zum Vergleich: Gasturbine - Dampfturbine	56
3.12	Wirkungsgradverbesserung durch Mehrdruckschaltung in Abhitzedampferzeugern	69
3.13	Wirkungsgradverluste von GuD-Anlagen mit CO ₂ -Abscheidetechnologien	75
4.1	Berechnete Stromgestehungskosten bei typischen jährlichen Nutzungsdauern	78
4.2	Überblick über Parameter zur Berechnung der jährlichen Kapitalkosten	80
4.3	Überblick über Parameter zur Berechnung der Brennstoffkosten	80
4.4	Überblick über Parameter zur Berechnung der CO ₂ -abhängigen Betriebskosten	81
4.5	Ausgangsparameter zur Parametervariation für die Berechnung der Stromgestehungskosten	82
4.6	Struktur der verschiedenen Varianten der Zusammensetzung der Kraftwerksflotte	86
4.7	Vergleich der berechneten jährlichen Volllaststunden der verschiedenen Technologien	86
5.1	Belastungsbereich und Wirkungsgrade verschiedener Kraftwerkstypen	89
5.2	Überblick über die Anfahrcharakteristik verschiedener Kraftwerkstypen	93
5.3	Laständerungsgeschwindigkeiten ausgewählter fossil-thermischer Kraftwerkstypen	95
6.1	Zukünftiges Potential der Flexibilisierung fossil-thermischer Kraftwerksanlagen	99
A.1	Elementarzusammensetzung der betrachteten Kohlen	II
A.2	Zusammensetzung des betrachteten Erdgases	II
A.3	Zusammenfassung der berechneten Heizwerte	II
A.4	C-Anteile zur Berechnung der CO ₂ -Emissionsfaktoren aus Elementaranalysen	III

1 Aufgabenstellung

Ziel dieser Arbeit ist es, für eine groß angelegte Simulation des europäischen Strommarktes Parameter zur Beschreibung der derzeitigen bzw. zukünftigen fossil-thermischen Kraftwerksflotte auszuarbeiten. Die sich abzeichnenden großen Veränderungen der energiepolitischen Rahmenbedingungen erfordern eine Abschätzung der zukünftigen Auswirkungen damit frühzeitig darauf reagiert werden kann. Im Hinblick auf die fossil-thermische Kraftwerksflotte stehen dabei speziell die Anforderungen hinsichtlich der Flexibilität derartiger Kraftwerke im Blickpunkt. Zu den Parametern zur Beschreibung der Betriebsflexibilität (oft auch als Manövrierfähigkeit bezeichnet) sind die Belastungsbereiche (max. Belastung, technische Mindestlast), Anfahrzeiten (Heißstart, Warmstart, Kaltstart und Abfahrvorgänge), Laständerungsgeschwindigkeiten (Regelbereiche) und die Anzahl der Lastwechsel zu zählen. Des Weiteren sollen in einer detaillierten Literaturrecherche der derzeitige fossil-thermische Kraftwerkspark beschrieben werden und auf etwaige zukünftige Veränderungen hinsichtlich der Erzeugungstechnologien eingegangen werden. Dabei ist im Speziellen auf CO₂-Abscheidekonzepte im Sinne des CCS (*Carbon Capture and Storage*) sowie auf Entwicklungen der Umwandlungseffizienz bei unterschiedlichen Betriebsweisen (Volllast bzw. Teillast) näher einzugehen. Die Auswirkungen einer steigenden Einspeisung von erneuerbaren Energien (am Beispiel von Windkraft und Photovoltaik) auf die Rentabilität von konventionellen Kraftwerken (Steinkohle-, Braunkohlekraftwerke, reine Gasturbinenanlagen sowie kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke) ist mit grundlegenden Zusammenhängen des Spotmarktes über die Berechnung der Stromgestehungskosten (SGK) nach der Merit-Order abzubilden.

2 Ausgangslage

Heutzutage werden hauptsächlich fünf Energiearten (Kohle, Erdgas, Wasserkraft, Kernenergie und Erdöl) zur Deckung des Verbrauchs genutzt, wobei die Zusammensetzung regional sehr unterschiedlich ist. Ein exponentielles Wachstum der Erdbevölkerung seit dem vergangenen Jahrhundert hat die Weltbevölkerung von 1 Milliarde im Jahr 1840 auf gegenwärtig über 7 Milliarden Menschen explodieren lassen. Durch die geringere Wachstumsrate in den letzten Jahren wird zur Zeit davon ausgegangen, dass das Wachstum bis zum Jahr 2050 zum Stillstand kommen wird. Dann wird es schätzungsweise 9 Milliarden Menschen auf unserem Planeten geben. Zudem wünscht sich die Bevölkerung in der so genannten Dritten Welt eine Teilnahme am Reichtum bzw. Lebensstandard der USA und der europäischen Ländern. Der Anstieg am gesamten Energieverbrauch spiegelt sich auch in den Prognosen für die steigende Stromproduktion auf Basis der höheren Bedarfsmengen. Tabelle 2.1 zeigt dazu die Entwicklungen der Stromproduktion über die nächsten Jahre nach [Herdan u. a., 2010] und [Tiggers, 2010].

Stromproduktion	Einheit	Jahr			
		2007	2015	2020	2030
Europa	[TWh]	3 306		3 655	3 736
Weltweit		19 756	24 353		34 291

Tabelle 2.1: Überblick über die erwartete Strombedarfsentwicklung

Daraus ergibt sich eine Aufgabe von ganz besonderer Art, die sich aus einer Vielzahl komplexer historisch gewachsener Probleme zusammensetzt: die Sicherung unserer Energieversorgung und das möglichst ohne Überbeanspruchung der Ressourcen unserer Erde. Eine Weitere Randbedingung ist die Tatsache, dass die konventionellen Energiereserven mittelfristig erschöpft sein werden. Einen Überblick über die Vorräte an nicht regenerativen Energieträgern gibt Tabelle 2.2 [Strauß, 2009], wobei die Angabe in Steinkohleeinheiten (SKE) erfolgt und dabei gilt: 1 kg SKE = 29,308 MJ.

[10 ⁹ t SKE]	Bekannte Vorräte ^a	Zusätzliche Vorräte ^b	Spekulative Vorräte ^c	Statische Reichweite in Jahren ^d
Kohle	566	3900	-	240
Erdöl	330	490	260	41
Erdgas	240	400	-	68
Uran ^e	40	45	150	-
Gesamt	1650	4660	410	-

^a Mit derzeitigen Mitteln wirtschaftlich förderbare Vorräte, diese Vorräte werden auch als konventionelles Erdöl, Erdgas etc. bezeichnet.

^b Mit großer Wahrscheinlichkeit vorhanden und förderbar.

^c Fundorte nicht genau bekannt, Fördermöglichkeit offen.

^d Reichweite der bekannten Vorräte bei dem gegenwärtigen Verbrauch.

^e Bei Nutzung in Leichtwasserreaktoren der gegenwärtigen Bauart, ohne Einsatz von Brutreaktoren und ohne Wiederaufbereitung einmal benutzter Brennstäbe.

Tabelle 2.2: Vorräte an nicht regenerativen Energien

Der Anstieg des weltweiten Strombedarfs und der Begrenztheit der fossilen Energieträger führt zur Entwicklung alternativer Energiesysteme. Dabei sind fossile Brennstoffe nicht nur limitiert, mit ihrer Verbrennung werden auch verschiedenste Schadstoffe der Atmosphäre zugeführt. Nach der Adaptierung der fossilen Kraftwerksflotte in den letzten Jahrzehnten mit Umweltschutzeinrichtungen und der damit verbundenen Reduktion an Emissionen (hauptsächlich Staub, NO_x und SO_x) steht nun die Minderung des CO₂-Ausstoßes im Blickpunkt. Ein großer Teil der anthropogenen CO₂-Emissionen stammen aus der Elektrizitätsgewinnung und es gilt zum heutigen Wissensstand als sicher, dass Kohlendioxid in Zusammenhang mit dem Treibhauseffekt steht. Zum Schutz der Umwelt und zukünftiger Generationen wurden CO₂-Reduktionsziele definiert. Eine tragende Säule bei diesen Bestrebungen soll dabei die Forcierung

von regenerativen Energiequellen inne haben. Auch von Seiten der Politik und der Gesellschaft wird dieser Ansatz mit breiter Zustimmung befürwortet. Mittelfristig strebt die Europäische Union nach dem „20-20-20“-Ziel eine Minimierung der Treibhausgase gegenüber 2005 um 20 %, eine Steigerung der Umwandlungseffizienz um 20 % und einen Anteil von 20 % der erneuerbaren Energien (EE) am Endenergiebedarf bis ins Jahr 2020 an. Bis zum Jahr 2050 stellt der vollständige Ersatz fossiler Energieträger das langfristige Ziel dar. National ergeben sich dadurch, aufgrund der unterschiedlichen Ausgangslagen verschiedene Zielvorgaben, welche für den Elektrizitätssektor in Abbildung 2.1 überblicksmäßig für einige Mitgliedsstaaten dargestellt sind [Brauner, 2012b].

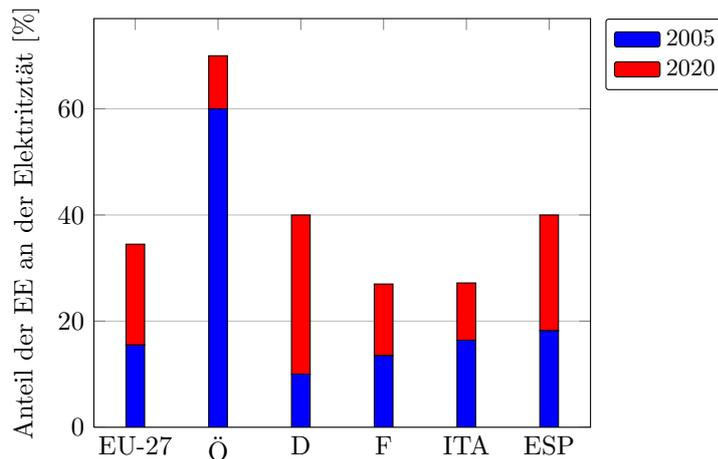


Abbildung 2.1: Geplanter EE-Anteil am der Elektrizitätserzeugung gemäß EU-Zielvorgaben („20-20-20“)

Dabei wird ersichtlich, dass Österreich aufgrund des hohen Anteils an Wasserkraft nur mehr geringe Zuwachsraten der erneuerbaren Energien bis zum Jahr 2020 benötigt. Neben Österreich haben nur wenige Länder ein hydraulisch ausgerichtetes Energieversorgungssystem, dazu zählen unter anderem die Schweiz, Kanada, einige Länder Südamerikas sowie Skandinaviens [Oeding und Oswald, 2004]. Andere Länder versuchen die gesetzten Vorgaben durch den Zubau von Windkraft- und Photovoltaikanlagen (PV) zu erreichen. Die Prognosen zur Biomassenutzung fallen sehr unterschiedlich aus, wobei die Biomasse aufgrund ihrer geringen Energiedichte meist nur für dezentrale Anwendungen zur Stromerzeugung in Frage kommt, eine Nutzung in hohen Mengen in Großkraftwerken wird zukünftig nur in Einzelfällen erfolgen. Auch die geothermische Stromerzeugung erlangt immer mehr an Bedeutung, spielt derzeit im Stromerzeugungssektor jedoch eine untergeordnete Rolle. Der geplante bzw. begonnene Ausstieg einiger Mitgliedsstaaten der Europäischen Union aus der CO₂-armen Kernenergie führt zu einem weiteren Anstieg der Komplexität der zuvor genannten Vorhaben. Die Subventionierung der Bereitstellung erneuerbarer Energien, sowie die bevorzugte Abnahme dieser Energien führt bzw. führte in den letzten Jahren zu einer grundlegenden Veränderung der Rahmenbedingungen im Energiesektor [Wechsung u. a., 2011]. Ein Wandel einer auf fossilen Energieträgern basierten Elektrizitätswirtschaft auf ein regeneratives System stellt eine mehrere Generationen andauernde Aufgabe dar und bringt große Herausforderungen mit sich. Zudem wird diese Problematik durch die Zielsetzungen hinsichtlich der sekundären CO₂-Minderung in den nächsten Dekaden verstärkt. Dabei zeigt Abbildung 2.2 nach [Lenk, 2011] die erwarteten zukünftigen Entwicklungen der Zusammensetzung der Kraftwerksflotte.

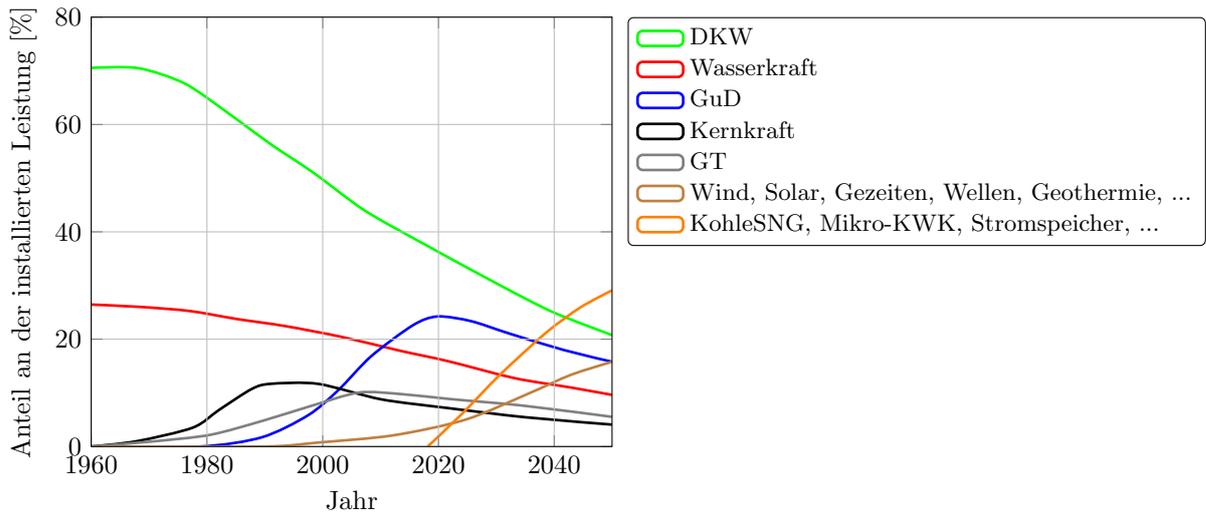


Abbildung 2.2: Erwartete Veränderungen im Bereich der Erzeugung elektrischer Energie

Dabei ist ersichtlich, dass die Stromerzeugung aus fossilen und nuklearen Energieträgern auch mittelfristig das Rückgrat der europäischen Energieversorgung darstellt. Der energiewirtschaftliche Paradigmenwechsel führt zu einer starken Beeinflussung des strombezogenen Energiesystems, da unter anderem Windkraft und Photovoltaik (PV) fluktuierend und nicht-disponibel ins Netz einspeisen [Pfaff u. a., 2012]. Beispielhaft sind in Abbildung 2.3 die Tagesganglinien für die Globalstrahlungsleistung sowie die Windgeschwindigkeit dargestellt [Kaltschmitt und Streicher, 2009], dabei ist die starke Wetterabhängigkeit deutlich erkennbar.

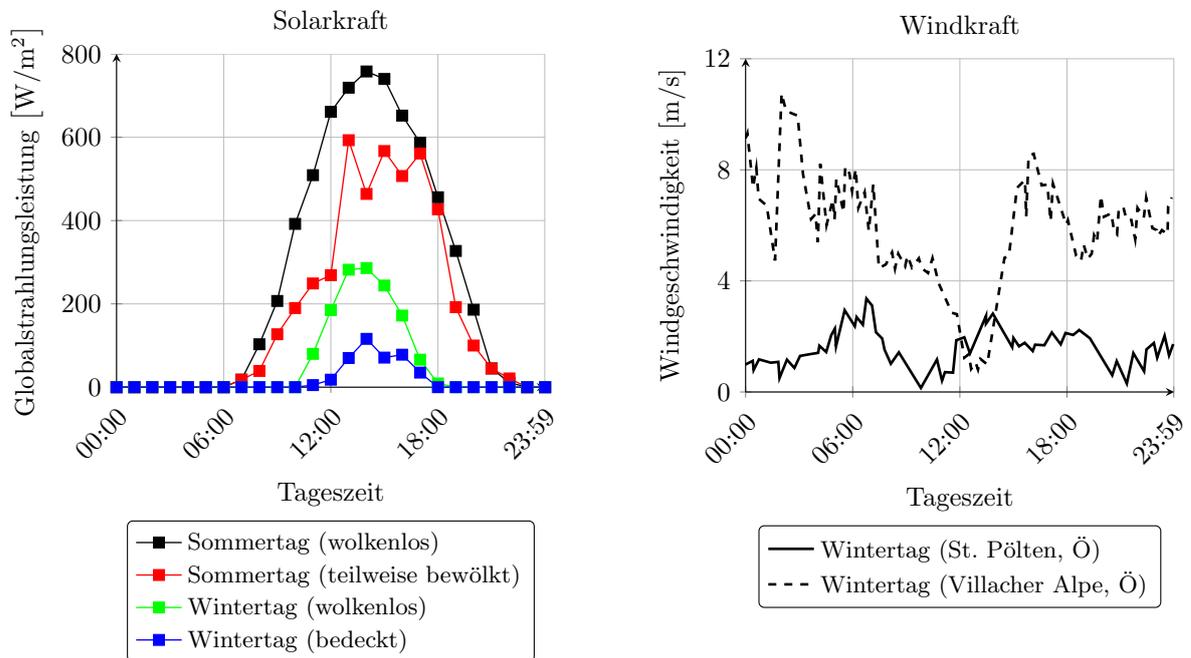


Abbildung 2.3: Tägliche Schwankungen des solaren Strahlungsangebotes bzw. der Windgeschwindigkeit (Zehnminutenwerte)

Neben den täglichen Schwankungen bzw. dem nächtlichen Ausfall der Sonnenenergie kommt es auch zu einer Änderung der Strahlungsleistung über das Jahr, welche in Abbildung 2.4 (links) für Solarkraft und (rechts) für Windkraft nach [Kaltschmitt und Streicher, 2009] illustriert sind.

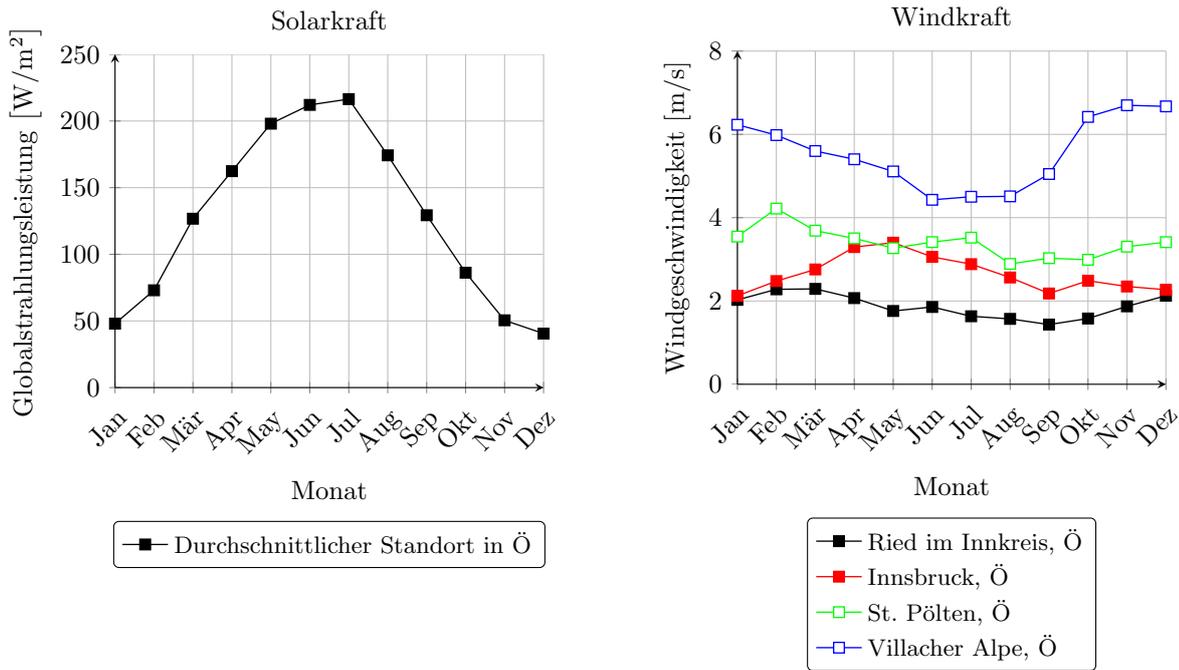


Abbildung 2.4: Jährliche Schwankungen des solaren Strahlungsangebotes bzw. der Windgeschwindigkeit (Monatsmittelwerte)

Das Windangebot in den Sommermonaten liegt tendenziell unter dem Jahresmittel und in den Wintermonaten ist mit erhöhten Windgeschwindigkeiten zu rechnen. Die charakteristisch geringen äquivalenten Jahresvollastbenutzungsstunden dieser Technologie führen dazu, dass sogenannte Stützsyste (vordergründig thermische Kraftwerke) notwendig sind, welche bei Nichtverfügbarkeit die Versorgung gewährleisten können. Die gesicherte Leistung von PV-Anlagen muss aufgrund des nächtlichen Ausfalls mit Null angesetzt werden. Bei Windkraftwerken können üblicherweise nur 5 bis 10 % der installierten Leistung als gesichert angesehen werden. Des Weiteren muss bei Windkraftanlagen (WKA) berücksichtigt werden, dass diese nicht nur bei Windflauten, sondern auch bei hohen Windstärken aufgrund der Starkwindabschaltung Ersatzerzeugungsanlagen benötigen [Benesch und Brüggendick, 2011]. Diese Stützsyste (auch Schattenkraftwerke genannt) sind unter anderem notwendig, da bis jetzt aufgrund fehlender Speichertechniken (im großen Maßstab) die erneuerbare Energie zu Überschusszeiten nicht bzw. nur in geringem Ausmaß (Pumpspeicher- u. Druckluftspeicherkraftwerke) zwischengespeichert werden kann. Die Differenz aus erneuerbarer Einspeisung und der Netzlast, welche auch schwankt, deren Lastgang jedoch recht gut abgeschätzt werden kann, wird als *Residuallast* bezeichnet und ergibt sich aus den beiden Lastgangkurven. Der Bedarf an Back-up-Systemen, welcher während des energiewirtschaftlichen Wandels benötigt wird, führt zu Doppelinvestitionen. Zeiten von hoher regenerativen Einspeisung (Mittagszeit), an denen die Leistung den Bedarf übersteigt, führen zu negativen Strompreisen. Das Versorgungsnetz wird dabei zu einem „Entsorgungsnetz“ und es werden Abnehmer für die elektrische Energie gesucht um das Netz zu stabilisieren, dabei bieten sich Pumpspeicherkraftwerke an. Zukünftig könnte auch eine temporäre Umwandlung von überschüssigem Strom in die Gasphase (Wasserstoff, Methan) eine alternative Speichervariante darstellen. Derartige Verfahren, welche unter dem Schlagwort „Power to Gas“ bekannt sind, ermöglichen in Kombination mit Untergrundgasspeichern ein hohes Potential [Schmitz, 2012]. Während des Umstieges auf eine nachhaltige Energieversorgung ist die konventionelle Kraftwerksflotte unabdingbar. Fossile Kraftwerke tragen derzeit, aufgrund ihrer schnellen Regelbarkeit, einen hohen Anteil der Bereitstellung der Residuallast. Mit fortschreitendem Anteil an regenerativen Quellen zur Stromerzeugung müssen die fossil-thermischen Kraftwerke deutlich an Flexibilität gewinnen und vermehrt Systemdienstleistungen bereitstellen. Des Weiteren sinkt die Betriebszeit

konventioneller Kraftwerke, was den wirtschaftlichen Betrieb erschwert und zu abnehmender Investitionsbereitschaft führt.

Um die zukünftigen Bedürfnisse der Energieversorgung in verschiedenster Hinsicht abschätzen zu können, sind gewisse Simulationen notwendig. Diese bauen auf unterschiedlichsten Konzepten auf und erfassen vielseitige Einflussgrößen. Dazu zählen unter anderem Standorte der Erzeugung, Rahmenbedingungen der Stromerzeugung, Transport und Verteilung der elektrischen Energie, Einspeisung regenerativer Energien, Schwankungen im Dargebot an regenerativen Energien, Lage der Stromverbraucher aber auch gewisse Restriktionen bezüglich der kombinierten Kraft-Wärme-Kopplung. Gegenständliche Ausarbeitung dient zur Parametrisierung der fossil-thermischen Kraftwerke unter dem Stichwort der „Manövrierfähigkeit“. Dabei stellen die Mindestlast, Lastgradienten sowie die Anfahrzeiten die wichtigsten Kennwerte zur Beurteilung der Flexibilität von konventionellen Kraftwerksanlagen dar. Weiters werden die erwarteten Auswirkungen einer geänderten Betriebsweise aufgrund der erhöhten Einspeisung nicht-regelbarer Energien auf die fossil-thermische Kraftwerksflotte diskutiert und Potentiale sowie Grenzen der Anlagenflexibilisierung aufgezeigt.

Die vorliegende Arbeit ist dabei in folgende Teile gegliedert:

- Kapitel 3, Thermische Kraftwerke: Dabei werden alle relevanten Inhalte zur Ausarbeitung dieser Themenstellung erläutert. Dies beinhaltet eine Beschreibung der Anlagenkomponenten der verschiedenen fossil-thermischen Kraftwerkskonzepte (Dampfkraftwerke, reine Gasturbinenkraftwerke sowie Kombikraftwerke). Dabei wird auf das Potential und die Grenzen der Anlagenflexibilisierung, sowie auf etwaige Restriktionen bezüglich Wärmeauskopplung im Sinne einer Kraft-Wärme-Kopplung eingegangen. Auswirkungen einer zukünftigen Entkarbonisierung (CCS) werden ebenfalls betrachtet.
- Kapitel 4, Auswirkungen der erneuerbaren Energien auf die Rentabilität von konventionellen Kraftwerken: Die Berechnung der Stromgestehungskosten für die unterschiedlichen fossil-thermischen Kraftwerkseinheiten ist der Schwerpunkt dieses Abschnittes. Zusätzlich wird die Sensitivität der einzelnen Einflussgrößen bei der Berechnung der Stromgestehungskosten mittels Sensitivitätsanalyse untersucht. Durch die Grundlegenden Zusammenhänge des Spotmarktes werden die Auswirkungen einer steigenden Einspeisung erneuerbarer Energien (am Beispiel von Windkraft und Photovoltaik) auf die Betriebszeiten fossil-thermischer Kraftwerke aufgezeigt.
- Kapitel 5, Manövrierfähigkeit fossil-thermischer Kraftwerke: In diesem Abschnitt werden alle relevanten Kennwerte (Mindestlast, Teillastwirkungsgrade, Anfahrzeiten und Laständerungsgradienten) hinsichtlich der Manövrierfähigkeit von fossil-thermischen Kraftwerken zusammengetragen und im Speziellen die zur Zeit vorhandenen bzw. zukünftig zur Verfügung stehenden Techniken zur optimalen Anpassung der Kraftwerksflotte an die neuen Rahmenbedingungen erläutert.
- Kapitel 6, Fazit: Abschließend erfolgt eine Zusammenfassung der wichtigsten Inhalte, wie Auswirkungen des Ausbaus der Stromerzeugung aus regenerativen Quellen auf konventionelle Stromerzeugungsanlagen, zukünftige Entwicklungen sowie ein Ausblick.

3 Thermische Kraftwerke

Unter einem thermischen Kraftwerk, Wärmekraftwerk oder einer Wärmekraftanlage wird eine Anlage verstanden, welche Primärenergie (fossiler, nuklearer aber auch regenerativer Art) über die Zwischenstufe der thermischen Energie eines Energieträgers in Wellenarbeit bzw. elektrische Energie umwandelt. Elektrische Energie stellt dabei die vielseitigste verwendbare Nutzenergie dar, wobei die Umwandlung aus fossilen Brennstoffe dominiert. Dieser Kraftwerkstyp nimmt weltweit eine bedeutende Stellung ein, so werden ca. 70 % des weltweiten elektrischen Energiebedarfs über den Kreisprozess der Wärmekraftmaschine gewonnen [Kalide, 2010]. Abbildung 3.1 gibt einen Überblick über die Entwicklung der elektrischen Wirkungsgrade der unterschiedlichen Kraftwerkstypen aus unterschiedlichsten Literaturquellen.

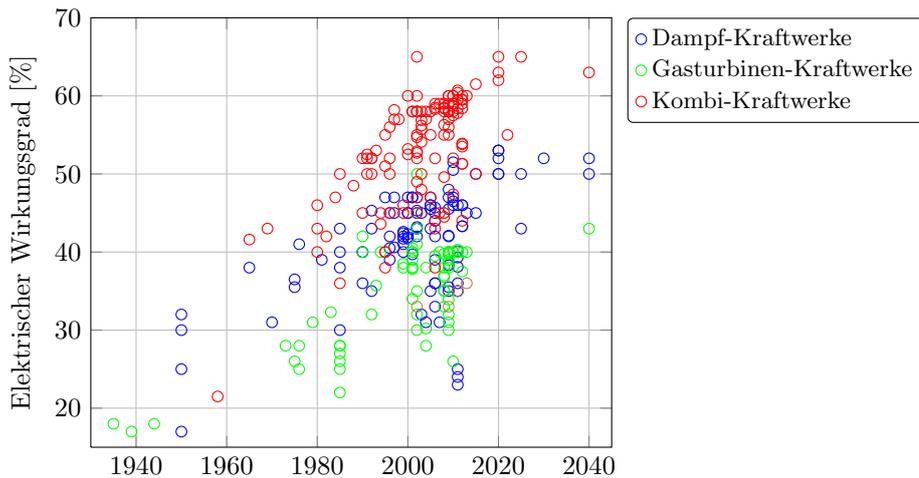


Abbildung 3.1: Wirkungsgradentwicklung unterschiedlicher thermischer Kraftwerke

Die elektrischen Wirkungsgrade der meisten Arbeitsmaschinen sind von deren Größe abhängig, so wird über die Vergrößerung der Wirkungsgrad angehoben. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf fossil befeuerten Kraftwerksanlagen, im gehobenen Leistungsbereich, sodass im Weiteren nur auf Dampfturbinenkraftwerke (Kapitel 3.10), stationäre Gasturbinenkraftwerke (Kapitel 3.11) und kombinierte Gas- und Dampfturbinenkraftwerke (Kapitel 3.12) näher eingegangen wird, jedoch immer mit der Möglichkeit einer Auskoppelung von Wärme.

3.1 Einteilung der Wärmekraftwerke

Nach der verwendeten Primärenergieform können Wärmekraftwerke in vier Klassen unterteilt werden:

- Wärmekraftwerke
- Kernkraftwerke
- Thermische Solarkraftwerke
- Geothermische Kraftwerke

In dieser Ausarbeitung wird nur auf die Wärmekraftwerke mit fossilem Brennstoffeinsatz näher eingegangen. Des Weiteren kann nach dem Aufbau der kraftwerkstechnischen Anlage eine Unterscheidung in Sammelschienenkraftwerke, wie es früher üblich war und den modernen Blockkraftwerke getroffen werden. Prinzipiell können thermische Kraftwerke unter anderem in folgende Gruppen eingeteilt werden [Hofbauer, 2010b]:

- Dampfkraftwerke (DKW)

- Gasturbinenanlagen (GT-Anlagen)
- Kombi-Kraftwerksanlagen
- Heizkraftwerke (HKW)
- Blockheizkraftwerke (BHKW) auf der Basis von Verbrennungsmotoren, Gasturbinen oder Stirlingmotoren

Auf Basis der Jahresbelastung (jährliche Volllaststunden) der Anlagen zur Stromerzeugung können Kraftwerke zur Deckung von Grund-, Mittel- und Spitzenlast unterschieden werden.

3.2 Grundlagen der Wirtschaftlichkeitsberechnung therm. Kraftwerke

Die Elektrizitätswirtschaft stellt ein sehr komplexes Konstrukt dar, aus diesem Grund müssen für eine grobe Abschätzung des wirtschaftlichen Betriebes von kraftwerkstechnischen Anlagen gewisse Annahmen bzw. Vereinfachungen getroffen werden. Ausgangspunkt der Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen dieser Arbeit stellen die beiden Grundgleichungen 3.1 und 3.2 aus der Kosten- und Leistungsrechnung dar.

$$DB = E - k_{\text{var.}} \quad (3.1)$$

DB	...	Deckungsbeitrag	[€/kWh]
E	...	Erlös	[€/kWh]
$k_{\text{var.}}$...	Variable Erzeugungskosten	[€/kWh]

Dabei trennt der Deckungsbeitrag (engl. contribution margin) die variablen von den fixen Kosten und steht demnach zur Deckung der Fixkosten zur Verfügung.

$$G = DB - k_{\text{fix}} \quad (3.2)$$

G	...	Gewinn	[€/kWh]
k_{fix}	...	Fixkosten	[€/kWh]

Der Großhandelsmarkt für Strom wird hinsichtlich der Erfüllungsfrist (Fristigkeiten) grundlegend in folgende Segmente gegliedert [Brauner u. a., 2012]:

- **Terminmarkt:** Hierbei werden zukünftige Stromlieferungen Monate bzw. Jahre im voraus in standardisierten Produkten gehandelt um sich u.a. gegen Preis- und Mengenschwankungen in Form eines Risikomanagements abzusichern. Dabei wird nach [Haas u. a., 2013] durch den Terminmarkt die Grundlast langfristig im voraus beschafft. Die Jahres- bzw. Monatsprodukte werden letztendlich am Spotmarkt optimiert. Die Preisbildung am Terminmarkt orientiert sich an mittel- bis langfristigen Erwartungen wie Struktur der zukünftigen Stromerzeugung, konjunkturelle Entwicklungen sowie politischen Rahmenbedingungen.
- **Spotmarkt:** Beim Handel von Elektrizität für den nächsten Tag (Day-Ahead-Markt) stellen täglich veränderliche Größen wie Witterung, Kraftwerksverfügbarkeiten sowie Verbraucherverhalten die Haupteinflussparameter auf den Strompreis dar.
- **Intra-Day-Markt:** Mittels Intra-Day-Markt werden am aktuellen Tag Stromkapazitäten gehandelt um im Wesentlichen bekannte Lastprognosefehler oder Erzeugungsschwankungen (WKA und PV) sowie Kraftwerksausfälle zu kompensieren.

- Markt für Ausgleichsenergie: Der Regelenenergiemarkt dient dem sehr kurzfristigen Ausgleich der Leistungsbilanz über primäre und sekundäre Regelreserve sowie der Minutenreserve.

Nach [Erdmann und Zweifel, 2008] nimmt das Handelsvolumen, welches am Spotmarkt gehandelt/angeboten wird, nur einen Anteil von 10 bis 30 Prozent der gesamten Erzeugungskapazität eines Marktgebietes ein. Der weitaus größte Teil wird über langfristige Verträge verkauft. Die Marktmenge für Ausgleichsenergie ist mit 2 bis 5 Prozent des Handelsvolumens sehr gering [Haas und Loew, 2012]. Derjenige Anteil der Elektrizität, welcher noch nicht über langfristige Verträge verkauft wurde, wird kurzfristig am sogenannten „Day-ahead“-Handel (Spotmarkt) zu einzelnen Stunden bzw. in Stundenblöcken für den folgenden Tag veräußert. In den folgenden Betrachtungen wird ausschließlich auf die Strompreisbildung am Spotmarkt eingegangen.

Die sich in einem bestimmten Elektrizitätsmarkt ergebenden Strompreise werden grundlegend durch folgende Einflussgrößen bestimmt [Nakicenovic und Haas, 2013]:

- Politische Rahmenbedingungen
- Marktstrukturen
- Nachfrageseitige Parameter
- Angebotsseitige Parameter

Im Wettbewerb der Elektrizitätsversorgung auf dem Spotmarkt dient der Betrieb eines Kraftwerkes nur in Zeiten, in denen die Erlöse über den (kurzfristigen) Grenzkosten der Erzeugung liegen, zur Gewinnmaximierung [Erdmann und Zweifel, 2008]. Decken die Erlöse die Grenzkosten (marginal costs) nicht ab wird die Erzeugungseinheit aus wirtschaftlichen Gründen aus dem Markt genommen. Bei dieser Art des Handels werden die eingegangenen Angebots- und Nachfragewünsche zu einer Nachfrage- und einer Angebotskurve zusammengefasst. Der Schnittpunkt dieser Kurven kennzeichnet den Strompreis (Market Clearing Price, MCP).

Auf Basis dieses Ansatzes werden die einzelnen Erzeugungskapazitäten, welche ein Stromangebot am Spotmarkt abgegeben haben, stündlich nach ihren Grenzkosten gereiht. Diese Reihung der Erzeugungskapazitäten nach ihren Grenzkosten wird als *Merit-Order* (Wert-Reihenfolge) bezeichnet. Das führt dazu, dass die linke Seite der Merit-Order-Kurve sich aus den Kraftwerkseinheiten aufbaut, welche keine bzw. nur sehr geringe Grenzkosten (Wasserkraft, Photovoltaik, Wasserkraft oder auch Atomkraft) aufweisen. Typischerweise weist die aggregierte Angebotskurve einen ausgeprägten konvexen Verlauf auf [Erdmann und Zweifel, 2008]. Rechts dagegen aggregieren sich Erzeugungsleistungen mit hohen Grenzkosten. Abbildung 3.2 zeigt eine prinzipielle Darstellung der Merit-Order-Kurve mit den wichtigsten Kenngrößen.

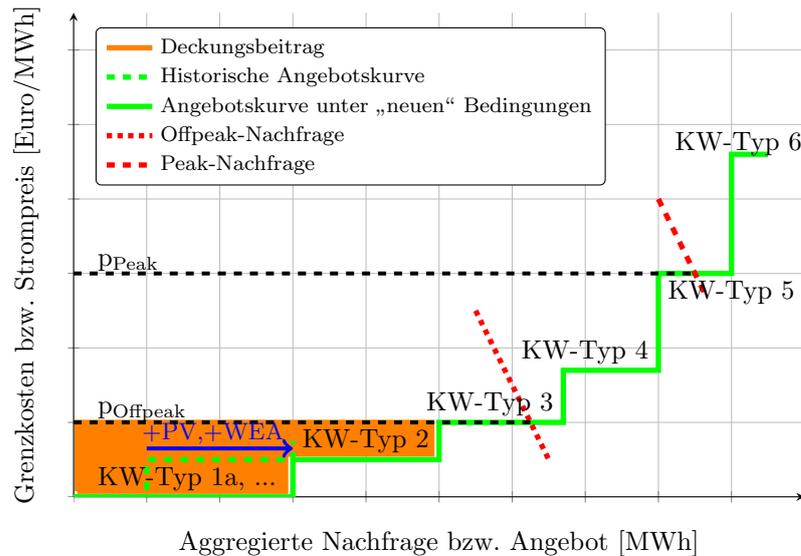


Abbildung 3.2: Schematische Preisbildung auf dem Elektrizitäts-Spotmarkt nach der Merit-Order

Nach Abbildung 3.2 bestimmt das letzte in Betrieb gehende Kraftwerk (genauer: dessen kurzzeitige Grenzkosten) mit dem sogenannten Markträumungspreis (Market clearing Price, MCP) den Strompreis am Spotmarkt. Die letzte benötigte Kraftwerkskapazität wird auch als Grenzkraftwerk bezeichnet. Dabei kommt es zu einer Annahme aller eingereichten stündlichen Angebote, welche links vom Schnittpunkt (Angebots- und Nachfragekurve) liegen. Die einzelnen Anbieter werden demnach nicht nach ihren eigenen Angeboten bezahlt, sondern nach dem Angebot des Grenzkraftwerks. Die Differenz zwischen dem erzielten Strompreis und den Grenzkosten dient zur Deckung der Fixkosten des einzelnen Kraftwerkes. Deutlich ist auch zu erkennen, dass der Strompreis am Spotmarkt stark von Nachfrage abhängig ist. So gibt es einen ausgeprägten Unterschied zwischen den sogenannten Peak-Preisen (bei hoher Nachfrage) und den Preisen zu Zeiten von geringem Bedarf (Off-Peak).

Aus den vorherigen Ausführungen ergeben sich für den Spotmarkt folgende Erkenntnisse:

- Kraftwerksbetrieb: Ob ein Kraftwerk Elektrizitätskapazitäten am Spotmarkt anbietet bzw. aufgrund der Merit-Order den Zuschlag zur Einspeisung bekommt hängt von den kurzzeitigen Grenzkosten ab.
- Wirtschaftlichkeit des Betriebes: Längerfristig müssen neben den variablen Kosten der Erzeugung auch die Fixkosten über den Deckungsbeitrag erwirtschaftet werden.

3.2.1 Stromgestehungskosten (SGK)

Im Zuge dieser Arbeit erfolgt die Wirtschaftlichkeitsrechnung durch eine Ermittlung der Stromerzeugungskosten der ausgewählten Kraftwerkstypen. Die Bewertung kraftwerkstechnischer Anlagen berücksichtigt folgende Punkte [Nakicenovic und Haas, 2013]:

- Zeitliche Veränderung des Umwandlungswirkungsgrades (Verschmutzung der Wärmetauscherflächen, Lastabhängigkeit des Wirkungsgrades)
- Unterschiedliche Abschreibungszeiten für einzelne Anlagenteile
- Veränderung der jährlichen Betriebskosten (Entwicklung der Brennstoffkosten!)
- Ermittlung der optimalen Betriebs- bzw. Abschreibungsdauer

- Veränderung der technischen Rahmenbedingungen (z.B. Maßnahmen zur Emissionsminderung)

Das Ziel liegt in einem Vergleich der spezifischen Stromgestehungskosten der unterschiedlichen Kraftwerkstypen im Hinblick auf eine energiewirtschaftliche Planung. Zur Beurteilung der Stromerzeugungskosten sind die Erzeugungskosten von entscheidender Bedeutung. Sie lassen sich in leistungsabhängige (Kapitalkosten, betriebsbedingte Festkosten, Stilllegungskosten) sowie arbeitsabhängige Kosten gliedern und werden nach Gleichung 3.3 bestimmt.

$$k = k_{\text{fix}} + k_{\text{var.}} = \underbrace{\frac{K_J + K_{BF} + K_S}{T}}_{\text{Fixkosten}} + \underbrace{k_E + k_A + k_{CO_2}}_{\text{Variable Kosten}} \quad (3.3)$$

k	...	Spezifische Stromgestehungskosten	[€/kWh]
K_J	...	Jährliche Kapitalkosten (Annuitäten)	[€/kW · a]
K_{BF}	...	Jährliche betriebsbedingte Festkosten	[€/kW · a]
K_S	...	Jährlicher Anteil der sonstigen Kosten	[€/kW · a]
T	...	Anzahl der jährlichen Volllaststunden (Lastfaktor)	[h/a]
k_E	...	Brennstoff- bzw. Energiekosten	[€/kWh]
k_A	...	Arbeitsabhängige Betriebskosten	[€/kWh]
k_{CO_2}	...	CO ₂ -abhängige Kosten	[€/kWh]

Die jährlichen Volllaststunden (Equivalent Operating Hours) eines Kraftwerkes sind nach Gleichung 3.4 definiert.

$$T = \frac{W_{\text{el.}}}{P_{\text{el.}}} \quad (3.4)$$

$W_{\text{el.}}$...	Jährliche Stromerzeugung	[MWh/a]
$P_{\text{el.}}$...	Kraftwerksleistung	[MW]

In der praktischen Anwendung wird das theoretische Maximum der Volllaststunden aufgrund von Revisions- und Wartungsarbeiten, Anlagenausfällen sowie Mängeln hinsichtlich der Brennstoffverfügbarkeit geschmälert. In den folgenden Unterkapiteln sind die einzelnen Parameter, die zur Berechnung der spezifischen Stromgestehungskosten k dienen, erklärt sowie die getroffenen Annahmen kurz erläutert.

3.2.1.1 Jährliche Kapitalkosten K_J (Annuitäten) Die jährlichen Kapitalkosten K_J [€/kW · a] zählen zu den leistungsabhängigen Kosten und setzen sich u.a. aus Kreditrückzahlungen, Zinsen, Steuern und Versicherungen zusammen. Die Berechnung der Investitionskosten erfolgt nach Gleichung 3.5 über den spezifischen Anlagenbarwert.

$$K_J = \alpha \cdot I_0 = \alpha \cdot \frac{B}{P_I} = \left[\frac{(r + s) \cdot (1 + r + s)^{LD}}{(1 + r + s)^{LD} - 1} + \nu \right] \cdot \frac{B}{P_I} \quad (3.5)$$

α	...	Annuitätenfaktor	[-]
I_0	...	spezifische Investitionskosten	[€/kW]
B	...	Barwert der gesamten Investitionskosten	[€]
P_I	...	Installierte Kraftwerksleistung	[kW]
r	...	Kalkulationszinssatz	[1/a]
LD	...	Lebensdauer bzw. Betrachtungszeitraum in Jahren	[a]
ν	...	Prozentuelle Versicherungssumme	[a ⁻¹]
s	...	Steuersatz	[a ⁻¹]

Investitionskosten setzen sich in der Regel aus Anlagenkosten, Ingenieurleistungen für Planung und Überwachung und der Bauherrenleistung zusammen und weisen starke Abhängigkeiten vom Standort und der Marktlage auf [Konstantin, 2013]. Im Hinblick auf den Betrachtungszeitraum für die Wirtschaftlichkeitsanalyse wird auf Unterschiede hinsichtlich des Abschreibungszeitraumes und technischer Nutzungsdauer einer Erzeugungseinheit hingewiesen. Im Zuge dieser Arbeit wird für den kalkulatorischen Betrachtungszeitraum die technische Nutzungsdauer verwendet.

3.2.1.2 Jährliche betriebsbedingte Festkosten K_{BF} Diese Kostenart ist von der Kraftwerksgröße abhängig und wird nach Gleichung 3.8 berechnet.

$$K_{BF} = K_{LOHN} + K_{REP} + K_{BMV} \quad (3.6)$$

K_{BF}	...	Betriebsbedingte Festkosten	[€/kW · a]
K_{LOHN}	...	Lohnkosten	[€/kW · a]
K_{REP}	...	Reperaturkosten	[€/kW · a]
K_{BMV}	...	Kosten für Betriebsmittel und sonstige Kosten	[€/kW · a]

Die jährlichen betriebsbedingten Festkosten decken neben dem Personalbedarf auch Wartungs- und Instandhaltungskosten sowie Kosten für Betriebsmittel ab.

3.2.1.3 Jährlicher Anteil der sonstigen Kosten K_S Zu diesem Kostenpunkt sind Kosten zur ersten Inbetriebnahme sowie zur Stilllegung zu zählen.

$$K_S = K_{ST} + K_{ER} \quad (3.7)$$

K_S	...	Sonstige Kapitalkosten	[€/kW · a]
K_{ST}	...	Stilllegungskosten	[€/kW · a]
K_{ER}	...	Erstinbetriebnahmekosten	[€/kW · a]

Die sonstigen Kapitalkosten K_S können bei allen Kraftwerkstypen außer den Kernkraftwerken vernachlässigt werden.

3.2.1.4 Spezifische Brennstoffkosten k_E Die spezifischen Brennstoffkosten k_E sind zu den arbeitsabhängigen Kosten zu zählen. Sie bilden sich unter Einbeziehung des Energieinhaltes (Heizwertes) des Brennstoffes, dem Umwandlungswirkungsgrad der Anlagen sowie dem spezifischen Brennstoffpreis nach Gleichung 3.9

$$k_E = \frac{p_B}{H_u \cdot \eta} \quad (3.8)$$

k_E	...	Spezifische Brennstoffkosten	[€/kWh]
p_B	...	Spezifischer Brennstoffpreis	[€/kg] bzw. [€/m ³]
H_u	...	Unterer Heizwert	[kWh/kg] bzw. [kWh/m ³]
η	...	Wirkungsgrad der Kraftwerksanlage	[-]

Dabei ist zu beachten, dass sich die absoluten jährlichen Brennstoffkosten vom Gesamtbedarf an Brennstoff ableiten lassen. Zudem haben die jährlichen Betriebsstunden, und in weiterer Folge der Wirkungsgrad des Kraftwerkes Einfluss auf den Brennstoffbedarf.

3.2.1.5 Arbeitsabhängige Betriebskosten k_A Dieser Kostentyp fällt aufgrund des Betriebes der kraftwerkstechnischen Anlagen zum Beispiel durch arbeitsabhängige Netznutzungsentgelte an.

$$k_A = F_A \cdot k_E \quad (3.9)$$

3.2.1.6 Kosten für CO₂-Emissionsberechtigungen k_{CO_2} Neben dem Zertifikatspreis gehen der CO₂-Emissionsfaktor sowie der Umwandlungswirkungsgrad der kraftwerkstechnischen Einheit in die Berechnung dieser Kosten ein.

$$k_{CO_2} = \frac{p_{CO_2} \cdot f_{CO_2}}{\eta} \quad (3.10)$$

k_{CO_2}	...	Kosten für CO ₂ -Emissionsberechtigungen	[€/kWh]
p_{CO_2}	...	CO ₂ -Zertifikatspreis	[€/kg] bzw. [€/t CO ₂]
f_{CO_2}	...	CO ₂ -Emissionsfaktor für den Brennstoff	[t CO ₂ /kWh]
η	...	Wirkungsgrad der Kraftwerksanlage	[-]

Die spezifischen CO₂-Emissionen von Kraftwerken werden durch den Emissionsfaktor ausgedrückt, welcher vom eingesetzten Brennstoff (Kohlenstoff-Gehalt) und vom Brennstoffnutzungsgrad (Wirkungsgrad) abhängt. Die Berechnung des Emissionsfaktors auf Basis des Kohlenstoffgehaltes der unterschiedlichen Energieträgern ist im Anhand A.2 im Detail beschrieben. Für nähere Informationen hinsichtlich den Rahmenbedingungen des europäischen Emissionshandelssystems und dessen Grundprinzipien wird auf [Schröter, 2004] verwiesen.

3.3 Kennwerte thermischer Kraftwerke

Die verschiedenen Kraftwerkstypen unterscheiden sich unter anderem im Investitionsbedarf, den Betriebskosten, den Wirkungsgraden, dem Wärmeverbrauch sowie dem Personalbedarf. Tabelle 3.1 gibt einen Überblick über ausgewählte Kennwerte der unterschiedlichen thermischen Kraftwerkstypen.

KW-Typ	Leistungsbereich	Lebensdauer	Abwicklungszeit	Investition
	[MW _{el.}]	[a]	[Monate]	[Euro/kW]
DT-KW				
Steinkohle-KW	ca. 50 ⁽¹⁾ bis 1300 ⁽²⁾	30 ⁽³⁾ bis 45 ⁽⁴⁾	36 ⁽¹⁵⁾ bis 96 ⁽⁸⁾	1000 ⁽⁵⁾ bis 1500 ⁽⁶⁾
Braunkohle-KW	ca. 50 ⁽¹⁾ bis 1050 ⁽⁵⁾	30 ⁽³⁾ bis 45 ⁽⁴⁾	36 ⁽¹⁵⁾ bis 96 ⁽⁸⁾	1200 ⁽³⁾ bis 1600 ⁽⁶⁾
GT-KW				
Gasturbinenanlagen	bis 375 ⁽⁷⁾	20 ⁽³⁾ bis 50 ⁽⁴⁾	10 ⁽³⁾ bis 24 ⁽⁸⁾	400 ⁽¹¹⁾ bis 500 ⁽⁶⁾
Kombinierte Kraftwerke				
GuD-Kraftwerke	30 ⁽⁹⁾ bis 1500 ⁽⁶⁾	20 ⁽¹⁰⁾ bis 40 ⁽⁴⁾	12 ⁽⁸⁾ bis 36 ⁽¹⁶⁾	450 ⁽³⁾ bis 1700 ⁽¹¹⁾
Kern-KW				
Kernkraftwerke	bis 1600 ⁽⁵⁾	40 ⁽¹³⁾ bis 60 ⁽¹²⁾	40 ⁽³⁾ bis 96 ⁽¹⁴⁾	2000 ⁽³⁾ bis 3000 ⁽⁶⁾

Quellen:

- (1) [Lackner u. a., 2010]
- (2) [Effenberger, 2000]
- (3) [Erdmann und Zweifel, 2008]
- (4) http://m.dena.de/fileadmin/user_upload/Presse/studien_umfragen/Kraftwerksstudie/KurzanalysekraftwerksplanungDE_2020.pdf, download: 10. Mai 2013
- (5) [Wissel u. a., 2010]
- (6) [Zahoransky und Allelein, 2013]
- (7) www.siemens.com/energy, download: 10. Mai 2013
- (8) [Boyce, 1999]
- (9) [Kehlhofer u. a., 2009]
- (10) [Ruchti u. a., 2011]
- (11) [Grote und Feldhusen, 2011]
- (12) [Powell und Hunt, 2012]
- (13) [Briem u. a., 2002]
- (14) [Strauß, 2009]
- (15) [Alif u. a., 2005]
- (16) [Boyce, 2002]

Tabelle 3.1: Überblick über ausgewählte Kennwerte verschiedener Kraftwerkstypen

Gerade die Lebensdauer einer Kraftwerksanlage ist von starker Bedeutung, da die zukünftigen Anforderungen über die gesamte Lebensdauer bedient werden müssen. Üblicherweise werden Kraftwerke für eine bestimmte Anzahl an Betriebsstunden ausgelegt, je nach Betriebsweise in den konventionellen Marktsegmenten (Grundlast, Mittellast, Spitzenlast) und den daraus folgenden Jahresbenutzungsstunden ergibt sich eine unterschiedliche Lebensdauer der Kraftwerksanlage [Sigloch, 2006]. Die erhöhten Anforderungen an eine flexible Betriebsweise konventioneller Kraftwerke führt zu einem steigenden Lebensdauerverbrauch, dem wirkt ein vermehrter Betrieb bei reduzierter Leistung, wie es für Kraftwerke zukünftig prognostiziert wird, entgegen. Auswirkungen dieser Effekte sind bis jetzt noch nicht absehbar.

In der Vergangenheit wurde die Blockgröße, durch den Gedanken der Maximierung der Umwandlungseffizienz und der Minimierung der Kosten nach dem Skaleneffekt (engl. economies of scale), immer weiter gesteigert. Dies führt jedoch beim Ausfall einer derartigen Großanlage auch zu einem hohen Bedarf an schneller Reserveleistung.

Bei derzeitigen Neubauprojekten stellt gerade die CO₂-Abscheidung eine wichtige Rolle dar, welche zum Teil schon bei der Planung und Errichtung beachtet wird („CCS-Ready“). Die Implementierung der Abscheidetechnik wird zudem zu einer Erhöhung der Investitionskosten für kraftwerkstechnische Anlagen führen. Zusätzlich werden Kosten für Transport und Speicherung des abgeschiedenen Kohlendioxids anfallen [Wissel u. a., 2010].

3.4 Altersstruktur des fossil-thermischen Kraftwerkspark in Europa

Beim Betrachten der europäischen Kraftwerkskapazitäten ist festzustellen, dass ein Großteil der Kraftwerksflotte in den 80er Jahren des vergangenen Jahrhunderts errichtet wurde. Ein bedeutender Teil der thermischen Kraftwerke (braunkohle-, steinkohle-, öl- bzw. gasbefeuerte Kraftwerke sowie Kernkraftwerke) wird demnach in der zweiten Phase ihrer Lebensdauer betrieben [RWE, 2007].

In den nächsten Jahrzehnten werden dadurch ungefähr 800 GW an Neu- und Ersatzkapazitäten erforderlich sein um die Versorgungssicherheit in Europa aufrecht erhalten zu können, wobei es sich bei einem Drittel um thermische Kraftwerke handeln wird [Herdan u. a., 2010]. Aus politischer und auch aus gesellschaftlicher Sichtweise werden derartige Investitionsentscheidungen immer mehr zum Problemfall. Dies führte in der Vergangenheit oft zur Aufgabe der Bestrebungen zur Errichtung neuer kraftwerkstechnischer Anlagen, obwohl diese vielfach schon sehr weit fortgeschritten waren. Der Verzicht der Kraftwerkserneuerung wirkt sich in zweifacher Weise aus:

- Ein Betrieb einer überalterten Kraftwerksflotte führt aufgrund der alten Technik und damit verbundenen niedrigen Wirkungsgraden zu hohem Primärenergieverbrauch und die Möglichkeiten der Reduktion der CO₂-Emissionen auf Basis von fortschrittlichen Wirkungsgraden wird nicht vollständig ausgenutzt.
- Die neuen Anforderungen an die thermische Kraftwerksflotte, unter dem Gesichtspunkt einer erhöhten Einspeisung regenerativen Energien, können mit alter Technik wohl nicht bestmöglich erfüllt werden.

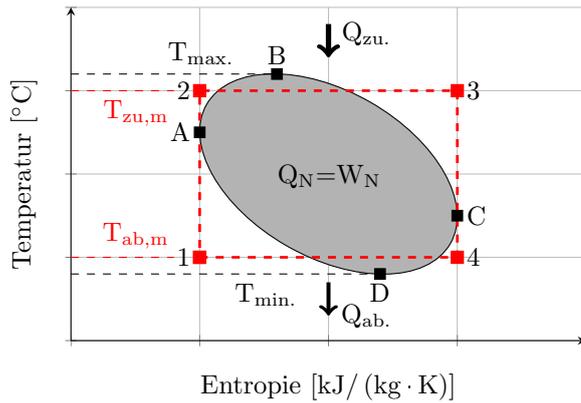
3.5 Idealisierter Kreisprozess - Carnot-Kreisprozess

Grundlegend wird ein Kreisprozess folgend beschrieben [Schneider, 2004]: „Ein Kreisprozess ist ein thermodynamischer Prozess, der eine Zustandsänderung mit einander gleichen Anfangs- und Endzuständen bewirkt.“ Der Carnot-Prozess¹ dient als idealer Vergleichsprozess für beliebige Kreisprozesse, ist selbst jedoch von keinerlei praktischer Bedeutung. Nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik ist der rechtsläufige Carnot-Prozess der ideale Kreisprozess (reversibel) und stellt dadurch den maximal möglichen Grad der Umsetzung von Wärme in mechanische Energie mittels Wärmekraftmaschine im jeweiligen Temperaturbereich dar.

$$\eta_{\text{th}} \leq \eta_C = \eta_{\text{th,Carnot}} \quad (3.11)$$

Der Vergleich des thermischen Wirkungsgrades eines beliebigen Kreisprozesses mit dem maximalen Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses ermöglicht eine Bewertung des Prozesses und in weiterer Folge eventuell eine Prozessoptimierung. Abbildung 3.3 zeigt die Carnotisierung eines beliebigen Kreisprozesses sowie die dabei ablaufenden Zustandsänderungen.

¹nach dem franz. Physiker Nicolas Leonard Sadi Carnot (1796-1832)[Zahoransky und Allelein, 2013]



Der Carnot-Prozess besteht aus vier Einzelschritten:

- 1 → 2: Isentrope Druckerhöhung
- 2 → 3: Isotherme Wärmezufuhr
- 3 → 4: Isentrope Druckabbau
- 4 → 1: Isotherme Wärmeabfuhr

Abbildung 3.3: Carnotisierung eines beliebigen Kreisprozesses (A-B-C-D) im T-s-Diagramm

Bei der Carnotisierung erfolgt eine Angleichung der zu vergleichenden Prozesse über idente Wärmezufuhr, -abfuhr und Entropieänderungen. Dabei werden die mittleren Temperaturen der zu- bzw. abgeführten Wärme des beliebigen Kreisprozesses A-B-C-D nach Gleichung 3.12 berechnet.

$$T_{zu,m} = \frac{Q_{zu}}{m \cdot \Delta s} \quad \text{bzw.} \quad T_{ab,m} = \frac{Q_{ab}}{m \cdot \Delta s} \quad (3.12)$$

$T_{zu,m}$...	Mittlere Temperatur der Wärmezufuhr	[°C]
$T_{ab,m}$...	Mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr	[°C]
Q_{zu}	...	Zugeführte Wärme	[kJ]
Q_{ab}	...	Abgeführte Wärme	[kJ]
m	...	Masse des Wärmeträgeres	[kg]
Δs	...	Entropieänderung	[kJ/(kg · K)]

Der thermische Wirkungsgrad eines beliebigen Prozesses η_{th} ergibt sich unter der Berücksichtigung der mittleren Temperaturen der Wärmezufuhr bzw. Abfuhr nach Gleichung 3.13 zu:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{ab,m}}{T_{zu,m}} \quad (3.13)$$

Der vergleichende thermische Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses wird nach Gleichung 3.14 berechnet.

$$\eta_{th,Carnot} = \eta_C = \frac{W_N}{Q_{zu}} = \frac{Q_{zu} - Q_{ab}}{Q_{zu}} = 1 - \frac{T_{min.}}{T_{max.}} \quad (3.14)$$

$\eta_{th,Carnot}$ bzw. η_C	...	Carnot-Wirkungsgrad	[-]
W_N	...	Nutzarbeit	[kJ]

Aus Gleichung 3.13 ist zu erkennen, dass zur Maximierung des (reversiblen) thermischen Wirkungsgrades die höchst mögliche mittlere Temperatur der Wärmezufuhr $T_{zu,m}$ vorherrschen soll, sowie die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr $T_{ab,m}$ minimiert werden muss. Die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr ist jedoch durch die Umgebungstemperatur bzw. durch die Kühlmitteltemperatur beschränkt. Ähnliches gilt für die obere Grenze der Temperatur der Wärmezufuhr durch die Festigkeit der verfügbaren Werkstoffe. In diesem Zusammenhang sind auch die Begriffe Zeitstandfestigkeit, Zeitdehngrenze und Warmstreckgrenze sowie Zunder- und Korrosionsbeständigkeit der verwendeten Werkstoffe von Bedeutung.

3.6 Kraft-Wärme-Kopplung, KWK (Combined Heat and Power, CHP)

CHP „Die gleichzeitige Erzeugung von Heizwärme und elektrischer Energie in Heizkraftwerken bezeichnet man als Kraft-Wärme-Kopplung“ [Grote und Feldhusen, 2011]. Die KWK steht im Sinne der Cogeneration für eine erhöhte Ausnutzung der Rohstoffe und somit für Ressourcenschonung und in weiterer Folge auch für Umweltschutz. Trotz der Verwendung moderner Technik liegen die Wirkungsgrade von Kraftwerken zur reinen Erzeugung el. Energie höchstens um die 60 %. Die nicht genutzte Abwärme aus den reinen Stromerzeugungseinheiten beträgt je nach Kraftwerkstyp bis zu 70 % der im Brennstoff enthaltenen Energie [Oeding und Oswald, 2004]. Die gekoppelte Produktion von el. Energie und Wärme hat keine Verbesserung des Wirkungsgrades zur Folge, es kommt nur zu einer Erhöhung der Ausnutzung des Brennstoffes. Nach [Schaumann und Schmitz, 2010] lassen sich bei der Anwendung der KWK im Vergleich zur getrennten Bereitstellung von elektrischer und thermischer Energie bis zu einem Drittel der Primärenergie einsparen und somit auch die CO₂-Emissionen reduzieren. Zudem bietet die KWK eine Möglichkeit zur Erhöhung der Auslastung der Erzeugungsanlage. Für Anwendungen, welche diese zusätzliche Ressource nutzen, reicht der thermische Wirkungsgrad zur Beschreibung der Prozessgüte nicht mehr aus. Dazu wird der Brennstoffnutzungsgrad ω (auch Nutzungsgrad oder Energieausbeutegrad genannt) nach Gleichung 3.15 definiert.

$$\omega = \frac{P + \dot{Q}_W}{\dot{Q}_{zu}} = \frac{P + \dot{Q}_W}{\dot{m}_B \cdot H_u} = \frac{P}{\dot{Q}_{zu}} \cdot \left(1 + \frac{1}{\sigma}\right) \quad (3.15)$$

ω	...	Brennstoffnutzungsgrad (Energieausbeutegrad)	[-]
P	...	Elektrische Leistung	[kW=kJ/s]
\dot{Q}_W	...	Nutzwärmeleistung	[kW=kJ/s]
\dot{Q}_{zu}	...	Zugeführte Brennstoffleistung (Brennstoffenergiestrom)	[kW=kJ/s]
\dot{m}_B	...	Zugeführte Brennstoffmassenstrom	[kg/s]
H_u	...	Unterer Heizwert des zugeführten Brennstoffes	[kJ/kg]
σ	...	Stromkennzahl	[-]

Der Brennstoffnutzungsgrad (fuel utilization factor) unterscheidet dabei nicht zwischen den unterschiedlichen Wertigkeiten von el. Energie und erzeugter Nutzwärme. Dazu wird ein weiterer Parameter, die Stromkennzahl (electricity-to-heat-ratio) benötigt, welche dessen Verhältnis beschreibt.

$$\sigma = \frac{P}{\dot{Q}_W} \quad (3.16)$$

Die beiden Grenzfälle, der reinen Stromerzeugung bzw. Wärmeauskopplung lassen sich mit $\sigma = \infty$ und $\sigma = 0$ beschreiben. Abbildung 3.4 zeigt den Einfluss der Wärmeauskopplung auf den el. Wirkungsgrad und den Brennstoffnutzungsgrad beispielhaft für eine GuD-Anlage mit Zusatzbefeuerung im Abhitzedampferzeuger (AHDE) sowie für ein Dampfkraftwerk [Balling, 2010c].

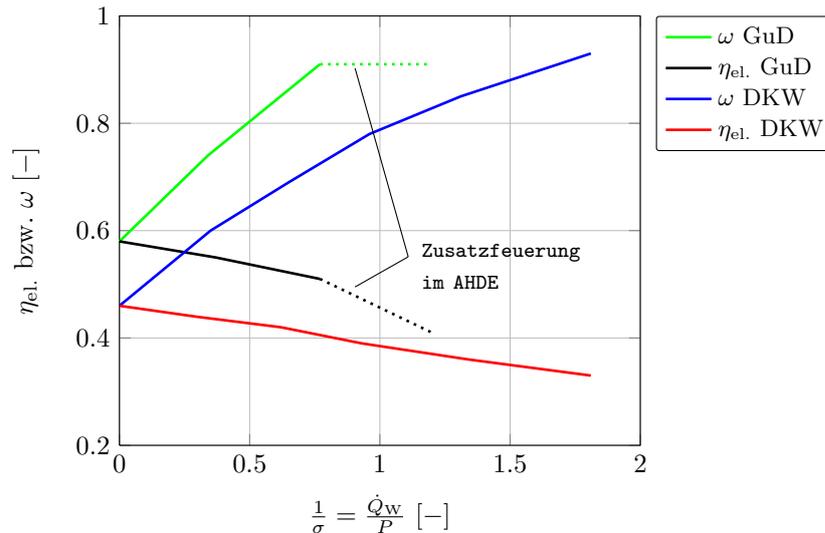


Abbildung 3.4: Umwandlungseffizienz in Abhängigkeit von der Wärmeauskopplung

Im Gegensatz zu Dampfkraftwerken bzw. GuD-Anlagen erfolgt die el. Erzeugung bei GT-Anlagen ohne Einschränkung durch die Wärmeauskopplung, da die Abwärme ansonsten ungenutzt an die Umgebung abgegeben wird [Zahoransky und Allelein, 2013]. Bei den heutigen KWK-Anlagen unterscheidet man zwischen Anlagen mit konstanter Stromkennzahl und Anlagen welche das Verhältnis von el. Energie und Wärme zumindest in einem gewissen Bereich dem Bedarf anpassen können. Die KWK gewinnt auch im Bezug auf die Reduzierung der CO₂-Emissionen immer mehr an Bedeutung. Dabei ist jedoch nach [Oeding und Oswald, 2004] zu beachten, dass bei einem Strombezug aus Kernkraftwerken, wie es zu einem großen Teil in Deutschland erfolgt, der CO₂-Ausstoß bei gleichzeitiger Strom- und Wärme-Erzeugung in einem Kohlekraftwerk im Vergleich zur Produktion in einem Kernkraftwerk und einer separaten Ölheizung sogar steigen kann.

Hinsichtlich der Baugröße von KWK-Anlagen haben sich nach [Grote und Feldhusen, 2011] Anlagen zwischen 20 und 300 MW_{el.} als wirtschaftlich erwiesen. Bei der kombinierten Bereitstellung von el. Energie und Wärme (Nah- und Fernwärme) muss beachtet werden, dass diese Heizkraftwerke (HKW) bei geringem Bedarf an el. Energie aufgrund hoher Einspeisung von regenerativen Energien nicht bzw. nur zu einem bestimmten Grad ihre Leistung drosseln können, da Wärme ausgekoppelt werden muss („must-run“ units). Gerade in den Wintermonaten kann es dabei bei sehr hohe Einspeisung elektrischer Energie aus Photovoltaikanlagen und Windkraftanlagen bei hohem Wärmebedarf zu Problemen kommen [Ziems u. a., 2012]. Eine Möglichkeit der Abschwächung dieser beschränkten Flexibilität von KWK-Anlagen kann der Einsatz von Wärmespeichern darstellen, auf welche im Folgenden Abschnitt 3.6.1 näher eingegangen wird.

3.6.1 Fernwärmespeicher

Gerade bei Heizkraftwerken bietet eine Erweiterung um einen Wärmespeicher eine Flexibilisierung der Anlage. Ein Fernwärmespeicher ermöglicht einerseits die Speicherung von überschüssiger Wärmemengen über wenige Stunden oder Tage und führt dabei zu einer leichten Entkopplung von Bereitstellung von Wärme des Heizkraftwerkes und der Einspeisung ins Fernwärmenetz. Somit stellt eine derartige Speichermöglichkeit ein kurzzeitiges „back up“-System für etwaige Anlagenstillstände dar bzw. hilft in Zeiten von erhöhtem Bedarf an Wärme diesen zu decken. Damit wird auch der Betrieb von Spitzenlastkesseln minimiert, was sich wiederum aus energetischer Sicht sowie auch im Hinblick auf Ressourcenschonung und Umweltschutz positiv auswirkt.

Nach [Wünsch u. a., 2011] ergeben sich durch die Kombination einer KWK mit einem Wärmespeicher zusätzliche Betriebsweisen, welche hinsichtlich der zukünftigen Integration erneuerbarer Energien positive Effekte mit sich bringen. Dabei sind folgende Lastfälle zu unterscheiden:

- Hohe Residuallast: Bei hohen Strompreisen wird die Wärmeauskopplung für eine erhöhte Stromerzeugung mittels Entnahmekondensationsturbinen gedrosselt. Die Wärmeabnehmer werden teilweise vom Speicher aus bedient. Bei Gegendruckturbinen liegt ein starres Verhältnis zwischen el. Energie und Wärme vor. Bei hoher Produktion an el. Energie fällt auch eine erhöhte Menge an Wärme an, welche bei geringem Bedarf zur Beladung des Speichers genutzt werden kann.
- Geringe Residuallast: Übersteigen die Stromerzeugungskosten die Abgeltung kann die KWK-Anlage nicht wirtschaftlich betrieben werden. Wird das Heizkraftwerk vom Netz genommen, kann der Wärmebedarf durch den Speicher bedient werden.
- Negative Residuallast: In diesem Fall wurde das Heizkraftwerk schon abgeschaltet. Über eine el. Widerstandsheizung, welche durch sehr geringe Investitionskosten implementiert werden kann, erfolgt die kostengünstige Beladung des Wärmespeichers bzw. das Wärmenetzwerk wird auf diese Weise direkt beheizt.

Nach [Dribbisch u. a., 2011] stellt die Kombination von Kurzzeitspeichern mit hocheffizienten KWK-Anlagen eine Schlüsseltechnologie zum Ausgleich der fluktuierenden Einspeisung regenerativer Energien dar.

3.7 Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung

Der Wärmebedarf klassischer KWK-Systeme mit Fernwärmeauskopplung sinkt in den Sommermonaten, durch den Wegfall der Abwärmenutzung sinkt folglich auch der Brennstoffnutzungsgrad. Abbildung 3.5 zeigt prinzipiell den unterschiedlichen jahreszeitlichen Bedarf der verschiedenen Energien [Zahoransky, 2007]. Dabei wird deutlich, dass gerade in den Sommermonaten das Verlangen nach Wärme deutlich sinkt, der Bedarf an Kühlleistung steigt dagegen an.

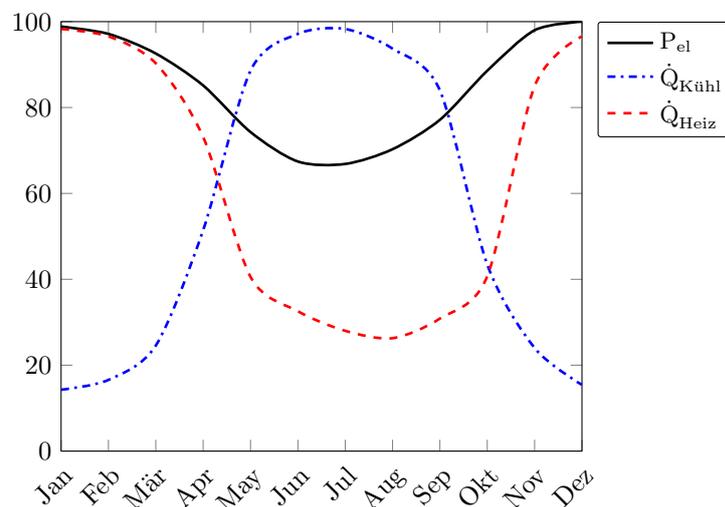


Abbildung 3.5: Jährliches Lastprofil für elektrische Energie sowie für Heiz- u. Kühlleistung

Mittels Absorptionskälteanlagen ist eine Nutzung der überschüssigen Kraftwerksabwärme zur Bereitstellung von Kühlleistung möglich. Als Abnehmer solcher Kälteversorgungsanlagen bieten sich Kaufhäuser, Kühlhäuser oder auch die Klimatisierung von Datenverarbeitungsanlagen an [Schaumann und Schmitz, 2010]. Über dieses Konzept kann auch der hohe Strombedarf, welcher für alternative Kühlanlagen aufzubringen ist, minimiert werden. Die gesteigerte Nutzungsdauer der KWK-Anlage trägt durch die Erlöse aus dem Verkauf der Kühlleistung zudem zum wirtschaftlicheren Betrieb einer derartigen Anlage bei.

3.8 CO₂-Abscheidung bei fossil/thermischen Kraftwerken

Die Verwendung von fossilen Energieträgern, zur Deckung der erwarteten enormen energetischen Bedarfsmengen der nächsten Jahrzehnte, steht bei der weiteren Nutzung der konventionellen Techniken der Stromerzeugung direkt mit negativen Umweltveränderungen in Verbindung. Es gilt zum heutigen Wissensstand als sicher, dass die CO₂-Emissionen in Zusammenhang mit dem Treibhauseffekt stehen. Nach [Kaefer, 2004] ist die Kraftwerkstechnik zwar nur an ca. 40 % an den weltweiten CO₂-Emissionen beteiligt, auf grund des lokalen Charakters der Emittierung stellen Abscheideprozesse bei kraftwerkstechnischen Anlagen ein starkes Mittel zur Begrenzung dar. Unter diesem Blickwinkel können die fossilen Energiequellen unter Verwendung konventioneller Umwandlungstechniken langfristig nicht zur Sicherung der Energieversorgung beitragen. Die in Tabelle 3.2 dargestellten spezifischen und energiebezogenen CO₂-Emissionsfaktoren dienen dabei zum Vergleich verschiedener Brennstoffe (unter der Annahme einer vollständigen Verbrennung) [Effenberger, 2000].

	Steinkohle	Braunkohle	Torf	Heizöl EL	Erdgas
C _{CO₂} [kg/MJ]	0,0917 - 0,0943	0,1153 - 0,1083	0,1009	0,0734	0,0554

Tabelle 3.2: Spezifische und energiebezogene CO₂-Emissionsfaktoren einiger Brennstoffe

Die unterschiedlichen Emissionswerte ergeben sich durch die verschiedenen Wasserstoff/Kohlenstoff-Verhältnisse der Brennstoffe, dabei sind für eine nachhaltige Energieumwandlung kohlenstoffarme und wasserstoffreiche Rohstoffe zu bevorzugen. Aufgrund dessen, dass die heutigen Kraftwerke noch nicht mit Techniken zur CO₂-Abscheidung ausgerüstet sind, da diese Konzepte noch im Versuchs- bzw. Demonstrationsstadium stecken, werden diese Mengen an Kohlendioxid direkt in die Umgebung abgegeben. Die angegebenen Faktoren beinhalten nur diejenigen Emissionen, die direkt infolge des Verbrennungsvorganges auftreten. Nach [Frohne und Hündlings, 2011] verringert sich der Unterschied der spezifischen CO₂-Emissionen der Brennstoffe Erdgas und Kohle, wenn die gesamte Förderkette inklusive aller indirekten Emissionen (Förderung, Leckagen in Pipelines, usw.) in die Bilanzierung einfließen.

Auf Basis des Klimaschutzes werden zukünftige Energieerzeugungsanlagen einen deutlichen Anteil zur Verringerungen der CO₂-Emissionen beitragen müssen. Neben der stetigen Verbesserung der Effizienz als Primärmaßnahme zur Emissionsminderung stehen verschiedene Konzepte zur Abtrennung von CO₂ in Entwicklung. Dabei geht man von einer Abscheide- bzw. Minderungsrate des Kohlendioxids von 90 % aus. Als vielversprechende sekundäre Maßnahmen zur CO₂-Reduktion sind folgende Technologierouten zu nennen:

- Brennstoff-Entkarbonisierung (pre-combustion capture): Dabei erfolgt eine Umwandlung durch partielle Oxidation des Brennstoffes in ein Synthesegas, welches fast ausschließlich aus H₂ und CO besteht. Nach einer Gasreinigung, CO-Konversion (CO-Shift) und einer Abtrennung des Kohlendioxids wird ein sehr wasserstoffreiches Brenngas (bis über 90 % H₂ nach [Payrhuber u. a., 2007]) erhalten. Diese Methode steht für ein vielversprechendes Konzept zur innovativen Nutzung von Festbrennstoffen (vornehmlich Kohle) zur Deckung des zukünftigen Energiebedarfs unter hoher Effizienz und umweltfreundlichen Gesichtspunkten in GuD-Kraftwerken. Der Wirkungsgrad eines solchen kombinierten Kraftwerks mit vorgeschalteter Vergasungsanlage wird sich bei einer zusätzlichen CO₂-Abscheidung um ca. 7 %-Punkte verschlechtern [Roth, 2008].

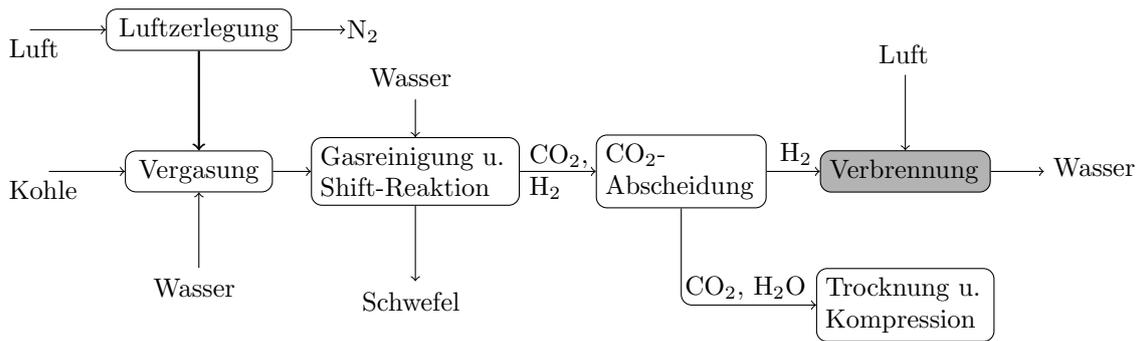


Abbildung 3.6: Schematischer Aufbau einer Anlage zur Brennstoffentkarbonisierung

- *Oxyfuel*-Verfahren (oxy-fuel combustion): Technisch gesehen, handelt es sich bei diesem Konzept um keine Abscheidetechnik. Durch die Nutzung von fast reinem Sauerstoff als Oxidator enthält der Abgasstrom praktisch keinen Stickstoff. Durch eine Abscheidung des Wassers aus dem Abgas wird ein Restgas erzeugt, welches fast ausschließlich CO_2 beinhaltet. Da eine Verbrennung mit reinem Sauerstoff aufgrund der sehr hohen Verbrennungstemperaturen (ca. $3500\text{ }^\circ\text{C}$ [Strauß, 2009]) die übliche Werkstoffbeständigkeit übersteigt, wird der Sauerstoff durch rückgeführtes Abgas verdünnt. Dies führt zu Verbrennungsbedingungen vergleichbar mit konventioneller luftbefeuerter Systeme [Miller, 2011]. Die Wirkungsgradeinbußen sind zum größten Teil durch den erhöhten Energieaufwand zur Luftzerlegung bedingt und liegen nach [Kather, 2011] bei 4 bis 10 %-Punkten. Verminderte Einbußen sollen durch die Verwendung von keramischen Membranmodulen anstatt der energieaufwändigen kryogenen Luftzerlegung erreicht werden [Rüggeberg u. a., 2007]. Diese Prozessvariante wird als Oxyfuel-Prozess der 2. Generation oder auch *Oxycoal-Prozess* bezeichnet. Das *Chemical-Looping Combustion (CLC)-Verfahren* stellt, einen dem Oxyfuel-Verfahren nahestehenden Prozess dar, welcher den benötigten Sauerstoff direkt ohne Kryotechnik oder Membranverfahren gewinnt.

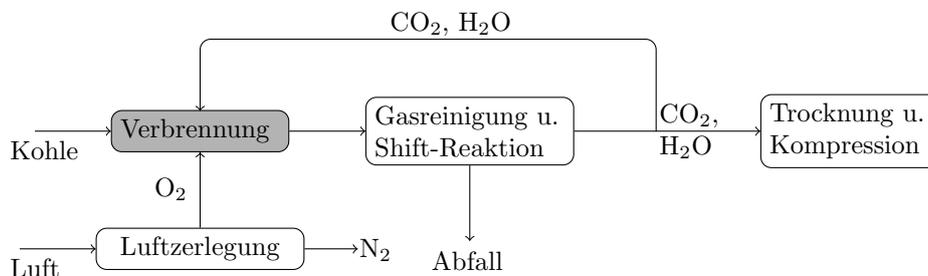


Abbildung 3.7: Prinzipieller Aufbau einer Oxyfuel-Verbrennung

Als ein innovatives Konzept der Zukunft wird die elektrolytische Sauerstoffbereitstellung aus überschüssiger Windenergie angesehen. Das bei der Verbrennung gebildete Kohlendioxid könnte in weiterer Folge mit dem Wasserstoff aus der Elektrolyse zu synthetischem Erdgas (SNG) umgesetzt werden [Beckmann u. a., 2012].

- CO_2 -Abscheidung aus Rauchgasen (post-combustion capture (PCC)): Bei dieser Methode erfolgt die Oxidation des Brennstoffes mit konventioneller Verbrennungstechnik. Das im Rauchgas von Dampfkraftwerken oder konventionellen GuD-Anlagen enthaltene CO_2 wird über verschiedene Verfahren (z.B. Waschverfahren mit Monoethanolamin) in einer dem Kraftwerksprozess nachgeschalteten Erweiterung der Rauchgasreinigung abgeschieden. Besonders vorteilhaft ist diese Variante, da Bestandsanlagen mit diesem Konzept nachgerüstet werden können. Der Mehraufwand zur Abscheidung des Kohlendioxids drückt sich nach [Fischedick u. a., 2006] in einer Wirkungsgradeinbuße von

8 bis 12 %-Punkten aus.

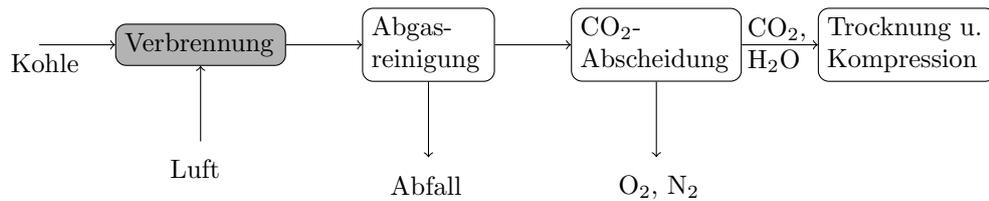


Abbildung 3.8: Schematischer Aufbau einer CO₂-Abscheidung aus dem Rauchgas

Diese Maßnahmen sind allesamt mit Wirkungsgradverlusten verbunden, welches zu einem höheren Brennstoffbedarf (nach [DEBRIV, 2011] im Bereich von 20 %) bei gleicher Leistung führen. Nach [Wissel u. a., 2008] wird die kommerzielle Reife dieser Technologien im Kraftwerksmaßstab auf internationaler Ebene zwischen 2020 und 2025 erwartet. Die vorherrschende Altersstruktur des europäischen fossil-thermischen Kraftwerksparks zeigt, dass in den nächsten Jahren viele Anlagen zu ersetzen sind. Für Neuanlagen, welche in den nächsten Jahren ohne CCS-Technik errichtet werden, spielt die Nachrüstbarkeit eine bedeutende Rolle. Neben einer Minderung des Nettowirkungsgrades wird die CCS-Technologie auch zu höheren Investitionskosten führen. Zusätzlich sind neben den Weiterentwicklungen im Bereich der Abscheidetechniken politische Entscheidungen hinsichtlich Transport und anschließender Speicherung des Kohlendioxids notwendig [Roth, 2008].

3.9 Systemdienstleistungen fossil-thermischer Kraftwerke

Neben dem Bedarf an einer Flexibilisierung des Kraftwerksparks haben die neuen Rahmenbedingungen im Bereich der Bereitstellung von elektrischer Energie zu neuen Anforderungen an die Systemdienstleistungen (SDL) im Verbundnetz geführt. Dazu zählen u.a. die Vorhaltung von Reservekraftwerken, Frequenzunterstützung, Schwarzstart-Fähigkeit und der Inselbetrieb. Ein Ungleichgewicht in der Erzeugung und dem anschließenden Verbrauch der el. Energie ist gekennzeichnet durch eine Abweichung des Sollwertes der Netzfrequenz. Zur Anpassung der Erzeugung gibt es mehrere Methoden, welche sich in ihren technischen Anforderungen, ihrem Leistungsvermögen, der Aktivierungszeit, Verfügbarkeit sowie dem betreffenden Netzgebiet unterscheiden:

- **Primärregelung (primary control, auch Sekundenreserve genannt)**: Diese Art der Regelung wird innerhalb von wenigen Sekunden automatisch in verschiedenen Erzeugungseinheiten des gesamten Verbundnetzes aktiviert, kompensiert durch die Freisetzung von Primärregelleistung (PRL) die vorherrschende Bilanzstörung und stabilisiert die Netzfrequenz. Dafür wird im kontinentaleuropäischen Netz nach [APG, 2013] ein Primärregelleistungsband in der Größenordnung von ± 3000 MW ständig vorgehalten. Die angebotene Primärregelleistung muss dabei innerhalb von 30 Sekunden, im Ausmaß von mindestens 2 % der Nennleistung, vollständig abrufbar sein und für mindestens 15 Minuten gehalten werden [Kurth und Greiner, 2008]. Die beteiligten Kraftwerke regeln ihre Leistung dabei proportional zur Abweichung von der Sollfrequenz [Crastan, 2012].
- **Sekundärregelung (secondary control)**: Die Sekundärregelung löst den primären Regelvorgang spätestens nach 15 Minuten ab, kann aber auch gleichzeitig gestartet werden. Die Aktivierung erfolgt, wenn eine Netzstörung mit einer Zeitdauer länger wie 30 Sekunden andauert. Die Regelleistung muss dabei nach höchsten 5 Minuten vollständig zur Verfügung stehen und für einen Zeitraum von mehr als 15 Minuten abrufbar sein. Zur Teilnahme an der sekundären Frequenzerhaltung sind Laständerungsgeschwindigkeiten von mehr als 2 %/min erforderlich [Kurth und Greiner, 2008]. Da die Abgeltung aus einer Kombination von Arbeits- und Leistungspreis erfolgt, sind Kraftwerksblöcke mit schneller Dynamik im wirtschaftlichen Vorteil. Im Vergleich zur primären Regelleistung,

welche nationenübergreifend im gesamten Verbundnetz zur Stabilisierung beiträgt, wirkt die Sekundärregelung nur innerhalb der Regelzonengrenzen, und regelt dabei die Austauschleistung der verschiedenen Regelzonen auf den Sollwert.

- Tertiärregelung (tertiary control, auch Minutenreserve genannt): Diese Methode zur Anpassung der Erzeugung elektrischer Energie wird manuell aktiviert. Zweck der Minutenreserve ist die Ablösung bzw. die Unterstützung der sekundären Regelung. Das tertiäre Regelband muss innerhalb von 15 Minuten in voller Höhe abrufbar sein.

Zusätzlich können neben den oben genannten Arten der Reservevorhaltung noch die Stundenreserve, welche das Anfahren von zusätzlichen (thermischen) Kraftwerken beinhaltet, sowie die Tagesreserve genannt werden. Bei der Tagesreserve handelt es sich um Kraftwerksanlagen, die der Reservevorhaltung dienen bzw. nach einer Konservierung wieder in Betrieb genommen werden können [Schwab, 2012].

3.10 Fossil gefeuerte Dampfturbinenkraftwerke

Aufgrund seiner sehr günstigen Voraussetzungen wird in thermischen Kraftwerken fast ausschließlich Wasser bzw. Wasserdampf als Arbeitsmedium verwendet. Wobei in diesem Fall das Kraftwerk als Dampfkraftwerk bezeichnet wird. Nach [VDI3508] wird unter dem Begriff des Dampfkraftwerks (DKW, steam power plant) folgendes verstanden: „Thermisches Kraftwerk, in dem als Arbeitsmittel nur Wasserdampf verwendet wird, der, aus einem konventionellen Dampferzeuger oder einem industriellen Abhitzeessel erzeugt, in einer Dampfturbine Nutzleistung erbringt.“ Nach dieser Definition würden auch Kernkraftwerke zur Gruppe der Dampfkraftwerke gezählt werden, im Allgemeinen wird diese Art der Kraftwerke jedoch als eigene Klasse geführt.

Die Dampfkraftwerkstechnik findet schon seit über 100 Jahren Anwendung zur Stromerzeugung. Seit Beginn wurde Kohle zur Befuerung der Dampfkraftwerke verwendet, wobei der enorme Anstieg des Stromverbrauches zur Steigerung der Kraftwerksgröße und folglich zu einem immer größer werdenden Brennstoffverbrauch führten. Die Verknappung der verfügbaren Brennstoffe resultierte in der Nutzung minderwertiger Kohlesorten, welche aufgrund ihrer hohen Ballastgehalte nur grubennahe wirtschaftlich genutzt werden konnten. In den 1950er Jahren etablierte sich die Feuerung von Abfallkohlen in Kohlenstaubfeuerungen [Dolezal, 1990]. Die vorherrschende Rolle der Kohle als Brennstoff für Dampfkraftwerke wird nach [Lackner u. a., 2010] über die nächsten Jahrzehnte anhalten, so wird von einem Anteil der Kohle im Jahr 2030 von mehr als 20 % an der Bereitstellung von Primärenergie sowie bis zu 40 % an der Stromerzeugung ausgegangen. Bei den Dampfkraftwerken ging der Trend in den letzten Jahrzehnten zu immer größeren Blockleistungen, da sowohl die spezifischen Investitionskosten als auch die Personalkosten mit steigender Größe stark fallen. Aufgrund der stetigen Verbesserungen der erreichbaren Wirkungsgrade der zur Zeit, auf Basis ihrer sehr guten Performanz favorisierten GuD-Anlagen, sind auch im Bereich der konventionellen Dampfkraftwerke Optimierungen notwendig geworden. Im Bereich der Dampfturbinenkraftwerke hat sich der Dampfprozess mit zweifacher Zwischenüberhitzung, seit seiner erstmaligen Installation Mitte des letzten Jahrhunderts, als Standardprozess durchgesetzt. Wobei diese Variante nach [Grote und Feldhusen, 2011] nur im Grundlastbereich unter bestimmten Bedingungen wirtschaftlich anwendbar ist.

Eine Kategorisierung der fossil-thermischer Dampfkraftwerke kann nach verschiedenen Gesichtspunkten erfolgen. So sind folgende Gliederungen üblich:

- Art des genutzten Brennstoffes: Steinkohle, Braunkohle, Torf, Öl oder Gas
- Art der abgegebenen Nutzenergie: elektrischer Strom (Kondensationskraftwerk) bzw. elektrischer Strom und Dampfwärme (Heiz- bzw. Industriekraftwerk)
- Nach der Leistungsklasse: Klein-, Mittel- u. Großkraftwerke
- Nach ihrer Einsatzweise: Grundlast-, Mittellast- und Spitzenlastkraftwerke

In den folgenden Ausführungen wird speziell auf die Einschränkungen bzw. Bedingungen von Heizkraftwerken eingegangen. Industriekraftwerke sowie reine Heizwerke werden in dieser Arbeit nicht behandelt.

3.10.1 Thermodynamische Grundlagen des Dampfturbinen-Prozesses

Nach [Dolezal, 1990] handelt es sich beim Dampfkraftprozess um einen Vorgang, bei dem das Arbeitsmedium zweimal seinen Aggregatzustand wechselt, dem Arbeitsmedium im flüssigen Zustand eine Druckerhöhung zukommt und die Kondensation bei reduziertem Druck erfolgt. Wird dieser Prozess thermodynamisch durch zwei isobare Zustandsänderungen bei der Wärmeab- bzw. Zufuhr im Kessel und Kondensator sowie durch Isotropen bei der Expansion (Turbine) und Druckerhöhung (Pumpe) dargestellt,

liegt ein idealisierter Kreisprozess vor, welcher auch als Clausius-Rankine-Prozess¹ bezeichnet wird. Die herausragende Eignung von Wasser für diesen Kreisprozess im Vergleich zu anderen Wärmeträgern wird durch die Gegenüberstellung einiger physikalischer Kenndaten in Tabelle 3.3 veranschaulicht [Wagner, 1990].

Medium	Spez. Wärmekap.	Spez. Verdampfungsenthalpie	Wärmeleitfähigkeit
	c_p [kJ/(kg · K)]	Δh_v [kJ/kg]	λ [W/(m · K)]
Wasser	4,2	2257,3 bei 100 °C	0,65
Organische Flüssigkeiten	2,1	-	0,11
Diphenyl/Diphenloxid	2,1	ca. 300 bei 256 °C	0,10
Salzschmelzen	1,55	-	0,3
Flüssiges Natrium	1,3	-	60
Luft und Kohlendioxid	1,0	-	≈ 0,04
Helium	5,0	-	≈ 0,3

Tabelle 3.3: Vergleich physikalischer Kenndaten verschiedener Stoffe zur Wärmeübertragung

Eine Sonderform stellt der sogenannte ORC-Prozess (Organic Rankine Cycle) dar, welcher mit dem konventionellen Clausius-Rankine-Prozess bis auf die Verwendung eines organischen Arbeitsmediums (z.B. Toluol, Pentan, Propan, Fluorchlorkohlenwasserstoffe) mit einem niedrigeren Siede- und Kondensationspunkt als Wasser, übereinstimmt. Der ORC-Prozess ist daher besonders für Niedertemperaturanwendungen ab einer nutzbaren Temperaturspanne der Wärmequelle von ca. 70 °C geeignet [Kaltschmitt u. a., 2009]. Aus diesem Grund findet der ORC-Prozess sehr oft in geothermischen Kraftwerken oder zur Nutzung von industriellen Abwärmern Anwendung. Des Weiteren bieten Dampfkraftprozesse auf Basis von Quecksilber als Arbeitsmedium theoretisches Potential zur Verbesserung der Effizienz, sind jedoch derzeit von keiner praktischen Bedeutung.

¹Benannt nach Rudolf Clausius (1822 - 1888) und William J. Rankine (1820 - 1872)

3.10.1.1 Clausius-Rankine-Kreisprozess. Der Clausius-Rankine-Prozess stellt den Dampfkraftprozesses als idealisierten Kreisprozess dar, welcher im Folgenden kurz erläutert wird. Bei der Anwendung des Dampfkraftprozesses wird ein unter Druck stehendes Arbeitsmedium (in den meisten Fällen Wasser) erwärmt, verdampft und gegebenenfalls überhitzt. Abbildung 3.9 zeigt die starke Abhängigkeit der aufzuwendenden Wärmeanteile für die einzelnen Teilprozesse der Dampfproduktion vom Frischdampfdruck [Strauß, 2009].

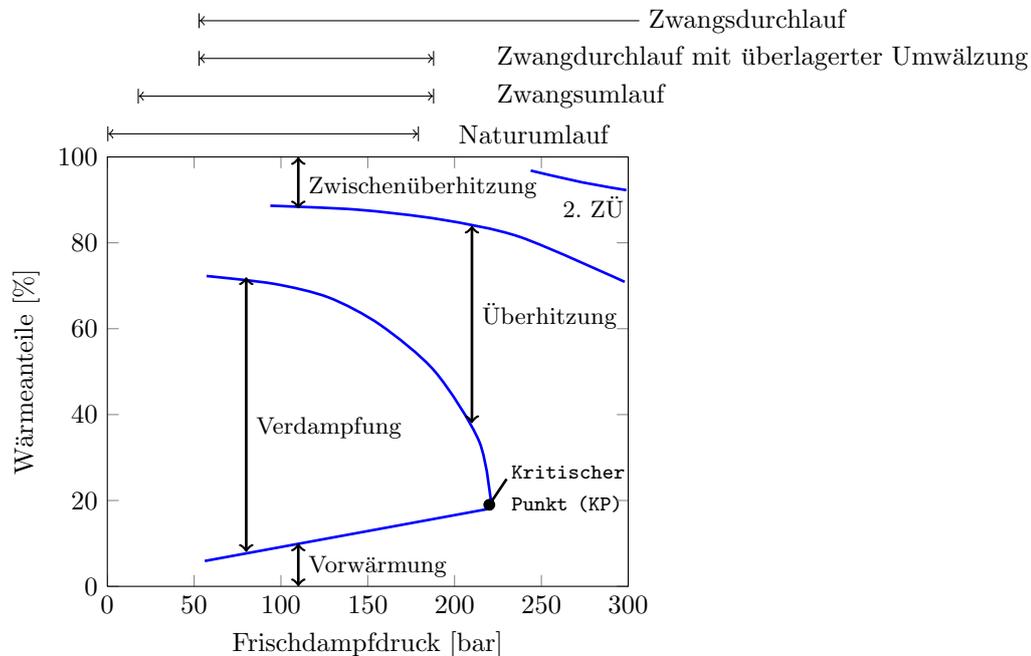


Abbildung 3.9: Prinzipielle Abhängigkeit der Wärmeanteile vom Frischdampfdruck

Bei Bedingungen über dem Kritischen Punkt ($p_{KP,H_2O}=221$ bar und $T_{KP,H_2O}=374$ °C) kann keine Phasentrennung zwischen Flüssigkeit und Dampf erfolgen, der Druckteil des Dampferzeugers besteht nur mehr aus Vorwärmer und Überhitzer. Die bei unterkritischen Dampfparametern angewendeten Trommelkessel können für überkritische Bedingungen nicht mehr verwendet werden. Tabelle 3.4 gibt einen Überblick über die übliche Einteilung der Dampferzeuger nach den angewendeten Dampfparametern [Miller, 2011], wobei die angegebenen Bereiche nur als Richtwerte zu verstehen sind und die Wirkungsgrade auf den unteren Heizwert bezogen sind.

Bezeichnung	Dampfparameter	Wirkungsgrad
	[MPa] / [°C] / [°C]	[-]
unterkritisch (subcritical)	<22.1/<565/<565	ca. 37 bis 43
überkritisch (supercritical)	22.1-25/540-580/540-580	ca. 42 bis 46
superkritisch (ultra-supercritical)	>25/>580/>580	> 46

Tabelle 3.4: Einteilung der Dampferzeuger nach den Dampfparametern

Überkritische Kraftwerksanlagen haben sich seit ihrer erstmaligen Anwendung in den 60er Jahren des vergangenen Jahrhunderts zu ausgereiften Einheiten entwickelt und stellen heute den Stand der Technik dar. Im Bereich der Nutzung super überkritischer Dampfzustände gibt es zur Zeit noch starken Forschungs- und Entwicklungsbedarf (Materialentwicklung, verbesserte Fertigungsprozesse, Dampfturbinenoptimierung) [Miller, 2011]. Der generierte Dampf wird anschließend über eine Arbeitsmaschine geführt, in der er unter Verrichtung von Arbeit entspannt und abgekühlt wird. Dabei erfolgt eine Umwandlung der Enthalpie des Dampfes in mechanische Energie. Der entspannte Dampf (auch Abdampf genannt) wird in einem Kondensator unter Wärmeabgabe verflüssigt, und über den Speisewasser- oder Kondensatbehälter sowie in weiterer Folge über die Speisewasserpumpe im Kreis geführt. Im Kondensator müssen sehr

große Wärmemengen (40 bis 50 % der Wärmeenergie) durch Frischwasserkühlung, Naßkühltürme oder in seltensten Fällen auch über Trockenkühlung abgeführt werden [Müller, 2001]. Die Dampfparameter konventioneller Dampfkraftwerke liegen typischerweise bei 250 bar und 560 °C [Strauß, 2009]. In Abbildung 3.10 ist die einfachste Schaltung eines Dampfkraftwerkes in Form eines Wärmeschaltplanes (links) sowie dessen Prozessschritte im T-s-Diagramm (rechts) dargestellt.

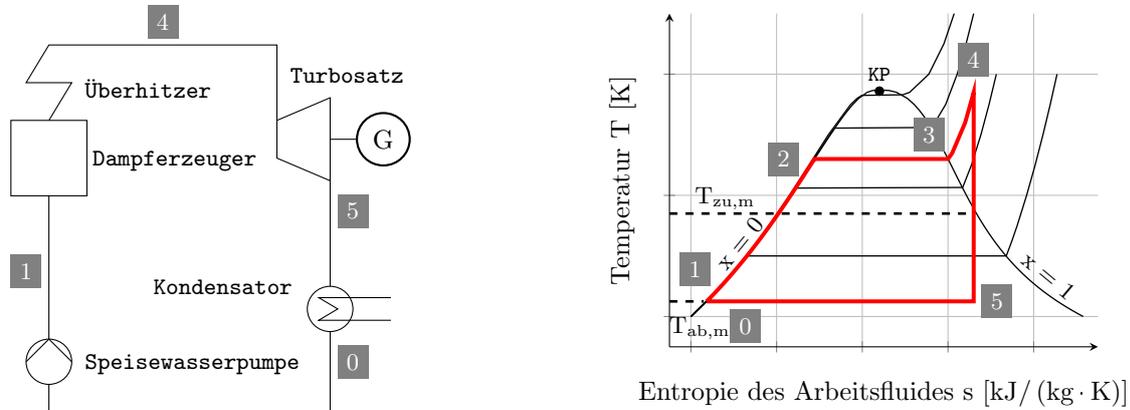


Abbildung 3.10: Wärmeschaltplan des einfachen Dampfkraftprozesses (links) sowie dessen Zustandsverlauf im T-s-Diagramm (rechts)

Der thermische Wirkungsgrad des Clausius-Rankine-Prozesses ergibt sich nach Gleichung 3.17 und stellt ein wichtiges Maß zur Beurteilung des Dampfkraftprozesses dar.

$$\eta_{\text{th,DKW}} = \frac{|w_N|}{q_{\text{zu}}} = \frac{\Delta h_{\text{DT}}}{\Delta h_{\text{DE}}} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_1} \quad (3.17)$$

$\eta_{\text{th,DKW}}$...	Therm. Wirkungsgrad des Clausius-Rankine-Prozesses	[-]
w_N	...	Nutzarbeit	[kJ/s]
q_{zu}	...	Zugeführter Wärmestrom	[kJ/s]
Δh_{DT}	...	Enthalpiedifferenz über die Dampfturbine	[kJ/kg]
Δh_{DE}	...	Enthalpiedifferenz über den Dampferzeuger	[kJ/kg]
h_1	...	Enthalpie nach der Speisepumpe	[kJ/kg]
h_4	...	Enthalpie des überhitzten Dampfes	[kJ/kg]
h_5	...	Enthalpie des entspannten Dampfes	[kJ/kg]

Bei dieser Berechnung ist zu beachten, dass in manchen Fällen die Speisewasserpumpe mit Dampf betrieben wird. In diesem Fall wird die gewonnene Nutzarbeit der Turbine um diesen Anteil vermindert und der thermische Wirkungsgrad sinkt. Der Gesamtwirkungsgrad der Anlage bleibt jedoch unverändert, da dieser zusätzliche Aufwand im Gegensatz dazu nicht mehr im Eigenbedarf der Anlage aufscheint.

Somit ergibt sich eine Abhängigkeit der Umwandlung von Wärme in mechanische Arbeit, dargestellt durch den Wirkungsgrad, von der Temperaturdifferenz zwischen Wärmezufuhr und -abfuhr. Wobei die Temperatur der Wärmezufuhr in der Praxis durch die zur Verfügung stehenden Werkstoffe der Überhitzer und Frischdampfleistungen nach [Strauß, 2009] auf 600 °C begrenzt ist. Auf der anderen Seite gibt das Temperaturniveau der Umgebung (Wärmesenke) die minimale Temperatur der Wärmeabfuhr vor. Die üblicherweise angewendeten Temperaturniveaus in Dampfkraftwerken erlauben eine maximale Umwandlungseffizienz (Carnot-Wirkungsgrad) im Bereich von ca. 65 % [Müller, 2001], welche in praktischer Anwendung jedoch deutlich unterschritten wird.

3.10.1.2 Optimierung des Clausius-Rankine-Prozesses. Zur Veranschaulichung des Verbesserungspotentiales energetischer Prozesse, wie dem Dampfkraftprozess, hat sich die Darstellung als Energieflussbild (auch als Sankey-Diagramm bezeichnet) als praktikabel erwiesen. Dazu wird auf Abbildung 3.14 verwiesen, welche die Energieflüsse eines konventionellen Kondensationskraftwerks darstellt. Dabei ist deutlich zu erkennen, dass sich der größte Verlust aus der Kondensation ergibt. Nach [Kalide, 2005] finden folgende Möglichkeiten zur Verbesserung des spezifischen Wärmeverbrauchs Anwendung:

- Verbesserung der Wirkungsgrade von Maschinen und Apparaten
- Minderung des elektrischen Eigenbedarfs
- Verkleinerung der Wärmeverluste
- Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades

Gerade die Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades ist von großem Interesse und wird im Weiteren noch ausführlicher diskutiert. Nach Gleichung 3.14 kann der thermische Wirkungsgrad von Kreisprozessen durch eine Steigerung der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr bzw. durch Senkung der mittleren Temperatur der Wärmeabfuhr verbessert werden. Dies erfolgt beim Clausius-Rankine-Prozess praktisch durch folgende Maßnahmen:

- Anhebung der Frischdampfparameter (Temperatur und Druck): Die Erhöhung des Frischdampfzustandes ist eine Möglichkeit zur Verbesserung des Wirkungsgrades. Bezüglich der Temperatur stellen die Festigkeitseigenschaften der verfügbaren Werkstoffe nach oben hin eine Limitierung dar. Ab Temperaturen um die 570 °C sind Teile des Dampferzeugers, der Turbine bzw. gewisse Rohrleitungen aus investitionsintensiven austenitischen Werkstoffen zu fertigen [Strauß, 2009]. Aus diesen Gründen ist die Erhöhung der Frischdampf Temperatur nicht das erste Mittel zur Wirkungsgradsteigerung. Selbiges gilt bei der Erhöhung des Frischdampfdruckes, hierbei sind höhere Kosten für Speisepumpen und Rohrleitungen zu beachten. Als Richtwert gibt [Effenberger, 2000] eine Wirkungsgradsteigerung von 0,005 % pro bar Druckerhöhung sowie 0,011 % pro K Heiß- und Zwischenüberhitzderdampf-Austrittstemperatur an.
- Absenkung des Kondensatordruckes: Durch Absenken des Kondensatordruckes wird auch die Kondensationstemperatur herabgesetzt, was sich durch Senkung der mittleren Temperatur der Wärmeabfuhr im Anstieg des thermischen Wirkungsgrades positiv auswirkt. Beispielsweise lässt sich bei einem absoluten Druck von 0,04 bar im Kondensator eine Kondensationstemperatur von 29 °C erreichen [Hofbauer, 2010b]. Diese niedrigen Temperaturen sind jedoch nur bei reinen Kondensationskraftwerken möglich, bei Nutzung der Abwärme sind deutlich höhere Parameter notwendig.
- Zwischenüberhitzung: Der abgekühlte Dampf wird nach einer Teilentspannung aus dem Hochdruckteil der Turbine abgezogen und nochmals überhitzt. Ähnlich wie bei der Speisewasser-Vorwärmung kommt es zu einer Steigerung der mittleren Temperatur der Wärmezufuhr, was positive Auswirkungen auf den thermischen Wirkungsgrad zur Folge hat. Bei Drücken über 150 bar ist eine Zwischenüberhitzung zwingend notwendig, da sonst die Abdampfnässe zu hoch ist [Wagner, 1990]. Aufgrund des üblichen Auslegungsdruckes von 190 bar [Grote und Feldhusen, 2011] ist die einfache Zwischenüberhitzung bei Dampfkraftwerken üblich. Bei Drücken über 250 bar muss aus dem gleichen Grund eine zweifache Zwischenüberhitzung erfolgen [Dolezal, 1990]. Nach [Müller, 2001] bringt eine Zwischenüberhitzung eine Verbesserung des Wirkungsgrades von 3 - 4 % bei einfacher bzw. eine weitere Steigerung um nochmals 1 % bei zweifacher Überhitzung. Bezüglich der Bauform und Anordnung der Heizflächen der Zwischenüberhitzer gibt es keinen Unterschied zu den HD-Überhitzern. Aufgrund des über die Turbine größer werdenden spezifischen Volumens des

Arbeitsmediums müssen die Rohrleitungen größer dimensioniert werden [Lehmann, 1990]. Die Zwischenüberhitzung hat aufgrund der großen Dampfspeicherung negative Auswirkungen auf die Geschwindigkeit der Lastwechsel [Dolezal, 1990].

- Regenerative Speisewasser-Vorwärmung durch Entnahmedampf: Durch die Entnahme von Dampf aus der Turbine mit dem Ziel der Vorwärmung des Speisewassers durch einen prozessinternen Wärmetausch kommt es zu einer Annäherung des Clausius-Rankine-Prozess an den Carnot-Prozess. Durch diesen Vorgang, welcher auch Carnotisierung des Dampfkraftprozesses genannt wird, kommt es zu einer Verringerung der Abdampfmenge und dadurch zu einer Abnahme der an die Umgebung abgegebenen Verlustwärme. Die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr wird dadurch erhöht, was zu einer Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades führt. Des Weiteren kommt es durch die Anzapfung zur Entlastung der Niederdruckturbine und des Kondensators, dadurch ergeben sich geringere Dimensionen dieser Bauteile. Nach [Grote und Feldhusen, 2011] kommt es zu einer nicht proportionalen Verbesserung des Wärmehaushaltes mit steigender Anzahl der Vorwärmstufen. In Kraftwerken mit höchsten Drücken und zweifacher Zwischenüberhitzung kommt es zur Anwendung von bis zu 14 Vorwärmstufen.

3.10.1.3 Realer Dampfkraftprozess. Abbildung 3.11 zeigt den Vergleich des Clausius-Rankine-Prozesses (Idealisierung) mit der verlustbehafteten realen Variante [Strauß, 2009].

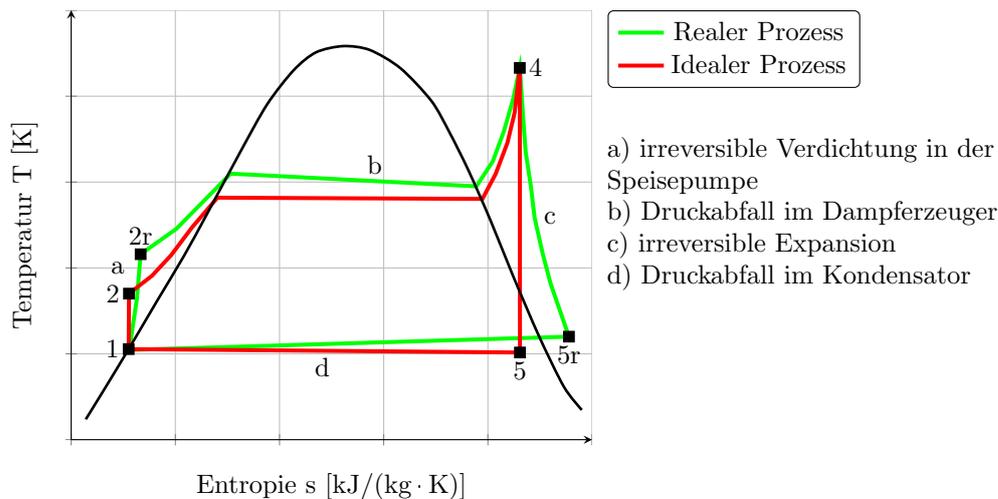


Abbildung 3.11: Vergleich des realen Dampfkraftprozess mit dem idealen Clausius-Rankine-Prozess

Die praktische Anwendung des Dampfkraftprozesses weicht in bestimmten Punkten vom idealen Verhalten des Clausius-Rankine-Prozesses ab, so erfolgt eine erweiterte Druckerhöhung durch die Speisewasserpumpe, die Verdampfung und Überhitzung ist mit gewissen Druckverlusten im Dampferzeuger verbunden. Zudem treten Verluste bei der Expansion und der Dampfniederschlagung in der Turbine auf.

3.10.1.4 Leistung und Wirkungsgrad von Dampfkraftwerken. Die Nennleistung P_N errechnet sich nach [Strauß, 2009] nach Gleichung 3.18.

$$P_N = \dot{m}_D \cdot (\Delta h_T - \Delta h_{SP}) \quad (3.18)$$

P_N	...	Nennleistung	[MW]
\dot{m}_D	...	Dampfmassenstrom	[kg/s]
Δh_T	...	in der Turbine abgeführte Enthalpiedifferenz	[MJ/kg]
Δh_{SP}	...	durch Speisepumpe zugeführte Enthalpiedifferenz	[MJ/kg]

Der elektrische Netto- bzw. Brutto-Wirkungsgrad eines Dampfkraftwerks wird nach Gleichung 3.19 und 3.20 berechnet [Hofbauer, 2010b] und beschreibt die Effizienz der Umwandlung der chemisch gebundenen Energie des Brennstoffes in el. Energie.

$$\eta_{DKW}^{Netto} = \frac{P_{el.}^{Netto}}{\dot{Q}_B} = \eta_{DE} \cdot \eta_{th} \cdot \eta_m \cdot \eta_G \cdot \eta_{Tr} \quad (3.19)$$

$$\eta_{DKW}^{Brutto} = \frac{P_{el.}^{Brutto}}{\dot{Q}_B} = \eta_{DKW}^{Netto} \cdot \eta_{EB} \quad (3.20)$$

η_{DKW}	...	El. Wirkungsgrad Dampfkraftwerks	[-]
$P_{el.}$...	Elektrische Leistung	[MW]
\dot{Q}_B	...	Zugeführte Brennstoffwärmeleistung	[MW]
η_{DE}	...	Dampferzeugerwirkungsgrad	[-]
η_{th}	...	Thermischer Wirkungsgrad des Kreisprozesses	[-]
η_m	...	Mechanischer Wirkungsgrad der Turbine mit Getriebe	[-]
η_G	...	Wirkungsgrad des Generators	[-]
η_{Tr}	...	Wirkungsgrad des Transformators	[-]
η_{EB}	...	Wirkungsgrad, der den Eigenbedarf des Kraftwerks berücksichtigt	[-]

Die Differenz zwischen Netto- und Bruttoleistung einer Kraftwerkseinheit ergibt den Eigenbedarf. Dieser kann bei einem kohlegefeuerten Dampfkraftwerk an die 5 % [Heuck u. a., 2010] ausmachen, wobei allein für umweltschutztechnischen Einrichtungen an die 1,5 % aufgewendet werden [Strauß, 2009]. Die Speisepumpenleistung kann im Allgemeinen mit ca. 3 % der Turbinenleistung angenommen werden [Müller, 2001]. Bisherige Anlagen wurden für Lastpunkte nahe der maximalen Leistung optimiert, was ein Absinken der Wirkungsgrade in der Teillast zur Folge hat. Zukünftig wird der optimale Leistungsbereich in einem größeren, nach unten hin erweiterten, Lastspektrum liegen müssen. Bei Kraftwerken mit Gleitdruckregelung verhalten sich die Drücke lastproportional, die Bauteile werden dadurch in der Teillast nicht maximal zulässig belastet. Bei vermehrter Teillastfahrweise bringt ein Absenken der Frischdampf-temperaturen bei Vollast, die Möglichkeit der Temperaturerhöhung in der Teillast, was sich positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt. Des Weiteren wird in der Teillast die Speisewasservorwärmung durch die verringerten Anzapfdrucke herabgesetzt, was durch einen Spitzenvorwärmer, welcher in Teillast in Betrieb geht, kompensiert werden kann [Wechsung u. a., 2011].

Oft erfolgt die Bewertung von DKW auch über den spezifischen Wärmeverbrauch, welcher über Gleichung 3.21 definiert ist.

$$w = 3600 \cdot \frac{1}{\eta_{DKW}} \quad (3.21)$$

w	...	Spezifischer Wärmeverbrauch	[kJ/kWh]
η_{DKW}	...	Elektrischer Wirkungsgrad des Dampfkraftwerks	[-]

Eine Möglichkeit zur Verbesserung des Brennstoffnutzungsgrades ist die gekoppelte Produktion von Wärme und elektrischer Energie im Sinne einer KWK.

3.10.2 Grundlegender Aufbau von fossil befeuerten Dampfkraftwerken

Ein konventionelles, fossil befeuertes Dampfkraftwerk ist aus folgenden Hauptkomponenten aufgebaut:

- Feuerung
- Dampferzeuger mit Überhitzer (DE, Ü)
- Turbosatz: Dampfturbine (DT) mit elektrischem Generator (G)
- Kondensator (K)
- Speisewasserpumpe (SPWP)

Zusätzlich wird dieses System durch die Regenerativvorwärmung, Anlagen zur Entladung, Lagerung sowie zum Transport des Brennstoffes, Anlagen zur Brennstoffaufbereitung, Wasseraufbereitung, Abgasreinigung und -ableitung, Einrichtungen zur Regelung und Überwachung, Kühlung und weiteren elektrischen Anlagen komplettiert. Die Feuerung und die Anlagenteile zur Wärmeübertragung einschließlich Überhitzer werden gemeinsam als Dampferzeugeranlage bezeichnet. Die Herstellungskosten können nach [Grote und Feldhusen, 2011] mit 60 - 70 % für den maschinentechnischen Teil, ca. 20 bis 25 % für den bautechnischen Teil sowie 10 - 15% für den elektrotechnischen Teil beziffert werden. Tabelle 3.5 gibt einen Überblick über die technischen Kennwerte von Dampfkraftwerken zur Erzeugung elektrischer Energie u.a. nach [Zahoransky, 2007].

Elektrische Leistung	500 MW < P_{el} < 1050 MW (Braunkohle) bzw. 1300 MW (Steinkohle)
Brennstoffe	Stein- oder Braunkohle (Erdöl, Erdgas, Biomasse, Kernenergie)
Arbeitsfluid	Wasser: flüssig und dampfförmig
Frischdampfzustand	540 °C < T_{FD} < 600 °C; 180 bar < p_{FD} < 280 bar
Kondensatorzustand	Temperatur 10 °C < T_K < 60 °C mit entspr. Sättigungsdruck von 0,01 bar < p_K < 0,2 bar
Zwischenüberhitzung	Einfach, bei ca. 40 bar und T_{FD}
Regenerative Speisewasservorwärmung	Mehrfach, auf ca. 250°C, bis 14 Stufen von Niederdruck-, Misch- und Hochdruck-Vorwärmern
Dampferzeugertyp	hauptsächlich Zwangsdurchlauf
Turbinensatz	Hochdruckturbine, ein- oder doppelflutige Mitteldruckturbine, 2 bis 3 doppelflutige Niederdruckturbinen; Drehzahl 50 bzw. 60 Hz
Pumpen	Umwälzpumpen, mehrstufige Speisewasserpumpe
Generator	Synchrongenerator, zweipolig; Drehzahl 50 Hz
Wärmesenke	Flusswasser, Nass- oder Hybridkühlturm
Rauchgasreinigung	Denitrierung $DeNO_x$ nach dem SCR-Verfahren, Entstaubung
Optionale Ausstattung	Fernwärme- und Prozessdampfauskopplung

Tabelle 3.5: Technische Daten eines modernen Dampfkraftwerke zur Erzeugung elektrischer Energie

Auf die speziellen Unterschiede bei der Verwendung von Gegendruck-, Entnahmekondensations- bzw. Entnahmegegendruckturbinen zur Abwärmenutzung wird in den folgenden Abschnitten kurz eingegangen.

3.10.2.1 Feuerungen von Dampferzeugern. „Die Feuerungen sind Wärmeumwandler, deren Aufgabe es ist, die Brennstoffwärme von festen-, flüssigen- oder gasförmigen Brennstoffen bei möglichst hoher Temperatur mit größtem Wirkungsgrad freizumachen“ [Lehmann, 1990]. Diese Aufgabe beinhaltet auch die Aufbereitung und Dosierung des Brennstoffes, die vollkommene Verbrennung sowie das Entfernen von nicht brennbaren Komponenten mit geringst möglichem Aufwand. Als wichtige Kennzahlen zur Dimensionierung von Feuerungen haben sich Feuerraumbelastung (Brennkammer-Volumenbelastung), Querschnittsbelastung der Brennkammer, Heizflächenbelastung und Heizflächenleistung bewährt. Im Bereich der fossil befeuerten Dampfkraftwerke nehmen die festen Brennstoffe eine besondere Rolle ein, wobei

der Kohlenstaubfeuerung sicher die größte Bedeutung zukommt [Lechner und Seume, 2003]. Die klassische Einteilung der Feuerungssysteme für feste Brennstoffe erfolgt nach dem Suspensionszustand des Brennstoffes in folgenden Gruppen:

- Festbett- oder Rostfeuerungen: Dieses Feuerungssystem stellt das älteste und einfachste Konzept dar, wobei die Verbrennung des Brennstoffes im Anlieferungszustand, ohne weitere Aufbereitungsschritte erfolgen kann. Der Leistungsbereich liegt je nach Bauart der Feuerung und des Brennstoffes bei bis zu 55 kg/s Dampf [Grote und Feldhusen, 2011]. Dieser Typ der Feststofffeuerung findet hauptsächlich in kleineren Industrie- und Heizkraftwerken, sowie in Müll- und Abfallverbrennungsanlagen Anwendung.
- Wirbelschichtfeuerungen (WSF): Die großtechnisch im Einsatz stehenden Wirbelschichtanlagen lassen sich in die Klassen der stationären Wirbelschicht, Wirbelschichten mit interner Zirkulation und zirkulierende Wirbelschichten einteilen. Das Feuerungskonzept der Wirbelschicht hat seine Eignung bis jetzt im mittleren Größenbereich bis ca. 300 MW [Heuck u. a., 2010] im praktischen Betrieb bewiesen, derzeit sind jedoch in Asien mehrere Anlagen nach dem zirkulierenden Prinzip mit elektrischen Leistungen über 500 MW im Bau [Jäntti u. a., 2012]. Die Wirbelschicht an sich besteht zu 97 bis 99 w% aus Inertmaterial, meist Quarzsand, dem Brennstoff und der Verbrennungsgasche. Zu den Vorteilen zählen u. a. die hohe Brennstoffflexibilität, niedrige Verbrennungstemperaturen (folglich niedrige NO_x-Emissionen), gleichmäßige Reaktionsbedingungen, hohe Feuerungswirkungsgrade, dem fehlen von beweglichen Teilen im Verbrennungsraum sowie der Möglichkeit einer direkten Zugabe von Kalk oder Dolomit zur Schwefel-, Fluor- und Chloreinbindung. Dem gegenüber stehen der höhere Energieaufwand zur Fluidisierung (Leistungsbedarf für Luftgebläse $\approx 4,7 \text{ kW/MW}_{\text{th}}$. [Effenberger, 2000]) und niedrigere Laständerungsgeschwindigkeiten [Hofbauer, 2010b].
- Staubfeuerungen (Brennerfeuerungen): Diese Art der Feuerung kommt aufgrund ihrer Eignung für große Leistungen beinahe ausschließlich zur Befuerung von Kraftwerkskesseln mittels fester Brennstoffe zum Einsatz. Dabei können fast alle festen Brennstoffe (backende und blähende Steinkohlen, feuchte Kohlen, Rohbraunkohlen aber auch Torf) nach einer Aufbereitung durch Mahltrocknung verfeuert werden. Diese Aufbereitung führt zu einem hohen Leistungsbedarf für Mühlen und Gebläse (bis ca. 2% der Kraftwerksleistung [Effenberger, 2000]) und stellt neben den hohen Flugstaubfrachten, welche hohe Abscheidegrade der Entstaubung verlangen, einen Nachteil dieses Feuerungstyps dar. Bei den Brennkammertypen wird prinzipiell zwischen Feuerungen mit trockenem und flüssigem Ascheabzug unterschieden.

Neben festen Brennstoffen sind prinzipiell auch flüssige bzw. gasförmige Energieträger für den Einsatz in Dampfkraftwerken geeignet. Ölfeuerungen besitzen gewisse Vorteile gegenüber Feststofffeuerungssystemen, wobei Öl aufgrund der unsicheren Versorgung aus politischen Gründen bzw. der hohen und schwankenden Kosten nur eine sehr geringe Bedeutung zukommt. Die Verwendung von Erdgas bringt aus umweltschutztechnischen Gesichtspunkten (Schadstoffminimierung) Vorteile gegenüber den anderen Brennstoffen, und wird aus diesem Grund sehr oft in GuD-Anlagen verfeuert.

3.10.2.1.1 Leistung und Wirkungsgrad der Feuerung. Die Größe des Wärmestromes, welcher von der Feuerung abgegeben wird, bezeichnet die Leistung der Feuerung. Diese Kenngröße besitzt die Einheit MW und wird aufgrund der Gefahr der Verwechslung mit der elektrischen Leistung des Turbosatzes oft als MW_{th} angegeben. Die im Feuerraum freigesetzte Leistung ergibt sich nach Gleichung 3.22.

$$\dot{Q}_{\text{F}} = H_{\text{u}} \cdot \dot{m}_{\text{B}} \cdot \eta_{\text{F}} \quad (3.22)$$

\dot{Q}_F	...	Leistung der Feuerung	[MJ/s=MW]
H_u	...	Unterer Heizwert des Brennstoffes	[MJ/kg]
\dot{m}_B	...	Brennstoffmassenstrom	[kg/s]
η_F	...	Feuerungswirkungsgrad	[-]

Der Feuerungswirkungsgrad beschreibt dabei das Verhältnis des freigesetzten Wärmestromes (tatsächlich verbrannter Brennstoff) zur über den Brennstoff in die Feuerung eingebrachten Energiemenge [Effenberger, 2000]. In Tabelle 3.6 sind Kennwerte für den Feuerungswirkungsgrad für unterschiedliche Feuerungstypen der Dampfkraftwerke nach [TUDresden, 2007] bzw. [Effenberger, 2000] angegeben.

Feuerungstyp	Feuerungswirkungsgrad η_F
	[-]
Rostfeuerung	0,92 bis 0,97
Zirkulierende atmos. WS	0,98 bis 0,99
Stationäre atmos. WS	0,95 bis 0,98
Steinkohle-Staubfeuerung	0,96 bis 0,99
Braunkohle-Staubfeuerung (trockener Ascheabzug)	0,96 bis 0,99

Tabelle 3.6: Anhaltswerte der Feuerungswirkungsgrade unterschiedlicher Feuerungskonzepte

Zur Feuerungsoptimierung werden heutzutage simulationsgestützte Analysen auf Basis von Feuerraummodellen angewendet, welche sowohl bei Bestandsanlagen als auch bei Neubauprojekten zu betrieblichen Verbesserungen führen. Beim Anlagenretrofit werden oftmals Maßnahmen an den Brennern bzw. bei der Lufteindüsung zur Optimierung ergriffen. Diese beinhalten beispielhaft den Einbau von Schwenkbrennern in Steinkohle- bzw. einer Nachreaktionsfeuerung (Brüdenfeuerung) in Braunkohlefeuerungen zur Herabsetzung des Mindestlastpunktes und zur Verbesserung der Teillastwirkungsgrade [Schmidt und Schuele, 2013].

3.10.2.1.2 Regelfähigkeit von Feuerungen. Abbildung 3.7 gibt einen groben Überblick über das Zeitverhalten von Feuerungen nach einem Regeleingriff [Lehmann, 1990].

Feuerung	Brennstoff	t_f	t_D
		[s]	
Ölfeuerungen	Schweröl	10	40
Gasfeuerungen	Reichgas	10	40
Wanderroste	Steinkohle	20	60
Direkte Staubeinblasung	Steinkohle	50	150
	Braunkohle	50	230
Indirekte Staubeinblasung	Steinkohle	40	140

Tabelle 3.7: Richtwerte für das Zeitverhalten von Feuerungen

Dabei setzt sich die Zeit bis zur Einregelung des neuen Sollwertes für die Dampfmenge additiv aus der Zeitverzögerung der Feuerung und des Kessels bis zur ersten Dampfänderung t_f und der Zeitspanne bis zur Erreichen des Sollwertes t_D zusammen. Der Vergleich der angeführten Literaturwerte zeigt deutlich, die Unterschiede der Regelfähigkeit der unterschiedlichen Feuerungsarten.

3.10.2.1.3 Einfluss des Brennstoffes. Die Wahl des Brennstoffes hat entscheidenden Einfluss auf Brennstofftransport, -lagerung und -aufbewahrung, auf die Bauart des Dampferzeugers und dessen Wirkungsgrad, auf die Speisewasservorwärmung, auf alle rauchgas- und luftführenden Anlagenteile sowie auf den Standort des Kraftwerks [Grote und Feldhusen, 2011]. Des weiteren sind folgende Punkte zu beachten:

- Ballastanteil: Mit steigendem Ballastanteil des Brennstoffes müssen aus wirtschaftlichen Gründen die Transportwege (Kosten) minimiert werden. Aufgrund des höheren Ballastanteils (folglich nied-

rigerer Heizwert) fallen bei Braunkohlen-Kraftwerken einige Anlagenteile, bei gleicher Leistung, wesentlich größer aus als bei steinkohlebefeuerten Anlagen.

- Heizwert: Umso kleiner der Heizwert des Brennstoffes ist, desto größer sind die zu transportierenden bzw. aufzuarbeitenden Brennstoffmengen. Damit steigen auch die Asche-, Luft- und Rauchgasmen- gen und folglich auch der umbaute Raum des Kesselhauses. Weiters vergrößern sich mit sinkendem Heizwert auch die Anlagen zur Entstaubung und der brennstoffbezogene Eigenbedarf.
- Schwefel- und Wassergehalt: Schwefel- und Wassergehalt zählen zu den Haupteinflussfaktoren für den Säure- und Wassertaupunkt der Rauchgase. Hohe Gehalte an Schwefel erzwingen höhere Ab- gastemperaturen und senken somit den Kesselwirkungsgrad.
- Aschegehalt: Ein hoher Aschegehalt führt unter Umständen zu Heizflächenverschmutzungen bzw. zu hohen Kosten für die Deponierung der Rückstände.

Zusätzlich hat die Wahl des Brennstoffes auch starken Einfluss auf die Rauchgasreinigung. Abbildung 3.12 zeigt den Zusammenhang zwischen Blockleistung in Form des Dampfmassenstromes und dem Brennstoff- massenstrom für verschiedene Brennstoffe [Effenberger, 2000].

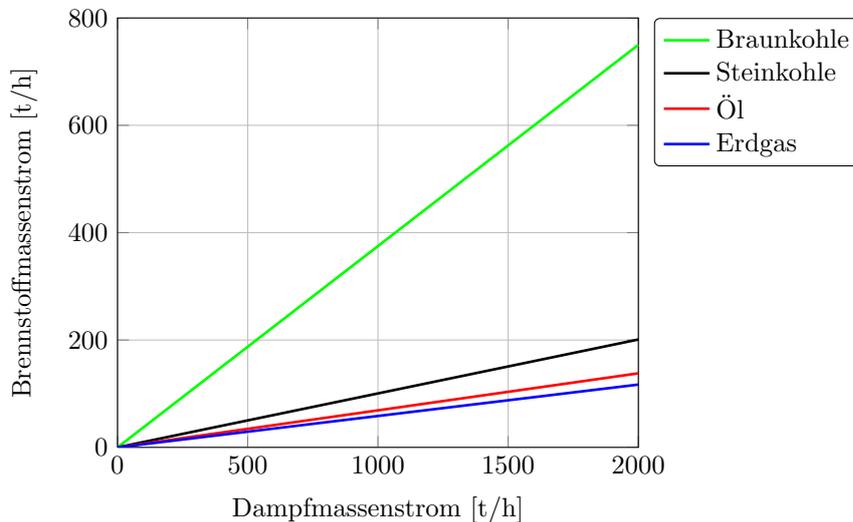


Abbildung 3.12: Abhängigkeit des Brennstoff- vom Dampfmassenstrom für verschiedene Brennstoffe

Der brennstoffabhängige Massenstrom des Energieträgers hat auch direkte Auswirkungen auf den um- bauten Raum bzw. die Anlagengröße des Kraftwerks.

3.10.2.2 Dampferzeuger. Die Aufgabe des Dampferzeugers (auch Kessel genannt) ist die Übertra- gung der Wärme des Rauchgases auf das Wasser-/Dampfsystem zur Vorwärmung des Speisewassers im sogenannten Economiser (ECO), der Luftvorwärmung (LUVO), der Verdampfung und Überhitzung bzw. gegebenenfalls der Zwischenüberhitzung des Arbeitsmediums. Der Druckteil inkludiert alle druckbean- spruchten Teile wie zum Beispiel Rohre, Sammler, Trommeln und Gefäße. An den Kessel, die teuerste und größte Komponente des Dampfkraftwerks, werden u.a. folgende Anforderungen gestellt [Zahoransky, 2010]:

- Lastsprünge mit hohen Laständerungsgeschwindigkeiten
- Kurze Anfahrzeiten
- Geringe Temperatur- und Druckabweichungen
- Hohe Wirkungsgrade

- Lange Reisezeit und hohe Verfügbarkeit

Dampferzeuger werden nach ihren konstruktiven Baumerkmale des Wasserdampfteils und gesetzlichen Bestimmungen in zwei Hauptbaugruppen eingeteilt [Lehmann, 1990]:

- Wasserraumkessel (früher auch als Großwasserraumkessel (GWRK) oder Flammrohr-Rauchrohrkessel bezeichnet, high capacity water boiler): Der Wasserinhalt dieser ursprünglichen Bauart von Kesseln ist im Vergleich zur erzeugten Menge an Dampf groß. Dies ist vorteilhaft aufgrund der erhöhten Speicherung bei Druckschwankungen, zieht jedoch auch nachteilige Effekte mit sich, wie z.B. hohe Abkühlverluste bei Stillstand und längere Anfahrzeiten.
- Wasserrohrkessel (früher auch als Kleinwasserraumkessel bezeichnet): Hierbei ersetzen eine Vielzahl kleinerer Rohre den beim Wasserraumkessel verwendeten Behälter mit großem Durchmesser. Die Wasserinhalte sind dabei deutlich kleiner als die stündlich erzeugten Mengen an Dampf.

Zusätzlich gibt es noch Dampferzeuger, welche als Sonderbauformen ausgeführt werden. Wasserraumkessel werden nach [Zahoransky, 2007] nur bis zu einem Druck von 25 bar sowie einem maximalen Dampfmassenstrom von 20 t/h gebaut, was deren Anwendung in Kraftwerken größerer Bauart ausschließt. Die Wasserrohrkessel können nach ihrer Bauform weiter in die folgenden Umlaufsysteme (Kesselsysteme) unterteilt werden:

- Naturumlauf (natural-circulation): Diese Bauart ist für beliebige Leistungen mit maximalen Frischdampfdruck von ca. 180 bar [Strauß, 2009] anwendbar. Schrägrohr- und Steilrohrdampferzeuger werden mit diesem Umlaufsystem ausgestattet, wobei nach [Kalide, 2005] nur mehr zweitäre von praktischer Bedeutung sind. Über die Fallrohre und die unteren Sammler gelangt das Wasser in die beheizten Steigrohre, welche als Verdampfer ausgeführt sind. Das Wasser/Dampf-Gemisch wird in der Dampferzeugertrommel getrennt, wobei der Dampf in den Überhitzer strömt und das flüssige Wasser im Kreislauf geführt wird. Der Umlauf wird allein durch den Unterschied der Dichte des Fluids in Steig- und Fallrohren erreicht. Da der Umlauf zur Wärmeabfuhr (Kühlung) der Berohrung zwingend notwendig ist, und sich der Dichteunterschied mit steigendem Druck vermindert, wird dieses Konzept für Dampferzeuger mit hohen Dampfparametern nicht mehr verwendet. Das Naturumlaufverdampfersystem ist aus diesem Grund nicht für überkritische Dampferzeuger anwendbar. Als nachteilig sind bei diesem Verdampfersystem die Abnahme der Frischdampf Temperatur bei Teillast und die Empfindlichkeit gegenüber raschen Druckabfällen zu nennen [Strauß, 2009]. Des Weiteren wirkt die dickwandige Trommel limitierend hinsichtlich dynamischer Vorgänge und es gibt Einschränkungen beim Gleitdruckbetrieb [Effenberger, 2000]. Aufgrund der einfacheren Konstruktion und des leichten Betriebes sind Naturumlaufsysteme bei Dampferzeugern kleiner und mittlerer Größe weit verbreitet [Akagawa u. a., 2010].
- Zwangsumlauf (oder auch nach seinem Erfinder als La-Mont-Dampferzeuger bezeichnet, forced circulation): Bei dieser Art wird der Schwerkraftumlauf, wie er bei Naturumlaufsystemen angewendet wird, durch eine Umwälzpumpe im Fallrohrsystem unterstützt. Dadurch kommt es zu einem Gewinn an Flexibilität bezüglich der Anordnung der einzelnen Rohre. Zwangsumlaufsysteme erlauben größere Freiheiten der geometrischen Ausführung der Verdampferberohrung (Lage der Trommel, Rohrdurchmesser und Rohrneigung) im Vergleich zu Systemen mit Naturumlauf [Strauß, 2009]. Nach [Kalide, 2005] wird dieses Umlaufsystem heute nur mehr selten ausgeführt.
- Zwangsdurchlauf (Benson- bzw. Sulzerkessel, once-through forced flow): Die Zwangsdurchlauftechnik ist für beliebige unter- und überkritische Drücke geeignet. Mittels überkritischen Dampferzeugern sind hohe thermische Wirkungsgrade zu erreichen. Die Speisung des Dampferzeugers erfolgt direkt über Vorwärmer, Verdampfer und Überhitzer und endet nach einmaligem Durchlauf mit der

Produktion von Heißdampf mit den gewünschten Parametern. Der Verdampfungsendpunkt hängt dabei von der Belastung, Wärmeaufnahme, Eintrittsenthalpie und der Heißdampf­temperatur ab und liegt dementsprechend in einem gewissen Bereich der Heizflächen [Effenberger, 2000]. Zur Sicherung der Rohrkühlung ergibt sich aufgrund der linearen Änderung der Massenstromdichte im Verdampfer eine Mindestlast, welche typischerweise im Bereich von 35 bis 40 % der Nennlast liegt [Strauß, 2009]. Sogenannte Anfahr- und Schwachlasteinrichtungen erlauben durch eine Wasserabscheidung und Umwälzbetrieb, welche eine ausreichende Kühlung gewährleisten, niedrigere Teillasten und die Kühlung beim Anfahrenvorgang. Der Verzicht auf dickwandige Bauteile (Dampftrommel) erlaubt schnelle dynamische Vorgänge und führt zu einer guten Eignung für die Betriebsweise im Gleitdruck.

Abbildung 3.13 gibt einen Überblick über die klassischen Verdampfersysteme [Grote und Feldhusen, 2011].

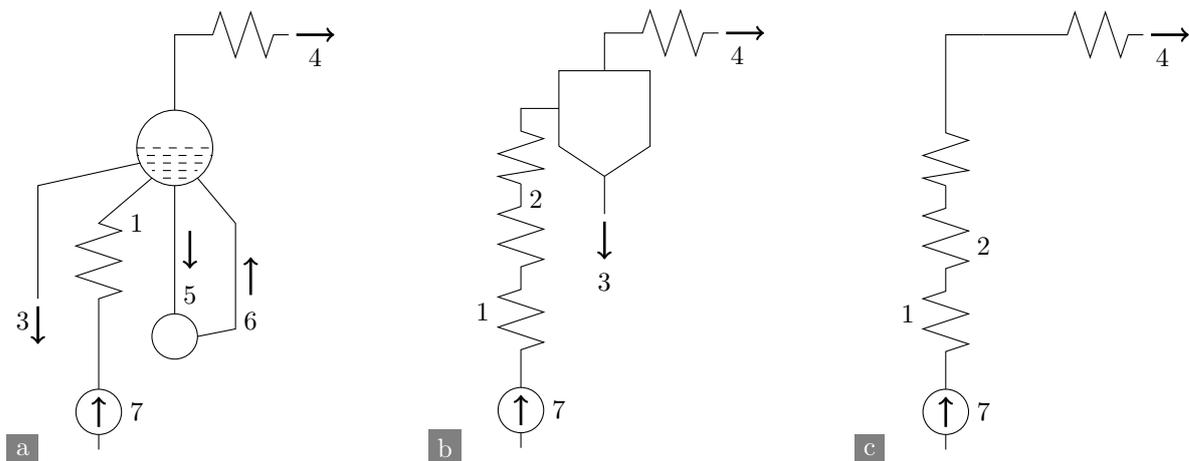


Abbildung 3.13: Verschiedene Dampferzeugersysteme: a) Naturumlauf; b) Sulzer; c) Benson; 1) Speisewasservorwärmer, 2) Verdampfer, 3) Entspanner, 4) Überhitzer, 5) Fallrohr, 6) Steigrohr, 7) Speisewasserpumpe

Beim Naturumlauf- bzw. Zwangsumlaufsystem sind nur Ausführungen mit festgehaltenem Verdampfungsendpunkt (Trommel) realisierbar, wohingegen Zwangsdurchlaufsysteme auch mit variablem Verdampfungsendpunkt betrieben werden können. Durch die Anwendung von Zwangsdurchlaufsystemen besteht die Möglichkeit die Druckstufen bis in den überkritischen Bereich zu erweitern. Nach [Strauß, 2009] wird mit Verdampfungsendpunkt derjenige Ort bezeichnet, an dem das Arbeitsmedium vollständig in die Gasphase überführt wurde und der Bereich der Überhitzung beginnt. Gerade die Anwendung überkritischer Dampfparameter wird forciert, da damit eine Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades erreicht wird. Diese Anlagen können aufgrund ihrer Charakteristik nicht mit Trommelkesseln (Naturumlauf bzw. Zwangsumlauf) betrieben werden. Die Vermeidung von dickwandigen Trommeln erhöht bei diesen Anlagen die zulässigen Temperatur- und Belastungstransienten und führt zu positiven Effekten bezüglich instationärer Vorgänge. Hinsichtlich der Kesselbauart können noch *Einzug-* (single-pass boiler) und *Mehrzugdampferzeuger* (multipass boiler) unterschieden werden. Die Ausführung in Turmbauweise (Einzug) bietet den Vorteil der ungehinderten Längsausdehnung des Dampferzeugers, demgegenüber steht jedoch die größere Höhe des Dampferzeugers. Aus der Wahl der Bauart folgt die Anordnung der unterschiedlichen Heizflächen.

3.10.2.2.1 Wirkungsgrad des Dampferzeugers. Die in die Kesselanlage eingebrachten Energieströme werden um die Kesselverluste vermindert. Dieser Zusammenhang wird durch den Dampferzeugerwirkungsgrad (boiler efficiency) nach Gleichung 3.23 beschrieben. Der Dampferzeugerwirkungsgrad stellt dabei das Verhältnis zwischen erzeugter Nutzwärme und der über den Brennstoff und Luft in den Kessel eingebrachten Leistung dar.

$$\eta_{DE} = \frac{\dot{Q}_N}{\dot{Q}_B + \dot{Q}_L} = \eta_F \cdot \eta_H \quad (3.23)$$

η_{DE}	...	Dampferzeuger- bzw. Kesselwirkungsgrad	[-]
η_H	...	Heizflächenwirkungsgrad	[-]
η_F	...	Feuerungswirkungsgrad	[-]
\dot{Q}_N	...	Nutzbare Wärmeleistung	[kJ/s]
\dot{Q}_B	...	Brennstoffwärmeleistung	[kJ/s]
\dot{Q}_L	...	Wärmeleistung der Luft	[kJ/s]

Die nutzbare Wärmeleistung \dot{Q}_N setzt sich aus derjenigen Leistung des Frischdampfes und gegebenenfalls aus der Zwischendampfmenge der Zwischenüberhitzung zusammen. Eine indirekte Methode zur Bestimmung des Kesselwirkungsgrads (Dampferzeugerwirkungsgrad) bietet Gleichung 3.24.

$$\eta_{DE} = 100\% - \sum (\text{Verluste in } \%) \quad (3.24)$$

Wobei die Verluste durch eine unvollkommene Verbrennung (Asche, Schlacke und Abgas), Wärmeverluste durch Wärmeübertragung an die Umgebung, Verluste durch die fühlbare Wärme von Asche und Schlacke sowie den Schornsteinverlusten bedingt sind. Nach [Nag, 2008] liegen die Kesselwirkungsgrade moderner Dampfkraftwerke um die 92 %.

Abhängig vom verwendeten Brennstoff und Dampfdruck ergibt sich für einen Dampferzeuger eine Eigenleistung von 4 - 8 % der Nennleistung [Effenberger, 2000]. Tabelle 3.8 zeigt eine Zusammenstellung der üblichen Bereiche der Dampferzeugerwirkungsgrade.

Brennstoff	η_{DE} [-]	Feuerungskonzept
Rohbraunkohle	0,85 - 0,87	Rostfeuerung
	0,87 - 0,91	Wirbelschicht- u. Staubfeuerung
Steinkohle	0,86 - 0,88	Rostfeuerung
	0,88 - 0,92	Wirbelschicht- u. Staubfeuerung
Heizöl	0,92 - 0,93	
Erdgas	0,93 - 0,94	

Tabelle 3.8: Dampferzeugerwirkungsgrade moderne Kraftwerke, nach [Effenberger, 2000]

3.10.2.3 Dampfturbinen. Dampfturbinen werden zur Klasse der Strömungsmaschinen gezählt, welche die Enthalpie des hochgespannten Dampfes in kinetische Energie umwandeln. Aufgrund der hohen Anforderungen hinsichtlich der Werkstofffestigkeit sowie der Fertigungsgenauigkeit wurden die ersten Dampfturbinen, trotz ihres im Vergleich zur Kolbendampfmaschinen einfachen Aufbaus, erst ab dem Ende des 19. Jahrhunderts gebaut [Menny, 2003]. Dampfturbinen werden meist mit einer Drehzahl von 3000 U/min bei einer Netzfrequenz von 50 Herz betrieben, eine Ausnahme dazu stellen zum Beispiel die USA dar. Aufgrund der höheren Netzfrequenz von 60 Herz sind 3600 U/min üblich. Nach [Menny, 2003] werden Dampfturbinen bis zu einer Leistung von 1300 MW gebaut, wobei technisch noch größere Leistungen realisierbar sind. Aus heutigen Erkenntnissen liegt die Grenzleistung für Dampfturbinen bei etwa 4000 MW [Strauß, 2009]. Zur Einteilung der Dampfturbinen gibt es verschiedenste Ansätze (Durchflussrichtung, Arbeitsverfahren, Eintrittszustand, Dampfzuführung,...) wobei die Benennung nach der Dampfabführung am gebräuchlichsten ist.

Nach der Art der Dampfabführung können folgende Typen unterschieden werden:

- Kondensationsturbinen

- Gegendruckturbinen
- Entnahmeturbinen
- Anzapfturbinen

Des Weiteren erfolgt auch die Gliederung in Kraftwerksturbinen (bis ca. 1300 MW) und Industrieturbinen (bis etwa 60 MW) [Menny, 2003]. Eine Dampfturbine ist prinzipiell mehrstufig aufgebaut, wobei sich jede einzelne Stufe aus einem Kranz von Leit- und Laufschaufeln zusammensetzt. Nach [Dietzel, 1980] bieten Dampfturbinen die Vorteile von hohen Drehzahlen und dadurch kleinen Maschinenabmessungen, tiefen Abdampfdrücken, die Nutzung großer Enthalpiedifferenzen, Verarbeitung großer Dampfmassen und die Abarbeitung von hochüberhitztem Hochdruckdampf, da keinerlei Rücksicht auf Kolbensmierung und Triebwerksbelastung genommen werden muss.

Zur Veranschaulichung der Dimensionen und zum Verständnis des Aufbaues einer Dampfturbine werden im folgenden einige Kennzahlen nach [Zahoransky, 2007] erwähnt. Beispielhaft werden die Parameter für eine Entspannung des Frischdampfes von 200 bar und 550 °C auf einen 0,074 bar und 40 °C im Kondensator verwendet. Diese Zustandsänderung ist mit einer enormen Dampfexpansion und Volumenzunahme verbunden, so kommt es zu einer Änderung des spezifischen Volumens von Sattdampf um das beinahe 4000-fache von $v'' \approx 0,005 \text{ m}^3/\text{kg}$ auf ca. $19,55 \text{ m}^3/\text{kg}$. Diese starke Volumenzunahme über die Entspannung des Frischdampfes führt dazu, dass mehrere Turbinen hintereinander und parallel verschaltet werden. Im gehobenen Leistungsbereich werden ausschließlich axiale Turbinen verwendet [van Loo und Koppejan, 2008]. Aufgrund der engen Kopplung zwischen Turbine und Kondensator werden diese Einheiten oft gemeinsam durch den Turbinenhersteller geliefert [Hala, 2012].

Die Steigerung des Expansionswirkungsgrades von Dampfturbinen stellt zukünftig ein Mittel zur Optimierung dar, durch welches Brennstoffmenge sowie CO₂-Emissionen reduziert werden können. Hinsichtlich der Flexibilisierung der Dampfkraftwerke stehen das schnelle An- und Abfahren der Dampfturbine, erhöhte Lastwechselfähigkeit, sowie die Herabsetzung der Minimallastpunkte zukünftig im Fokus der Entwicklungsarbeiten [Rüggeberg u. a., 2007]. Eine Steigerung der Dampfparameter erfordert auch im Bereich der Dampfturbine verbesserte Werkstoffe, zudem besteht auch die Möglichkeit der Adaptierung der Bauteilkühlung (Schaufelkühlung) aus der Gasturbinentechnik. Beim Retrofit stellen u.a. die Turbinenbeschaukelung, Regelung sowie die Werkstoffwahl Ansatzpunkte zur verbesserten Flexibilität, Verlängerung der Lebensdauer und des Wirkungsgrades dar [Schmidt und Schuele, 2013].

3.10.2.3.1 Leistung einer Dampfturbine, Wirkungsgrad. Die Leistung einer Dampfturbine wird nach Gleichung 3.25 berechnet.

$$P_T = \eta_T \cdot \dot{m}_D \cdot \Delta h \quad (3.25)$$

P_T	...	Turbinenleistung	[W]
η_T	...	Turbinenwirkungsgrad, effektive oder Kupplungswirkungsgrad	[-]
\dot{m}_D	...	Dampfmassenstrom durch die Turbine	[kg/s]
Δh	...	Enthalpiegefälle zwischen Frisch- u. Abdampf	[J/kg]

Der Turbinenwirkungsgrad η_T , welcher wesentlich durch die Umsetzung der Energie in der Beschaukelung beeinflusst wird, ist nach Gleichung 3.26 definiert.

$$\eta_T = \eta_i \cdot \eta_{\text{mech.}} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5,s}} \cdot \eta_{\text{mech.}} \quad (3.26)$$

η_i	...	Innerer Turbinenwirkungsgrad (Isentroper Turbinenwirkungsgrad)	[-]
$\eta_{\text{mech.}}$...	Mechanischer Wirkungsgrad der Turbine	[-]
h_4	...	Enthalpie des überhitzten Dampfes	[kJ/kg]
h_5	...	Enthalpie des polytrop entspannten Dampfes	[kJ/kg]
$h_{5,s}$...	Enthalpie des isentrop entspannten Dampfes	[kJ/kg]

Wobei η_i die Verluste bei der Expansion des Dampfes in der Turbine (Gasreibung, Drosselung und Spaltverluste) berücksichtigt und nach [Schwab, 2012] zwischen 0.7 und 0.9 liegt. Der mechanische Wirkungsgrad der Turbine erfasst Verluste durch Lagerreibung sowie Undichtheiten und liegt gewöhnlich im Bereich von 0,95 bis 0,98. Für den Dampfmassenstrom gilt nach dem Kegelgesetz von Stodola nach bestimmter Annahmen näherungsweise [Strauß, 2009]:

$$\dot{m}_D \sim p_{T,\text{ein}} \cdot A \quad (3.27)$$

$p_{T,\text{ein}}$...	Druck vor dem Turbinenventil	[bar]
A	...	Ventilquerschnitt	[m ²]

Gleichung 3.27 führt auf die beiden prinzipiellen Möglichkeiten zur Regulierung der Turbinenleistung. Beim *Festdruckbetrieb* wird der Ventilquerschnitt bei konstantem Druck am Kesselaustritt verändert. Dahingegen nutzt die *Gleitdruckbetriebsweise* einen variablen Druck vor der Turbine bei festgehaltenem Querschnitt.

3.10.3 Wärmeauskopplung bei Dampfkraftwerken.

In Abschnitt 3.6 wurden schon die grundlegenden Ausführungen bezüglich KWK bei thermischen Kraftwerken diskutiert. Im Folgenden soll speziell auf die Kraft-Wärme-Kopplung bei Dampfkraftwerken eingegangen werden. Bei der Umwandlung von Wärme in mechanische bzw. elektrische Energie fällt in einem Kondensationskraftwerk ein nicht unbedeutender Energieteil als Abwärme auf niedrigem Temperaturniveau an. Dies kann zweckmäßigerweise in einem sogenannten Sankey-Diagramm (Wärmeflussdiagramm) veranschaulicht werden, was in Abbildung 3.14 (links) für ein Kondensationskraftwerk sowie (rechts) für ein Dampfkraftwerk mit Wärmeauskopplung gemacht wird [Kalide, 2010].

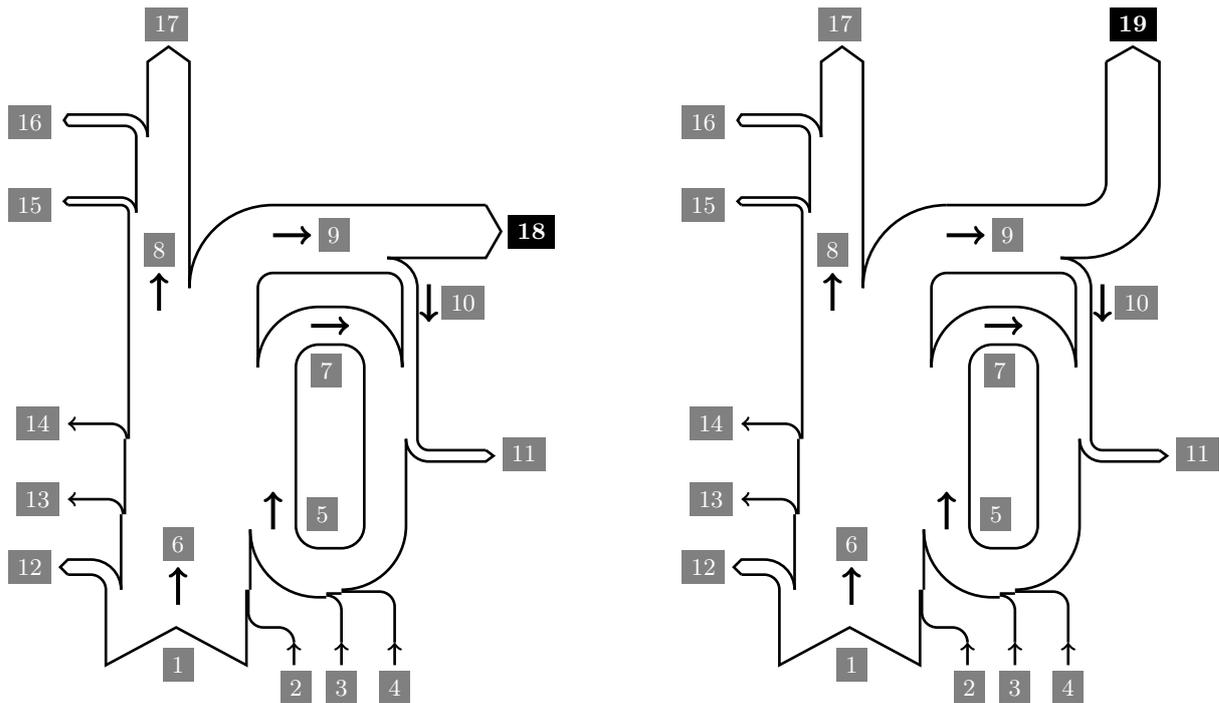


Abbildung 3.14: Energieflussdiagramme: Kondensations-KW (links) und DKW mit KWK (rechts);
 1) Brennstoffwärme, 2) Wärme der Verbrennungsluft, 3) Pumpenleistung, 4) Wärme des Wassers, 5) Wärme des eingepumpten Speisewassers, 6) FD-Wärme, 7) Anzapfwärme, 8) Drehmoment, 9) Abdampfwärme, 10) Kondensatwärme, 11) Wärmeverluste in Behältern, 12) DE-Verluste, 13) Wärme- und Strömungsverluste, 14) Mech. Turbinenverluste, 15) Generator- u. Transformationsverluste, 16) El. Eigenverbrauch, 17) El. Nutzenergie, **18) Kondensatorverluste** und **19) Nutzwärme**

Diese Abwärme kann zum Teil zur Warmwasseraufbereitung für Heizzwecke oder zur Erzeugung von Dampf für die Industrie genutzt werden. Das benötigte Wärmeniveau zum Heizen liegt dabei zwischen 60 und 80 °C, zur Generierung von Dampf werden deutlich höhere Temperaturen benötigt. Da das Temperaturniveau nach Kondensationsturbinen aufgrund des Unterdrucks nur bei ca. 25 bis 30 °C liegt, muss in Heizkraftwerken die Temperatur angehoben werden. Dies erfolgt über den Einsatz modifizierter Dampfturbinen, dabei haben sich zwei Typen bewährt:

- Gegendruck-Turbinen (back pressure turbine): Das erforderliche Temperaturniveau wird über den entsprechenden Gegendruck eingestellt. Die zusätzliche Nutzung der Abwärme, welche sonst über die Kondensation an Kühlwasser bzw. Luft abgegeben wird, führt zur deutlichen Erhöhung der Ausnutzung der Primärenergie bis über 90 % [Müller, 2001]. Bei dieser Turbinenart besteht eine starre Kopplung zwischen der Produktion von el. Energie und Wärmeauskopplung. Diese Limitierung führt dazu, dass Gegendruckheizkraftwerke meist nur im kleineren Leistungsbereich bis ca. 100 MW_{el.} Anwendung finden.
- Entnahme-Kondensationsturbinen (pass-out condensation turbine): Bei dieser Turbinenart wird je nach Bedarf Dampf aus dem Mittel- bzw. Niederdruckteil der Turbine entnommen. Die Leistung der Wärmeauskopplung wird dabei über die Dampfmenge und -temperatur geregelt. Durch die Entnahme wird der Dampfstrom in den nachfolgenden Turbinenstufen gemindert, welches zur einer Abnahme der Stromproduktion führt. Diese Einbußen werden über den Kennwert der Stromverlustkennzahl beschrieben. Durch diese Methode ist es möglich das Verhältnis von el. Energie zur Wärmeauskopplung in einem weiten Bereich dem vorherrschenden Bedarf anzupassen.

Bei der Wärmeauskopplung aus Dampfkraftwerken muss der Druck nach der Turbine angehoben werden, um das entsprechende Temperaturniveau zur Auskopplung zu erreichen. Die Prozessparameter des

Kreisprozesses werden dabei verändert, sodass es zu einer verminderten Erzeugung el. Energie kommt. In Abhängigkeit von Heizleistung, Temperaturniveau des Wärmeträgers und dem Konzept der Wärmeauskopplung kommt es zur Beeinflussung des Prozesswirkungsgrades, Abwärmeabfuhr, Nettoleistung und der Brennstoffzufuhr des Dampfkraftwerks [Baehr u. a., 1987]. Abbildung 3.15 gibt einen Überblick über die Betriebsbereiche von Dampfkraftwerken mit KWK [Karl, 2012].

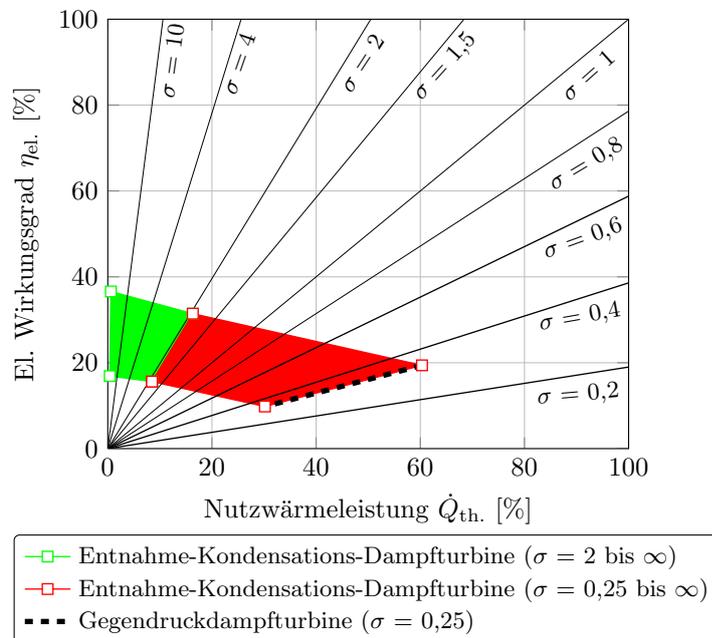


Abbildung 3.15: Betriebsbereiche eines Dampfkraftwerks mit KWK

Aufgrund der nicht starren Kopplung des Strom- und Wärmebedarfs, welche in Abbildung 3.5 dargestellt ist, haben die Entnahme-Turbinen gegenüber den Gegendruckturbinen den entscheidenden Vorteil der variablen, nicht gekoppelten Produktion von Wärme und el. Energie. Bei kleineren Anlagen sind auch Turbinen mit abschaltbarem Niederdruckteil üblich, welche eine größere Flexibilität der Wärmeauskopplung zulassen ($\sigma = 0,25$ bis ∞). Praktisch gesehen erfolgt die Gewinnung von elektrischer Energie mittels Dampfkraftwerken bevorzugt in Kraftwerkseinheiten großer Leistung, welche meist abgeschieden von der restlichen Infrastruktur (Wohngebieten, wärmeabnehmende Industrie) errichtet werden. Aus diesem Grund wird das vorliegende Potential der Kraft-Wärme-Kopplung bei Dampfkraftwerken nur beschränkt ausgenutzt, da Wärmelieferungen über große Entfernungen hohe Investitions- und Betriebskosten zur Folge haben [Zahoransky und Allelein, 2013].

3.10.4 CO₂-Abscheidung

In Abschnitt 3.8 wurden schon die prinzipiellen Methoden zur Reduktion der CO₂-Emissionen erläutert. Dabei weisen zwei Verfahren („oxy-fuel“ und „post-combustion“) besondere Eignung zur Emissionsminderung bei reinen Dampfkraftwerken auf. Die Brennstoffentkarbonisierung durch Gewinnung eines wasserstoffreichen Brennstoffes bietet aufgrund der Nutzbarkeit in Gasturbinen die Anwendung in GuD-Kraftwerken, welche deutlich höhere Brennstoffausnutzung mit sich bringt. Abbildung 3.16 zeigt die aus Simulationen berechneten Wirkungsgradverluste der beiden in Frage kommenden sekundären Minderungsmaßnahmen über einen breiten Leistungsbereich [Hasenbein u. a., 2012].

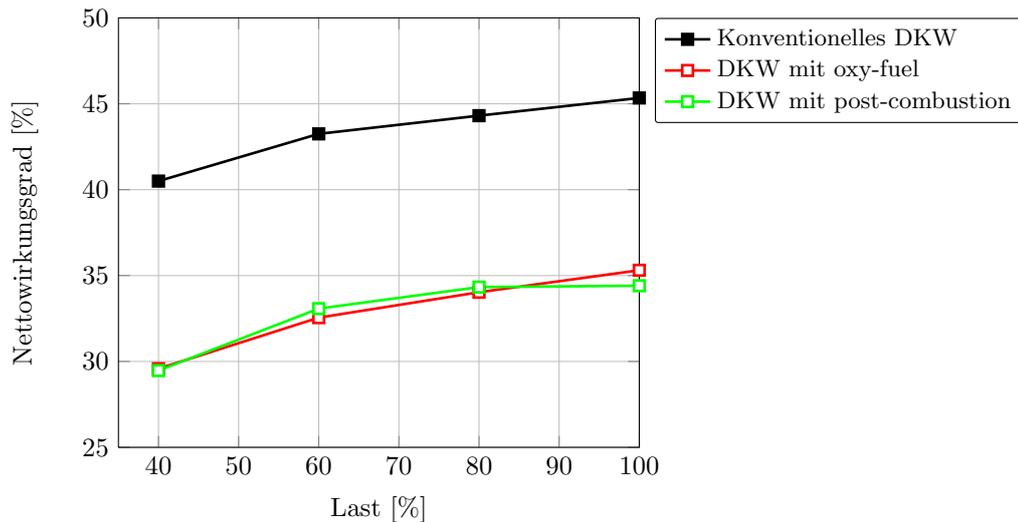


Abbildung 3.16: Lastabhängigkeit der Wirkungsgradverluste aufgrund sekundärer CO_2 -Minderungsmaßnahmen

Bis heute hat es noch keine Technik bis zur Entwicklung in den Kraftwerksmaßstab geschafft. Derzeit werden jedoch große Bestrebungen unternommen diese Techniken, die sich noch im Versuchs- bzw. Demonstrationsmaßstab befinden, derart weiter zu entwickeln, dass eine wirtschaftliche Implementierung in die bestehende Kraftwerkstechnik möglich ist. Zum größten Teil kann dabei auf bestehende Technik, welche sich in anderen Bereichen bewährt hat, zurück gegriffen werden. Dabei stellen in einigen Fällen die Maßstabsvergrößerung der Komponenten, die optimale Verschaltung aus energetischer Sicht oder auch noch nicht gelöste Fragestellungen hinsichtlich der abschließenden Einlagerung des CO_2 Probleme dar. Zudem werden zur Zeit Untersuchungen hinsichtlich der Auswirkungen einer CO_2 -Abscheidung auf die Anlagenflexibilität (Teillastverhalten), Wirkungsgrade sowie der Einflüsse auf die Anlagenverfügbarkeit durchgeführt. Die Einführung der Abscheidetechniken für Kohlendioxid im großtechnischen Maßstab wird aufgrund der zuvor genannten Punkte jedoch noch einige Jahre dauern.

3.10.5 Betriebsweisen eines fossil befeuerten Dampfkraftwerks

Die Blockregelung dient zur Anpassung der abgegebenen Leistung entsprechend der Netzanforderungen unter den dynamischen Rahmenbedingungen des Blockes [Crastan, 2012]. Wobei die Struktur der Blockregelung aus der Betriebsart des Blockes folgt. Nach der Art der Regelung (genau genommen handelt es sich um eine Steuerung) der Turbinenleistung werden in Anlehnung an Gleichung 3.25 bzw. 3.27 folgende Betriebsweisen unterschieden:

- Festdruckbetrieb (operation with constant steam pressure): Bei dieser Fahrweise des Kraftwerks herrscht in allen Betriebspunkten ein konstanter Kesseldruck [Lehmann, 2000], auch die Frischdampf Temperatur bleibt unverändert. Über die Androsselung eines Ventils wird der Strömungsquerschnitt vor dem Turbineneintritt verkleinert und somit an dieser Position Druck und Temperatur abgesenkt. Eine Laständerung ist somit beim Festdruckbetrieb mit Temperaturänderungen am Turbineneintritt verbunden, welches aufgrund der Wärmespannungen in den dickwandigen Turbinenkomponenten die zulässigen Gradienten der Laständerung limitiert [Strauß, 2009]. Nach [Menny, 2003] können dabei zwei verschiedene Verfahren unterschieden werden. Im *Drosselverfahren* wird der gesamte Dampf über ein einziges Turbinen-Regelventil gedrosselt. Da eine isenthalpe Drosselung immer mit Verlusten behaftet ist, sinkt der Wirkungsgrad in der Teillast. Dieser Wirkungsgradabfall wird im sogenannten *Düsengruppenverfahren* minimiert, da der Dampfstrom auf mehrere Ventile aufgeteilt wird, und Verluste nur jeweils in dem einen teilweise geöffneten Ventil

durch Drosselung auftreten. Als Vorteil des Festdruckbetriebes kann die sehr schnelle Leistungsdynamik genannt werden, demgegenüber stehen die größeren Verluste, weshalb sie bei Kraftwerken im höheren Leistungsbereich vermieden wird [Zahoransky, 2010].

- Gleitdruckbetrieb (variable pressure operation): Beim Betrieb mit gleitendem Druck arbeitet die Turbine über alle Lastbereiche mit vollständig geöffneten Turbineneintrittsventilen. Die Turbinenleistungsänderung erfolgt durch Änderung des Druckes im Dampferzeuger, was eine träge Leistungsdynamik zur Folge hat. Die Druckabhängigkeit der Siedetemperatur ϑ_S ist nach [Strauß, 2009] im unterkritischen Bereich durch Gleichung 3.28 gegeben.

$$\vartheta_S \approx p^{\frac{1}{4}} \quad (3.28)$$

Dies bedingt steile Temperaturgradienten bei Lastwechseln im unterkritischen Druckbereich. Davon sind vor allem die Verdampferrohre, sowie Wasserabscheider (bei ZD-Systemen) bzw. Dampftrommeln (bei NU-Systemen) betroffen, welche durch Wärmespannungen stark belastet werden. Dieser Effekt wirkt limitierend auf die zulässigen Laständerungsgradienten. In bestimmten Dampferzeugerkomponenten wird die Dampftemperatur durch besondere Regelungen konstant gehalten [Menny, 2003], was die Beschränkungen abschwächt. Als Vorteile des Gleitdruckbetriebes sind folgende Punkte zu nennen [Strauß, 2009]:

- geringerer Lebensdauerverbrauch für hochbeanspruchte Bauteile
 - geringerer Speisepumpenleistungsbedarf
 - niedrigere Anlagenkosten durch den Wegfall der Regelstufe
 - höherer Nettowirkungsgrad bei Teillast im Vergleich zum Festdruckbetrieb
- Modifizierter Gleitdruckbetrieb (modified sliding pressure operation): Diese Methode stellt ein Kompromiss zwischen Festdruck- und Gleitdruckbetrieb dar und ermöglicht dadurch schnelle Laständerungen. Bei einer Lasterhöhung werden gleichzeitig Turbinenarmatur und Kesselregelung angesteuert. Nachdem der träge Kessel der Laständerung nachgekommen ist, werden die Turbinenventile wieder in die Ausgangsstellung gebracht [Kalide, 2005].

In den letzten Jahren hat sich gerade bei modernen Dampfkraftwerken mit fortschrittlichen Dampfparametern die Betriebsweise im Gleitdruck durchgesetzt [Wechsung u. a., 2011]. Das Konzept des (natürlichen) Gleitdruckbetriebes nutzt die Speicherfähigkeit nicht, wohingegen beim Betrieb mit Festdruck bzw. modifiziertem Gleitdruck dieses Vermögen in Anspruch genommen wird [Haase u. a., 2007]. Dadurch ergeben sich Vorzüge hinsichtlich der Frequenzstützung, welche sich durch eine große Speicherfähigkeit des Kessels bzw. einer Feuerung mit schnellem Regelverhalten noch erweitern lässt [Lehmann, 1990]. Abbildung 3.17 zeigt den Einfluss unterschiedlicher Betriebskonzepte auf die Teillastfahrweise von Dampfkraftwerken [Karl, 2012].

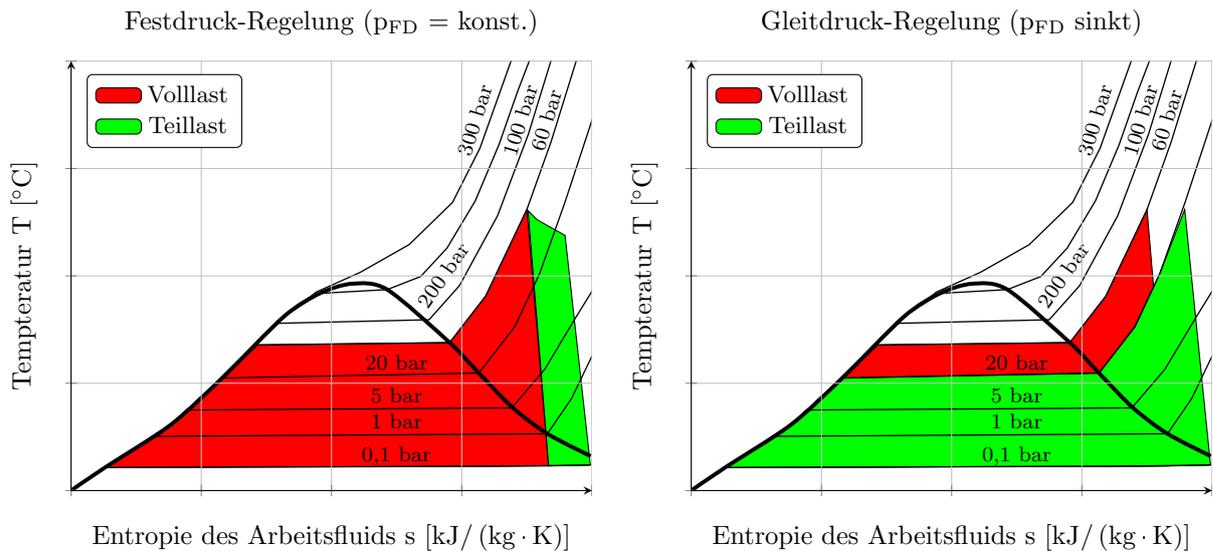


Abbildung 3.17: Unterschiede der beiden Regelkonzepte im Teillastverhalten

In Abbildung 3.17 ist ersichtlich, dass sich der Wirkungsgrad bei Teillast bei der Festdruckregelung im Vergleich zur Betriebsweise im Gleitdruck kaum ändert. Dies ergibt sich durch die sinkende mittlere Temperatur der Wärmezufuhr beim Gleitdruckbetrieb. Bei der Festdruckregelung fällt aufgrund der Drosselung die Frischdampf­temperatur ab, wohingegen im Gleitdruckbetrieb die Temperaturen konstant bleiben.

3.10.6 Methoden zur kurzzeitigen Leistungssteigerung von Dampfkraftwerken

Dampfkraftwerke spielen in der Elektrizitätserzeugung eine bedeutende Rolle. Aus diesem Grund stellen sie auch einen wichtigen Baustein zur Bereitstellung von Reserveleistung dar. Zur kurzzeitigen Leistungssteigerung von Dampfturbinenanlagen hinsichtlich der Primärregelung, auch über den üblichen Lastpunkt hinaus (*overload concepts*), bieten sich folgende Maßnahmen an [Karl, 2012]:

- **Modifizierter Gleitdruckbetrieb:** Erfolgt der Normalbetrieb der Turbine mit leicht gedrosseltem Frischdampfstrom, kann bei Bedarf das Regelventil vollständig geöffnet werden, und somit kurzzeitig eine Leistungssteigerung durch die Nutzung des Dampfspeichers des Kessels erzielt werden. Nachteilig stellt sich dabei jedoch die exergetisch ungünstige Drosselung im Normalbetrieb dar. Aus diesem Grund wird diese Methode nur bei kleineren Anlagen angewendet [Karl, 2012].
- **Abschaltung der Hochdruckvorwärmung:** Hohe Leistungsreserven können durch das Abschalten der Hochdruckvorwärmer erzielt werden, da dadurch der Massenstrom über alle Turbinenteile erhöht wird. Dabei kommt es jedoch zu einer hohen Materialbelastung aufgrund der Temperaturänderung des Speisewassers [Karl, 2012]. Eine Reduktion der Belastung kann über einen Teilstrom erreicht werden, welcher über die Vorwärmstrecke geführt wird und somit die Wärmetauscher warm hält. Um die maximal zulässigen Temperaturgradienten nicht zu überschreiten ist der Übergang zum Überlastbetrieb sehr langsam, in einem Zeitrahmen von 20 bis 30 Minuten, durchzuführen [Wichtmann u. a., 2007].
- **Abschaltung der Niederdruckvorwärmung:** Diese Maßnahme basiert auf dem selben Prinzip wie das Abschalten der Hochdruckvorwärmung bzw. des Kondensatstopps, die Turbinenanzapfung zur regenerativen Speisewasservorwärmung wird reduziert, sodass der Massenstrom über die Turbine erhöht wird. Aufgrund der niedrigeren Temperaturgradienten und den dünnwandigen Bauteilen ist die Abschaltung der Niederdruckvorwärmer hinsichtlich der Materialbelastung im Vergleich zur Methode

der Hochdruckvorwärmung günstiger. Zusätzlich ermöglicht die Speicherwirkung des nachfolgenden Speisewasserbehälters einen größeren zeitlichen Rahmen um die geforderte Lasterhöhung durch die Befuerung des Dampferzeugers auszugleichen [Karl, 2012].

- Kondensatstopp oder -stau (condensate throttling): Der Kondensatstau dient der Überbrückung der Verzugszeit für eine Leistungserhöhung des Dampferzeugers. Durch ein Anstauen und Speichern des kondensierten Dampfstromes nach der Niederdruckturbine erfolgt die Reduzierung des Dampfstromes, welcher durch Anzapfung aus dem Niederdruckteil der Dampfturbine zur Speisewasservorwärmung entnommen wird. Der nicht zur Vorwärmung genutzte Dampf wird über die Turbine geleitet und führt zu einer erhöhten Leistungsabgabe. Durch eine geringe Kondensatförderung wird ein Absinken der Temperatur im Speisewasser verhindert [Crastan, 2012]. Nach [Klefenz, 1991] ist dadurch eine kurzzeitige Leistungssteigerung von 3 bis 5 % der gefahrenen Leistung möglich.
- Hochdruck-Stufenbypass (auch Stufenventil oder Überlastventil genannt): Im Dauerbetrieb wird der gesamte Dampfmassenstrom über das Hauptregelventil der ersten Stufe der Hochdruckturbine zugeführt. Zur Erhöhung der Leistung wird das Stufenbypassventil geöffnet, sodass eine größere Dampfmenge der Turbine zugeführt werden kann. Diese Methode weist im Dauerbetrieb sehr hohe Wirkungsgrade auf, welche beim Öffnen des Bypasses etwas gemindert werden. Der Lastpunkt an dem beide Ventile vollständig geöffnet sind, stellt die Maximallast dar, welche normalerweise 105 % [Quinkertz u. a., 2008] liegt. Nach [Wechsung u. a., 2011] wird der Hochdruck-Stufenbypass bevorzugt bei Industrieturbinen, oft in Kombination mit einer Regelstufe ausgeführt.
- Regelstufe: Dieses Verfahren ist besonders für Dampferzeuger in Festdruckbetriebsweise geeignet, wird aber nur sehr selten für Kraftwerksanlagen der höchsten Leistungsklasse angewendet. Dabei ist die Dampfzufuhr der ersten Stufe der Turbine sequenziell ausgeführt. Normalerweise erfolgt die Aufteilung in 4 Segmenten, wobei auch bis zu 8 ausgeführt werden, welche je nach Lastanforderung nacheinander geöffnet werden. Ein großer Nachteil der Regelstufe ist die Teilbeaufschlagung unterhalb der maximalen Last, wodurch Strömungsinhomogenitäten hervorgerufen werden [Wechsung u. a., 2011].

Tabelle 3.9 gibt einen Überblick über die Anwendbarkeit der unterschiedlichen Methoden zur Laststeigerung zur Netzfrequenzerhaltung [Wichtmann u. a., 2007].

Konzept	Primärregelung	Sekundärregelung	Minutenreserve	Stundenreserve
Aktivierungszeit	30 s	30 s bis 15 min	15 min	< 1 h
Gleitdruck mit Ventildrosselung	ja	ja	ja	ja
Gleitdruck ohne Ventildrosselung	nein	nein	ja	ja
Hochdruckbypass	ja	ja	ja	ja
Hochdruckvorwärmerbypass	nein	nein	nein	ja
Kondensatstau	ja	nein	nein	nein

Tabelle 3.9: Anwendbarkeit der unterschiedlichen Überlastkonzepte zur Netzfrequenzerhaltung

Neben den oben genannten Methoden zur Leistungssteigerung bietet sich bei flexiblen KWK-Anlagen auch eine kurzzeitige Drosselung der Wärmeauskopplung zu Gunsten einer erhöhten Stromerzeugung an. Bei Fernwärmeauskopplung ist dies in einem zeitlich begrenzten Rahmen möglich, da aufgrund der hohen Speicherfähigkeit des Wärmenetzes kaum eine Beeinflussung der Wärmeverbraucher auftritt [Karl, 2012].

3.10.7 Brennstoff

Als Primärenergieträger für die Stromerzeugung in Dampfkraftwerken sind prinzipiell eine Reihe von Brennstoffen nutzbar. So stellten in den 1950er bis 1980er Jahren Öl und Gas die wichtigsten Brennstoffe für Dampfkraftwerke dar [Rüggeberg u. a., 2007]. Die Relevanz von Öl ist in der letzten Zeit jedoch enorm

gesunken. Kohle (Stein- und Braunkohle) stellt, im Wesentlichen aufgrund ihres Ressourcenreichtums und ihrer weltweiten Verteilung, als fester Brennstoff heutzutage den bedeutendsten Energieträger für die Kraftwerkstechnik dar [Strauß, 2009].

Weiters sind auch biogene Brennstoffe, nukleare Energieträger (Uran und Thorium), verschiedene Abfallstoffe, Erdgas und sonstige gasförmige Stoffe sowie unterschiedlichste Öle als Energieträger möglich.

In letzter Zeit kommt es auch zu einem steigendem Interesse an der Nutzung von Erdwärme bzw. Sonnenenergie in Kombination mit konventionellen Dampfkraftprozessen im Sinne der vermehrten Erzeugung von el. Energie aus regenerativen Quellen. Die reine Biomassebefuerung von Dampfkraftwerken ist im gehobenen Kraftwerksbereich von keiner Bedeutung. Wohingegen die Zufeuerung von Biomasse zu konventionellen Brennstoffen (co-firing) im geringen Ausmaß von 3 bis 5 % immer mehr Anwendung findet [Ngo und Natowitz, 2009].

Da die Befuerung mittels Braunkohle mit vergleichsweise hohen CO₂-Emissionen verbunden ist, und zukünftig wirtschaftliche Mehrbelastungen aufgrund der Emissionszertifikate zu erwarten sind, wird an technischen Weiterentwicklungen gearbeitet. Eine Möglichkeit zur Verbesserung des Kraftwerkswirkungsgrads stellt die Verwendung von Trockenbraunkohle (TBK) dar. Für diesen Brennstoffaufbereitungsvorgang kommen mehrere Konzepte in Frage, wobei hier beispielhaft die WTA-Technik (Wirbelschicht-Trocknung mit interne Abwärmenutzung) als innovative und vielversprechende Variante genannt werden soll. Braunkohlen, mit charakteristisch hohen Wassergehalten werden in konventionellen Braunkohlekraftwerken mittels heißen Rauchgasen (ca. 1000 °C) getrocknet, was energetisch ungünstig ist. Durch eine separate Kohlevortrocknung mittels Wirbelschichttechnik und Nutzung der Brüdenenergie kann eine Nettowirkungsgradsteigerung von bis zu 5 %-Punkten erreicht werden [Rupprecht, 2011].

Zur zukünftigen Nutzung der Kohlenverstromungstechnik unter dem Gesichtspunkt des Prinzips der Vorsorge im Bereich des Umweltschutzes wurde das sogenannte „*Clean-Coal-Konzept*“ entwickelt [DEBRIV, 2011]. Diese gestufte Strategie baut auf der Anwendung der State-of-the-art-Technologie, der weiteren Effizienzsteigerung zur CO₂-Minderung sowie auf Konzepten zur CO₂-Abtrennung und -speicherung auf.

3.11 Stationäre Gasturbinen-Kraftwerke¹

In den letzten Jahrzehnten gelang es die Gasturbinenwirkungsgrade stetig zu steigern, sodass die Gasturbinentechnik im Kraftwerksbereich immer mehr an Bedeutung gewonnen hat. Dies ist auch am Volumen der Bestellungen an Gasturbinen nach [Dolezal, 2001] zu erkennen, wonach das weltweite Volumen vom Jahr 1988 von 3,9 GW auf 25 GW im Jahr 1995 angestiegen ist. Diese Bemühungen haben sich auch im Anstieg der maximalen Einheitsleistung widerspiegelt, welche zur Zeit im Bereich von knapp unter 400 MW liegt. Nach [Bernstein u. a., 1998] wird dem Bereich der Strömungsmaschinen zukünftig noch sehr hohes Potential zur Wirkungsgradverbesserung u.a. durch die räumliche Profilierung und Beeinflussung der Sekundärverluste zugeschrieben.

In der folgenden Aufzählung nach [Lechner und Seume, 2003] sind weitere Gründe für vermehrte Nutzung der Gasturbinentechnik gelistet:

- gute Verfügbarkeit bei moderaten Preisen
- geringe Emissionen
- hohe Flexibilität beim Einsatz
- geringer Personalbedarf
- geringe Investitionskosten

Gasturbinen arbeiten nach dem Strömungsprinzip und werden zur Klasse der Verbrennungskraftmaschinen gezählt. Die damit mit Otto- und Dieselmotoren vergleichbaren Anlagen verbinden somit die Vorteile vom Strömungsmaschinen mit denjenigen von Maschinen mit innerer Verbrennung [Menny, 2003]. Bei der Anwendung von Gasturbinen kann man grundlegend zwischen ortsfesten Anlagen und ortsbeweglichen Anlagen unterscheiden [Bohl und Elmendorf, 2008]. Die Bezeichnung der Gasturbine leitet sich dabei nicht von der Verwendung eines gasförmigen Brennstoffes ab, dieser kann nämlich gasförmig, flüssig oder sogar fest sein, sondern vom gasförmigen Arbeitsmedium (Luft und Rauchgas) [Zahoransky, 2010]. Als bevorzugte Bauform hat sich bei Gasturbinenanlagen zur Stromerzeugung die als sogenannte Einwellenmaschine bezeichnete Ausführung bewährt [Strauß, 2009]. Die Anwendung der Gasturbinen ist vielfältig und geht von der einfachen Gasturbinenanlage über Luftspeicherkraftwerke, Anlagen zur Stromerzeugung in Industriebetrieben bzw. zur Notstromerzeugung bis hin zum kombinierten Betrieb in einer GuD-Anlage in verschiedenster Ausführungsform sowie der gemeinsamen Erzeugung von Kraft und Wärme. Weitere Anwendung findet die Gasturbine als Antrieb für Flugzeuge und Schiffe. Üblicherweise dienen Gasturbinenanlagen in der Stromerzeugung zur Spitzenlastabdeckung, in Regionen mit hoher Öl- und Erdgasförderung werden diese Anlagen auch zur Deckung der Grundlast verwendet [Zahoransky, 2007].

In diesem Abschnitt sollen die thermodynamischen Grundlagen zum Verständnis der Anwendung der Gasturbinen in der Kraftwerkstechnik gelegt werden und die heutigen Hauptanwendungen zur Stromerzeugung kurz erläutert werden.

3.11.1 Einteilung von Gasturbinenkraftwerken

Grundlegend werden nach dem Weg des Arbeitsmedium zwei wesentliche Ausführungsformen des Gasturbinen-Prozesses unterschieden:

- Anlagen mit offenem Kreislauf: In der einfachsten Ausführungsform ist sie nur aus Verdichter, Brennkammer und Turbine aufgebaut. Bei dieser Prozessvariante wird die Verbrennungsluft aus

¹„Diese werden abgekürzt mit Gasturbinen bezeichnet, obwohl es ein Kraftwerk mit Verdichter, Brennkammer, Turbine

der Umgebung entnommen und später in Form der Verbrennungsabgase wieder der Umgebung zugeführt, aufgrund dessen ist keine Wärmesenke in Form eines Kondensators oder Wärmetauschers notwendig. Bei dieser Variante des Gasturbinenprozesses kommt es zu einer Veränderung des Kreislaufmediums hinsichtlich seiner chemischen Eigenschaften während des Prozesses [Hala, 2012]. Da diese Variante in den meisten Gasturbinenkraftwerken angewendet wird, werden die Grundlagen dieser Anlagenvariante in Abschnitt 3.11.2 kurz diskutiert.

- Gasturbinenanlagen mit geschlossenem Kreislauf: Wie aus Gleichung 3.30 zu entnehmen ist, sind das Druckverhältnis π und der Isotropenexponenten κ des Arbeitsfluides entscheidend für den thermischen Wirkungsgrad. Bei der Verwendung von Edelgasen (Helium) sind Spitzenwerte von $\kappa \approx 1,67$ zu erreichen. Dabei muss die Hitze indirekt über Wärmetauscher auf das Arbeitsmedium übertragen werden, da sonst das Arbeitsmedium durch die interne Verbrennung mit den Rauchgasen verdünnt werden würde. Im Vergleich zum offenen Prozess kommt es zu keiner Veränderung der chemischen Eigenschaften des Kreislaufmediums. Die Wahl eines geschlossenen Kreislaufes bringt in gewissen Bereichen mehr Flexibilität, dies wären zum Beispiel die freie Wahl des Arbeitsmediums und des Druckniveaus. Nach [Strauß, 2009] sind 10 bar vor dem Verdichter und 40 bis 50 bar vor der Turbine übliche Arbeitsdrücke bei geschlossenen Anlagen, diese liegen damit höher als bei offenen Prozessen, welches sich in kleineren Anlagenabmessungen bei vergleichbaren Wirkungsgraden auswirkt. Weiters können auch Festbrennstoffe und Kernenergie als Energielieferant dienen [Zahoransky, 2007]. Vom apparativen Aufbau unterscheidet sich eine Anlage mit geschlossenem Kreislauf nur durch die beiden Wärmetauscher zur Erhitzung des Arbeitsmediums bzw. dem Rückkühler (Wärmesenke) von Anlagen mit offenem Kreislauf. Auf Grund der deutlich höheren Investitionskosten sind diese Anlagen meist nur durch einen wirtschaftlichen KWK-Betrieb rentabel.

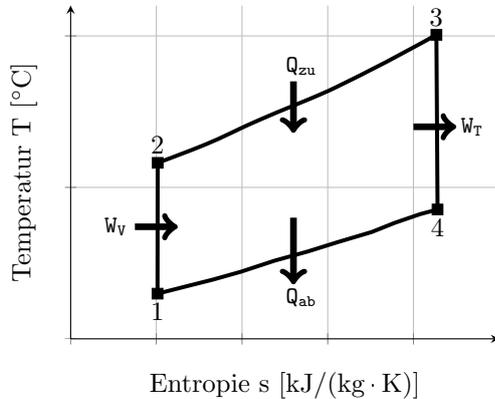
Eine Einteilung nach der Leistung der Gasturbinen erfolgt in Großgasturbinen in schwerer Ausführung (Heavy Duty Gas Turbines), triebwerksabgeleitete Gasturbinen (Aeroderivative Gas Turbines), Industriegasturbinen (Industrial Gas Turbines) und Mikrogasturbinen (Micro Gas Turbines). Im weiteren beschränken sich die Ausführungen dieser Arbeit, auf Basis der Relevanz im Bereich der Elektrizitätserzeugung, fast ausschließlich auf die Großgasturbinen-Anlagen mit offenem Kreislauf.

3.11.2 Thermodynamische Grundlagen des Gasturbinen-Prozesses

Der Gasturbinenprozess gehört im Vergleich zum Dampfkraftprozess zur Klasse der Kreisprozesse mit homogenen Medien, d.h. der Wärmeträger wechselt nicht seinen Aggregatzustand. Die Idealisierung des einfachen offenen Gasturbinenprozesses, wie er praktisch u. a. in Strahltriebwerken von Flugzeugen oder

und gegebenenfalls Luftvorwärmer ist.“ nach [Zahoransky, 2007]

auch in Spitzenlastkraftwerken Anwendung findet, nennt sich Joule¹-Prozess (in amerikanischer Literatur oft als Brayton-Prozess bezeichnet). Dieser Kreisprozess, welcher aus zwei Isentropen (reversibel adiabatisch = isentrop) bei der Verdichtung und Expansion, sowie aus zwei Isobaren bei der Wärmezu- und -abfuhr besteht und mechanische Energie (Wellenleistung) bzw. Schubkraft (bei Lufttriebwerken) bereitstellt, ist in Abbildung 3.18 in einem T-s-Diagramm dargestellt.



Die einzelnen Prozessschritte des Joule-Brayton-Vergleichsprozesses, welche den verlustfreien Idealfall darstellen, sind:

- 1 → 2: Isentrope Verdichtung von p_1 auf p_2
- 2 → 3: Isobare Wärmezufuhr in der Brennkammer
- 3 → 4: Isentrope Entspannung von p_3 auf p_4
- 4 → 1: Isobare Wärmeabgabe an die Umgebung

Abbildung 3.18: T-s-Diagramm einer einfach geschalteten Gasturbinenanlage

Die praktische Ausführung des offenen Gasturbinenprozesses in einer kraftwerkstechnischen Anwendung ist in Form eines Schaltbildes in Abbildung 3.19 illustriert.

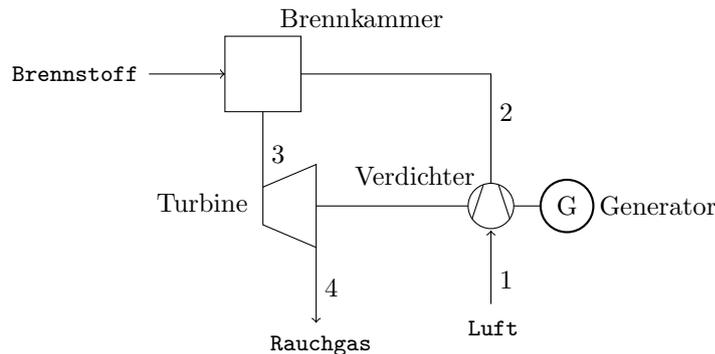


Abbildung 3.19: Schaltbild einer einfachen Gasturbinenanlage in Einwellen-Ausführung

Die technische Umsetzung dieses Prozesses ist genauso, wie beim Clausius-Rankine-Kreisprozess mit Irreversibilitäten behaftet [Strauß, 2009]. Der dargestellte, einfache Gasturbinenprozess lässt sich durch eine optimierte Prozessführung (Abgaswärmetauscher, Zwischenkühlung und Zwischenüberhitzung) thermodynamisch verbessern, worauf im Abschnitt 3.11.2.2 näher eingegangen wird.

3.11.2.1 Thermischer Wirkungsgrad und Arbeit des Joule-Prozesses. Den thermische Wirkungsgrad des offenen Gasturbinenkreisprozesses erhält man nach Gleichung 3.29.

$$\eta_{\text{th,GT}} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{|w_N|}{q_{\text{zu}}} = 1 - \frac{|q_{\text{ab}}|}{q_{\text{zu}}} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (3.29)$$

Unter Berücksichtigung der zu- bzw. abgeführten Wärmemengen (siehe dazu Abbildung 3.19) und der Annahme gleicher spezifischer Wärmekapazitäten für Abgabe bzw. Aufnahme der Wärme kann Gleichung 3.29 erweitert werden. Des Weiteren können die isentropen Zustandsänderungen der Verdichtung und Entspannung durch die korrespondierenden Drücke ersetzt werden. Bei der Verwendung gleicher

¹nach dem englischen Physiker J.P. Joule (1818 - 1889)

$\eta_{th,GT}$...	thermischer Wirkungsgrad des GT-Prozesses	[-]
w_N	...	aus dem Prozess entnehmbare Nutzarbeit	[kJ/kg]
q_{zu}	...	pro Masseneinheit des Arbeitsmediums zugeführte Wärmemenge	[kJ/kg]
q_{ab}	...	pro Masseneinheit des Arbeitsmediums abgeführte Wärmemenge	[kJ/kg]
h_1	...	Enthalpie vor dem Verdichter	[kJ/kg]
h_2	...	Enthalpie nach dem Verdichtung	[kJ/kg]
h_3	...	Enthalpie vor dem Turbineneintritt	[kJ/kg]
h_4	...	Enthalpie des Abgasstromes	[kJ/kg]
T_1	...	Temperatur vor dem Verdichter	[K]
T_2	...	Temperatur nach dem Verdichter	[K]
T_3	...	Turbineneintrittstemperatur	[K]
T_4	...	Abgastemperatur	[K]

Isotropenexponenten κ für Kompression und Expansion erhält man den thermischen Wirkungsgrad des idealisierten, einfachen Gasturbinenprozesses nach folgender Gleichung:

$$\eta_{th,GT} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (3.30)$$

p_1	...	Druck am Verdichtereingang	[bar]
p_2	...	Druck am Verdichterausgang	[bar]
κ	...	Isotropenexponent	[-]
Π	...	Verdichterdruckverhältnis	[-]

Aus den obigen Ausführungen wird deutlich, dass der thermische Wirkungsgrad des offenen, idealen Gasturbinenkreisprozesses nur vom Druckverhältnis π und dem für das Arbeitsmedium spezifischen Isotropenexponenten κ abhängig ist. Die Turbineneintrittstemperatur T_3 hat somit (im Vergleich zur praktischen Anwendung) keinen Einfluss auf den thermischen Wirkungsgrad des idealisierten Prozesses. Abbildung 3.20 zeigt die Abhängigkeit des Wirkungsgrades des Joule-Prozesses vom Druckverhältnis nach [Bohl und Elmendorf, 2008].

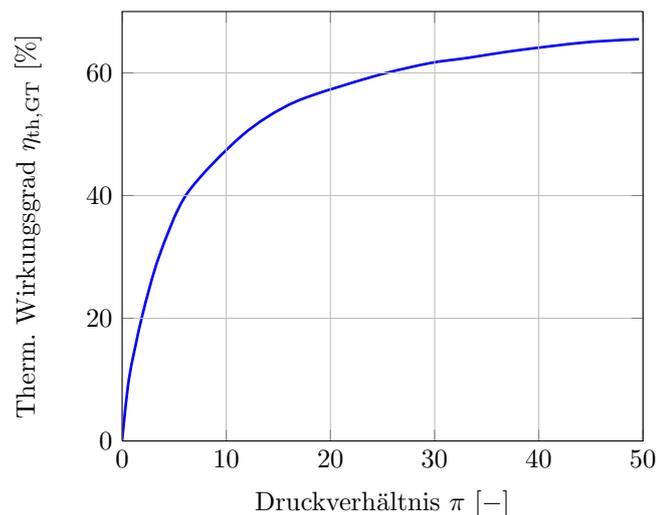


Abbildung 3.20: Abhängigkeit des Wirkungsgrades des Joule-Prozesses vom Druckverhältnis

Der begrenzende Faktor des Wirkungsgrades einer realen Gasturbinenanlage ist die Turbineneintrittstemperatur, welche durch die verwendeten Werkstoffe vorgegeben ist [Boyce, 1999]. Des Weiteren haben auch die Umgebungsbedingungen einen starken Einfluss auf den Wirkungsgrad der Anlage [Zahoransky, 2007]. Aufgrund von Irreversibilitäten bei der Umsetzung des Joule-Prozesses liegen die praktisch erreichbaren Wirkungsgrade zum Teil deutlich unter denjenigen des idealisierten Vergleichsprozesses. Einfache Gastur-

binenanlagen erreichen el. Wirkungsgrade um die 30 % [Strauß, 2009].

Die entnehmbare spezifische Nutzarbeit der Gasturbinenanlage ergibt sich nach Gleichung 3.31 zu:

$$w_N = w_T - w_V = q_{zu} - q_{ab} \quad (3.31)$$

w_N	...	spezifische Nutzarbeit der Gasturbinenanlage	[kJ/kg]
w_T	...	spezifische, isentrope Verdichterarbeit	[kJ/kg]
w_V	...	spezifische Arbeit der Turbine	[kJ/kg]

Für überschlagsmäßige Berechnungen wird dabei ein konstanter Massenstrom über Verdichter und Turbine angenommen, was nicht der Realität entspricht, da der Luftmassenstrom durch den Verdichter tritt und in weiterer Folge die Rauchgase in der Turbine entspannt werden.

3.11.2.2 Verbesserungsmöglichkeiten der einfachen Gasturbinenanlagen. Ziel der Modifizierung des einfachen Gasturbinenprozesses sind thermodynamische Verbesserungen wie z.B. Steigerung des Wirkungsgrades, Erhöhung der spezifischen Nutzarbeit aber auch die Optimierung zur Anwendung in einem Kombiprozess bzw. für die KWK. Neben der Erhöhung des Druckverhältnisses nach Gleichung 3.29 stehen noch weitere Möglichkeiten zur Erhöhung des Wirkungsgrades zur Verfügung. Dies sind im Speziellen [Strauß, 2009]:

- **Innerer Wärmetausch:** Hierbei wird die Verbesserung des Wirkungsgrades, ähnlich wie beim Dampfkraftprozess, auf Basis eines regenerativen Wärmetausches angestrebt. Die Zykluseffektivität wird dabei durch die Einsparung von Treibstoff erreicht [Boyce, 1999]. Durch eine Vorwärmung der Verbrennungsluft durch Nutzung der fühlbaren Wärme der Abgase wird die Wärmezufuhr in einen Bereich höherer und die -abfuhr in einen Bereich niedrigerer Temperatur verschoben. Der Wirkungsgrad einer Anlage mit innerem Wärmetausch nimmt bei festgehaltenen Temperaturen mit dem Druckverhältnis ab, sodass die Modifikation einer einfachen Gasturbinenanlage nach dem Joule-Prozess nur bei kleinen Druckverhältnissen und niedrigen Turbineneintrittstemperaturen sinnvoll ist.
- **Zwischenkühlung und Zwischenüberhitzung (Reheat):** Dabei erfährt das Arbeitsmedium zwischen jeder Verdichterstufe eine Kühlung sowie eine Überhitzung, ähnlich einer Dampfkraftanlage, zwischen den einzelnen Turbinen. Durch diese Prozessführung erfolgt eine Annäherung an die isotherme Kompression und Expansion mit dem Ziel der Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades. Der ideale Vergleichsprozess für den um Zwischenkühl- und Zwischenüberhitzungsstufen erweiterten einfachen Gasturbinenprozess wird als Ericsson-Prozess¹ bezeichnet, oft auch Ackeret-Keller-Prozess genannt. In der Praxis werden diese Bedingungen jedoch nur näherungsweise erreicht aus diesem Grund kommt dem Ericsson-Prozess nur theoretische Bedeutung zu. Nach [Menny, 2003] kommt diese Prozessvariante mit Zwischenkühlung und -überhitzung nur bei Gasturbinenanlagen mit geschlossenen Kreisläufen zur Anwendung, da bei offenen Gasturbinenanlagen die Modifizierung in einem kombinierten Prozess oft die wirtschaftlichere Alternative darstellt.

3.11.2.3 Reale Gasturbinenprozesse. Die Zustandsänderungen des Kreisprozesses einer praktischen Gasturbinenanlage unterscheiden sich von dem in Abschnitt 3.11.2 beschriebenen Joule-Kreisprozess (Idealisierung) der einfachen Gasturbinenanlage. Die realen Gasturbinenprozesse sind allesamt verlustbehaftet, wobei die wichtigsten Verluste nachfolgend aufgezählt sind:

- Zustandsänderungen in Verdichter und Turbine sind nicht isentrop sondern polytrop

¹nach John Ericsson, einem schwedischen Ingenieur (1803 - 1889)

- Druckverluste in Strömungskanälen (Ansaugverluste, Druckverluste in der Brennkammer und Auspuffdruckverluste)
- Verluste der kin. Energie durch Abströmung
- Wärmeverluste in der Brennkammer und unvollständige Verbrennung
- Verluste durch Schaufelkühlung

Die Unterschiede eines realen Gasturbinenprozesses zum Idealprozess wird im Folgenden am Beispiel des einfachen offenen Prozesses aufgezeigt. Dabei stellt Abbildung 3.21 die Abweichungen des realen vom idealen Gasturbinenprozess nach dem Joule-Kreisprozess dar [Menny, 2003].

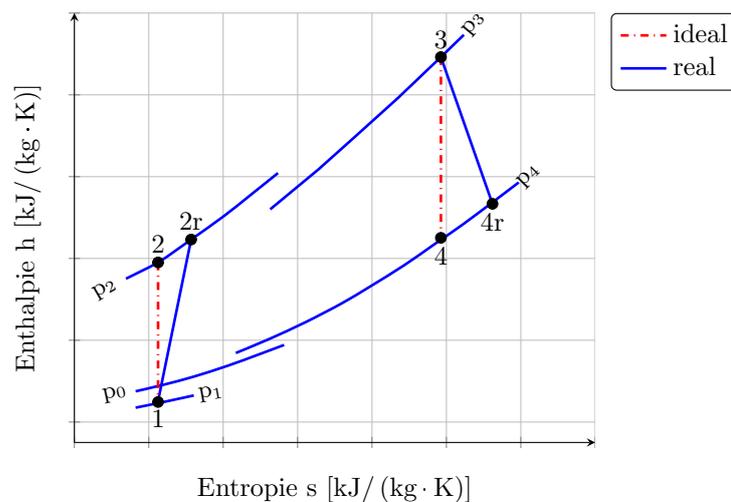


Abbildung 3.21: Reale Zustandsänderungen des einfachen Gasturbinenprozesses

Als Folge dieser Verluste ergeben sich für den Prozess eine geringere Turbinenleistung sowie eine höhere Verdichterleistung, was zu einer reduzierten Nutzleistung und dadurch zu einem verminderten thermischen Wirkungsgrad führt.

3.11.3 Vergleich GT und DKW

In der nachfolgenden Diskussion sollen die wichtigsten Vor- und Nachteile von Gasturbinenkraftwerken im Vergleich mit Kraftwerksanlagen auf Basis von Dampfturbinen kurz erörtert werden [Kehlhofer u. a., 1992].

Vorteile:

- Kurze Lieferzeit
- Geringer Platzbedarf
- Niedrige Anlagenkosten
- Kurze Anfahrtzeit
- Kein Kühlwasserbedarf
- Geringer Eigenbedarf
- Einfache Bedienung
- Geringer Personalbedarf

Nachteile:

- Erfordernis hochwertiger Brennstoffe
- Begrenzte Wirkungsgrade
- Begrenzte Lebensdauer der heißgasbeaufschlagten Teile
- Emissionen
- Leistungen deutlich geringen als bei DKW
- Höherer Wirkungsgradabfall in Teillast

3.11.4 Hauptbestandteile eines Gasturbinenkraftwerks

Im Folgenden sollen die Hauptbestandteile eines Gasturbinenkraftwerkes anhand der einfachsten Ausführungsform kurz beschrieben werden. Diese ist aus den gelisteten Komponenten aufgebaut:

- Luftverdichter (Turboverdichter)
- Brennkammer
- Gasturbine
- Generator

Neben diesen Hauptkomponenten wird die Anlage durch verschiedenste Zusatzsysteme vervollständigt. So kommt dem *Ansaugsystem* hohe Bedeutung zu, da es durch den Einsatz von Filtermedien den Verdichter vor Verschmutzungen schützt. Weiters kann das Ansaugsystem Einrichtungen zur Leistungssteigerung (*fogging, wet-compression,...*) beinhalten. Zur Erhöhung der Anlagenflexibilität (Verbesserte Anfahrtdynamik) werden Absperrklappen angebracht, welche das Auskühlen der Anlagenteile vermindern [Lechner und Seume, 2009]. Ähnliche Systeme werden auch im *Abgassystem* zur Reduktion der Wärmeverluste angebracht. Bei den heutzutage üblichen Ausführungen im gehobenen Leistungsbereich über 50 MW werden Gasturbine und Generator fast ausschließlich als Einwellenmaschine aufgebaut [Crastan, 2012]. Dies bedeutet für den Betrieb der Anlage, dass die Drehzahl von Verdichter und Turbine gleich ist. Soll eine Luftvorwärmung durch die Verbrennungsabgase erfolgen, wird die Anlage um einen Wärmetauscher erweitert. Tabelle 3.10 gibt einen Überblick über die technischen Kennwerte stationärer Gasturbinen (in Anlehnung an [Zahoransky, 2010]).

Elektrische Leistung	$1 \text{ MW} < P_{el} < \text{ca. } 375 \text{ MW}$
Brennstoffe	Erdgas, Öl
Arbeitsfluid	Luft/Rauchgas
Turbineneintrittszustand	$1000 \text{ °C} < T_3 < 1250 \text{ °C}$; $10 \text{ bar} < p_3 < 32 \text{ bar}$
Turbinenaustrittszustand	$450 \text{ °C} < T_4 < 630 \text{ °C}$; $p_4 = p_{atm.}$
Zwischenüberhitzung	bei einer großen Gasturbine angewandt
Zwischenkühlung	Teilweise bei Jet-Gasturbinen angewandt
Luftvorwärmung	bei kleinen Gasturbinen noch angewendet
Brennkammer	Silo- oder Ring-Brennkammer
Turbine	Mehrstufige axiale Turbine in einem Gehäuse, Drehzahl: 50 Hz (Europa) bzw. 60 Hz (USA), (einstufig bei kleinen Gasturbinen)
Verdichter	Mehrstufiger axialer Turboverdichter, (einstufig bei kleinen Gasturbinen)
Getriebe	bei Gasturbinen kleiner und mittlerer Leistung
Generator	Synchrongenerator
Wärmesenke	Atmosphäre
Rauchgasreinigung	keine (brennkammerinterne Schadstoffminimierung)
Optionale Ausstattung	Abhitzekessel für nachgeschalteten Dampfprozess, zur Fernwärme- und Prozessdampferzeugung oder zur Leistungserhöhung (STIG-Prozess)

Tabelle 3.10: Technische Daten stationärer Gasturbinen-Anlagen

Der Auswahl der Werkstoffe für die Elemente des Heißgastemperaturbereiches (Schaufeln und Brennkammerwände) kommt aufgrund der enormen Belastungen große Bedeutung zu. Vor allem die Laufschaufeln sind durch die hohen Fliehkräfte bzw. Biegekräfte durch die Umlenkung stark belastet. Wärmespannungen, hervorgerufen durch transiente Vorgänge sowie Vibrationen, führen zu Erscheinungen der Werkstoffermüdung. Nach [Dolezal, 2001] stellt die Wahl der Werkstoffe einen Kompromiss zwischen Zeitstandfestigkeit und Anfälligkeit gegenüber Korrosion dar. Einfluss auf die Beständigkeit der Werkstoffe haben u.a. die Legierungszusammensetzung (hauptsächlich: Ni, Co, Cr, Mo, W, Ti und Al) und das Gefüge. Alternative Werkstoffe (Keramiken, keramische Faserverbundstoffe und faserverstärkte Nickelaluminide) weisen wesentlich bessere Temperaturkapazitäten auf und stellen deshalb einen Kernpunkt der Weiterentwicklung dar [Rüggeberg u. a., 2007].

3.11.4.1 Verdichter. Die Aufgabe eines Verdichters ist die Übertragung von Druckenergie auf das Arbeitsfluid. Für Gasturbinenanlagen im gehobenen Leistungsbereich haben sich folgende Verdichtertypen energiewirtschaftlich bewährt:

- Radialverdichter
- Axialverdichter

Wobei die axiale Ausführungsform in der Praxis häufiger anzutreffen ist. Nach [Strauß, 2009] sind 10 bis 15 Verdichterstufen bei Gasturbinenanlagen der 150 MW-Klasse mit Druckverhältnissen pro Stufe von 1,2 bis 1,6 üblich. Die Anzahl der Verdichterstufen ist im Vergleich zu der Stufenanzahl der Turbinen viel größer, da aufgrund der Gefahr der Stromablösung bei der Verdichtung die Druckerhöhung in jeder Stufe klein gehalten werden muss [Dolezal, 2001]. Die isentropen Wirkungsgrade steigen prinzipiell mit der Baugröße an, die obere Grenze liegt nach [Grote und Feldhusen, 2011] bei 87 bis 92 % für Axialstufen sowie 78 bis 85 % bei Radialstufen. Die Leistungsregulierung der Gasturbinenanlagen kann u.a. durch die Manipulation des Luftmassenstromes über verstellbare Verdichterleitschaufeln oder über eine Temperaturänderung der angesaugten Luft erfolgen. Zukünftige Forschungs- und Entwicklungsanstrengungen sind unter anderem zur Verbesserung der Effizienz, Zuverlässigkeit und Flexibilität des Verdichters zu tätigen [Rüggeberg u. a., 2007].

3.11.4.1.1 Wirkungsgrad und Leistungsbedarf des Verdichters. Bei der Verdichtung handelt es sich um eine adiabate quasistationäre Zustandsänderung, welche unter Berücksichtigung der Verluste über einen isentropen Wirkungsgrad nach Gleichung 3.32 beschrieben werden kann [Lechner und Seume, 2009].

$$\eta_{s,V} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} < 1 \quad (3.32)$$

Δh	...	Enthalpiedifferenz zw. Anfangszustand und tatsächlich erreichtem Endzustand	[kJ/kg]
Δh_{is}	...	Enthalpiediff. zw. Anfangs- u. Endzustand bei verlustloser, isentroper Zustandsänderung	[kJ/kg]

Der Leistungsbedarf des Verdichters wird nach [Dolezal, 2001] durch Gleichung 3.33 bestimmt.

$$P_V = c_{pL} \cdot (T_2 - T_1) \cdot \dot{m}_L = (h_2 - h_1) \cdot \dot{m}_L \quad (3.33)$$

P_V	...	Leistungsbedarf des Verdichters	[kJ/s]
c_{pL}	...	Spezifische isobare Wärmekapazität der Luft	[kJ/(kg · K)]

Der Leistungsbedarf des Verdichters mindert die von der Turbine abgegebene Leistung um bis zu 2/3. Dieser hohe Bedarf an Kompressionsleistung folgt aus der hohen Kompressibilität der Luft. Im Vergleich dazu liegt der Eigenbedarf der Speisepumpe bei Dampfkraftwerken im Bereich von 3 bis 4 % der Nennleistung [Müller, 2001].

3.11.4.2 Brennkammer (combustor). In der Brennkammer wird die Temperatur der verdichteten Luft des Kompressors angehoben und in weiterer Folge der Turbine zugeführt. Das grundsätzliche Anforderungsprofil einer Brennkammer für einen Gasturbinenprozess wird u.a. nach [Zahoransky, 2007] folgendermaßen angegeben:

- Vollständige, stabile und schadstoffarme Verbrennung

- Stationäre (räumlich und zeitlich) Austrittstemperaturen (Turbineneintritt)
- Hohe Lebensdauer

Ein Maß für die Güte des Ausbrandes in der Brennkammer ist der Brennkammerwirkungsgrad, welcher nach Gleichung 3.34 berechnet wird [Braeunling, 2009].

$$\eta_{\text{BK}} = \frac{\dot{m}_{\text{B,theo.}}}{\dot{m}_{\text{B,real}}} \quad (3.34)$$

η_{BK}	...	Brennkammerwirkungsgrad	[-]
$\dot{m}_{\text{B,theo.}}$...	Theoretischer Brennstoffmassenstrom zum Erreichen eines best. ΔT	[kg/s]
$\dot{m}_{\text{B,real}}$...	Tatsächlicher Brennstoffmassenstrom zum Erreichen eines best. ΔT	[kg/s]

Nach [Bohl und Elmendorf, 1994] liegen die Werte des Brennkammerwirkungsgrades zwischen 0,94 und 0,98. Ein weiterer üblicher Kennwert für Brennkammern von Gasturbinen stellt die spezifische Brennkammerbelastung nach Gleichung 3.35 dar.

$$q_{\text{BK}} = \frac{\dot{m}_{\text{B}} \cdot H_{\text{u}}}{V_{\text{BK}} \cdot p_{\text{BK}}} \quad (3.35)$$

q_{BK}	...	spez. Brennkammerbelastung	[MW/(m ³ · bar)]
\dot{m}_{B}	...	Brennstoffmassenstrom	[kg/s]
H_{u}	...	Heizwert des Brennstoffes	[MJ/(kg · s)]
V_{BK}	...	Brennkammervolumen	[m ³]
p_{BK}	...	Druck in der Brennkammer	[bar]

Im Laufe der Entwicklung haben sich verschiedene Brennkammertypen herausgebildet, wobei sich die unterschiedlichen Konstruktionen hauptsächlich durch die Anordnung der Brennkammern in der Gasturbine unterscheiden. Dies sind nach [Boyce, 1999] folgende Hauptkategorien:

- Seitliche Brennkammern (röhrenförmig)
- Ringförmig angeordnete Einzelbrennkammern (can-annular combustor)
- Kreisförmige Brennkammern

Nach [Boyce, 1999] werden in großen Industriegasturbinen europäischer Bauweise seitliche Brennkammern bevorzugt verbaut. Weiters können die, in den Brennkammern verwendeten Brenner in folgende Klassen eingeteilt werden [Dolezal, 2001]:

- Vormischbrenner: Dieser Brennertyp erlaubt die stabile Verbrennung homogener Luft/Brennstoff-Gemische aus gasförmigen Brennstoffen unter hohem Luftüberschuss und damit niedrigeren Verbrennungstemperaturen. Damit sind niedrige thermische NO_x-Bildungsraten bzw. ein guter CO-Ausbrand zu erzielen.
- Diffusionsbrenner: Die Verbrennung von flüssigen Brennstoffen mit Primärluft, welche zuvor zerstäubt und verdampft wurden, erfolgt aus Stabilitätsgründen mit geringerem Luftüberschuss ($\lambda \approx 1,2$ bis $1,5$), folglich ergeben sich heißere Flammen von etwa 2000 °C. Die Kühlung auf die zulässigen Turbineneintrittstemperaturen erfolgt mittels Sekundärluft.
- Hybridbrenner: Dieser Brenner kann sowohl als Vormischbrenner zur Feuerung von Gasen als auch zur Ölverbrennung mittels Diffusionsbrenner verwendet werden (dual fuel).

Hinsichtlich der geänderten energiewirtschaftlichen und klimapolitischen Rahmenbedingungen der Erzeugung el. Energie sind die erhöhten Anforderungen an Brennstoffspezifikation, höhere Temperaturniveaus, Schadstoffminimierung sowie die optimierte Verbrennung im Teillastbetrieb zu berücksichtigen [Rüggeberg u. a., 2007].

3.11.4.3 Turbine. Wie bei den Verdichtern gibt es zwei verschiedene Turbinentypen:

- Axial durchströmte Turbinen
- Radial durchströmte Turbinen

Wobei nach [Boyce, 1999] mehr als 80% aller Turbinen (vor allem im gehobenen Leistungsbereich) dem Typ der axial durchströmten Turbinen angehören. Die vorherige Klassifizierung kann um die Gruppen der Impuls- bzw. Reaktionsturbine erweitert werden. Tabelle 3.11 zeigt den Vergleich verschiedener Kennwerte von Gas- und Dampfturbinen [Bohl und Elmendorf, 2008].

Kennwert	Gasturbine	Dampfturbine
Druck des Arbeitsmediums	< 25 bar	< 250 bar
Temperatur des Arbeitsmediums	< 1200 °C	< 550 °C
Austrittsdruck	≥ 1 bar	> 0,02 bar
Endtemperatur	> 400 °C	> 20 °C
Wärmegefälle	500 kJ/kg	1500 kJ/kg
Stufenanzahl	4 bis 8	20 bis 40

Tabelle 3.11: Richtwerte zum Vergleich: Gasturbine - Dampfturbine

Die hohen Arbeitsdrücke bei Dampfturbinen haben dickwandige Gehäuse zur Folge, was im Vergleich zu den Gasturbinen zu Limitierungen der instationären Vorgänge führt. Die Turbine der Gasturbinenanlage wird mit den heißen Verbrennungsprodukten der Brennkammer beaufschlagt. Dabei sind die Laufschaufeln durch die hohen Temperaturen, sowie den Flieh- und Strömungskräfte starken Belastungen ausgesetzt. Um die Beständigkeit bei Temperaturen über 800 °C sicher zu stellen, sind besondere Maßnahmen zur aktiven Schaufelkühlung notwendig [Strauß, 2009]. Diese Kühlluftströme führen zu einer Wirkungsgradverringerng, weswegen weitere Entwicklungen zum Ersatz bzw. der Beschichtung dieser metallurgischen Werkstoffe durch Materialien auf keramischer Basis laufen. Derzeitige Entwicklungen führen zu Turbineneintrittstemperaturen (TET) im Bereich von 1500 °C [Vogeler, 2011].

3.11.4.3.1 Wirkungsgrad und Leistung der Turbine. Die Leistung der Turbine P_T einer Gasturbinenanlage errechnet sich nach Gleichung 3.36.

$$P_T = c_{p,AG} \cdot (T_3 - T_4) \cdot \dot{m}_{AG} \quad (3.36)$$

P_T	...	Turbinenleistung	[MW]
$c_{p,AG}$...	Isobare Wärmekapazität des Abgases	[MJ/(kg · K)]
T_3	...	Turbineneintrittstemperatur	[K]
T_4	...	Turbinenaustrittstemperatur	[K]
\dot{m}_{AG}	...	Abgasmassenstrom durch die Turbine	[kg/s]

Der isentrope Wirkungsgrad der Expansion $\eta_{s,T}$ ergibt sich analog der Verdichtung nach Gleichung 3.37.

$$\eta_{s,T} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{is}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4,s}} \quad (3.37)$$

Δh	...	Verlustbehaftete Enthalpiedifferenz	[kJ/kg]
Δh_{is}	...	Isentrope Enthalpiedifferenz	[kJ/kg]

Die Performanz (Wirkungsgrad und Leistung) einer Gasturbinenanlage unterliegt sehr stark den Umgebungsbedingungen. Im Vergleich zu einem Dampfkraftwerk haben diese wesentlich höheren Einfluss, so besteht ein direkter Zusammenhang zwischen Umgebungstemperatur, -druck bzw. Luftfeuchtigkeit und Wirkungsgrad sowie Leistung der Gasturbineneinheit [Karl, 2012].

3.11.5 Leistung und Wirkungsgrad der Gasturbinenanlage

Die Nutzleistung der Gasturbinenanlage P_{GT} (entspricht P_K) ergibt sich aus der Differenz der an der Turbine abgegebenen Leistung und der benötigten Verdichterleistung.

$$P_{GT} = P_T - P_V \quad (3.38)$$

Der Gesamtwirkungsgrad der Gasturbinenanlage (auch Kupplungswirkungsgrad genannt) kann nach [Bohl und Elmendorf, 1994] nach Gleichung 3.39 bestimmt werden.

$$\eta_{GT} = \frac{P_{GT}}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (3.39)$$

η_{GT}	...	Gasturbinen- bzw. Kupplungswirkungsgrad	[-]
P_{GT}	...	Nutzleistung an der Kupplung	[MW]
\dot{m}_B	...	Brennstoffmassenstrom	[kg/s]
H_u	...	Unterer Heizwert des Brennstoffes	[MJ/kg]

3.11.6 Regel- und Betriebskonzepte

Als Stellgröße zur Gasturbinenregelung dient der Brennstoffstrom. Da jedoch bei Einwellenanlagen bei konstanter Drehzahl der Luftstrom nur wenig variabel ist, sinkt die Heißgastemperatur und somit der Wirkungsgrad in Teillast stark ab. Bei der heute üblichen *Vorleitregelung* dient zudem der Anstellwinkel der Leitschaufeln am Verdichter als Hilfsstellgröße [Dolezal, 2001], womit der Luftstrom besser reguliert werden kann und somit die Turbineneintrittstemperatur auch in Teillast hochgehalten werden kann. Durch dieses Konzept kann der Wirkungsgradabfall in einem großen Teillastbereich verhindert werden und erst bei sehr niedrigen Teillasten vermindert sich die Temperatur [Karl, 2012]. Der Einfluss der Leitschaufelverstellung auf das Teillastverhalten von Gasturbinenanlagen ist in Abbildung 3.22 dargestellt, dabei sind als Vergleich der Volllastbetriebsfall sowie ein Teillastfall ohne verstellbare Leitschaufeln angegeben [Karl, 2012].

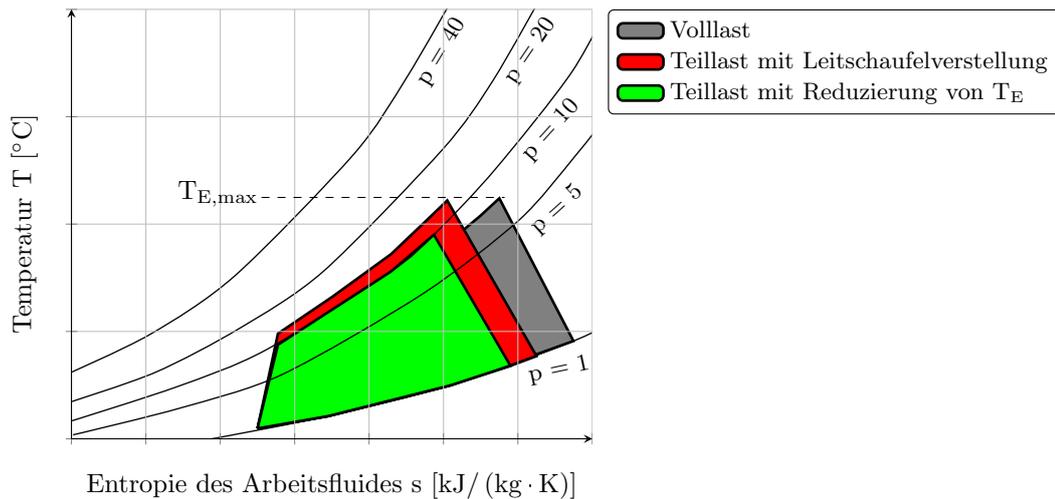


Abbildung 3.22: Teillastverhalten von offenen Gasturbinenanlagen mit verstellbaren Leitschaufeln

Gasturbinen mit sequentieller Verbrennung nach dem Prinzip der Zwischenüberhitzung zeigen besseres Teillastverhalten, im oberen Leistungsbereich ist der Wirkungsgradabfall vergleichsweise gering [Dolezal, 2001]. Bei Gasturbinen ist in allen Betriebsbereichen eine Belastung der Umwelt durch erhöhten Schadstoffausstoß über die Abgase zu vermeiden. Bei geringer Last sind dies typischerweise hohe Emissionen an Kohlenwasserstoffen (HC) und Kohlenmonoxid (CO), welche durch eine unvollständige Verbrennung entstehen. Dem gegenüber stehen erhöhte NO_x -Emissionen bei Volllastbedingungen [Boyce, 1999].

3.11.7 Methoden zur kurzzeitigen Leistungssteigerung von Gasturbinenkraftwerken

Gasturbinenanlagen weisen gerade bei hohen Umgebungstemperaturen ungünstige Leistungscharakteristiken auf. Durch Kühlung wird die Dichte der Ansaugluft erhöht, welches den Verdichtermassenstrom vergrößert und zu einer Leistungssteigerung führt. Kondensation der Luftfeuchtigkeit beschränkt die Abkühlung der Ansaugluft nach [Dolezal, 2001] auf ca. 6°C . Folgende Maßnahmen werden besonders bei Spitzenlastanlagen angewendet [Karl, 2012]:

- Kühlung der Ansaugluft durch Verdunstung („fogging“): In die Ansaugluft wird Wasser eingedüst, durch die Verdunstung kühlt sich die Luft ab.
- Indirekte Kühlung der Ansaugluft: Hierbei wird die Ansaugluft über einen Wärmetauscher bzw. einen Rieselfilmkühler abgekühlt. Im Vergleich zum Fogging kommt es dabei zu keinen Einschränkungen durch die Sättigung der Ansaugluft.
- Verdunstungskühlung im Verdichter - Nasskompression („evaporation cooling“ bzw. „wet-compression“): Dieser Prozess ist vergleichbar mit dem *Fogging*, mit dem Unterschied, dass die Beladung der Ansaugluft über die Sättigungsgrenze erfolgt. Der Überschuss an Flüssigkeit verdampft erst nach der Verdichtung und führt dabei zu einem weiteren Kühleffekt, ähnlich einer Zwischenkühlung. Aufgrund der zusätzlichen Belastung der Verdichterschaufeln und der Gefahr von Erosionsschäden ist diese Maßnahme nur für temporäre Leistungssteigerungen (bis zu 20 % [Lechner und Seume, 2009]) geeignet und keinesfalls für den Dauerbetrieb.

Eine weitere Möglichkeit der kurzzeitigen Leistungssteigerung einer GT-Anlage bietet die Eindüsung von Dampf in die Brennkammer, welche dann als *steam injected gas turbine* (STIG) bezeichnet wird. Bei dieser Variante sind kurzzeitige Leistungssteigerungen bis 50% möglich [Petchers, 2003]. Durch Abwärmenutzung wird Dampf generiert, welcher der Brennkammer zugeführt wird. Auf diese Weise wird der Turbinenmassenstrom erhöht ohne dabei den Verdichter im gleichen Maße zu belasten. Nebenbei

vermindert die Dampfeinspritzung die Primärzonentemperatur in der Brennkammer und reduziert somit die Bildung von thermischen Stickoxiden.

In vielen Fällen wird die Gasturbinenanlage, welche in geringer Bauzeit, billig errichtet werden kann, zu einem späteren Zeitpunkt zur Verbesserung der Performanz zu einer GuD-Anlage ausgebaut (phased construction) [Lechner und Seume, 2003].

3.11.8 Gasturbinen-Konzepte

Für den Einsatz von Gasturbinenanlagen in kraftwerkstechnischen Erzeugungsanlagen stehen unterschiedliche Konzepte zur Verfügung. Dabei stellen die klimatische Umgebungsbedingungen, Betreiberwünsche, behördliche Auflagen, Einsatzweise, Platzverhältnisse und Lieferzeit sowie das zur Verfügung stehende Kapital die wesentlichen Entscheidungsgrößen hinsichtlich der Ausführungsform der Anlage dar [Kehlhofer u. a., 1992]. Neben den üblichen Ausführungen des offenen und direkt gefeuerten Gasturbinenprozesses im „simple cycle“-Betrieb sind auch geschlossene Kreisprozesse, indirekt gefeuerte Prozesse mit rekuperativer oder regenerativer Wärmeübertragung möglich. Des Weiteren stehen Verfahren mit Dampfeinspeisung sowie mit zeitlich entkoppeltem Verdichter- und Turbinenbetrieb in praktischer Anwendung. Darüber hinaus haben Gasturbinen in Kombination mit anderen Kreisprozessen wirtschaftliche Bedeutung erlangt. Auf kombinierte Gasturbinen-Dampfkraftwerke wird im Speziellen in Abschnitt 3.12 eingegangen.

3.11.8.1 Gasturbine mit interner Abwärmenutzung. Diese Schaltungsvariante nutzt die Gasturbinenabgase über einen Abhitzeessel mit anschließender Einspeisung des Dampfes in die Gasturbine. Vorteilhaft kann dieser Prozess bei KWK-Betrieb angewendet werden, da je nach Bedarf 0 bis 100 % des Dampfes der Gasturbine zugeführt bzw. als Heizwärme ausgekoppelt werden kann. Diese Art der Dampfinjektion ist schon seit den 30er Jahren des vergangenen Jahrhunderts bekannt und wird als STIG-Prozess oder auch als *Cheng*¹-*cycle* bezeichnet. Nach [Strauß, 2009] könnte sich der STIG-Prozess zu einer Alternative zu den konventionellen GuD-Anlagen im kleinen Leistungsbereich (bis ca. 40 MW Leistung) entwickeln. Dabei ergeben sich gewisse Vorteile wie die Reduktion von Kosten aufgrund der Einsparung einer Dampfturbine, zusätzlich kann durch die Einspeisung von Dampf in die Gasturbine der Luftmassenstrom reduziert werden, welches geringere Antriebsleistungen des Verdichters zur Folge hat. Dadurch erhöht sich die Turbinenleistung und es sind Wirkungsgrade erreichbar, die nur um ca. 6% Punkte niedriger liegen als bei einer nichtbefeierten GuD-Anlage [Strauß, 2009]. Eine ähnliche Prozessvariante stellt der sogenannte „*Humid Air Turbine*“ (HAT)-Prozess dar, welcher zusätzlich zur Gasturbinenabwärme die Abwärme der Zwischenkühlung der Verbrennungsluft zwischen den Verdichterstufen zur Erzeugung von Dampf verwendet.

3.11.8.2 Druckluftspeicherkraftwerke (CAES). Bei Druckluftspeicherkraftwerken wird der konventionelle Gasturbinenprozess zeitlich entkoppelt um dabei überschüssige Energie (z.B. mit billigem Nachtstrom bzw. zukünftig mit Überschüssen aus der regenerativen Erzeugung) in Schwachlastzeiten als potentielle Energie durch komprimierte Luft einzuspeichern und bei hohem Bedarf frei zu geben. Die energieintensive Verdichtungsarbeit erfolgt dabei in Zeiten von Stromüberschüssen. Da die Arbeit zur Verdichtung bei konventionellen Gasturbinenanlagen die gewonnene Turbinenarbeit um ca. 60 % verringert, stehen bei dieser Variante in etwa das 2,5 fache an Leistung im Vergleich zum normalen Gasturbinenprozess zur Verfügung [Strauß, 2009]. Zur Zwischenspeicherung der Druckluft kommen hauptsächlich Kavernen (ausgelaugte Salzstöcke) oder poröse Gesteinsschichten in Frage. Die Ausspeicherung erfolgt in Spitzenlastzeiten über die Turbine der Gasturbineneinheit. Dieses Prinzip wird schon seit Jahrzehnten verfolgt und führte über die Weiterentwicklung der diabaten Speichern zum Konzept der adiabaten Druckluftspeicherkraftwerke, welche ohne die Verwendung von fossilen Brennstoffen auskommt. Dabei

¹Prof. Cheng wird in den USA als Erfinder dieser Prozessvariante angesehen [Zahoransky, 2010]

wird die bei der Kompression anfallende Wärme auf hohem Niveau in einem Hochtemperaturspeicher eingebunden und beim Expansionsprozess wieder genutzt, auf diese Weise sind Wirkungsgrade von ca. 70 % erreichbar [Zunft u. a., 2011]. Nach [Barnes und Levine, 2011] sind Druckluftspeicherkraftwerke aufgrund ihrer hohen Teillastwirkungsgrade sehr gut zum Ausgleich fluktuierender Einspeisung aus regenerativer Erzeugung geeignet. Das im Jahr 1978 in Huntorf bei Bremen (Deutschland) in Betrieb gegangene Druckluftspeicherkraftwerk besitzt einen 300 000 m³ großen Speicher, welcher ca. 700 Meter unter der Erdoberfläche liegt. Zur vollständigen Einspeicherung werden in etwa 8 Stunden benötigt, was einen Volllastbetrieb von 2 Stunden bei einer Gasturbinenleistung von 290 MW ermöglicht [Kalide, 2010]. Derzeit laufen aufgrund der Zielsetzung nach erhöhter Einspeisung regenerativer (fluktuierender) Energien und dem Bedarf effizienter Speichertechnologien nach [Brinkmeister u. a., 2012] auch Bestrebungen die oben genannte Technik auf GuD-Anlagen zu erweitern. Damit wären Speicherwirkungsgrade von über 80 % erreichbar, welche damit im Bereich von Pumpspeicherkraftwerken liegen würden.

3.11.9 GT-Anlagen zur Wärme-Kraft-Kopplung (KWK)

Neuere Gasturbinenanlagen liefern ein Turbinenabgas, welches eine Temperatur von etwa 500 bis 600 °C aufweist. Diese hohen Abgastemperaturen führen beim Verzicht der weiteren Nutzung zu sehr hohen Primärenergieverlusten. Abbildung 3.23 veranschaulicht diese Problematik anhand eines Energieflussdiagrammes [Steimle, 1995].

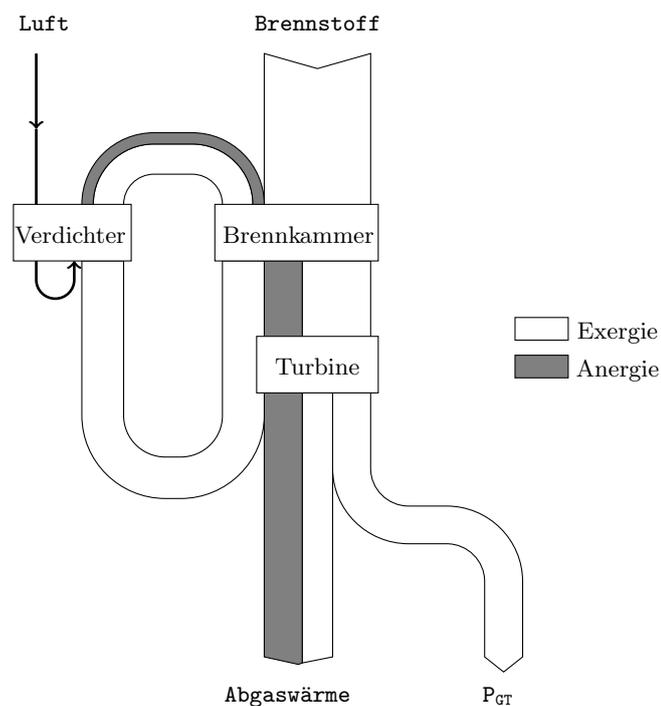


Abbildung 3.23: Energieflüsse des Gasturbinenprozesses

Dieses Temperaturniveau reicht aus um in einem nachfolgenden Abhitzekessel Heißwasser bzw. Dampf zu generieren. Weiters können auch Generatorkühlung und die Kühlung für die Lagerschmierung als Wärmequellen verwendet werden. Die hohen Abgastemperaturen erlauben sowohl die Auskopplung von Heißwasser mit Vorlauftemperaturen über 200 °C sowie die Produktion von Dampf bis zu 160 bar [Schauermann und Schmitz, 2010] und tragen somit zu einer deutlichen Steigerung der Primärenergieausnutzung bei. Dabei weisen Gasturbinenanlagen eine prinzipielle Eignung zur Wärmeauskopplung auf, aufgrund der Anwendung von Großanlagen zur Spitzenlastabdeckung (geringer Laufzeit) ist jedoch eine planbare bzw. zeitliche Kopplung mit dem Bedarf (z.B. Wärme zu Heizzwecken oder Prozessdampf) oft problema-

tisch. Bei Gasturbinen im „simple cycle“-Betrieb liegen die Stromkennzahlen typischerweise im Bereich von 0,3 bis 0,8 [Steimle, 1995]. Der *Cheng-cycle* ermöglicht durch eine variable interne Dampfnutzung in der Gasturbine eine Anpassung der Wärmeauskopplung an die Bedürfnisse der Verbraucher. Besteht kein Bedarf an Wärme, wird ein Großteil des im Abhitzedampferzeuger generierten Dampfes in die Gasturbine eingeschleust, womit Stromkennzahlen von bis zu 12 erreicht werden. Dadurch steigt die elektrische Leistung der Anlage und auch der elektrische Wirkungsgrad erhöht sich [Karl, 2012].

Eine sehr sinnvolle und oft angewendete Nutzung der Abwärme aus Gasturbinenanlagen ist die Erweiterung zu einem Kombikraftwerk, auf welches im Speziellen in Abschnitt 3.12 eingegangen wird.

3.11.10 Brennstoffe

Aufgrund der hohen Energiepreise und dem Grundgedanken der Ressourcenschonung wird eine Substitution der bis jetzt üblichen Brennstoffe für Gasturbinen (in der Kraftwerksbranche hauptsächlich Öl und Erdgas) angestrebt. Die Bemühungen gehen dazu auch schwierigere Brennstoffe als Energieträger zu nutzen, wobei die Anwendung in hochbelasteten Arbeitsmaschinen hohe Anforderungen an die Brennstoffqualität stellt. Dabei kommen nach [Joos, 2006] unter anderem folgende Brennstoffe in Frage:

- Wasserstoff
- Schweröle
- Biogase
- Hochofengase
- Naphtha

Aufgrund der schwankenden Kosten und unsicheren Verfügbarkeit einiger Brennstoffe in den letzten Jahren geht der Trend dahin, dass Gasturbinenanlagen auf mehrere Brennstoffe ausgelegt werden um dadurch eine maximale Flexibilität zu erlauben. Des Weiteren stellt eine günstige Wahl des Brennstoffes (alternative Brennstoffe) ein hohes Potential zur Reduktion der Schadstoffemissionen dar. Bei der wirtschaftlichen Auswahl eines Gasturbinenbrennstoffes sollten nach [Boyce, 1999] Wirtschaftlichkeitsfaktoren, welche die Brennstoffauswahl beeinflussen, und sich auf Kosten aus dem Brennstoff selbst, dem Betrieb, den Kapitalinvestitionen und Kosten des Betriebszyklus ableiten lassen, berücksichtigt werden. Aus einer bestimmten Wahl eines Brennstoffes ergeben sich nach [Boyce, 1999] spezifische Einschränkungen bezüglich der Betriebsdauer. Grundlegende Anforderungen bezüglich des Brennstoffes sind nach [Grote und Feldhusen, 2011] die Limitierung der Brennstoffgehalte von Schwefel, Natrium und Vanadium, welche bei höheren Konzentrationen zu Schäden durch Heißgaskorrosion führen können, und sehr geringe Staubgehalte bei Gasen. Auf die Nutzung von Festbrennstoffen in Gasturbinen wird im Abschnitt 3.12.3.1 zu den kombinierten Kraftwerksanlagen näher eingegangen.

3.11.11 CO₂-freie Gasturbinenanlagen

Die Verbrennung von Erdgas setzt im Vergleich zu anderen Brennstoffen (z.B. Kohle) relativ geringe Mengen an CO₂ frei. Mittel- bzw. langfristig werden aber auch in erdgasbefeuerten Anlagen Maßnahmen zur Reduktion der Emissionen implementiert werden müssen. Dabei sind neben der Wirkungsgradsteigerung der Umwandlung prinzipiell drei verschiedene sekundäre Pfade möglich [Kaefer, 2004]:

- Vorgeschaltete Verfahren zur Entfernung des Kohlenstoffs aus dem Brennstoff
- Integrierte Verfahren zur Minimierung der CO₂-Emissionen innerhalb des Arbeitsprozesses
- Nachgeschaltete Verfahren zur CO₂-Abscheidung aus dem Rauchgas

Aufgrund der erhöhten Kosten derartiger sekundärer CO₂-Reduktionsmaßnahmen werden diese in reinen Gasturbinenanlagen wohl in nächster Zeit keine Anwendung finden. Die primäre Maßnahme bei Gasturbinenanlagen ist sicherlich die Erweiterung zu einer GuD-Anlage um damit die spezifischen Emissionsraten durch eine Wirkungsgraderhöhung zu vermindern.

3.12 Kombinierte Kraftwerke

Im Folgenden Abschnitt wird auf die Kombination von Gas- und Dampfturbinenkraftwerken (GuD-Kraftwerke näher eingegangen. Die meisten Grundlagen dazu wurden schon in den Abschnitten 3.10 bzw. 3.11 erläutert, sodass in diesem Abschnitt nur mehr auf die speziellen Aspekte bei der Kombination näher eingegangen wird. Nach [Boyce, 1999] kann durch die Gasturbinenabwärmenutzung im Vergleich zum reinen Gasturbinenprozess eine Mehrleistung von einem Drittel erreicht werden. Des Weiteren steigt im Bereich der Kraftwerkstechnik das Verlangen nach der Befriedigung folgender Erfordernisse [Effenberger, 2000]:

- Senkung der Emissionen
- Steigerung der Wirkungsgrade
- Senkung der Anlagenkosten

Diesen Anforderungen werden Kombiprozesse gerecht, wobei sich nach [Kehlhofer u. a., 1992] bis jetzt nur ein einziger dieser Prozesse, der kombinierte Gas- und Dampfkraftprozess, praktisch durchsetzen konnte. Diese Kraftwerksanlagen erreichen die höchsten Wirkungsgrade von allen Wärmekraftwerken. In der nachfolgenden Aufzählung sind die entscheidenden Vorteile des GuD-Prozesses gegenüber anderen Kombiprozessen gelistet [Kehlhofer u. a., 1992]:

- Durch die Verwendung bewährter Komponenten aus der Anwendung in Kraftwerken mit einfachen Kreisläufen können die Entwicklungskosten sehr gering gehalten werden.
- Die Nutzung von Luft, als billiges und unproblematisches Arbeitsmedium, bringt ein sehr hohes Temperaturniveau mit sich.

Der GuD-Prozess ist aus einem Clausius-Rankine-Prozess mit Wasserdampf als Arbeitsmedium sowie einem vorgeschalteten Joule-Prozess mit Gas als Arbeitsmedium aufgebaut. Als alternative Kombinationen von Kreisprozessen sind der Quecksilber-Dampfkreislauf oder die Substitution von Wasser durch organische Flüssigkeiten (z.B. FL-85, n-Butan oder auch i-Butan) oder Ammoniak zu nennen. Das klassische GuD-Kombikraftwerk stellt zudem ein Kernbestandteil der Forschungsaktivitäten zur Nutzung fester Brennstoffe unter höchsten Wirkungsgraden im Sinne einer IGCC-Kraftwerksanlage (Details in Kapitel 3.12.3.1 dar. Dieses Konzept soll zukünftig eine entscheidende Rolle bei der Erzeugung von elektrischer Energie einnehmen.

3.12.1 GuD-Kraftwerke - Thermodynamische Grundlagen

Im Folgenden sollen die wichtigsten Punkte des kombinierten Gas-Dampf-Prozesses am Beispiel einer unbefeuerten GuD-Anlage kurz beschrieben werden. In modernen stationären Gasturbinenanlagen werden Eintrittstemperaturen teilweise deutlich über 1200 °C erreicht, anschließend verlässt das entspannte Abgas die Einheit mit teilweise deutlich über 500 °C. Das obere Temperaturniveau von konventionellen Dampfkraftwerken liegt heute im Bereich von 550 bis 600 °C. Beim Vergleich der beiden Temperaturbereiche wird deutlich, dass sich eine Verschaltung der beiden Prozesse anbietet. Durch die Nutzung der fühlbaren Wärme der Gasturbinenabgase im nachgeschalteten Wasser-Dampfkreislauf können die relativ niedrigen GT-Wirkungsgrade deutlich gesteigert werden (ohne zusätzlichen Brennstoffaufwand). Nach [Lechner und Seume, 2003] beträgt der Wärmestrom der Gasturbinenabgase (260 MW_{el.}-Klasse) knapp 400 MW_{th.}, wobei davon rund 80 % zur Dampfproduktion nutzbar sind. Abbildung 3.24 stellt den prinzipiellen Aufbau einer derartigen kraftwerkstechnischen Anlage dar.

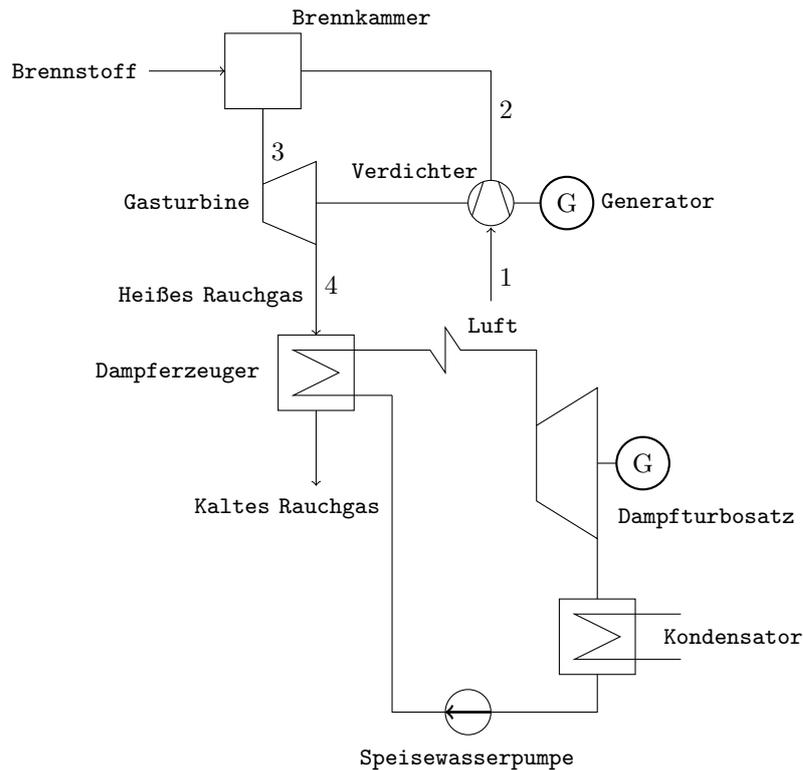


Abbildung 3.24: Schematischer Aufbau einer konventionellen GuD-Anlage (ohne Zusatzfeuerung)

Die Darstellung des kombinierten GuD-Prozesses erfolgt in einem T-s-Diagramm in Abbildung 3.25 nach [Dolezal, 2001]. Dabei stellen T_{SPW} , T' , T_{FD} und T_{AD} die Speisewasser-, Naßdampf-, Frischdampf sowie die Abdampftemperaturen dar.

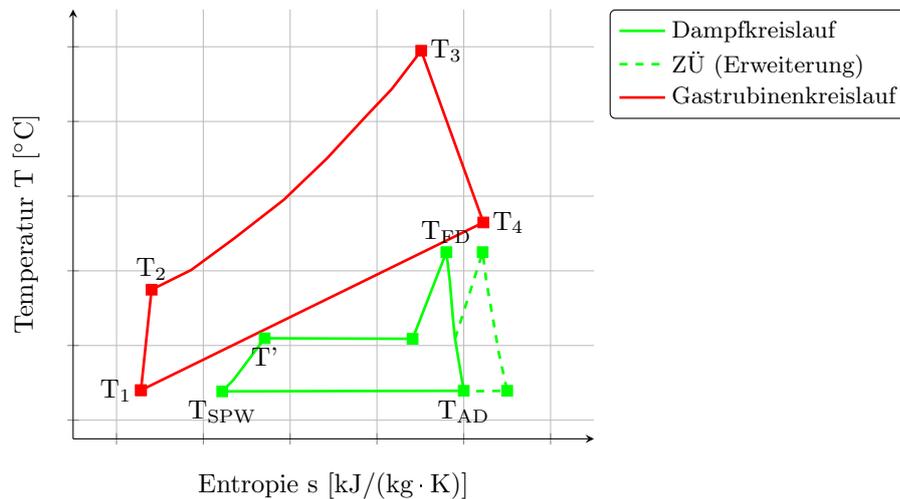


Abbildung 3.25: Darstellung des GuD-Prozesses im T-s-Diagramm

Wie in Abbildung 3.25 im T-s-Diagramm zu sehen ist, kann die freie Fläche zwischen den Einzelprozessen durch eine Erweiterung des einfachen Dampfkraft-Prozesses durch eine Zwischenüberhitzung minimiert werden, was zu einer Wirkungsgraderhöhung führt. In Abbildung 3.26 ist der GuD-Prozess in Form eines Energieflussdiagrammes dargestellt.

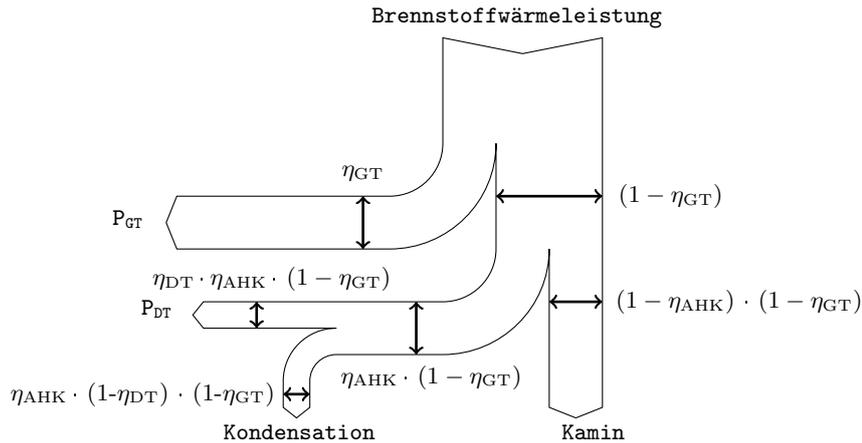


Abbildung 3.26: Darstellung des GuD-Prozesses als Energieflussdiagramm

Dabei stellen η_{AHK} , η_{DT} und η_{GT} den Wirkungsgrad des Abhitzekeessels, des Dampfturbinenkreislaufes sowie der Energieumwandlung im Gasturbinenprozess dar.

3.12.1.1 Wirkungsgrad und Leistung. Gleichung 3.40 zeigt den Zusammenhang zur Berechnung des verlustlosen thermischen Gesamtwirkungsgrades einer GuD-Anlage. Im Vergleich zu Prozessen mit einfachem Kreislauf ist ein deutlicher Wirkungsgradsprung zu erkennen.

$$\eta_{\text{th,GuD}} = \eta_{\text{th,G}} + \eta_{\text{th,D}} - \eta_{\text{th,G}} \cdot \eta_{\text{th,D}} \quad (3.40)$$

$\eta_{\text{th,GuD}}$...	Thermischer Wirkungsgrad des GuD-Prozesses	[-]
$\eta_{\text{th,G}}$...	Thermischer Wirkungsgrad des Joule-Prozesses	[-]
$\eta_{\text{th,D}}$...	Thermischer Wirkungsgrad des Rankine-Prozesses	[-]

Dabei werden die Wirkungsgrade der Einzelprozesse nach Gleichung 3.17 bzw. 3.29 berechnet. In den letzten Jahren wurden bei GuD-Anlagen enorme Entwicklungen erreicht, dies beinhaltet vordergründig Fortschritte bei den Turbomaschinen sowie Optimierungen der Anlagenintegration. Dadurch werden elektrische Nettowirkungsgrade knapp über 60 % erreicht, welches lange als unüberwindbare Wirkungsgradgrenze galt. Die Leistung der GuD-Anlage ergibt sich aus den Teilleistungen der Gas- und Dampfturbinenanlage.

$$P_{\text{GuD}} = P_{\text{GT}} + P_{\text{DT}} \quad (3.41)$$

P_{GuD}	...	Leistung des GuD-Prozesses	[kJ/s]
P_{G}	...	Leistung des Joule-Prozesses	[kJ/s]
P_{D}	...	Leistung des Rankine-Prozesses	[kJ/s]

Üblicherweise werden bei Nennlast ca. 60 % der Gesamtleistung durch die Gasturbine bereitgestellt. Dieses Verhältnis ändert sich bei Teillasten unter 50 %, sodass durch die Dampfturbine etwa 60 % der Leistung aufgebracht wird [Boyce, 2002].

Die leistungssteigernden Maßnahmen, welche schon bei der einfachen Gasturbinenanlage in Abschnitt 3.11.2.2 erwähnt wurden, können auch bei GuD-Anlagen angewendet werden. Erfolgt die Luftkühlung

mittels Absorptionskühlung, so kann für die Absorption benötigte Wärme durch Niederdruckdampf des Dampfturbinenprozesses bereit gestellt werden [Dolezal, 2001].

3.12.2 Grundlegender Aufbau von GuD-Kraftwerken

Der Aufbau eines GuD-Kraftwerks wird sehr stark durch die Forderung nach niedrigen (minimalen) Lebensdauerkosten beeinflusst [Lechner und Seume, 2003]. Die Investitionskosten werden üblicherweise durch die Verwendung von stark standardisierten Gesamtanlagen reduziert, wobei die beiden Kernkomponenten Gas- und Dampfturbine zusammen etwa ein Drittel der Herstellkosten ausmachen [Rüggeberg u. a., 2007].

Eine GuD-Kraftwerksanlage besteht aus folgenden Hauptkomponenten:

- Gasturbine
- Abhitzedampferzeuger
- Dampfturbine

Bei GuD-Anlagen können grundlegend zwei wesentliche Anordnungsprinzipien unterschieden werden [Lechner und Seume, 2009]:

- Einwellenanlagen (Single Shaft, SS): Bei GuD-Kraftwerken welche als Einwellenanlagen („one on one“-Konfiguration) ausgeführt sind, erfolgt die Anordnung der Gas- und Dampfturbine sowie des Generators auf einer Welle. Dieses Konzept ist nicht mit der Einwellen-Anordnung einer Gasturbine (Verdichter und Turbine auf einer Welle) zu verwechseln. Dieses Anordnungsprinzip erlangte in den letzten Jahren speziell in Europa und Asien an Bedeutung. Damit sind weitere Wirkungsgraderhöhungen möglich und aufgrund der Einsparung eines zweiten Generators fallen geringere Investitionskosten an [Zahoransky und Allelein, 2013]. Die Anwendung standardisierter Dampfturbinen erlaubt kürzere Lieferzeiten, hat jedoch den Nachteil einer eingeschränkten Wärmeauskopplung [Then, 2009].
- Mehrwellenanlagen (Multi Shaft, MS): Bei diesem Konzept ist der Gasturbo-Satz, bestehend aus Generator und Gasturbine, auf einer eigenen Welle, physikalisch getrennt vom Dampfturbo-Satz angebracht. Für dieses Konzept werden meist individuelle Dampfturbinen verbaut, welche eine komplexe Wärmeauskopplung ermöglichen [Then, 2009]. Mehrwellenanlagen (bis zu 4 Gasturbinen und eine Dampfturbine, MS 4+1) werden oft bei einer schrittweisen Errichtung (phased construction), oder in Ländern mit beschränkten Finanzmitteln, dringendem Strombedarf oder günstigen Gaspreisen und langem Grundlastbetrieb bevorzugt.

Nach [Dolezal, 2001] ist die Ausführung der GuD-Anlagen in Einwellen-Konfiguration mit mehrstufigem Abhitzekessel üblich. Bei älteren Anlagen stellt ein 2-Druckabhitzekessel mit 530 °C und 80 bar ohne Zwischenüberhitzung die Standardvariante dar. Moderne Ausführungen verwenden erhöhte Frischdampfparameter (560 °C und 120 bar) mit Zwischenüberhitzung. Zur Erhöhung der Anlagenflexibilität kann die Hochdruckstufe (bzw. auch die Mitteldruckstufe) mit einem Zwangsdurchlaufsystem betrieben werden.

3.12.2.1 Gasturbinen im GuD-Anlagen. Die Gasturbine bzw. deren Abgas nimmt eine entscheidende Rolle für den gesamten GuD-Betrieb ein, da die darin enthaltene Wärme die Leistung des Abhitzekessels sowie die Temperatur und den Druck des generierten Dampfes bestimmt. Die Verwendung von gewöhnlichen Gasturbinen in einer GuD-Anlage ist nach kleineren baulichen Veränderungen problemlos möglich. Der beste Gesamtwirkungsgrad der GuD-Anlage wird mit einfachen Gasturbinenanlagen ohne Zwischenkühlung, -erhitzung oder Rekuperation erreicht. Entscheidend für einen guten Wirkungsgrad

der Gesamtanlage ist eine hohe Gasturbineeintrittstemperatur [Nag, 2008]. Der nachgeschaltete Abhitzedampferzeuger bewirkt einen zusätzlichen Druckverlust in der Abgasleistung, welcher sich negativ auf die Gasturbinenleistung auswirkt. Nach [Effenberger, 2000] sind Abgasdruckverluste am Gasturbinaustritt von 20 bis 35 mbar üblich, wobei die Wirkungsgradeinbußen der GT mit 0,05 % pro mbar angegeben werden. Aus diesem Grund sollten die Kanallänge sowie die Stromumbiegungen in der Abgasstrecke minimiert werden. Zur Minimierung der thermischen Wechselbeanspruchung der nachgeschalteten Anlagenteile (AHK, DT) und für eine konstante Frischdampf Temperatur erfolgt die Regelung der Gasturbine auf eine konstante Abgastemperatur. Die Abgastemperatur am Gasturbinaustritt dient dabei bei modernen Anlagen mit Vorleitregelung als Regelgröße für die verstellbaren Leitschaukeln am Verdichtereintritt. Dies ist besonders wichtig, da Gasturbinen stark dem Einfluss der Umgebungsbedingungen und den Laständerungen unterliegen [Lechner und Seume, 2003]. Die hochbelasteten Gasturbinschaukeln können bei GuD-Anlagen durch Auskopplung von Dampf gekühlt werden. Durch den Ersatz von Luft als Kühlmedium wird der Verdichter entlastet. Ebenso kann Dampf zur Vorwärmung des Brennstoffes und zur Aufsättigung der Verbrennungsluft verwendet werden, welches zu einer Reduktion der Stickoxidbildung führt [Dolezal, 2001].

3.12.2.2 Abhitzekessel, AHK (Heat Recovery Steam Generator, HRSG). Unter Abwärme- bzw. Abhitzekessel sind Aggregate zu verstehen, die Prozesswärme, welche nicht vordergründig zur Produktion von Dampf generiert wurde, zur Dampferzeugung zu nutzen. Als Beispiele solcher Prozesswärmern sind Abwärmern aus Gasturbinen, Röstöfen, Konverter in der Eisen- und Nichteisenmetallurgie oder auch Cracköfen zu nennen [Effenberger, 2000]. Im Zuge der Behandlung der Stromerzeugung mittels GuD-Kraftwerken wird im Folgenden nur die Abwärmenutzung aus Gasturbinen betrachtet. Ein Abhitzedampferzeuger besteht grundlegend aus Abgaskanal (Übergangsstück mit Querschnittserweiterung), Abgasumleitung (optional), Zusatzfeuerung (optional), Heizflächen, Kamin, wasser-/dampfseitige Komponenten, Hilfskomponenten sowie dem Traggerüst [Lechner und Seume, 2003]. Dabei können zwei Hauptklassen der Abhitzekessel unterschieden werden:

- Unbefuerter Abhitzekessel (GuD-Anlage ohne Zusatzfeuerung): Diese Kombination stellt die einfachste Möglichkeit zur Verbesserung der Effizienz der Umwandlung von Wärme einer Gasturbinenanlage in elektrische Energie dar. Die Gasturbinenabgase werden zur Generierung und Überhitzung von Dampf in einem Abhitzekessel verwendet, welcher im Weiteren durch Entspannung in einer Turbine zur Erzeugung von kinetischer Energie genutzt wird. Dabei unterscheidet sich der Dampfteil der GuD-Anlage im Allgemeinen durch die nur einstufige Speisewasservorwärmung und dem Verzicht auf die Vorwärmung der Verbrennungsluft von Anlagen mit konventionellem Dampfkraftprozess. Die Gasturbinenabgase werden also zur Vorwärmung, Verdampfung und Überhitzung des Speisewasserstromes genutzt, dabei kommen Eindruck- bzw. Mehrdruckschaltungen zur Anwendung.
- Befuerter Abhitzekessel: Ein Abhitzedampferzeuger mit Zusatzfeuerung bietet sich bei erhöhtem Leistungsbedarf in zeitlich begrenzten Phasen an. Die Feuerung, typischerweise mit Kanal- oder Flächenbrennern ist jedoch durch den Sauerstoffgehalt des Gasturbinenabgases sowie der maximal zulässigen Temperaturen im Abhitzedampferzeuger beschränkt. Aufgrund des sinkenden Anlagenwirkungsgrades bei GuD-Anlagen mit Zusatzfeuerung kommt ihnen bis jetzt in der Praxis nur wenig Bedeutung zu. Vorteile ergeben sich jedoch durch die Verwendung von festen Brennstoffen zur Befuerung des Abhitzekessels. Des Weiteren kann durch die Zufueuerung das Teillastverhalten der Gesamtanlage deutlich verbessert werden [Nag, 2008] und die Lastflexibilität der Anlage steigt [Petchers, 2003].

Beim Abhitzekessel einer GuD-Anlage handelt es sich um einen Kessel mit reiner konvektiver Wärmeübertragung, welcher als Gegenstromwärmetauscher ausgeführt ist und sich im Vergleich zu den konventionel-

len Kesseln mit Strahlungsraum deutlich kleiner ausführen lässt. Dabei wird zwischen der horizontalen und vertikalen Bauform unterschieden, wobei letztere häufiger angewendet wird [Effenberger, 2000]. Die Abgase der Gasturbine werden dabei von Turbinenaustrittstemperatur (TAT), welche normalerweise im Bereich zwischen 500 und 650 °C liegt, auf Kamintemperatur abgekühlt, welche typischerweise unter 200 °C liegt. Durch das charakteristische Temperaturniveau der Abgase aus konventionellen Gasturbinen werden im Abhitzekessel vergleichsweise niedrige Frischdampfparametern im Bereich von 450 bis 500 °C erreicht [Karl, 2012]. Die oberen Grenzen der Frischdampfparameter liegen in etwa bei 170 bar und 600 °C [Heuck u. a., 2010]. Der AHK lässt sich im Sinne eines Dampferzeugers mit den schon in Abschnitt 3.10.2.2 beschriebenen Umlaufsystemen mit Trommel im Natur- bzw. Zwangsumlauf oder auch im Zwangsdurchlauf ausführen. Abbildung 3.27 zeigt die prinzipiellen Ausführungsformen des Umlaufsystems des Abhitzedampferzeugers [Dolezal, 2001].

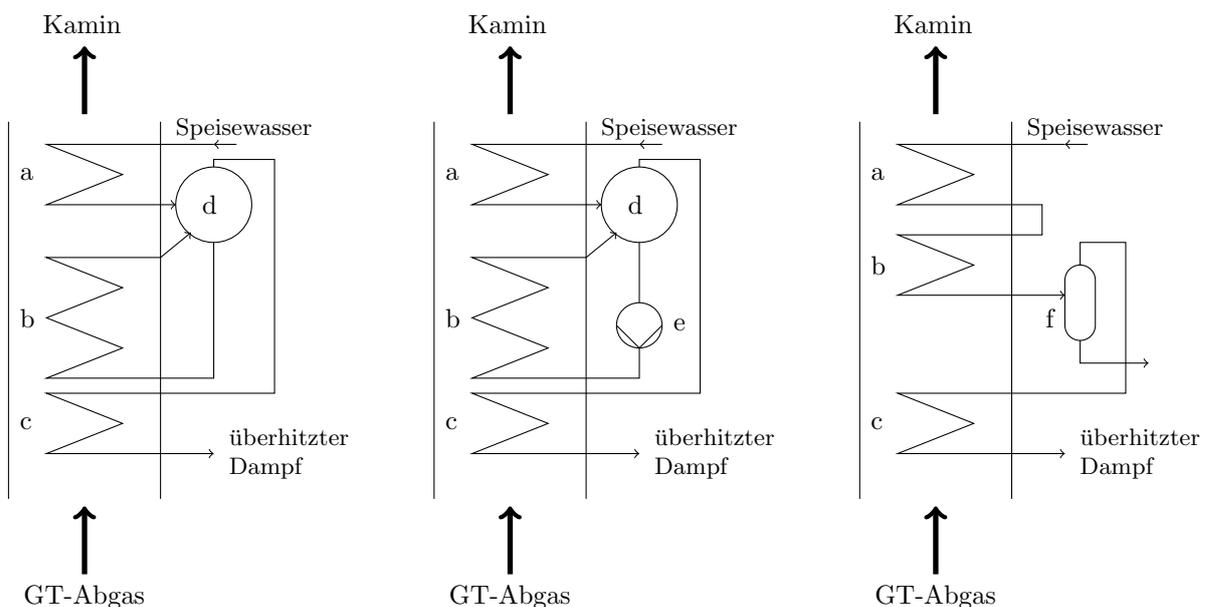


Abbildung 3.27: Überblick über die Umlaufsysteme des Abhitzekessels; links: Naturumlauf, Mitte: Zwangsumlauf und rechts: Zwangsdurchlauf; a) Economiser, b) Verdampfer, c) Überhitzer, d) Trommel, e) Umwälzpumpe und f) Wasserabscheider

Nach [Dolezal, 2001] werden AHK zurzeit vornehmlich als Trommelkessel ausgeführt. Aufgrund der dickwandigen Bauteile ist dieses Konzept hinsichtlich instationären Betriebsvorgängen nachteilig. Die heutigen Anforderungen an die Flexibilität von Kraftwerksanlagen führt dazu, dass die Zwangsdurchlauftechnik mit überkritischen Dampfparametern immer mehr Anwendung findet [Lechner und Seume, 2003]. Durchlaufkessel werden nach [Dolezal, 2001] meist im Gleitdruck betrieben. Die unterschiedlichen Umlaufsysteme können zur Verbesserung des Wirkungsgrades mit mehreren Druckstufen ausgeführt sein. Hinsichtlich der Nutzung der Abwärme der Gasturbinenabgase sind folgende Druckstufen-Konzepte üblich:

- Eindruckprozess: Eindruck-AHK besitzen aufgrund ihrer Charakteristik einen schlechten Wärmeausnutzungsgrad und damit verbunden hohe Abgasverluste. Bei Anlagen mit Fernwärmeauskopplung bzw. Spitzenlastanlagen mit geringen Betriebszeiten ist dies durch die verminderten Investitionskosten tragbar.
- Zwei- und Mehrdruckprozess: Durch die niedrigere Siedetemperatur im zweiten bzw. dritten Dampfkreislauf wird eine höhere Abkühlung der Gasturbinenabgase erreicht, was den Wirkungsgrad der Anlage verbessert. Aufgrund der höheren Kosten für die weiteren Dampftrommeln bzw. die zusätzlichen Heizflächen ist ein Dreidruckkessel nur bei hoher Auslastung rentabel.

In Tabelle 3.12 sind übliche Prozessparameter verschiedener Druckstufenkonzepte und deren wirkungsgradsteigernde Wirkung auf den Gesamtprozess nach [Lechner und Seume, 2009] angegeben.

Konzept	Druck	Temperatur	η^{Netto} bzw. $\Delta\eta^{\text{Netto}}$
	[bar]	[°C]	[%] bzw. [%-Punkte]
1-Druck	65	540	54,1
2-Druck	5/80	210/540	+ 1,6
3-Druck	5/29/110	200/320/540	+ 2,1
3-Druck-ZÜ	4/28/110	235/540/540	+ 2,8

Tabelle 3.12: Wirkungsgradverbesserung durch Mehrdruckschaltung in Abhitzedampferzeugern

Auch eine Zwischenüberhitzung bringt eine Wirkungsgradverbesserung mit sich, jedoch sind Mehrwellenanlagen für diese Optimierung weniger geeignet. Das Problem stellt dabei die Verteilung des aus der Hochdruckstufe austretenden und in die Abhitzekessel rückgeführten Dampfes dar, welche proportional zur jeweiligen Gasturbinenleistung zu erfolgen hat [Dolezal, 2001]. Abbildung 3.28 zeigt ein Q-T-Diagramm beispielhaft für einen Abhitzedampferzeuger einer GuD-Anlage in Eindruckschaltung (ohne Zwischenüberhitzung) [Strauß, 2009].

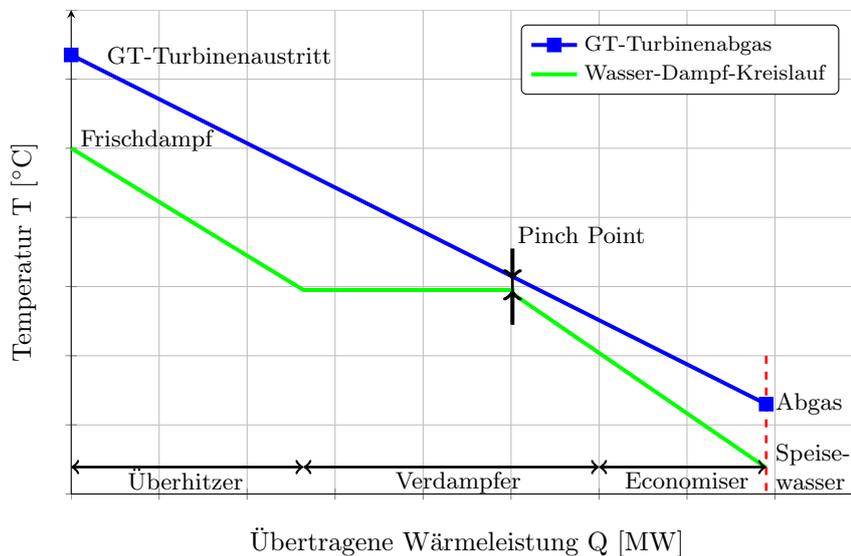


Abbildung 3.28: Q-T-Diagramm eines GuD-Abhitzekessels in Eindruckschaltung

Dabei ist zu erkennen, dass die übertragene Wärmeleistung u.a. durch die minimale Abgastemperatur und den Pinch Point (auch als Grädigkeit bezeichnet), welcher bei neuen Anlagen bei 8 bis 10 °C liegt, beschränkt ist [Zahoransky, 2007]. Eine Möglichkeit die GT-Turbinenabgase besser auszunutzen und dadurch den Wirkungsgrad der Anlage zu verbessern, sind Mehrdruckkonzepte.

3.12.2.2.1 Wirkungsgrad des Abhitzekessels. Der Wirkungsgrad eines Abhitzedampferzeugers η_{AHK} errechnet sich nach Gleichung 3.42.

$$\eta_{\text{AHK}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_1} \quad (3.42)$$

η_{K}	...	Wirkungsgrad des Abhitzekessel	[-]
T_1	...	GT-Eintrittstemperatur (\approx Umgebungstemperatur)	[°C]
T_5	...	Kamintemperatur	[°C]
T_4	...	GT-Austrittstemperatur	[°C]

Wobei bei GuD-Anlagen mit Nachfeuerung (NV) zur Wirkungsgradberechnung die GT-Abgastemperatur T_4 in Gleichung 3.42 durch die Temperatur nach der Feuerung T_{NV} ersetzt wird. T_{NV} wird über die folgende Bestimmungsgleichung errechnet:

$$\dot{Q}_{NV} = c_{p,AG} \cdot \dot{m}_{AG} \cdot (T_{NV} - T_4) \quad (3.43)$$

\dot{Q}_{NV}	...	Brennstoffwärmestrom der NV	[kJ/s]
$c_{p,AG}$...	Isobare Wärmekapazität des Abgases	[kJ/(kg · K)]
\dot{m}_{AG}	...	GT-Abgasmassenstrom	[kg/s]
T_{NV}	...	Nachfeuerungstemperatur	[°C]

Die Nachfeuerung erhöht zwar den Wirkungsgrad des Abhitzekessels, die Effizienz der Gesamtanlage wird jedoch verschlechtert. In manchen Fällen wird dies trotzdem ausgeführt, da sich dadurch die Flexibilität der Anlage erhöht.

3.12.2.3 Dampfturbinen im GuD-Prozess. Die Entwicklungen auf dem Sektor der Dampfturbinen unterscheiden sich aufgrund des modularen Aufbaus der Turbinen aus Teilturbinen und Turbinenkomponenten (Ventilen, Lagerung, Überströmleitung) stark von denen in der Gasturbinenbranche. Sie verlaufen in den letzten Jahren gemächlich in kleineren Schritten. Dampfturbinen werden für beliebige Leistungsbereiche angeboten, was einen weiteren Unterschied zu den Gasturbinen ausmacht. Als Folge dessen ergeben sich Limitierungen bezüglich der Möglichkeit einer Vorfertigung und damit einer Reduzierung der Lieferzeiten.

Dampfturbinen für Kombianlagen müssen u.a. folgenden Hauptmerkmalen gerecht werden:

- hoher Wirkungsgrad
- kurze Anfahrzeit

Üblicherweise werden Dampfturbinen in GuD-Anlagen mit Frischdampfzuständen von 100 bis 180 bar und Temperaturen zwischen 540 und 600 °C betrieben [Grote und Feldhusen, 2011]. Auf eine Speisewasservorwärmung durch Anzapfung wird normalerweise verzichtet, weshalb der Dampfmassenstrom über die Turbineneinheit nicht abnimmt. Fehlende Anzapfung und niedrige Druckniveaus führen eher zu einer Zunahme der Dampfmenge, welches die Bedeutung der Turbinenniederdruckstufe verstärkt [Lechner und Seume, 2003]. Durch die fehlenden Anzapfungen vereinfacht sich der Aufbau der Turbine, wodurch sich Kosten und Montagezeit einsparen lassen. Die Kondensatvorwärmung erfolgt über eine Beheizung durch das Abgas, welches eine Besonderheit von GuD-Anlagen im Vergleich zu konventionellen Dampfkraftwerken darstellt [Lechner und Seume, 2003]. Aufgrund des typischen Leistungsverhältnisses von GT zu DT von 2:1, erreichen Dampfturbinen in GuD-Anlagen maximal Leistungsbereiche um die 400 MW. Turbinen dieser Größe sind ein- bzw. zweigehäusig ausgeführt. Zur Verbesserung des Wirkungsgrades kann eine zweiwellige Dampfturbine mit schnelllaufendem Hochdruckteil verwendet werden [Dolezal, 2001]. Aufgrund der dickwandigen Bauteile der Dampfturbinen sind diese sehr sensibel gegenüber instationären Betriebsvorgängen, welche mit Druck- und Temperaturschwankungen verbunden sind.

3.12.3 Konzepte für kombinierte Kraftwerksanlagen

Die tatsächliche Gestaltung eines kombinierten Kraftwerksprozesses kann auf sehr unterschiedliche Art und Weise erfolgen. Dabei kann eine Klassifizierung, nach der Art der Nutzung der Gasturbinenabwärme im nachfolgenden Dampfturbinenprozess erfolgen [Müller, 2001]:

- **Kombiblock:** Bei dieser Variante handelt es sich um die Kombination einer Gas- mit einer Dampfturbinenanlage mit rauchgasseitiger Kopplung, wobei der unbefeuerte Abwärmedampferzeuger entfällt. Dieser Anlagenschaltung kommt heutzutage jedoch kaum mehr Bedeutung zu [Zahoransky, 2007]. Die Gasturbinenabgase werden einem Dampferzeuger zugeführt und dienen aufgrund ihres beträchtlichen Sauerstoffgehaltes von 13 - 15 % als Sauerstoffträger für die Verbrennung im DT-Teil. Auf zusätzliche Luft für die Verbrennung eines beliebigen Brennstoffes kann zum Teil vollständig verzichtet werden. Ebenso entfallen zum Teil auch Heizflächen zur Vorwärmung des Sauerstoffträgers. Anwendung fand diese Variante bei Öl und Gas gefeuerten Anlagen. Der Verbundblock stellt bei der Nutzung von Kohle als Brennstoff der Zusatzfeuerung aus anlagentechnischen Gründen die bevorzugte Variante dar. Besitzt der Dampferzeuger eine zusätzliche, eigene Frischluftversorgung kann der Dampfkraftprozess auch unabhängig von der Gasturbine betrieben werden. Aufgrund der niedrigen Prozessparameter der Gasturbinenanlage war die Luftzahl der Gasturbinenabgase früher Anlagen für diese Variante der GuD-Schaltung ausreichend hoch. Durch die Fortschritte im Bereich der Gasturbinen sind die Heißgastemperaturen immer weiter angestiegen, sodass die verfügbare Sauerstoffmenge im Abgas zu gering wurde. Eine ausreichende Versorgung des Dampferzeugers mit Luft kann dann durch einen zusätzlichen Frischlüfter erreicht werden, was sich jedoch negativ auf den Betrieb der Anlage auswirkt. Kohlenstaubgefeuerte Kombiblocke ermöglichen Wirkungsgradsteigerungen im Bereich von etwa 10 % [Dolezal, 2001].
- **Verbundblock:** Durch die Entwicklungen im Bereich der GT-Heißgastemperaturen und der damit verbundenen Steigerung des GT-Wirkungsgrades stellt der Verbundblock eine interessante Alternative zum Kombiblock dar. Dieses Anlagenkonzept mit wasser-/dampfseitige Kopplung besteht aus einer GT-Anlage mit Abhitzeessel, welche den Dampf in die Turbine einschleust. Des Weiteren wird Dampf über eine unabhängige Feuerung im Hauptkessel produziert. Dabei kann die Luftvorwärmung des Hauptkessels teilweise über den Abhitzeessel erfolgen. Diese Anlagenverschaltung ermöglicht eine deutliche Verbesserung des Wirkungsgrades im Vergleich zum Kombiblock bzw. zu konventionellen Dampfkraftwerken und besitzt eine hohe Flexibilität [Effenberger, 2000]. Je nach Einspeisung der unterschiedlichen Druckstufen gibt es unterschiedliche Varianten des Verbundblockes, wobei der Mitteldruckverbund die bevorzugte Variante darstellt. Gerade im Teillastbereich sind dadurch Verbesserungen des Anlagenwirkungsgrades zu erreichen [Dolezal, 2001].

3.12.3.1 GuD-Anlagen mit Kohleinsatz. Zur Zeit werden große Anstrengungen unternommen um die klassische GuD-Produktpalette, um eine Variante zur Nutzung fester Brennstoffe (Kohle) mit höchster Effizienz, zu erweitern. Prinzipiell kann die Einbindung der Kohle als Brennstoff in eine Gasturbinenanlage direkt oder indirekt erfolgen. Bei der indirekten Methode wird die Kohle in einem separaten Feuerungsraum verbrannt, über Wärmetauscherflächen wird die Wärme der Rauchgase auf die Verbrennungsluft der Gasturbine („Luftturbine“) übertragen. Nach [Dolezal, 2001] wenden heutige Anlagen ausschließlich den direkten Weg an, dabei sind folgende Konzepte möglich:

- **GuD-Anlagen mit integrierter Vergasungsanlage (IGCC-Anlage):** Dieser Anlagentyp baut sich aus einer Vergasungsanlage mit Gasreinigung, einer Verbrennungseinheit mit Gasturbine und einer anschließenden Abwärmenutzung in einem AHK mit Dampfturbine auf. Abbildung 3.29 zeigt schematisch den Aufbau eines Kombikraftwerks mit integrierter Kohlevergasung anhand eines Blockschemas [Strauß, 2009].

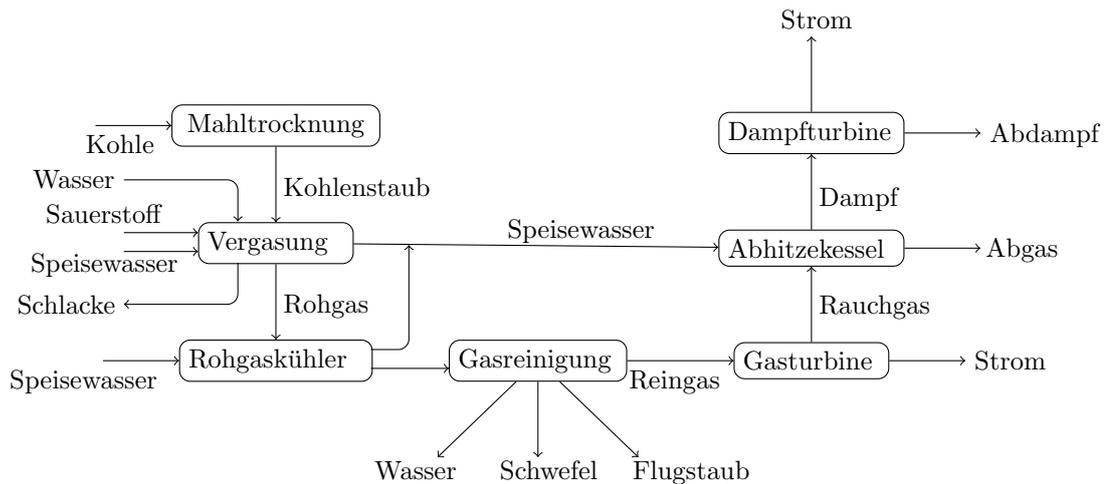


Abbildung 3.29: Schematischer Aufbau eines Kombikraftwerks mit integrierter Kohlevergasung

Nach [Lechner und Seume, 2009] treten bei IGCC-Anlagen Wirkungsgradeinbußen von 10 %-Punkten im Vergleich zu einer klassischen GuD-Anlage auf. Als Anforderungen für ein Vergasungsverfahren sind nach [Grote und Feldhusen, 2011] folgende Punkte zu nennen:

- Vergaser soll keine Limitierung des Brennstoffes bezüglich Art, Korngröße, Aschegehalt und Backverhalten mit sich ziehen
- Technische Realisierung von Kohleeintrag, Ascheeintrag, Abhitzenutzung bei einem Vergaserdruck von mindestens 20 bar
- Sehr gutes dynamisches Verhalten (An- und Abfahren, Teillast) in Kombination mit hoher Verfügbarkeit
- Geringe Emissionen (SO_2 , NO_x und Staub)
- Einhaltung der Umwelanforderungen hinsichtlich Abwasser
- Verwertung von Nebenprodukten

Als Einsatzstoffe für ein Vergasungsverfahren kommen nicht nur Kohle in unterschiedlichster Form, sondern auch pastöse Reststoffe (z.B. aus der Erdölindustrie), Abfallstoffe oder auch Biomasse (Holz, Stroh, sonstige Pflanzen) in Frage [Payrhuber u. a., 2007]. Zur Zeit sind diese Anlagen gegenüber den konventionellen GuD-Konzepten aufgrund ihrer hohen Investitionskosten zumeist noch nicht wirtschaftlich, zudem erweist sich die geringere Anlagenverfügbarkeit zur Zeit noch als nachteilig. Seit 1993 ist in den Niederlanden (Buggenum) ein IGCC-Kraftwerk der 250 MW-Klasse auf Basis einer Flugstrom-Sauerstoffvergasung in Betrieb, welches einen Wirkungsgrad von 43 % erzielt [Strauß, 2009]. Durch die Kombination derartiger Konzepte mit Anlagenteilen zur CO_2 -Abscheidung im Sinne einer „pre-combustion capture“-Technik kann eine Aufbereitung des Produktgases und eine Abtrennung des Kohlendioxides erfolgen. Das erhaltene Synthesegas (Syngas) enthält sehr hohe Anteile an Wasserstoff (mehr als 90%) und kann neben einer hocheffizienten Nutzung zur Elektrizitätserzeugung auch als Grundbaustein für flüssige Kraftstoffe, synthetische Energieträger (Methanol, Wasserstoff und SNG) dienen oder auch als Chemierohstoff verwendet werden [Rüggeberg u. a., 2007]. Diese Möglichkeiten tragen weiters zu einer Flexibilisierung der Kraftwerksanlage bei und führen zu einer verbesserten wirtschaftlichen Ausgangslage. Die Verbrennung von sehr wasserstoffreichen Brennstoffen in Gasturbinen erfordert jedoch zukünftig noch Weiterentwicklungen in der Turbinentechnik.

- GuD-Anlagen mit integrierter Kohledruckverbrennung: Mit diesem Konzept ist die Nutzung von festen Brennstoffen in GuD-Anlagen ohne Anwendung der komplizierten und teuren Vergasungstechnik möglich. Dabei werden die Verbrennungsprodukte nach der Entfernung der Ballaststoffe (Staub, Schwefelverbindungen und Schwermetalle) in einer Hochtemperatur-Gasreinigung direkt der Gasturbine zugeführt. Die aufgeladene Feuerung (Druckwirbelschichtfeuerung (DWSF) oder aufgeladene Staubfeuerung) erlaubt aufgrund des verbesserten Wärmeübergangs kleinere Wärmetauscherflächen und folglich eine kompakte Bauweise. Die Vorteile der Wirbelschichtfeuerung liegen in den integrierten Umweltschutzmaßnahmen (Entschwefelung und minimierte NO_x -Bildung), andererseits liegen die erreichbaren Wirkungsgrade aufgrund des niedrigen Temperaturniveaus nur um die 43 % [Strauß, 2009]. Mit Druckkohlenstaubfeuerungen (DKSF) sind deutlich höhere Verbrennungstemperaturen erreichbar, welches sich positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt. Die Reinigung der Rauchgase erschwert sich jedoch auch mit steigender Temperatur, da die Partikel in flüssiger bzw. teigiger Form vorliegen (Ascheerweichungstemperatur) und auch die in der Gasphase vorliegenden Alkalikomponenten und Schwermetallverbindungen abgeschieden werden müssen.

3.12.4 Regel- und Betriebskonzepte

Die GuD-Regelung dient der optimalen Nutzung der von der Gasturbine austretenden Abgase im nachgeschalteten Abhitzedampferzeuger. Das Ziel ist dabei die maximale Produktion an Dampf mit den erforderlichen Parametern (Druck und Temperatur) unter Berücksichtigung des Anlagenschutzes [Dolezal, 2001]. Neben der Hauptregelung, welche die el. Leistung der Anlage an den Bedarf anpasst, sind noch weitere sekundäre Regelkreise (z.B. Trommelniveau-, Frischdampfdruck-, Speisewassertemperatur- und Frischdampfdruckregelung) notwendig. Der Betrieb der Dampfturbine in einer herkömmlichen GuD-Anlage erfolgt im natürlichen Gleitdruck [Kehlhofer u. a., 1992]. Mit diesem Konzept kann eine Leistungsänderung, wie sie zur Bereitstellung von Regelleistung erforderlich ist, nur über die Gasturbine vorgehalten werden, da die Dampfturbinenleistung nur auf die Änderung des Wärmeeintrags aus der Gasturbine reagiert. Dabei folgt die Bereitstellung der Zusatzleistung sehr rasch (wenige Sekunden) der Erhöhung des Brennstoffmassenstromes. Zwischen Gasturbinen- und Dampfturbinenleistung besteht ein proportionales Verhältnis, wobei die Leistungsänderung der Dampfturbine im Gleitdruckbetrieb um einige Minuten nachläuft [Crastan, 2004]. Ein neuer Ansatz geht zur Betriebsweise im modifizierten Gleitdruck der Dampfturbine über, da durch die Androsselung der Regelventile im Normalbetrieb Leistungsreserven sehr rasch auch durch den Wasser/Dampf-Kreislauf bereitgestellt werden können [Ackenheil und Zaviska, 2006].

3.12.5 Methoden zur kurzzeitigen Leistungssteigerung von GuD-Kraftwerken

Die Möglichkeit bei Bedarf zusätzliche Leistung bereitstellen zu können, ist besonders in liberalisierten Märkten sehr attraktiv, da die Entlohnung für Spitzenlaststrom um einiges höher ist als für Grundlaststrom. Zudem dienen die nachfolgenden Varianten zur Stützung der Netzfrequenz. Nach [Kothari und Nagrath, 2008] besteht bei GuD-Anlagen die kurzzeitige Möglichkeit eine Überlast von bis zu 10 % zu fahren. Die Methoden zur temporären Leistungssteigerung von GuD-Kraftwerken sind im Folgenden genannt und basieren zumeist auf Maßnahmen an der Gasturbineneinheit [Kail u. a., 2009]:

- Kühlung der Ansaugluft der Gasturbine durch Verdunstungskühlung (evaporative cooling, fogging)
- Kühlung der Ansaugluft der Gasturbine durch Einsatz von Kompressionskältemaschinen (chilling)
- Luftkühlung vor und während der Verdichtung durch Wasserverdunstung (wet compression)
- Befuerter Abhitzedampferzeuger (duct firing)

Aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten stellt die nasse Verdichtung die geeignetste Methode zur Leistungssteigerung dar. Die Verfahren, welche auf der Verdunstungskühlung basieren, benötigen die geringsten Investitionen und erweisen sich gerade bei geringen Laufzeiten als sehr nützlich. Der wirtschaftliche Einsatz von Kompressionskältemaschinen ist sehr stark der Beeinflussung durch die Umgebungsbedingungen, dem Aufbau der Anlage, Betriebszeit, Brennstoffkosten und der Abgeltung für die zusätzliche Leistung unterworfen [Kail u. a., 2009]. Aufgrund der fehlenden Kondensatvorwärmung durch Turbinenanzapfung besteht bei GuD-Anlagen keine Möglichkeit eines Kondensatstaus.

3.12.6 Wärmeauskopplung bei GuD-Kraftwerken

Die Wärmeauskopplung unterliegt sehr stark den Anforderungen des Abnehmers, weswegen es sich dabei meistens um speziell angepasste Konzepte handelt. Zur Auskopplung von Wärme oder Prozessdampf aus einem GuD-Kraftwerk gibt es verschiedenste Möglichkeiten. Dazu zählen u.a. ein zusätzlicher Wärmeträgerkreislauf im Abhitzekeessel, die Entnahme aus dem Niederdruck-Kreislauf bzw. aus dem Dampfturbinenrücklauf sowie aus der Dampfturbine selbst nach dem Gegendruck- bzw. Anzapfprinzip [Balling, 2012]. Der erhöhte Gegendruck im Kondensator bzw. die Entnahme von Dampf aus der Turbine führt zu niedrigeren el. Wirkungsgraden der Anlage. So gibt [Traube und Schulz, 2001] den Verlust des el. Wirkungsgrades einer GuD-Anlage im Gegendruckbetrieb mit 6 %-Punkten im Vergleich zur reinen Kondensation an. Die Wirkungsgradverluste der el. Erzeugung verlieren gerade bei Anlagen zur Prozess- und Fernwärmeversorgung mit hoher Wärmeausnutzung an Bedeutung. Abbildung 3.30 gibt beispielhaft die betriebliche Flexibilität eines GuD-Kraftwerkes mit KWK an [Balling, 2012].

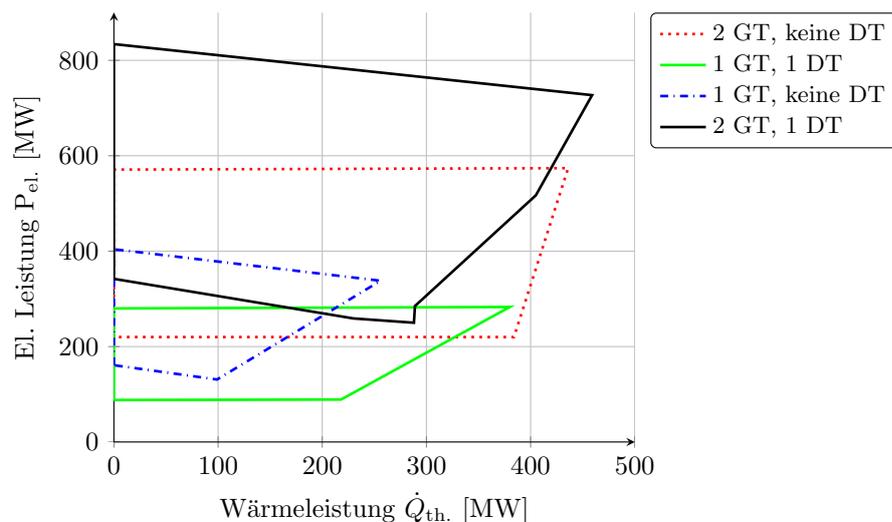


Abbildung 3.30: Betriebsbereiche eines GuD-Kraftwerkes mit KWK (KW Simmering BKW1/2)

Nach [Balling, 2012] sind durch die gemeinsame Erzeugung von el. Energie und Wärme in den GuD-Anlagen Simmering BKW 1/2 und Mellach (beide Österreich) Brennstoffausnutzungsgrade um die 81 % erreichbar. Die Wärmeauskopplung (Dampf) für industrielle Anwendungen in GuD-Kraftwerken erfolgt meist wärmegeführt, was dazu führt, dass diese Anlagen auch bei geringem Strombedarf als „Must-run“-Einheiten am Netz bleiben müssen und somit deren Leistung nicht flexibel dem aktuellen Strombedarf angepasst werden kann [Stahl u. a., 2012]. Eine Erhöhung der Flexibilität der GuD-Anlagen mit KWK ist durch eine Zusatzfeuerung zu erreichen. Dies steht jedoch im Widerspruch zur Wirkungsgradoptimierung. Die Integration von thermischen Speichern in GuD-Anlagen mit KWK bietet zudem die Möglichkeit einer Optimierung des Anlagenbetriebes [Ihle, 2012]. Zur Auskopplung von Wärme auf moderatem Temperaturniveau (z.B. Fernwärmebereich) stehen seit langem Heißwasserspeicher zur Verfügung. Zur Flexibilisierung von KWK-Anlagen zur Deckung industrieller Bedürfnisse (hohe Temperaturen) werden zur Zeit

Hochtemperatur-Feststoffwärmespeicher entwickelt, welche zukünftig der Betriebsoptimierung dienen sollen.

3.12.7 Brennstoffe

Als Brennstoff für die Gasturbine des Kombikraftwerks wird bevorzugt Erdgas benutzt. Aufgrund des hohen Wasserstoffanteiles im Erdgas und den hohen thermischen Wirkungsgraden eines Kombiprozesses ergibt sich ein sehr umweltfreundlicher Prozess mit geringen spezifischen CO₂-Emissionen [Zahoransky, 2007]. An die Reinheit der die Turbine durchströmenden Gase werden bestimmte Anforderungen bezüglich Staubgehalt, Korngröße der Feststoffe und der Summe metallischer Verunreinigungen gestellt. Diesen Forderungen werden bis jetzt nur die hochwertigen Brennstoffe Erdgas und Heizöl EL (extra leicht) gerecht. Die langfristige Verfügbarkeit von festen Energieträgern (Kohle), im Vergleich zu den fluiden fossilen Energieträgern, wurden in den letzten Jahren große Anstrengungen unternommen um Kohle als Brennstoff für Kombikraftwerke durch Vorschaltung einer Vergasungsanlage verfügbar zu machen. Zur Befeuerung des Abhitzekessels werden heutzutage schon feste Brennstoffe (Kohle) verwendet, da diese einen preiswerten Energieträger mit hoher Verfügbarkeit darstellen [Strauß, 2009].

3.12.8 CO₂-freie GuD-Anlagen

Tabelle 3.13 gibt einen Überblick über die prognostizierten Wirkungsgradeinbußen bei GuD-Anlagen auf Basis der CO₂-Abscheidetechnologien [Kaefer, 2004].

Konzept	η^{Netto} bzw. $\Delta\eta^{\text{Netto}}$
	[%] bzw. [%-Punkte]
ohne Abscheidung	58
Post-Combustion Capture	- 8,5
Oxyfuel	- 11
Pre-Combustion Capture	- 13

Tabelle 3.13: Wirkungsgradverluste von GuD-Anlagen mit CO₂-Abscheidetechnologien

Dabei stellt die Kombination von GuD-Anlagen und CO₂-Abscheidetechnik ein bedeutendes Instrument zur Reduktion der Kohlendioxidemissionen dar, da sie primäre Maßnahmen durch höchste Umwandlungseffizienz und sekundäre Maßnahmen (vorgeschaltete, prozessintegrierte oder nachfolgende) zur Minimierung der Emissionen verbindet. Vorgeschaltete Abscheidetechnologien, welche den Brennstoff durch Umwandlung in ein wasserstoffreiches Brenngas entkarbonisieren, bringen zudem die Möglichkeit zur Nutzung des Gases im Sinne der Polygeneration.

4 Auswirkungen der erneuerbaren Energien auf die Rentabilität von konventionellen Kraftwerken

In diesem Abschnitt sollen die wirtschaftlichen Auswirkungen der sich ändernden energiewirtschaftlichen Rahmenbedingungen auf den Betrieb von thermischen Kraftwerksanlagen untersucht werden. Zu den betrachteten Technologien zählen neben stein- und braunkohlebefeuerten Kraftwerksanlagen, Erzeugungstechnologien auf Basis der Nutzung von Erdgas wie reine Gasturbinenanlagen oder die in den letzten Jahrzehnten entwickelten kombinierten Gas- und Dampfkraftwerke.

Die Wirtschaftlichkeitsanalyse beinhaltet folgende Teilberechnungen:

- Berechnung der Stromgestehungskosten (SGK)
- Sensitivitätsanalyse der Berechnung der Stromgestehungskosten
- Abschätzung der jährlichen Volllastbetriebsstunden über die Merit-Order

Durch diese Analyse werden grundlegende Zusammenhänge der Strompreisbildung, spezifische Effekte der Erzeugung und Auswirkungen der Variation von Einflussgrößen unter den neuen bzw. zukünftigen Rahmenbedingungen der gesamten Elektrizitätswirtschaft erhalten.

4.1 Berechnung der Stromgestehungskosten thermischer Kraftwerke

In diesem Abschnitt erfolgt die Bestimmung der wichtigsten Einflussgrößen auf die Berechnung der SGK und in weiterer Folge die Abschätzung der einzelnen Teilkosten auf Basis von Literaturdaten. Die Grundformel 3.3 zur Berechnung der Stromgestehungskosten k sei im folgenden nochmals angegeben:

$$k = \frac{K_J + K_{BF} + K_S}{T} + k_E + k_A + k_{CO_2}$$

Dabei wurden folgende Annahmen getroffen:

- Vernachlässigung der betriebsbedingten Festkosten K_{BF}
- Vernachlässigung der sonstigen Kapitalkosten K_S
- Vernachlässigung der arbeitsabhängigen Betriebskosten k_A
- Brennstoffe: Zusammensetzung und Heizwertberechnung: siehe Anhang A.1 ab Seite II
- Wirkungsgrade der kraftwerkstechnischen Anlagen: Minimal- bzw. Maximalwerte nach Kapitel 5.1
- Vernachlässigung des Stromeigenbedarfs der Erzeugungseinheiten (Richtwerte dazu sind u.a. in [Konstantin, 2013] zu finden)
- Vernachlässigung der Kosten für Zusatzstoffe und Entsorgungsprodukte (z.B. für Umweltschutzmaßnahmen, Asche)
- Vernachlässigung von Personalkosten

Die Abhängigkeit der Stromgestehungskosten k für die betrachteten Kraftwerkstypen von den jährlichen Volllaststunden sind in Abbildung 4.1 dargestellt.

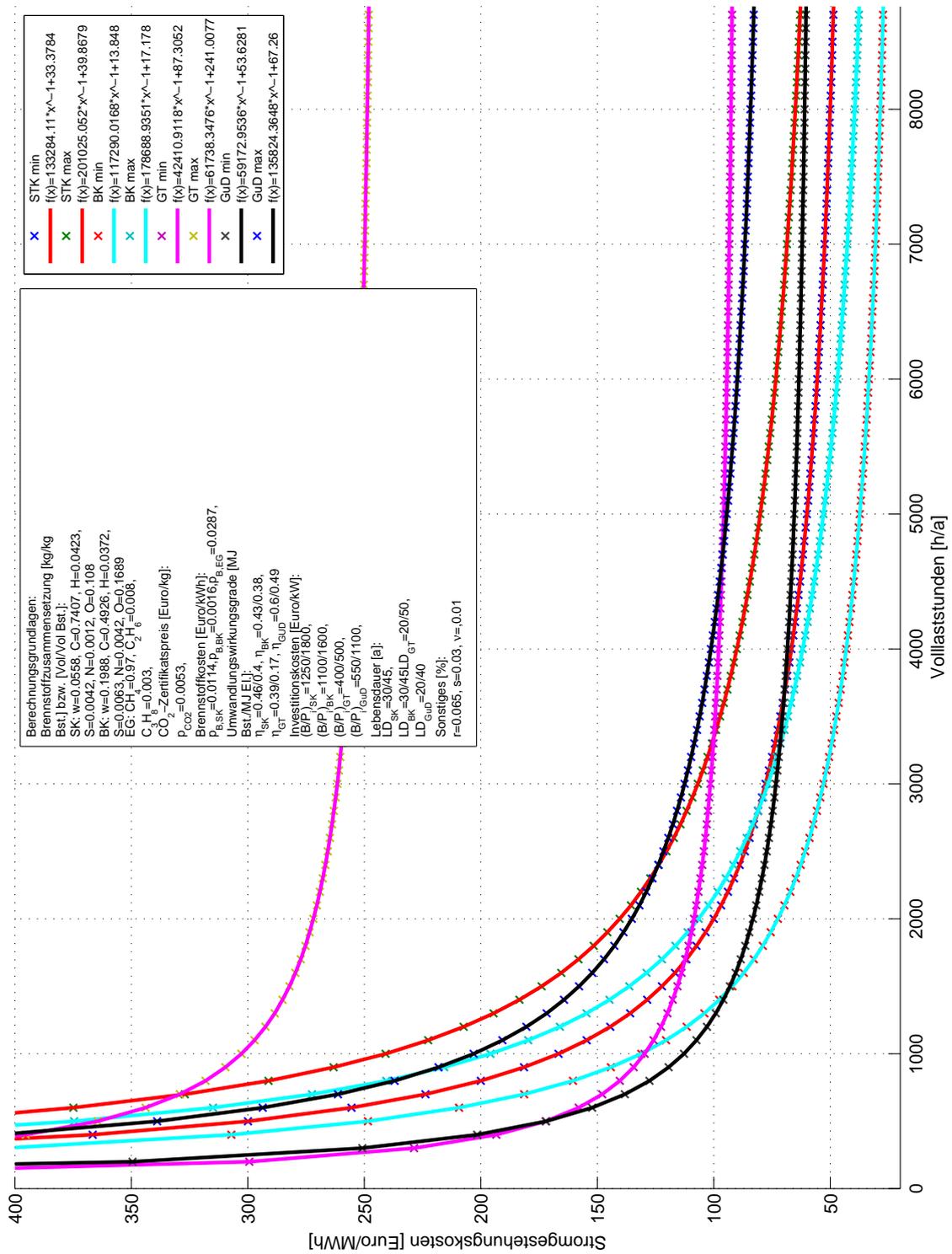


Abbildung 4.1: Verlauf der Durchschnittskosten verschiedener Kraftwerkstypen als Funktion der jährlichen Volllaststunden

Abbildung 4.1 zeigt die berechneten Stromgestehungskosten (SGK) der unterschiedlichen Erzeugungstechnologien. Dabei stellen die minimalen Stromgestehungskosten fortschrittliche Erzeugungsanlagen (hohe Umwandlungswirkungsgrade, lange Lebensdauer und niedrige Investitionskosten) des jeweiligen Kraftwerkstyps dar, wohingegen die maximalen SGK alte Anlagen mit niedrigen Wirkungsgraden, kürzerer Lebensdauer und hohen Investitionskosten abbilden. Kraftwerke auf Basis der Nutzung von Erdgas zeigen im Spitzenlastbereich (sehr wenige Betriebsstunden im Jahr) wirtschaftliche Vorteile. Demgegenüber sind diese Kraftwerkstypen bei einer hohen Anzahl an Betriebsstunden mit Kostennachteilen gegenüber Kohlekraftwerken behaftet. Diese Tatsache basiert auf der unterschiedlichen Struktur der Zusammensetzung der SGK. Hauptverantwortlich für die geringen Kosten von Kohlekraftwerken bei hoher Volllaststundenanzahl sind die geringen Kosten für CO₂-Emissionsberechtigungen (EB), welche gerade im Sinne des Umweltschutzes kontraproduktiv erscheinen. Zudem stellen alte, abgeschriebene Kraftwerke (Kohlekraftwerke) im Vergleich zu den erst in den letzten Jahren entwickelten GuD-Kraftwerken elektrische Energie mit noch niedrigeren Kosten bereit, da sie zu sehr niedrigen Betriebskosten produzieren können. Welches das zuvor beschriebene Dilemma nochmals verstärkt.

Eine Erhöhung der Einspeisung erneuerbarer Energien führt zu einem Absenken der jährlichen Volllaststunden fossiler Kraftwerkseinheiten und damit zu einem Anstieg der SGK dieser Anlagentypen. Hinsichtlich der in den letzten Jahren entwickelten CCS-Technologien (siehe Abschnitt 3.8) geht [Garz u. a., 2009] von einer Veränderung der Kostenstruktur aus. Eine detailliertere Analyse weiterer Einflussparameter auf die SGK, wie Brennstoffkosten und Kosten für CO₂-Emissionsberechtigungen ist in Abschnitt 4.2 zu finden. Tabelle 4.1 gibt die berechneten Bereiche der Stromgestehungskosten der unterschiedlichen Erzeugungsanlagen bei typischer jährlicher Nutzungsdauer (Lastfaktor) an.

Technologie	Lastfaktor [h/a]	SGK		
		min	max	Literatur ⁽¹⁾
		[€/MWh]		
SK-KW	6000 ⁽¹⁾	55,59	73,37	63 - 80
BK-KW	7100 ⁽¹⁾	30,60	42,35	38 - 53
GT-Anlage	1250 ⁽²⁾	121,29	290,48	-
GuD-KW	3500 ⁽¹⁾	70,53	106,07	75 - 98

Quellen:
⁽¹⁾ [Kost u. a., 2013]
⁽²⁾ [Konstantin, 2013]

Tabelle 4.1: Berechnete Stromgestehungskosten bei typischen jährlichen Nutzungsdauern

Der Vergleich der bestimmten Wertebereiche der SGK mit Literaturdaten zeigt eine gute Übereinstimmung. Abbildung 4.2 zeigt zusätzlich die unterschiedliche Kostenstruktur der verschiedenen Erzeugungsanlagen bei typischen Nutzungszeiten.

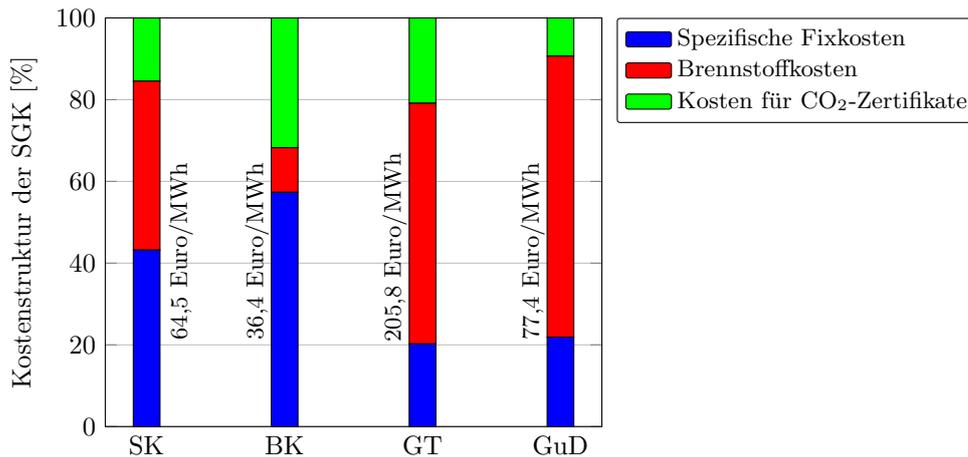


Abbildung 4.2: Kostenstruktur der unterschiedlichen fossil-thermischen Erzeugungsanlagen

Wie in Tabelle 4.2 zu sehen ist, ist der Aufbau der mittleren Stromgestehungskosten je nach Erzeugungstyp sehr unterschiedlich. Charakteristisch ist dabei der sehr hohe Anteil der Brennstoffkosten bei erdgasbefeuerten Kraftwerken. Demgegenüber nehmen die spezifischen Fixkosten (ausschließlich Kapitalkosten) nur einen sehr geringen Anteil ein. Die sehr geringen Kosten der Braunkohle führen zu einem Anteil von nur knapp 11 % (im Vergleich dazu: 70 % bei GuD-Kraftwerken) an den gesamten Gestehungskosten von 36,4 Euro/MWh bei Braunkohlekraftwerken. Aufgrund des niedrigen Preisniveaus der CO₂-Zertifikaten nimmt dieser Kostenanteil bei der Nutzung von Braunkohle (hohe spezifische CO₂-Emissionen) einen verhältnismäßig kleinen Anteil von etwas mehr als 30 % ein.

In den nachfolgenden Unterkapiteln ist die detaillierte Berechnung der einzelnen Einflussgrößen auf die Stromgestehungskosten näher ausgeführt.

4.1.1 Jährliche Kapitalkosten K_J (Annuitäten)

Die jährlichen Kapitalkosten errechnen sich nach Gleichung 3.5, welche im folgenden nochmals angeführt ist.

$$K_J = \alpha \cdot I_0 = \alpha \cdot \frac{B}{P_I} = \left[\frac{(r + s) \cdot (1 + r + s)^{LD}}{(1 + r + s)^{LD} - 1} + \nu \right] \cdot \frac{B}{P_I}$$

Bei der Kostenrechnung wird die Lebensdauer (technische Nutzungsdauer) der unterschiedlichen Kraftwerkstypen als kalkulatorische Berechnungsdauer verwendet. Die kalkulatorische Berechnungsdauer nimmt dabei eine entscheidende Position hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit ein. Der Abschreibungszeitraum ist entscheidend bei der Aufteilung der kapitalgebundenen Kosten auf die Berechnungsdauer. Zusätzlich wirkt sich der Betrieb von abgeschriebenen Kraftwerken sehr positiv für eine Elektrizitätsunternehmen dar. Tabelle 4.2 fasst die Berechnungsgrundlage, sowie die daraus berechneten minimalen bzw. maximalen jährlichen Kapitalkosten zusammen.

Technologie	Kalkul.- zinssatz ⁽¹⁾	Steuer- satz ⁽²⁾	Lebens- dauer ⁽³⁾		Versicher- ungssumme ⁽²⁾	Investitions- kosten ⁽³⁾		Jährliche Kapitalkosten	
	r	s	LD		ν	B/P _I		K _J	
			min	max		min	max	min	max
	[-]	[-]	[a]		[-]	[€/KW]		[€/ (KW · a)]	
SK-KW	0,065	0,03	30	45	0,01	1250	1800	133,28	201,03
BK-KW			30	45		1100	1600	117,29	178,69
GT-Anlage			20	50		400	500	42,41	61,74
GuD-KW			20	40		550	1100	59,17	135,82

Quellen:

(1) [e3 consult, 2013]

(2) [Nakicenovic und Haas, 2013]

(3) Literaturdaten, siehe Tabelle 3.1 auf Seite 14

Tabelle 4.2: Überblick über Parameter zur Berechnung der jährlichen Kapitalkosten

Die in Tabelle 4.2 angeführten Richtwerte für die spezifischen Investitionen nehmen in der Praxis mit steigender Anlagengröße ab (*economies of scale*), dieser Effekt wurde bei dieser Arbeit jedoch nicht berücksichtigt. Häufig kommt es auch zu einer finanziellen Unterstützung der kraftwerkstechnischen Erzeugungseinheiten über Investitionszuschüsse bzw. Einspeisetarife, auf welche in dieser Arbeit nicht näher eingegangen wird.

4.1.2 Brennstoffkosten k_E

Die Brennstoffkosten k_E werden nach Gleichung 3.8 über die spezifischen Brennstoffkosten (massenbezogen), den Energieinhalt der Brennstoffeinheit sowie dem Umwandlungswirkungsgrad des Kraftwerkes berechnet.

$$k_E = \frac{p_B}{\underbrace{H_u}_{= p_B^*}} \cdot \frac{1}{\eta}$$

Dabei stellt p_B^* den auf eine Energieeinheit bezogenen Brennstoffpreis dar. Die für diese Berechnungen verwendeten Brennstoffkosten sind in Tabelle 4.3 angeführt.

	Brennstoff preis ⁽¹⁾	Wirkungsgrad KW-Anlage ⁽²⁾		Brennstoff- kosten	
	p_B^*	η^{\min}	η^{\max}	k_E^{\min}	k_E^{\max}
	[€/kWh]	[-]		10^{-3} [€/ (kWh)]	
SK-KW	0,0114	0,46	0,40	24,8	28,5
BK-KW	0,0016	0,43	0,38	3,7	4,2
GT-Anlagen	0,0287	0,39	0,17	73,6	168,8
GuD-KW		0,60	0,49	47,8	58,6

Quellen:

(1) [Kost u. a., 2013]

(2) Literaturdaten, siehe Tabelle 5.1 auf Seite 89

Tabelle 4.3: Überblick über Parameter zur Berechnung der Brennstoffkosten k_E

4.1.3 CO₂-abhängigen Betriebskosten k_{CO_2}

Diese Art der Kosten folgt aus dem im Jahr 2005 eingeführten Europäischen Emissionshandelssystem (EU ETS), welches im Sinne der Emissionsreduktion zur Bepreisung der CO₂-Emissionen eingerichtet wurde. Die Grundlage zur Bestimmung der CO₂-abhängigen Betriebskosten stellt die Berechnung der energiebezogenen CO₂-Emissionsfaktoren dar, welche im Anhang A.2 ausgeführt ist.

$$k_{CO_2} = \frac{p_{CO_2} \cdot f_{CO_2}}{\eta}$$

Ein weiterer wichtiger Einflussparameter stellt der Zertifikatspreis dar, dessen Entwicklung über die letzten Jahre in Abbildung 4.3 wiedergegeben ist.

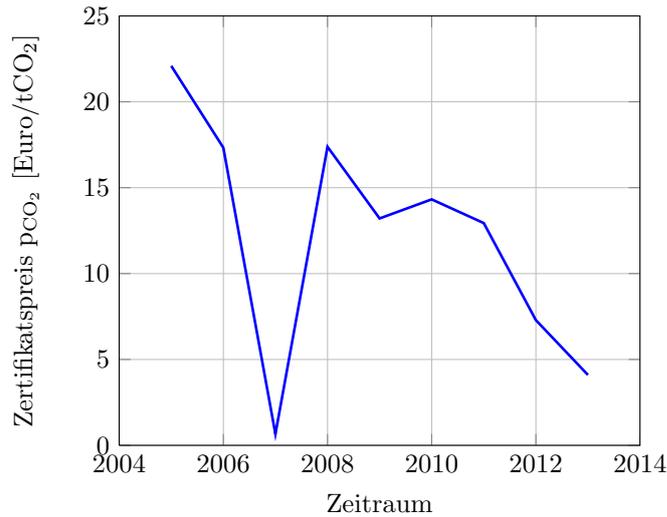


Abbildung 4.3: Zeitlicher Verlauf der CO₂-Zertifikatspreisen, nach [Ammon, 2014]

Dabei ist deutlich zu erkennen, dass die Zertifikatspreise von einem zu Beginn relativ hohen Preisniveau stetig gefallen sind. Tabelle 4.4 fasst die Berechnungsgrundlage, sowie die daraus berechneten CO₂-abhängigen Betriebskosten zusammen.

	CO ₂ -Zertifikatspreis ⁽¹⁾	CO ₂ -Emissionsfaktor ⁽²⁾		Wirkungsgrad KW-Anlage ⁽³⁾		CO ₂ -abhängige Betriebskosten	
	pCO ₂	f _{CO₂} ^{min}	f _{CO₂} ^{max}	η ^{min}	η ^{max}	k _{CO₂} ^{min}	k _{CO₂} ^{max}
	[€/kg]	[kg/kWh]		[-]		10 ⁻³	[€/kWh]
SK-KW	5,3 · 10 ⁻³	0,7981	0,9031	0,38	0,43	9,8	12,6
BK-KW		0,7680	0,8833	0,40	0,46	8,8	11,7
GT-Anlagen		0,5028	1,1536	0,17	0,39	6,8	36,0
GuD-KW		0,3268	0,4002	0,49	0,60	2,9	4,3

Anmerkungen/Quellen:

(1) [Kost u. a., 2013]

(2) Aus eigenen Berechnungen auf Basis des Wirkungsgrades und der Brennstoffzusammensetzung

(3) Literaturwerte, siehe Tabelle 5.1 auf Seite 89

Tabelle 4.4: Überblick über Parameter zur Berechnung der CO₂-abhängigen Betriebskosten k_{CO₂}

Historisch gesehen nehmen die energiespezifischen CO₂-Emissionen der unterschiedlichen Kraftwerkstypen mit fortschreitenden Technologieentwicklungen mit den Jahren ab. Dies führt dazu, dass alte Erzeugungseinrichtungen aufgrund ihrer niedrigeren Wirkungsgrade im Vergleich zu neuer Technologien im Nachteil stehen. Im Hinblick auf die sich zur Zeit in Entwicklung bzw. im Demonstrationsstadium befindlichen CCS-Konzepte gibt [Garz u. a., 2009] einen CO₂-Preis von 45 Euro/t zur Erreichung der Wirtschaftlichkeit bei CCS-Steinkohle-Kraftwerken an.

4.2 Sensitivitätsanalyse

Im Folgenden wird die Stabilität der Berechnung der Stromgestehungskosten über eine Sensitivitätsanalyse beurteilt. Dies erfolgt über eine Variation der wichtigsten Bestimmungsfaktoren auf diese Kosten. Diese sind im Speziellen:

- Zinssatz
- Betrachtungszeitraum
- Brennstoffpreis
- Lastfaktor
- CO₂-Zertifikatspreis

Tabelle 4.5 gibt einen Überblick über die verwendeten Ausgangsgrößen zur Parametervariation.

Technologie	Kalkul.- zinssatz ⁽¹⁾ r^0	Lebens- dauer ⁽²⁾ LD^0	Brennstoff- kosten ⁽³⁾ p_B^0	Last- faktor T^0	CO ₂ -Zertifi- katspreis ⁽³⁾ $p_{CO_2}^0$	CO ₂ -Emis- sionsfaktor f_{CO_2}
	[-]	[a]	[€/kWh]	[h/a]	[€/kg]	[kg/kWh]
SK-KW	0,065	37,5	0.0114	6000 ⁽³⁾	$5,3 \cdot 10^{-3}$	0,8506
BK-KW		37,5	0.0016	7100 ⁽³⁾		0,8257
GT-Anlagen		45	0,0287	1250 ⁽⁴⁾		0,8282
GuD-KW		30		3500 ⁽³⁾		0,3635

Anmerkungen/Quellen:

(1) [e3 consult, 2013]

(2) Mittelwerte über Literaturdaten, siehe Tabelle 5.1 auf Seite 89

(3) [Kost u. a., 2013]

(4) [Konstantin, 2013]

Tabelle 4.5: Ausgangsparameter zur Parametervariation für die Berechnung der Stromgestehungskosten

Zusätzlich werden die Parameter prozentuelle Versicherungssumme und Steuersatz als konstant angesehen: $\nu^0=0,01$, $s^0=0,03$. Abbildungen 4.4 und 4.5 zeigen die Auswirkung einer Veränderung der betrachteten Einflussgrößen auf die berechneten Stromgestehungskosten der unterschiedlichen Erzeugungstechnologien. Dabei wird nochmals auf die unterschiedlichen Kostenniveaus der unterschiedlichen Erzeugungstypen aufmerksam gemacht (siehe dazu Tabelle 4.1).

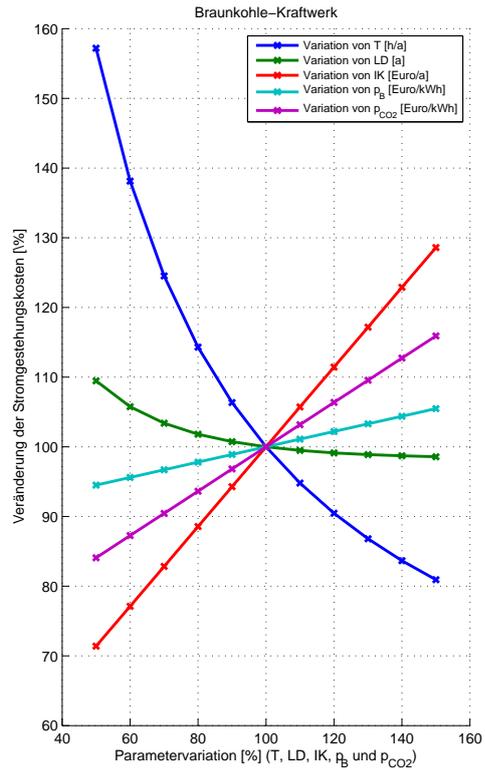
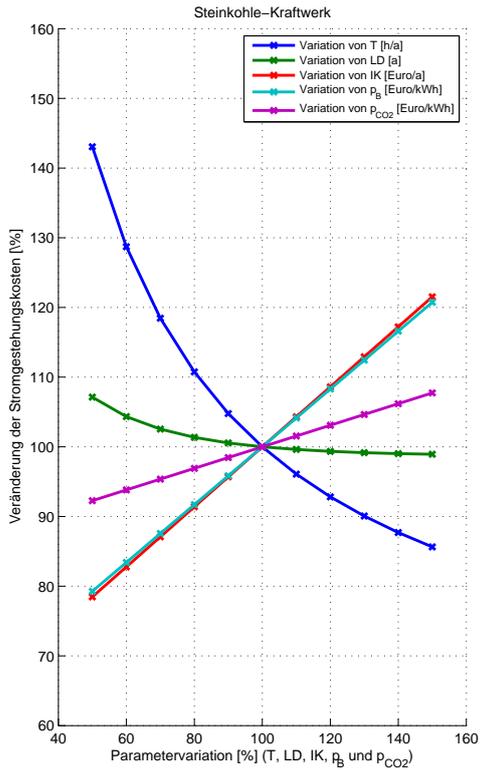


Abbildung 4.4: Parametervariation der SGK für Stein- und Braunkohle-KW

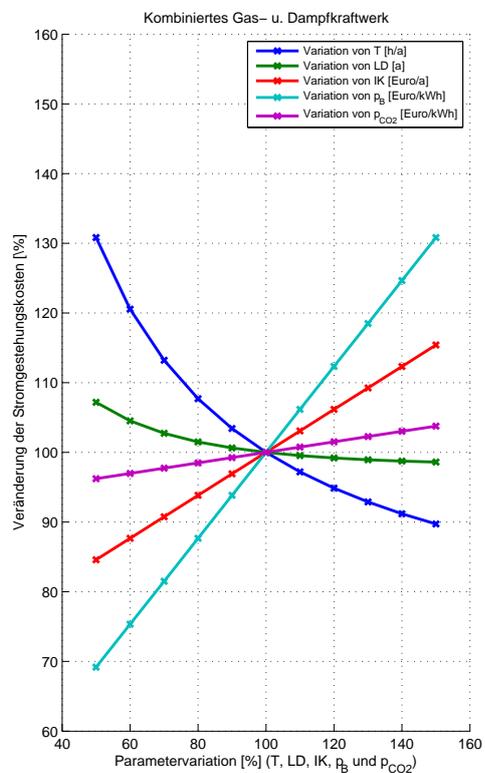
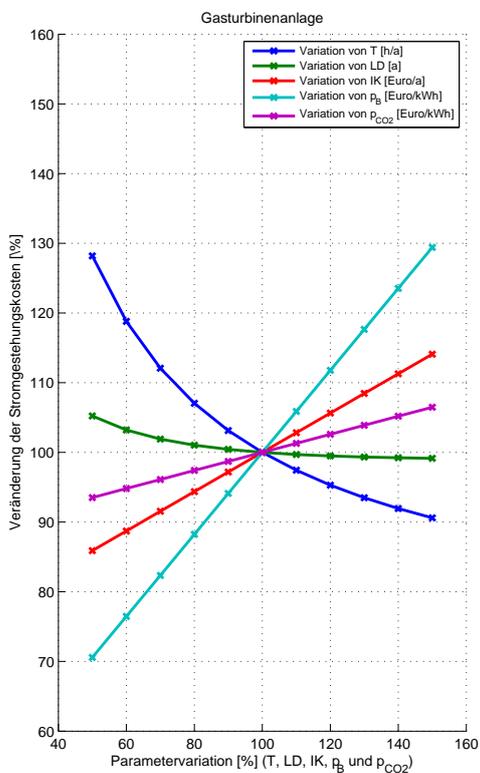


Abbildung 4.5: Parametervariation der SGK für GT- und GuD-Kraftwerke

Bei der Betrachtung der Abbildungen 4.4 und 4.5 können grundlegend zwei verschiedene Effekte erkannt werden:

- Proportionaler Zusammenhang: Die prozentuelle Erhöhung der Einflussgrößen IK , p_B und p_{CO_2} führt zu ansteigenden SGK.
- Indirekt-proportionaler Zusammenhang: Die betrachteten Parameter T und LD haben demgegenüber einen umgekehrten Einfluss. Eine Vergrößerung dieser Parameter führt zu einer Minderung der SGK.

Deutlich ist zudem zu erkennen, dass die jährlichen Volllaststunden einen sehr großen Einfluss auf die spezifischen SGK haben. Die Abhängigkeiten vom CO_2 -Zertifikatspreis spielt aufgrund des derzeitigen, sehr niedrigen Niveaus und der einheitlichen prozentuellen Variation (± 50 Prozent) in dieser Darstellung nur eine untergeordnete Rolle. Langfristig ist mit einem deutlichen Anstieg der Zertifikatspreise zu rechnen, so prognostiziert [Buttermann und Baten, 2013] in einem Hochpreisszenario die Kosten für CO_2 -Emissionsberechtigungen mit 80 Euro/t für 2030 bzw. 120 Euro/t für 2050. Diese Entwicklung wird zu einem deutlichen Preisanstieg der kohlebasierten Stromproduktion führen. Eine detaillierte Analyse der einzelnen Erzeugungstypen zeigt, dass bei Kraftwerken auf Erdgasbasis eine starke Empfindlichkeit hinsichtlich der Brennstoffpreisentwicklung gegeben ist. Dies ist mit dem hohen Anteil der Brennstoffkosten an den gesamten Gestehungskosten zu erklären. Der Vergleich der Kohlekraftwerke zeigt, dass bei der Nutzung von Steinkohle die Investitionskosten und Kosten für den Brennstoff in derselben Größenordnung entscheidenden Einfluss auf die SGK nehmen, wohingegen bei Braunkohlekraftwerken die Brennstoffkosten nur eine untergeordnete Rolle spielen. Der Einfluss der Lebensdauer (Nutzungsdauer) auf die SGK ist bei allen Erzeugungstypen nur marginal.

4.3 Bestimmung der Kraftwerkseinsatzzeiten (Volllaststunden)

Ziel dieser Berechnung ist eine Abschätzung der jährlichen Volllaststunden der unterschiedlichen Kraftwerkstechnologien unter Einbeziehung der in Abschnitt 4.1 berechneten Stromgestehungskosten. Abbildung 4.6 (links) zeigt die stündliche Stromnachfrage für das Marktgebiet Deutschland und Österreich für das Jahr 2012. Mittels den stündlichen Einspeisemengen aus erneuerbaren Energien nach Abbildung 4.7 ergibt sich eine stündliche Residuallast nach Gleichung 4.1.

$$RL^i = SN^i - EE^i = SN^i - (PV^i + WKA^i) \quad (4.1)$$

RL^i	...	Residuallast zur Stunde i	[GW]
SN^i	...	Stündliche Stromnachfrage	[GW]
EE^i	...	Stündliche Einspeisung erneuerbarer Energie	[GW]
PV^i	...	Photovoltaik-Einspeisung zur Stunde i	[GW]
WKA^i	...	Einspeisung aus Windkraft zur Stunde i	[GW]

Dabei wurde die Annahme getroffen, dass sich die erneuerbare Energie nur aus Windkraft und Photovoltaik aufbaut. Die sich daraus ergebende Residuallast für jede Stunde im Jahr ist in Abbildung 4.6 (rechts) angeführt.

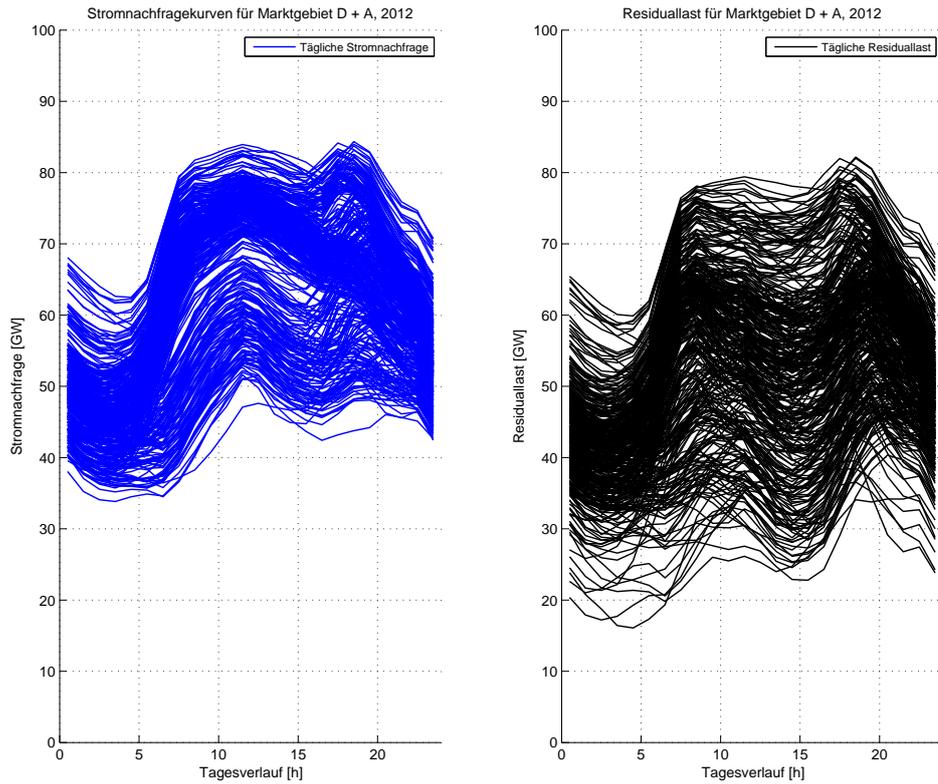


Abbildung 4.6: Tagesgänge einer historischen Nachfragekurve für Österreich und Deutschland (2012) [Austria, 2014]

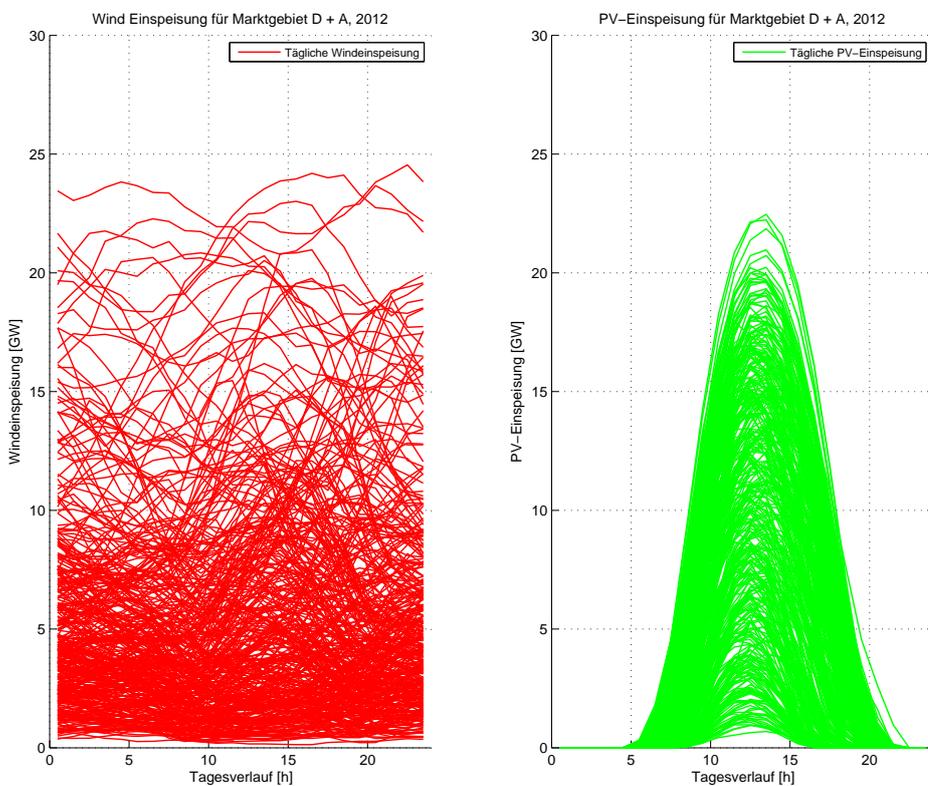


Abbildung 4.7: Einspeisung aus Windkraft und Photovoltaik für Österreich und Deutschland (2012) [Austria, 2014]

Die Angebotsseite wird einerseits durch die zuvor dargestellten Verläufe der Einspeisung von Windkraft bzw. Photovoltaik und andererseits durch die Bereitstellung aus thermischen Kraftwerken, welche die Residuallast decken, beschrieben. Der Betrieb der thermischen Kraftwerksflotte wird über die berechneten Stromgestehungskosten und der Annahme von installierten Leistungen nach der Merit-Order bestimmt. Tabelle 4.6 gibt dazu einen Überblick über den Aufbau der betrachteten Varianten bezüglich der (vereinfachten) Kraftwerksparks. Dabei basiert die Variante A auf historischen Nachfragekurven (siehe Abbildung 4.6) bzw. Wind- und PV-Einspeisungen (4.7) aus dem Jahr 2012. Bei Variante B werden die in Abbildung 4.7 dargestellten historischen Einspeisemengen für Windkraft und Photovoltaik um 20 % hochskaliert. Zusätzlich werden die Verfügbarkeitsfaktoren VF angeben, durch deren Korrektur wird man der Tatsache gerecht, dass die verschiedenen Technologien nicht jederzeit die maximal verfügbare Leistung aufbringen können. Für die kohle-, gasbefeuerten bzw. nuklearen Kraftwerke wird nach [IEA, 2010] eine Standardverfügbarkeit von 0,85 angenommen.

Betrachteter thermischer Kraftwerkspark, $P_i^{\text{ges}} = 105 \text{ GW}$							
		Variante	SK-KW	BK-KW	GT-Anlage	GuD-KW	
$P_{\text{Inst},i}/P_{\text{Inst,therm,ges.}}^{(1)}$	[-]	A	0,48	0,35	0,10	0,07	
		B (+20 % EE)					
$\text{VF}^{(2)}$	[-]	A und B	0,85	0,85	0,85	0,85	
SGK_{var}	min	[Euro/MWh]	A und B	33,38	13,85	87,31	53,63
	max			39,87	17,18	241,01	67,26

Quellen:

(1) in Anlehnung an [Schröter, 2004]

(2) [IEA, 2010]

Tabelle 4.6: Struktur der verschiedenen Varianten der Zusammensetzung der Kraftwerksflotte

In Tabelle 4.6 sind weiters die berechneten minimalen bzw. maximalen variablen Stromgestehungskosten angeben. Aufbauend auf diesen können die vier verschiedenen Erzeugungstechnologien nach ihren variablen Stromgestehungskosten gereiht werden. Nach dem Merit-Order-Prinzip werden die unterschiedlichen Kraftwerkstypen mit ansteigenden variablen SGK in Betrieb genommen um die gegebene Residuallast zu decken. Die Einsatzreihenfolge ist für die Betrachtung der minimalen und maximalen variablen Stromgestehungskosten ident. Die Auswertung erfolgt über jede einzelne Stunde des Jahres und liefert die in Tabelle 4.7 dargestellten Ergebnisse.

Berechnete Volllaststunden					
		SK-KW	BK-KW	GT-Anlage	GuD-KW
Variante A (historische Daten aus 2012, D + A)					
VLS	[h/a]	3550,80	8499,60	0,68	79,31
	[%]	40,53	97,03	-	0,91
Variante B (+20 % erneuerbare Energie Einspeisung)					
VLS	[h/a]	3274,50	8444,00	0,43	61,90
	[%]	37,38	96,39	-	0,71

Tabelle 4.7: Vergleich der berechneten jährlichen Volllaststunden der verschiedenen Technologien

Die in Tabelle 4.7 angeführten Volllaststunden (VLS) für die verschiedenen Erzeugungstypen bildet grundlegend die derzeitige energiewirtschaftliche Situation ab. Kohlekraftwerke, im Speziellen braunkohlebefeuerte Anlagen, weisen eine sehr hohe Auslastung auf, wohingegen ergasbetriebene Kraftwerke aufgrund der hohen Erdgaspreise zu einem hohen Anteil außer Betrieb genommen werden. Zum Vergleich der Simulationswerte aus der Variante A werden folgende Werte der Jahresvolllaststunden für Deutschland aus der Literatur angeführt [BDEW, 2014]: Braunkohle 7030 h/a, Steinkohle 4380 h/a, Erdgas 2480 h/a. Die Unterschiede sind einerseits im vereinfachten Kraftwerkspark, welcher als Berechnungsgrundlage in dieser Arbeit dient, zu erklären. Dieser beinhaltet nur die fossil-thermischen Kraftwerkstypen (SK-KW, BK-KW, GT-Anlagen und GuD-Kraftwerke) sowie Windkraft- und Photovoltaik-Anlagen. Andere Erzeugungstechnologien auf Basis von Biomasse, Lauf- und Speicherwasser, Öl oder Pumpspeicher werden

nicht berücksichtigt. Andererseits wird ein Großteil der elektrischen Energie am Terminmarkt schon Monate bzw. Jahre im voraus gehandelt und unterliegt somit nicht den in dieser Arbeit betrachteten wirtschaftlichen Effekten. Des Weiteren limitieren die gegebenen Transport- und Verteilungseinrichtungen eine Belieferung des gesamten Marktgebietes. Dies führt bei einer globalen Bilanzierung, welche in dieser Arbeit angewendet wurde zu gewissen Abweichungen. Zudem gilt für kraftwerkstechnische Anlagen mit Wärmeauskopplung eine bevorzugte Einspeisung, welche bei diesen Berechnungen nicht berücksichtigt wurde. Ein Anstieg der Einspeisung von erneuerbaren Energien führt in den durchgeführten Berechnungen zum Absinken der Volllastbetriebsstunden der gesamten fossil-thermischen Kraftwerksflotte. Grundlegend bilden die in dieser Arbeit durchgeführten Berechnungen die Betriebsstunden von flexiblen Kraftwerksanlagen (GT-Anlagen und GuD-Kraftwerke) nicht ausreichend ab. Da jedoch gerade diese Anlagen zur Abdeckung von Lastspitzen im Sinne von Spitzenlastkraftwerken verwendet werden, liegen deren Volllastbetriebsstunden in der Praxis meist deutlich höher. Nach [Haas und Loew, 2012] weisen einige GuD-Kraftwerke in den letzten Jahren jedoch trotzdem Laufzeiten unter 100 h/a auf, was dazu führt, dass diese Anlagen aus wirtschaftlichen Gründen still gelegt werden. Der Wegfall dieser Spitzenlastanlagen ist auch im Hinblick auf die Netzstabilität problematisch. Speziell bei der zukünftigen, höheren Einspeisung von erneuerbaren Energien, welche zum Großteil fluktuierend und nicht-disponibel ins Netz einspeisen, sind flexible fossil-thermische Kraftwerksanlagen als back-up Anlagen unabdingbar. Unter den derzeitigen Marktverhältnissen (Spotmarkt, hohe Gaspreise, niedrige CO₂-Emissionszertifikatspreise) ist die Wirtschaftlichkeit der gasbetriebenen Kraftwerksflotte meist nicht gegeben. Um die Versorgungssicherheit gewährleisten zu können und um indirekt die Umweltschutzziele erreichen zu können wird seit längerem über eine Veränderung der derzeitigen Marktstrukturen diskutiert. Eine oft angeführte Möglichkeit stellt die Einführung von Kapazitätsmärkten, ähnlich der heute schon vorhandenen Märkte für Regelenergie, dar. Dabei soll bereits die Bereitstellung von Stromerzeugungskapazitäten wirtschaftlich abgegolten werden. Dies hätte zur Folge, dass die umweltfreundlichen und flexiblen Kraftwerke, welche zur Sicherung der Versorgung benötigt werden, wirtschaftlich betrieben werden könnten.

Wie in der vorherigen Diskussion deutlich wurde, stellt die Flexibilität von fossil-thermischen Kraftwerken eine entscheidende Schlüsselrolle im derzeitigen bzw. zukünftigen Energiesektor dar. Aus diesem Grund wird im nachfolgenden Abschnitt 5 nochmals im Detail auf die Flexibilität von fossil-thermischen Kraftwerken („Manövrierfähigkeit“) eingegangen.

5 Manövrierfähigkeit fossil-thermischer Kraftwerke

Die neuen Rahmenbedingungen der Stromerzeugung haben einen Paradigmenwechsel in der Kraftwerkstechnik zur Folge. Die über Jahrzehnte entwickelte und optimierte Technik muss jetzt den neuen Bedingungen angepasst werden. Dabei stellt sich nicht mehr die Frage „Was können die Kraftwerke?“, sondern „Was müssen die Kraftwerke unter den herrschenden bzw. zukünftigen Bedingungen können?“. Die veränderten Anforderungen durch die Flexibilisierung des thermischen Kraftwerksparkes haben jedoch auch starken Einfluss auf Prüf- und Inspektionszeiten [Schulz u. a., 2012] und werden zu angepassten Wartungsintervallen sowie vorbeugenden Maßnahmen der Instandhaltung führen. Weiters sind die Auswirkungen der geänderten Einsatzweise des fossil-thermischen Kraftwerkspark auf die Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit der Anlagen zu untersuchen. Längere Stillstandszeiten bringen zudem die Gefahr von Korrosionserscheinungen mit sich, welchen durch entsprechende Konservierungsverfahren entgegen zu wirken ist.

Unter Manövrierfähigkeit (manoeuvrability) bzw. Betriebsflexibilität einer Kraftwerksanlage werden die in Abbildung 5.1 angeführten Bereiche verstanden [Effenberger, 2000].

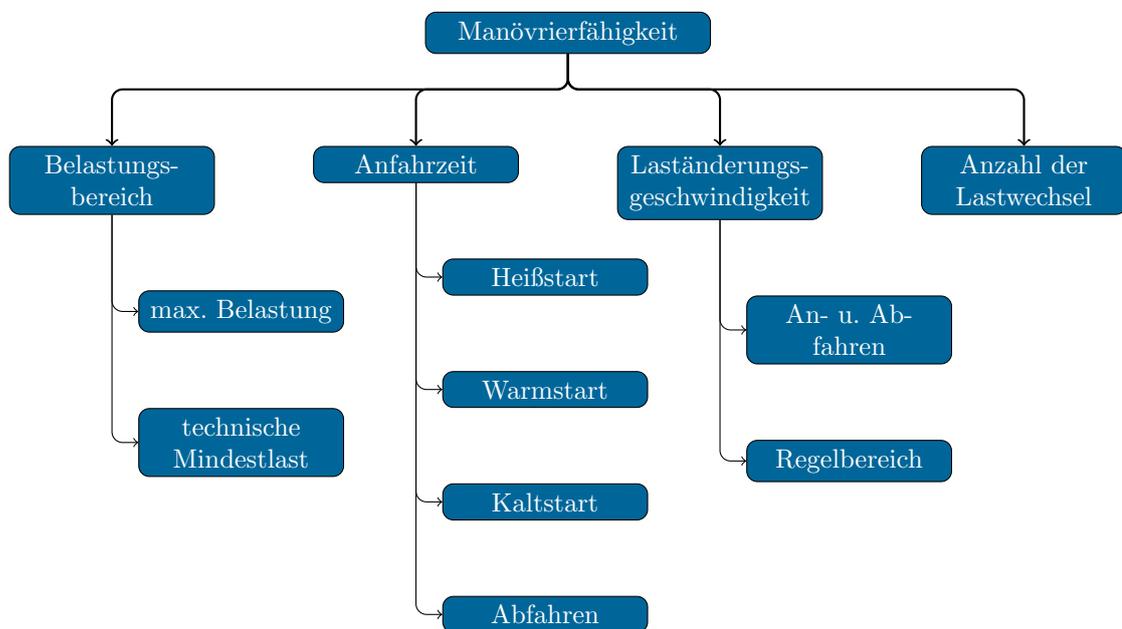


Abbildung 5.1: Einflussfaktoren auf die Manövrierfähigkeit

Die geänderten Anforderungen für den fossil-thermischen Kraftwerkspark hinsichtlich einer erweiterten (nachhaltigen) Betriebsflexibilisierung führt im Wesentlichen zu zwei Zielen [Zehner u. a., 2008]: Dynamik und Effizienz. Diese beiden Zielvorgaben stehen jedoch in Konkurrenz. Die Auswirkungen dieser neuen Betriebsweisen können zur Zeit noch nicht vorhergesehen werden, höherer Anlagenverschleiß und damit steigende Wartungs- und Instandhaltungskosten scheinen aber logisch [Karl, 2012].

5.1 Belastungsbereiche und Wirkungsgrade

Eine entscheidende Eigenschaft einer Energieerzeugungsanlage stellt der fahrbare Lastbereich dar. Im oberen Lastbereich kann dies positive Effekte zur Deckung von Lastspitzen haben. Nach [Wechsung u. a., 2011] wurden die klassischen Grundlastkraftwerke (Kernkraftwerke, Braun- und Steinkohlekraftwerke) bisher üblicherweise auf einen Lastbereich nahe der Maximalleistung (typischerweise bei 95 bis 98 %) optimiert, was den Sinn der Vorhaltung von Reserveregeleistung hat. Unter *technischer Mindestlast* ist der

unterste Lastpunkt zu verstehen, an dem keine zusätzlichen (teuren) Zusatzbrennstoffe zur Stützung der Feuerung notwendig sind. Die Erhaltung eines stabilen Feuerungsbetriebes markiert die Untergrenze bei der Herabsetzung der Mindestlast [John u. a., 2011]. Bei neuen Konzepten wird versucht, die Mindestlast durch die Nutzung von billigen Brennstoffen mit hoher Reaktionsfreudigkeit (z.B. Trockenbraunkohle) zu verringern. Eine niedrige Mindestlast kann unter Umständen entscheidend sein, um ein Kraftwerk in Zeiten von niedrigem Strombedarf bei minimaler Last zu „parken“ und damit teure, langwierige und materialbelastende Startvorgänge zu vermeiden bzw. zu minimieren. Auch in Phasen starken Windes ist der Betrieb einiger fossiler Kraftwerke bei Mindestlast notwendig, da es bei den Windparks zu einer Starkwindabschaltung kommen kann. Die fehlende Leistung muss im Fall einer Starkwindabschaltung der Windkraftanlagen durch schnell regelbare konventionelle Kraftwerke aufgebracht werden. Diese Anlagen („must-run-units“) sind auch zur Bewältigung der physikalischen Erfordernissen des Drehstromnetzes sowie für die für den Netzbetrieb erforderlichen Systemdienstleistungen notwendig.

Des Weiteren muss berücksichtigt werden, dass die konventionellen Kraftwerke meist für einen Lastpunkt optimiert sind, an dem sie die höchsten Wirkungsgrade erreichen. Fahrweisen abweichender Lastpunkte sind immer mit einer Verschlechterung der Brennstoffausnutzungsgrade verbunden [Lehmann, 2000]. Neben den hohen Wirkungsgraden in den Teillastbereichen stellen niedrige Emissionen in diesen Betriebsbereichen eine wichtige Forderung dar. Zudem sollen hohe Wirkungsgrade auch in einem weiten Bereich der Umgebungsbedingungen erreicht werden. Tabelle 5.1 gibt einen Überblick über die Leistungscharakteristik verschiedener Kraftwerkstypen.

KW-Typ	Mindestlast	Wirkungsgrad	Wirkungsgradverlust
	$P_{\min.}^{(*)}$	$\eta_{el.}$ bei P_N	$\Delta\eta_{el.}$ bei P_{\min}
	[%]		[%-Punkte]
DT-KW			
Braunkohle-KW	60/50 ⁽¹⁾ / <20 ⁽¹²⁾	bis 43 ⁽³⁾	1 ⁽⁸⁾ bis 5 ⁽²⁾
Steinkohle-KW	40/25 ⁽¹⁾ /15 ⁽⁹⁾	bis 46 ⁽⁴⁾	ca. 3 ⁽¹⁰⁾ bis 6 ⁽²⁾
GT-KW			
Gasturbinenanlagen	50 ⁽¹⁾ /20 ⁽¹⁴⁾ -	ca. 30 ⁽⁶⁾ bis 39 ⁽⁵⁾	bis zu 22 ⁽³⁾
Kombinierte Kraftwerke			
GuD-Kraftwerke	30 bis 50 ⁽¹⁰⁾ /20 ⁽¹³⁾ bzw. 14 ⁽¹⁵⁾ -	55 bis 60 ⁽⁶⁾	6,5 ⁽⁸⁾ bis zu 11 ⁽²⁾
Kern-KW			
Kernkraftwerke	20 bis 60 ⁽²⁾ /-/-	bis 38 ⁽¹⁰⁾	3 ⁽¹¹⁾ bis 5 ⁽⁷⁾

Anmerkung: (*) heute üblich/Stand der Technik/Potential
Quellen:

- (1) [Brauner u. a., 2012]
- (2) [Hundt u. a., 2010]
- (3) [DEBRIV, 2011]
- (4) [Konstantin, 2009]
- (5) [Zahoransky und Allelein, 2013]
- (6) [Strauß, 2009]
- (7) [EWI, 2004]
- (8) [Zepf, 2011]
- (9) [Ziems u. a., 2012]
- (10) [Balling, 2010b]
- (11) [Voß, 2012]
- (12) <http://www.rwe.com/web/cms/mediablob/de/1292186/data/1292728/4/boaplus/aktuelles/1-themenabend/blob.pdf>, download: 18. Juni 2013
- (13) [Maagh und Fischer, 2012]
- (14) http://www.ge-flexibility.com/static/global-multimedia/flexibility/documents/TF_7_Series_Product_Fact_Sheet.pdf, download 18. Juni 2013
- (15) http://www.ge-flexibility.com/static/global-multimedia/flexibility/documents/FE60_Interactive_pdf_FINAL_9-25-12.pdf, download 18. Juni 2013

Tabelle 5.1: Belastungsbereich und Wirkungsgrade verschiedener Kraftwerkstypen

Eine Herabsetzung der Mindestlast der thermischen Kraftwerke wird verlangt, da sie einerseits zur Erbringung gewisser Systemdienstleistungen bzw. als Betriebsreserve dienen. Andererseits soll ihre Einspeisung zu Zeiten hoher regenerativer Produktion minimal sein. Eine Alternative bzw. Ergänzung zur Kraftwerksoptimierung auf minimalsten Betrieb könnte zukünftig die Auskopplung der überschüssigen Energien in ein Speichersystem sein. Dieses entlastet das Netz bei niedrigem Bedarf an elektrischer Energie aus thermischer Produktion und führt die Energie in Spitzenlastzeiten zusätzlich zur maximalen Leistung des Blockes wieder zu [Schmidt und Schuele, 2013].

5.1.1 Dampfkraftwerke

Die Manövrierfähigkeit eines Dampfkraftwerks hängt vom Zusammenspiel von Wärmeübertragungseinheit und Feuerungssystem ab [Lehmann, 2000]. Auch umwelttechnische Aspekte dürfen in diesem Zusammenhang nicht außer Acht gelassen werden, da diese auch limitierend wirken können. Aus feuerungstechnischer Sicht ergeben sich bei staubgefeuerten Kraftwerksanlagen unterschiedliche Mindestlastpunkte [Heinzel u. a., 2012]:

- Steinkohle-Trockenfeuerung: Hierbei limitieren die Feuerungsstabilität (typischerweise im Zweimühlenbetrieb), eine stabile Zündung, die Flammenwächter, der Gehalt an Unverbranntem in der Asche und die CO-Emissionen die untere Grenze des Feuerungslastbereiches auf 25 bis 40 %.
- Steinkohle-Schmelzkammerfeuerung: Aufgrund der benötigten Mindestbrennkammertemperatur zur Aufschmelzung der Asche bzw. deren Abzug in flüssiger Form liegt die Mindestlast der Feuerung im Normalfall über 40 %.
- Braunkohlefeuerung: Die Mindestleistung bei der Nutzung von Braunkohle ergibt sich durch die spezielle Mühlenanordnung auf Basis der Mahltrocknung. Symmetrischer Betrieb, Mindestanzahl der Mühlen sowie die Mindestleistung der einzelnen Brenner erfordern eine feuerungstechnische Mindestlast im Bereich von 40 bis 50 %.

Neben den feuerungstechnischen Einschränkungen auf den Schwachlastbetrieb werden auch andere Anlagenteile, wie Kohlelagerung, der Wasser-Dampf-Kreislauf oder auch die verschiedensten Teile der Rauchgasreinigung durch die Forderung niedriger Teillasten beeinflusst [Benesch und Brüggendick, 2011]. Im Hinblick auf die Rauchgasreinigung ist die Mindesttemperatur des Rauchgases vor dem DeNO_x-Katalysator zur Einhaltung der gewünschten Effektivität einzuhalten. Zudem darf zur Vermeidung von Schäden durch die Säurekorrosion eine Grenztemperatur nach dem Luvo nicht unterschritten werden [John u. a., 2011]. In [Ziems u. a., 2012] wird für Kohle-KW auf Feuerungsinstabilitäten und das etwaige Unterschreiten der Rauchgastemperatur unter das zur Entstickung notwendige Temperaturniveau beim Absenken der Mindestlast hingewiesen. Verbesserungen der Flammenstabilität können durch eine höhere Mahlfeinheit des Kohlestaubes sowie der erhöhten Turbulenz bei der Verbrennungsluftzugabe erreicht werden, sodass Feuerungswärmeleistungen von unter 20 % erreicht werden können [Benesch und Brüggendick, 2011]. Nach [Ziems u. a., 2012] sollen zukünftig bei steinkohlegefeuerten Kraftwerken Mindestlasten von etwa 15 % möglich sein. Damit sind jedoch höhere Anlagenkosten verbunden. Bei neuen Braunkohlekraftwerken bringt die Anwendung des *2-Kessel*-Konzeptes, wie es bei den *BoAplus*-Blöcken von RWE geplant ist, eine Mindestlast im 1-Kesselbetrieb von unter 20 % der gesamten Nennleistung. Eine reduzierte Mindestlast hat nach [Ziems u. a., 2012] einen deutlichen Rückgang von Anfahrvorgängen zur Folge, was sich positiv auf den Lebensdauerverbrauch auswirkt und damit in wirtschaftlicher Sicht die verminderten Volllaststunden kompensiert. Versuche an konventionellen Steinkohle-KW zeigen, dass diese Mindestlasten im Einmühlenbetrieb erreichbar sind [Heinzel u. a., 2012].

Bezüglich der Umwandlungseffizienz erreichen modernste Braunkohlekraftwerke einen Netto-Wirkungsgrad von 43 %. Die Nutzung von Steinkohle ermöglicht höhere Wirkungsgrade von über 45 % [Czolkoss und Bauer, 2012]. Der Wirkungsgradabfall in der Teillast beträgt je nach verbauter Anlagentechnik bei Kohlekraftwerken zwischen einem und sechs %-Punkten. Zur weiteren Wirkungsgradsteigerung von Kohlekraftwerken steht zur Zeit die *700 °C-Technologie* im Mittelpunkt der Entwicklungsanstrengungen. Neben dieser Bemühung, welche mittelfristig eine Verbesserung der Effizienz bringen soll, stellt die Vortrocknung von Braunkohle eine weitere Möglichkeit dar. Beide Konzepte sollen eine Wirkungsgradsteigerung von ca. 4 %-Punkten mit sich bringen [DEBRIV, 2011].

Bei stationären Wirbelschichtfeuerungen liegen die Minimallasten relativ hoch. Dies ergibt sich aus dem einzuhaltenden Betttemperaturbereich, welcher bei jedem Betriebspunkt eingehalten werden muss. Gerade bei stationären WSF mit Tauchheizflächen stellt dies ein großes Problem dar, da diese Heizflächen

aufgrund des hervorragenden Wärmeübergangs gerade in der Teillast unverhältnismäßig Wärme abziehen und dadurch die Betttemperatur absinkt [Strauß, 2009]. Möglichkeiten der Erweiterung des Lastbereichs zu niedrigeren Teillasten stellen ein modularer Aufbau des Wirbelbettes, eine variable Bettmaterialmenge und der damit verbundenen Regulierung der Betthöhe, ein veränderbares Verhältnis von primärer und sekundärer Verbrennungsluft, sowie ein höhenverstellbarer Düsenboden dar [Effenberger, 2000]. Zudem wird in der Teillast weniger Verbrennungsluft zur Fluidisierung benötigt, was über die Rezirkulation von Rauchgas ausgeglichen werden kann.

Zirkulierende WSF weisen deutlich niedrigere Mindestlasten auf, da sie einerseits aufgrund des hohen Erosionspotentials der feststoffbeladenen Gasströmung keine Tauchheizflächen nutzen und der in manchen Ausführungen verwendete Fließbettkühler das Teillastverhalten positiv beeinflusst [Effenberger, 2000].

Der allgemeinen Erscheinung des Absinkens der Wirkungsgrade in Teillast bei Dampfkraftwerken kann durch geeignete Maßnahmen wie zum Beispiel einer Anlagenoptimierung im Teillastbereich [Feldmüller, 2009] entgegengewirkt werden. Dies erscheint bei Anlagen mit geringer Volllaststundenanzahl sinnvoll. Eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung des Teillastverhaltens bietet ein modifiziertes Konzept zur Speisewasservorwärmung.

5.1.2 Gasturbinenkraftwerke

Konventionelle Gasturbinenanlagen halten die Emissionsgrenzwerte bis zu einer Last von ungefähr 50 % ein [Pickard und Meinecke, 2011]. Neben dem Kohlenmonoxid (CO) stellen NO_x-Emissionen weitere wesentliche Luftschadstoffe dar, welche jedoch erst bei höchsten Temperaturen (thermische Stickoxide), wie sie im Grundlastbetrieb auftreten, relevant werden. Hinsichtlich der CO-Emissionen ist das Absinken der Verbrennungstemperatur bei Teillast entscheidend. Niedrigere Temperaturen haben erhöhte Kohlenmonoxid-Gehalte sowie einen Abfall des Wirkungsgrades zur Folge. Eine Möglichkeit zur Vermeidung des Abfalls der Verbrennungstemperatur sind variabel verstellbare Leitschaufeln (variable-pitch guide vanes) am Eingang des Gasturbinenverdichters. Dadurch wird in Teillast nicht die Temperatur reduziert, sondern der Massenstrom [Frank, 2006]. Dies ermöglicht ein Herabsetzen des Mindestlastpunktes und führt zu verbesserten Teillastwirkungsgraden.

Bei der Anwendung einer sequentiellen Verbrennung nach dem Zwischenüberhitzungsprinzip kann der untere Lastbereich erweitert werden, da eine Brennkammer problemlos außer Betrieb genommen werden kann. Das von Alstom¹ entwickelte „low load operation“-Konzept (LLOC), welches in den fortschrittlichsten Gasturbinen GT24/GT26 verbaut wird, erlaubt Teillasten der Gasturbine von 40 % der Nennlast, unter Einhaltung aller Grenzwerte und hohen Wirkungsgraden [K. Lindvall, 2006].

Die Wirkungsgrade von Gasturbinenanlagen verschlechtern sich typischerweise in Teillast. Je nach Ausführungsform kann der Wirkungsgrad bei 40 % Last auf bis zu 60 % des Volllastwirkungsgrades abfallen [Nag, 2008]. Dabei sind die Wirkungsgradverluste in der Teillast bei Einwellen- im Vergleich zu Mehrwellenanlagen höher [Petchers, 2003]. Aufgrund der typischen Nutzung von GT-Anlagen („simple cycle“) zur Spitzenlastabdeckung und als schnellstartende Reserve, wird die vergleichsweise schlechte Umwandlungseffizienz in Kauf genommen [Roth, 2008].

Gasturbinenanlagen bieten durch verschiedene Maßnahmen die Möglichkeit unter gewissen Umständen kurzzeitig die Performanz (Leistungserhöhung) zu verbessern. Dazu zählen die Kühlungsverfahren der Ansaugluft, welche bei hohen Außentemperaturen (z.B. Mittagszeit) zu einer Steigerung der Leistung führen. Eine weitere Methode stellt die Verdunstungskühlung im Verdichter dar, welche vom Prinzip ähnliche Auswirkungen wie eine Zwischenkühlung hat. Nach unterschiedlichen Literaturquellen sind mit diesen Maßnahmen temporäre Leistungssteigerungen von 20 bis 50 % möglich [Lechner und Seume, 2009]. Auch

¹<http://www.alstom.com/>

das Öffnen der Verdichterleitschaufeln führt zu einer Leistungssteigerung der Gasturbineneinheit [Pickard und Meinecke, 2011].

Ein weiterer Trend der Kraftwerkstechnik, welcher sich auch bei den Gasturbinenanlagen zeigt, ist die Steigerung der Betriebsflexibilität. So bieten Hersteller unterschiedliche Betriebskonzepte an, die eine Wahlmöglichkeit zwischen Maximierung der Leistung bzw. Minimierung der Inspektionsintervalle erlaubt.

5.1.3 Kombikraftwerke

Bei GuD-Kraftwerken ist die Mindestlast bzw. der Wirkungsgradabfall im Teillastfall stark vom Aufbau der Anlage abhängig. Die Anzahl der verschalteten Gasturbinen mit der Dampfturbineneinheit ist dabei entscheidend, wobei Anlagen mit mehreren Gasturbinen im Teillastbereich bessere Wirkungsgrade ermöglichen [Kehlhofer u. a., 1992]. Die Minimallast ist durch die maximal zulässigen Emissionen beschränkt, welche im Allgemeinen mit sinkender Last zunehmen [Pickard und Meinecke, 2011]. Des Weiteren gibt es bei GuD-Anlagen je nach Hersteller unterschiedliche Konzepte hinsichtlich der Mindestlastfahrweise, welche bei derartigen Spitzen- bzw. Mittellastanlagen, gerade bei nächtlichen Bedarfseinbrüchen, von Bedeutung sind. Einige davon sind auch zur Nachrüstung bestehender Anlagen geeignet [C. Ruchti, 2010]. Einige Hersteller bevorzugen ein „parken“ der Anlagen über Nacht, andere wiederum versuchen die Kosten der Anlagen durch nächtliche Abschaltungen und optimierte Anfahrvorgängen zu senken um wettbewerbsfähig zu sein. Zur Herabsetzung der Mindestlast lassen sich bei Gasturbinenanlagen prinzipiell ähnliche Methoden anwenden wie bei der Leistungssteigerung. Durch Beeinflussung der Verdichtereintrittstemperatur kann die Dichte manipuliert werden, was sich direkt auf Massenstrom und Leistung auswirkt. Über eine Luftvorwärmung durch den Dampfkreislauf wird der Verdichtermassenstrom reduziert, dadurch die Verbrennungstemperatur im unteren Lastbereich stabilisiert, welches die Einhaltung der Emissionsgrenzwerte ermöglicht. Die Stabilisierung der Abgastemperatur der Gasturbine über den gesamten Regelbereich wirkt sich positiv auf die anschließende Dampfproduktion aus und bietet verbesserte Wirkungsgrade über den gesamten Betriebsbereich. Durch die Vermeidung von Drosselverlusten, welche bei alternativen Verfahren auftreten, werden zudem die Wirkungsgrade in der Teillast erhöht (bis zu 0,8 %-Punkte) [Pickard und Meinecke, 2011]. Moderne Einwellenanlagen erreichen heutzutage schon Mindestlastpunkte im Bereich von 20 % der Nennlast. Bei der Ausführung mit zwei Gasturbinen und einer Dampfturbine lässt sich die Mindestlast bis auf 15 % absenken [Balling, 2010b]. Zu Zeiten mit hohen Preisen für elektrische Energie bzw. zur Netzstabilisierung sind aus betriebswirtschaftlicher Sicht temporär fahrbare Lasten über der Nennlast günstig. Eine derartige Leistungssteigerung der GuD-Anlage erfolgt über die zuvor beschriebenen Möglichkeiten der Lasterhöhung der Gasturbine oder über einen befeuerten Abhitzekeessel.

5.2 An- und Abfahrvorgänge

Bei den An- und Abfahrvorgängen eines Kraftwerkblockes treten starke Instationaritäten auf. Im Sinne der Materialschonung und zur Vermeidung von ernststen Schadensfällen sind dabei die vorgeschriebenen Grenzwerte einzuhalten [Lehmann, 2000]. Die An- und Abfahrvorgänge sind in Form eines Kompromisses zwischen Geschwindigkeit und Verbrauch von Lebensdauer zu optimieren [Ruchti u. a., 2011]. Im Allgemeinen hängt die Anfahrzeit eines Wärmekraftwerks von der Dauer des Stillstandes ab [Schwab, 2012]. Dabei werden nach der Stillstandzeit folgende Anlageninbetriebnahmen unterschieden:

- Heißstart: Stillstandzeit < 8 Stunden
- Warmstart: Stillstandzeit zwischen 8 und 48 Stunden
- Kaltstart: Stillstandzeit > 48 Stunden

Beim Anfahren von Kraftwerksanlagen handelt es sich um Vorgänge, welche suboptimale Betriebsbereiche (hohe Emissionen, niedrige Wirkungsgrade, hoher Brennstoffverbrauch) darstellen und mit hohen Kosten verbunden sind [Frank, 2006]. Aufgrund der Häufigkeit sind besonders Heiß- und Warmstarts von Bedeutung, wohingegen kalte Starts, wie sie nach einer Anlagenrevision vorkommen, im Hinblick auf die Manövrierfähigkeit nur bedingt Relevanz haben.

KW-Typ	Anlageninbetriebnahme		Mindeststill- standzeit	Mindest- betriebszeit
	Heißstart(*)	Kaltstart(*)		
[h]				
DT-KW				
Braunkohle-KW	6/4/2 ⁽¹⁾	10/8/6 ⁽¹⁾	4 ⁽³⁾	2 ⁽²⁾ bis 6 ⁽³⁾
Steinkohle-KW	3/2,5/2 ⁽¹⁾	10/5/4 ⁽¹⁾	2 ⁽²⁾ bis 4 ⁽³⁾	2 ⁽²⁾ bis 4 ⁽³⁾
GT-KW				
Gasturbinenanlage	-/ca. 5 min ⁽⁸⁾ /-	-/< 10 min ⁽⁷⁾ /-	< 1 ⁽³⁾	bis ca. 1 ⁽³⁾
Kombinierte Kraftwerke				
GuD-Kraftwerk	1,5 ⁽¹⁾ /0,5 ⁽⁵⁾ /-	4/3/2 ⁽¹⁾	2 ⁽²⁾ bis 4 ⁽³⁾	3 ⁽²⁾ bis 4 ⁽³⁾
Kern-KW				
Kernkraftwerk	1-2 ⁽⁶⁾ /-/-	8 ⁽⁴⁾ bis 24 ⁽⁹⁾ /-/-	46 ⁽³⁾	8 ⁽³⁾

Anmerkung: (*) heute üblich/Stand der Technik/Potential
 Quellen:
 (1) [Brauner u. a., 2012]
 (2) [Hundt u. a., 2010]
 (3) [Zepf, 2011]
 (4) [Schwab, 2012]
 (5) [Balling, 2010a]
 (6) [Balling, 2010b]
 (7) http://www.soljet.com/PDFs/RR/SE_b_trent.pdf, download: 17. April 2013
 (8) [Brauner, 2012b]
 (9) [Voß, 2012]

Tabelle 5.2: Überblick über die Anfahrcharakteristik verschiedener Kraftwerkstypen

Die in Tabelle 5.2 angegebenen Startzeiten beziehen sich auf einen Startvorgang bis zum Erreichen der Volllast bzw. auf den üblichen Betriebspunkt nahe der maximalen Last.

5.2.1 Dampfkraftwerke

Bei Dampfkraftwerken sind die vorgeschriebenen Anfahrzeiten einzuhalten, da ansonsten mit Schäden (u.a. Verbiegungen infolge von Wärmedehnungen, Versagen von Bauteilen, Verkieselung durch unreines Speisewasser, Tropfenschlag in der Turbine oder Lagerschäden) an der Anlage gerechnet werden muss [Sigloch, 2006]. Bezüglich dem Anfahren von Dampfkraftwerken ergeben sich Unterschiede hinsichtlich des verwendeten Umlaufsystems:

- Naturumlauf: Aufgrund der Abhängigkeit der Massenstromdichte im Verdampfer von der Beheizung ergeben sich beim Anfahren mit Startbrennern (Öl bzw. Gas), welche zu hohen lokalen Wärmestromdichten führen können, gewisse Beschränkungen. Dabei ist besonders auf die Kühlung der Steigrohre und der Überhitzerheizflächen zu achten. Des Weiteren ergeben sich durch die maximal zulässigen Thermospannungen in den dickwandigen Bauteilen des Dampferzeugers (speziell in der Trommel) Limitierungen der Temperatur- und Druckänderungsgeschwindigkeiten [Effenberger, 2000].
- Zwangsumlauf: Die kontinuierliche Zirkulation des Wassers im Dampferzeugerkreislauf durch die Umwälzpumpe gewährleistet eine sichere Kühlung während des Anfahrvorgangs [Effenberger, 2000].
- Zwangsdurchlauf: Aufgrund der Charakteristik von Zwangsdurchlaufkesseln, das Wasser bei einem einmaligen Durchlauf in die Dampfphase zu überführen, muss beim Anfahrvorgang dieser Anlagen eine Abscheidung von Flüssigkeit zum Schutz vor dem Eintritt in die Überhitzer erfolgen. Dies ist erforderlich, da beim Anlagenstart der Wärmeeintrag zu Beginn nicht ausreicht um eine vollständige

Verdampfung zu erreichen [Buecker, 2002]. Bei diesem Umlaufsystem sind keine dickwandigen Bauteile (Trommel) notwendig, sodass es zu weniger Limitierungen hinsichtlich der Wärmespannungen bei dynamischen Vorgängen kommt.

Durch Optimierungen und Weiterentwicklungen im Bereich der Anfahrvorgänge bestehender Dampfkraftwerke wurden in den letzten Jahren Anfahrzeiten und -kosten zum Teil deutlich verringert [Feldmüller, 2009]. Aufgrund dessen, dass Steinkohleanlagen schon seit Jahren im Mittellastbereich eingesetzt werden [Linnenberg und Kather, 2009], weisen sie eine deutlich bessere dynamische Fähigkeiten hinsichtlich der Anfahrzeiten auf.

5.2.2 Gasturbinenkraftwerke

Die Wichtigkeit schneller An- bzw. Abfahrvorgänge wird gerade bei Gasturbinen-Kraftwerken im sogenannten „*simple-cycle*“-Betrieb offensichtlich. Derartige Anlagen werden typischerweise zur Deckung der Spitzenlast betrieben und weisen dadurch hohe Startzahlen mit geringer Auslastung auf. Bei wenigen Betriebsstunden pro Start müssen die unwirtschaftlichen An- bzw. Abfahrzeiten minimiert werden. Vermehrte Anlagenstarts führen zudem zu höheren Instandhaltungs- und Wartungskosten [Nag u. a., 2008]. Aufgrund der niedrigeren Betriebsdrücke in Gasturbinenanlagen, im Vergleich zu Dampfturbinen, sind die Gehäuse mit deutlich dünneren Wandstärken ausgeführt, was wesentlich schnellere Lastwechsellvorgänge zulässt. Heißstarts benötigen in etwa 5 Minuten, wohingegen für kalte Starts unter 10 Minuten aufzubringen sind.

5.2.3 Kombikraftwerke

Bei den Anfahrzeiten von GuD-Anlagen ist die Leistungsaufteilung von Gas- und Dampfturbineneinheit von großer Bedeutung, da Gasturbinen aufgrund ihrer schnellen Starteigenschaften ihre Leistung sehr rasch liefern können [Kehlhofer u. a., 1992]. Eine Entkopplung der beiden Anlagenteile kann zum Beispiel über einen Abgasbypass erfolgen, sodass die Gasturbine sehr schnell und ohne Einschränkungen durch den Dampfkreislauf hochgefahren werden kann.

Konventionelle Startvorgänge von älteren GuD-Anlagen sind geprägt von Haltepunkten der Gasturbine, welche für die gemächliche Aufwärmung der nachfolgenden Anlagenteile benötigt werden. Diese Verzögerungen sind zum Teil auch für die Einhaltung der erforderliche Dampfreinheit vorgegeben, welche der Vermeidung von Ablagerungen und Korrosion dient [Söllner u. a., 2010]. Neue Entwicklungen, wie das „FACY“-Konzept von Siemens, ermöglichen drastische Verbesserungen der Startzeiten („*start on the fly*“) bei vermehrten Starts durch das Vermeiden derartiger Haltepunkte [Balling, 2010a]. Zu diesen Maßnahmen sind das Warmhalten wichtiger Bauteile, Minimierung und Überwachung thermischer Spannungen sowie eine verbesserte Automatisierung und die allgemeine Optimierung der Anfahrvorgänge zu zählen. Nach [Pickard und Meinecke, 2011] stehen mit diesem Konzept nach 15 Minuten ca. 40 % der Nennleistung der GuD-Anlage zur Verfügung. Damit verbunden sind auch deutliche Verbesserungen hinsichtlich des Brennstoffverbrauches und des Wirkungsgrades über die Startphase. Weitere Entwicklungen sind verschiedene Konzepte für Heißstarts, welche dem Betreiber je nach vorhandenen Marktverhältnissen eine wirtschaftliche Optimierung des Anlagenbetriebes ermöglichen. Nach [Ruchti u. a., 2011] bietet Alstom für ihre GuD-Anlage (KA26-1) zwei Varianten an. Der normale Heißstart dauert etwa 50 Minuten und wird mit Lastgradienten von 15 MW pro Minute durchgeführt. Ein schneller Heißstart benötigt aufgrund der Verdoppelung des Lastgradienten weniger als 30 Minuten. Durch die Schnellstartfähigkeit von GuD-Anlagen können sie zum Teil auch zur Erbringung von tertiärer Reserveregelleistung herangezogen werden [Tomschi und Eckstein, 2008]. Zudem gibt es verschiedene Ansätze die Anfahrzeiten der Anlagen durch Minimierung der Wärmeverluste in den Stillstandszeiten zu verbessern. Dieses Warmhalten des Systems erfolgt durch Absperrenklappen im Ansaugsystem, Abgasklappen sowie über Abhitzekesselheizungen. Die Anwendung der Zwangsdurchlauf-Technologie, zumindest in der Hochdruckstufe des Wasser-

Dampfkreislaufes des Abhitzedampferzeugers, erlaubt durch den Wegfall von dickwandigen Trommeln eine deutliche Verbesserung der Anfahrzeiten. Für einen kalten Start benötigt eine GuD-Anlage in etwa 3 Stunden, wobei diese Anfahrzeit zukünftig noch Potential zur Verkürzung aufweist.

5.3 Laständerungsgeschwindigkeit (Belastungstransient)

Ein weiterer Parameter zur Beurteilung der Manövrierfähigkeit eines Kraftwerks stellt die Laständerungsgeschwindigkeit dar. In diesem Zusammenhang sind auch die Verzugszeiten (Totzeiten) sowie der begrenzende Lastbereich für die Änderungen von Bedeutung. Dabei wird zwischen der mittleren Laständerungsgeschwindigkeit im Regelbereich der Kraftwerksanlage und den maximalen Gradienten, die in einem Teilbereich des Regelbereichs fahrbar sind, unterschieden. Üblicherweise sind die lokalen Lastgradienten im mittleren Betriebsbereich am höchsten und fallen zu den Lastgrenzen hin ab. Tabelle 5.3 gibt einen Überblick über die Laständerungs-Charakteristik im Regelbereich ausgewählter thermischer Kraftwerkstypen.

KW-Typ	Laständerungsgeschwindigkeit	
	Regelbereich ^(*) (P _{min.} ↔ P _{max.})	
	[%P _N /min]	
DT-KW		
Braunkohle-KW	0,5 bis 2 ⁽⁴⁾ /3 ⁽⁶⁾ /5 ⁽⁵⁾	
Steinkohle-KW	1,5 bis 2,5 ⁽⁴⁾ /4 ⁽¹⁾ /7 ⁽³⁾	
GT-KW		
Gasturbinenanlagen	8 ⁽¹⁾ /20 ⁽⁸⁾ -	
Kombinierte Kraftwerke		
GuD-KW	2 ⁽¹⁾ /9 ⁽⁷⁾ bzw. 13 ⁽⁹⁾ -	
Kern-KW		
Kernkraftwerke	2 bis 5,2 ⁽²⁾ -/-	

Anmerkung: (*) heute üblich/Stand der Technik/Potential
Quellen:

- (1) [Brauner u. a., 2012]
- (2) [Hundt u. a., 2009]
- (3) [Ziems u. a., 2012]
- (4) <http://www.alt.fh-aachen.de/downloads/Vorlesung%20EV/Hilfsb%2060%20Regelleistungsbereiche%20Lastgradienten%20Kraftwerke.pdf>, download: 18. April 2013
- (5) [Lädge, 2012]
- (6) [Lambertz und Milojevic, 2012]
- (7) [Balling, 2010b]
- (8) http://www.ge-flexibility.com/static/global-multimedia/flexibility/documents/7F_7_Series_Product_Fact_Sheet.pdf, download 26. April 2013
- (9) http://www.ge-flexibility.com/static/global-multimedia/flexibility/documents/FE60_Interactive_pdf_FINAL_9-25-12.pdf, download 26. April 2013

Tabelle 5.3: Laständerungsgeschwindigkeiten ausgewählter fossil-thermischer Kraftwerkstypen

Dabei ist deutlich erkennbar, dass in der Vergangenheit z.B. für Braunkohlekraftwerke, die aufgrund ihrer geringen Stromgestehungskosten bevorzugt in der Grundlast betrieben wurden, kein Verlangen nach schnellen Laständerungsgeschwindigkeiten bestand. Der Grund dafür ist, dass in früheren Zeiten keine Einspeisung von stark fluktuierenden und schwer vorhersagbaren Energiemengen in dem zukünftig gewünschten Ausmaß erfolgte. Ähnliches gilt auch für Kernkraftwerke, welche in bestimmten Lastbereichen bis zu 10 % P_N/min an Laständerung fahren können [Molfese, 2011].

Weiters ist auch ein Kraftwerkspark mit Erzeugungsanlagen mit geringen Laständerungsgradienten zur Bereitstellung von Ausgleichsenergie in der Lage, dafür ist jedoch eine größere Anzahl an Kraftwerken notwendig [Brauner, 2012b]. Unter den erwarteten Rahmenbedingungen der Zukunft wird sich die Anzahl der fossil-thermischen Kraftwerke, welche in Regelbereitschaft stehen, verringern, sodass wenige Anlagen mit hohen Laständerungsgradienten notwendig sind. Hohe Laständerungsgradienten sind zukünftig wünschenswert, da damit auch die Leistung (bedingt durch die Mindestlast) der wenigen Kraftwerke, welche zur Bereitstellung von Systemdienstleistungen betrieben werden, geringer ausfällt.

5.3.1 Dampfkraftwerke

Die zeitabhängige Belastungsänderung von Dampfkraftwerken wird durch das Regelungssystem sowie den dynamischen Fähigkeiten des Dampferzeugers bestimmt. Bei den Regelsystemen ist die Dampfmengenregelung hinsichtlich der Verzögerungszeit der Feuerungsregelung überlegen, da bei zweiterer das Wärmespeichervermögen des Kessels einfließt [Effenberger, 2000]. Die zulässigen Laständerungsgeschwindigkeiten werden dabei durch die thermischen Spannungen in den dickwandigen Bauteilen (Trommeln, Abscheidegefäße, Heißdampfsammler, Heißdampfrohrlösungen mit Armaturen und Abzweigstücken) limitiert. Dabei stellt eine ungleichmäßige Temperaturverteilung in diesen Bauteilen eine Gefahr dar, da diese zu lokaler Überbeanspruchung führen kann. Aus diesem Grund werden die Gradienten konservativ angesetzt, wobei durch eine gleichmäßige Temperaturverteilung die aktuellen Grenzwerte angehoben (bis ca. 6 %/min) werden können [Ziems u. a., 2012]. Allgemein sind beim Festdruckbetrieb aufgrund der Nutzung des Speichervermögens des Dampferzeugers im Vergleich zur Fahrweise mit Gleitdruck höhere Lastgradienten erzielbar [Lehmann, 1990].

Zur vorübergehenden Leistungsänderung für die Bereitstellung von Netzdienstleistungen sind weitere Möglichkeiten zur Ausnutzung von kraftwerksinternen Energiespeicher aktivierbar. Zu diesen zählen der Speicher im Wasser-Dampf-Kreislauf, Kohlemühlen, Drosselung der Fernwärmeauskopplung, HD- und ND-Vorwärmer sowie der Speisewasserbehälter. Diese zusätzlich nutzbaren Energiespeicher unterscheiden sich im Leistungspotential, Verzugszeit und auch der Dauer der Nutzung und sind zum Teil erschöpfbar. Die Verwendung dieser Speicher bzw. deren optimierte Nutzung bringt eine zeitlich beschränkte Erhöhung der Laständerungsgeschwindigkeit und bietet sowohl bei Bestands- sowie Neuanlagen ein Potential zur Verbesserung [Kurth und Greiner, 2008].

Bei staubgefeuerten Kraftwerken wird die träge Regelfähigkeit des Kessels (hohe Wärmespeicherfähigkeit des Metalls und des Wassers) zusätzlich durch Verzögerungen der Brennstoffzufuhr und Speicherwirkung der Kohlemühlen überlagert [Haase u. a., 2007]. Die Regelgüte der Zuführung des Kohlestaubes in die Brennkammer ist zudem von der Qualität der Kohle und dem Verschleiß der Mühlen abhängig. Zudem wird die Lastwechselfähigkeit durch den Wärmeübergang vom Rauchgas auf den Wasserkreislauf beeinflusst, welcher durch Verschmutzung (Asche und Ruß) mit Unsicherheiten behaftet ist [Ziems u. a., 2012]. Nach [John u. a., 2011] liegt nach dem Stand der Technik die Laständerungsgeschwindigkeit von Kohlekraftwerken bei 4 %/min. Bei Steinkohlenkraftwerken sollen zukünftig Lastgradienten von 7 %/min durch die Anwendung von innenberippter Rohre (rifled tubes) im Verdampfer und optimierter Feuerungstechnik möglich sein [Ziems u. a., 2012]. Durch die Nutzung von Trockenbraunkohle werden nach [Lüdge, 2012] zukünftig Laständerungsgradienten bis zu 5 %/min in braunkohlebefeuerten Anlagen erreicht.

5.3.2 Gasturbinenkraftwerke

Die Nutzung von gasförmigen Brennstoffen ist im Vergleich zur Verwendung von Festbrennstoffen durch eine erhöhte Regelgüte gekennzeichnet. Zudem erlauben die vergleichsweise niedrigen Betriebsdrücke eine hohe dynamische Flexibilität, da die Gefahr von Wärmespannungen bei dünnwandigen Bauteilen deutlich niedriger ausfällt. Nach Herstellerangaben sind bei Gasturbinenanlagen in „simple cycle“-Ausführung Belastungsgradienten von bis zu 20 % P_N /min fahrbar, was bei einer Nennleistung von 300 MW einer Variation an Leistung von 60 MW/min entspricht. Nach [Klobasa u. a., 2009] werden die Laständerungsgeschwindigkeiten von Gasturbinen im Bereich zwischen 10 und 30 % P_N /min angegeben, wobei die Höchstwerte wohl kaum bzw. nur in bestimmten Lastbereichen erreichbar sind. Gerade Gasturbinenanlagen mit ihren Stärken im Bereich der Spitzenlastabdeckung müssen durch ihre hohe Flexibilität auf die Marktverhältnisse reagieren, da deren Wirtschaftlichkeit in hohem Ausmaß von der Anpassungsfähigkeit an die vorherrschenden Bedürfnisse abhängt.

5.3.3 Kombikraftwerke

Die Kombination von Gas- und Dampfkraftanlage erfüllt aufgrund seiner Charakteristik die Anforderungen der erhöhten dynamischen Flexibilität. Das zuvor schon erwähnte „*FACY*“-Konzept bringt auch hinsichtlich der fahrbaren Lastrampen Verbesserungen mit sich. Aufgrund der dickwandigen Ausführung stellt die Hochdrucktrommel für dynamische Prozesse eine Limitierung dar. Weitere Erhöhungen der Flexibilität sind durch den Einsatz von Kesseln auf Basis eines Durchlaufsystems anstatt Trommelsystemen bzw. durch ein neuartiges Trommeldesign möglich [Ziems u. a., 2012]. Durch diese Maßnahmen reduziert sich der Lebensdauerverbrauch durch dynamische Vorgänge über die gesamte Lebensdauer deutlich. Bei warmen und kalten Startvorgängen vermeidet ein Einspritzkühler mit hoher Leistung Temperaturspitzen, welches zu einem schonenden Betrieb der kritischen Komponenten der Dampfturbine führt. Die angepriesenen Spitzenwerte hinsichtlich der Laständerungsgeschwindigkeiten streuen sehr stark. Für Anlagen der 1x1-Konfiguration werden dabei 9 % P_N /min angegeben. Beim Aufbau mit zwei Gasturbinen sind maximale Werte von bis zu 13 % P_N /min zu erreichen. Die mittleren Belastungstransienten der heutigen Bestandsanlagen fallen jedoch in den meisten Fällen deutlich geringer aus.

5.4 Anzahl der Lastwechsel

Alle Lastwechsel führen zu einem Lebensdauerverbrauch der Kraftwerksanlage. Dabei kommt es zu einer Schädigung der Komponenten durch Wechsellerschöpfung sowie einer Zeitstandschädigung durch die thermischen Belastungen [Giehl u. a., 2011]. Die höchsten Materialbelastungen treten beim Anfahren der Anlagen auf. Die nachfolgende Aufzählung gibt einen beispielhaften Überblick über die Anzahl von Starts und den zulässigen Betriebsstunden verschiedener Kraftwerkstypen:

- Dampfkraftwerke: Bis jetzt galten bis zu 250 000 Betriebsstunden für Dampfkraftwerke als üblich, was bei einer hohen Auslastung einer Lebensdauer von etwa 40 Jahren entspricht [Sigloch, 2006]. In dieser Betriebszeit wird nach [Schuhbauer u. a., 2011] mit ca. 150 kalten Starts gerechnet, was im Durchschnitt einer Anzahl von knapp 4 Starts pro Jahr gleichkommt.
- GuD-Kraftwerke: Nach [Ruchti u. a., 2011] gibt Alstom für ein modernes Kombikraftwerk je nach Betriebsweise (Grundlast, Mittellast oder Spitzenlast) eine Startzahl von 200 bis 250 für kalte Starts, 160 bis 900 für warme Starts und 300 bis 4100 für heiße Starts an. Die zulässigen Betriebsstunden über die gesamte Lebensdauer des Kraftwerkes von 20 Jahren sinken von 200 000 in Grundlast auf 100 000 im „cycling“-Betrieb.
- Gasturbinenkraftwerke: Diese Anlagen zur Spitzenlastabdeckung wurden bis jetzt charakteristischerweise mit sehr geringen jährlichen Betriebsstunden (ca. 500 bis 2000) und hohen Startzahlen betrieben. Typischerweise liegt die Laufzeit nach jedem Start nur bei 5 bis 10 Betriebsstunden [Lechner und Seume, 2009].

Allgemein stehen der zu erwartenden Erhöhung der Startzahlen der fossil-thermischen Kraftwerksflotte zukünftig eine geringere Betriebszeit bei Volllast gegenüber. Zudem sollen die Verbesserungen der Mindestlastpunkte zukünftig die Steigerung der Startvorgänge teilweise kompensieren. Mit einer optimierten Auslegung sowie Verbesserungen der Leittechnik kann dem Lebensdauerverbrauch entgegen gewirkt werden [Ziems u. a., 2012]. Die Auswirkungen der sich ändernden Rahmenbedingungen der Elektrizitätswirtschaft und der damit verbundenen Anpassung der Kraftwerksfahrweise auf den Lebensdauerverbrauch und die Revisionszeiten müssen zukünftig noch detaillierter untersucht werden [Meinke u. a., 2011].

6 Fazit

Die vorliegende Arbeit zeigt deutlich, dass im liberalisierten kontinentaleuropäischen Stromversorgungssystem, welches in den nächsten Jahrzehnten durch den Zuwachs an erneuerbarer Erzeugung charakterisiert sein wird, die Nutzung fossiler und nuklearer Rohstoffe mittelfristig einen wichtigen Beitrag leisten muss. Eine Versorgung über einen breit gefächerten Energiemix dient auch einer Preis- und Versorgungssicherheit, sodass die Energiebereitstellung zum Erreichen eines maximalen volkswirtschaftlichen Nutzen führt. Im Sinne des Klimaschutzes stellt der Ausbau der regenerativen Energieerzeugung einen wichtigen primären Baustein dar. Andererseits ist die Weiterentwicklung der konventionellen Erzeugungsanlagen in den Bereichen der Brennstoff-, Prozess-, Sicherheits-, Kraftwerks- und Werkstofftechnik notwendig, wobei hier die Erhöhung der Umwandlungseffizienz (neue Technologien bzw. Anlagenkonzepte, Verbesserung der Komponentenwirkungsgrade, höhere Dampfparameter) im Mittelpunkt steht. Die neuen Rahmenbedingungen der Energiewirtschaft (Emissionshandel, Förderung erneuerbarer Energien, Integration der europäischen Strommärkte und fluktuierende Brennstoffpreise) haben starke Auswirkungen auf die fossil-thermischen Kraftwerksanlagen. Dabei sind besonders folgende Punkte zu nennen:

- Die Einsatzszenarien fossil-thermischer Kraftwerke werden sich stark verändern. In der Vergangenheit wurden speziell Kohlekraftwerke hauptsächlich zur Bereitstellung Grund- und Mittellast betrieben. Zukünftig ist eine erhöhte Flexibilität gefordert um durch Bereitstellung von Ausgleichsenergie die Residuallast decken zu können. Beispielsweise wird die typische Lastspitze zur Mittagszeit bei hoher Photovoltaik-Einspeiseleistung gekappt, und die konventionelle Erzeugung muss in diesen Fällen gedrosselt werden.
- Es sind deutlich längere Betriebsphasen thermischer Kraftwerke an Lastpunkten, welche von der Volllast abweichen, zu erwarten. Zudem werden höhere Startzahlen mit geringerer Anlagenlaufzeit prognostiziert und auch die Häufigkeit von Laständerungen dieser Kraftwerksanlagen wird zunehmen.
- Solange keine Speichermöglichkeiten im benötigten Ausmaß zur Verfügung stehen, welche das Zwischenspeichern des Überschusses der regenerativen Erzeugung ermöglichen, sind Wärmekraftwerke als „back up“-Reserve unabdingbar.
- Auf kraftwerkstechnische Anlagen, welche nicht wirtschaftlich betrieben werden können, wird ein Stilllegungsdruck wirken. Der Ausbau von Ersatzkapazitäten stellt sich aufgrund der fehlenden Investitionsanreize derzeit jedoch als sehr schwierig dar. Die große Unsicherheit in der Elektrizitätswirtschaft hemmt dabei auch die technologische (Weiter-) Entwicklung von innovativen Kraftwerkskonzepten und Anlagenkomponenten.

Die Steigerung der Betriebsflexibilität fossil-thermischer Kraftwerksanlagen soll unter Einhaltung des energiewirtschaftlichen Zieldreiecks (Versorgungssicherheit, Wirtschaftlichkeit und Umweltverträglichkeit) erfolgen. Allgemein können die Anforderungen an die fossil-thermische Kraftwerksflotte als erhöhte Anlagenflexibilität mit maximaler Umwandlungseffizienz zusammengefasst werden. Tabelle 6.1 gibt einen Überblick über die wichtigsten Kennwerte zur Beschreibung der Manövrierfähigkeit fossil-thermischer Kraftwerke, welche die Angabe von Literaturdaten inkludiert, welche das zukünftige Potential der jeweiligen Kraftwerke beschreibt. Dabei stellen die angeführten Daten eine Zusammenfassung der wichtigsten Parameter zur Beschreibung der Anlagenflexibilität dar, welche in Kapitel 5 im Detail erörtert wurden.

	$P_{\min.}$ [% P_N /min]	$\eta_{P=\max.}$ [%]	$\Delta\eta_{P=\min.}$ [%-Punkte]	Heißstart [h]	Kaltstart [h]	Lastgradienten [% P_N /min]
DT-KW						
Braunkohle-KW	< 20	ca. 50	bis 5	2	6	5
Steinkohle-KW	15	ca. 50	bis 6	2	4	7
GT-KW						
Gasturbinenanlagen	20	> 40	bis 22	5 min.	< 10 min.	20
Kombinierte Kraftwerke						
GuD-KW	bis 14	ca. 63	bis 11	0,5	2	13

Tabelle 6.1: Zukünftiges Potential der Flexibilisierung fossil-thermischer Kraftwerksanlagen

Aufgrund der sekundären Maßnahmen zur CO₂-Reduktion wird es im Zeitraum von 2020 bis 2030 zu beträchtlichen Einbußen des Anlagenwirkungsgrades bei Kohlekraftwerken kommen. Dabei gilt es diese Einbußen durch fortschrittliche Entwicklungen in anderen Bereichen bis auf ein Minimum zu reduzieren. Gerade der Anlagenwirkungsgrad stellt dabei eine wichtige primäre Maßnahme zur Ressourcensicherung dar. Zudem werden durch hohe Umwandlungsraten auch die anfallenden Abfall- bzw. Nebenprodukte minimiert.

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, dass sich die Hersteller bzw. Betreiber von kraftwerkstechnischen Anlagen den neuen Anforderungen der Elektrizitätsversorgung annehmen. Derzeit herrschen große Unsicherheiten bezüglich der zukünftigen Entwicklungen auf dem europäischen Energiesektor. Daher braucht es zur Beherrschung der energietechnischen Problemstellungen unter klimatischen und wirtschaftlichen Zielen, genau definierte Vorgaben und Rahmenbedingungen für die Energiepolitik. Dies bildet die Grundlage zur langfristigen Planung und Abschätzung des Investitionsbedarfs dieser Branche.

Die Entwicklungsarbeiten im Bereich der Flexibilisierung von fossil-thermischen Kraftwerken stehen dabei stark unter dem Aspekt der Kostenreduktion, um den Kraftwerkspark unter den neuen Rahmenbedingungen auch in Zukunft wirtschaftlich betreiben zu können. Nach [Kurth und Greiner, 2008] besitzen die konventionellen Erzeugungstechniken zum Teil erhebliche Reserven im Bereich des dynamischen Verhaltens durch Optimierung der Leitsysteme.

Bei Gasturbinenanlagen im „simple cycle“ aber auch in Kombination mit einer Dampfturbine wurden in den letzten Jahre sehr große Weiterentwicklungen erzielt und neue Anlagensysteme auf den Markt gebracht. All diese Anstrengungen zielen darauf ab, die Kraftwerke am wirtschaftlichen Optimum - zur Deckung der Bedürfnisse an elektrischer Energie unter einem Minimum an umwelttechnischen Eingriffen - zu betreiben. Konventionelle Dampfkraftwerke hinken im Hinblick auf die Anpassung an die neuen Rahmenbedingungen ein wenig nach. Für diese Anlagen bestand in der Vergangenheit zum größten Teil kein Bedürfnis an hoher Flexibilität, da sie meist zur Deckung der Grundlast dienten. Zudem stellen Dampfkraftwerke durch die jahrzehntelange, kontinuierliche Entwicklung von Know-how und der angewendeten Technologie hochentwickelte und -komplexe Stromerzeugungsanlagen dar.

Hohe Wirkungsgrade bedürfen in Dampfkraftwerken maximale Dampfparameter (Druck, Temperatur). Dabei müssen aufgrund dickwandiger Bauteile jedoch Abstriche bezüglich der Lastflexibilität gemacht werden. Zwischen diesen beiden Zielvorgaben muss ein Kompromiss gefunden werden. Ein Ansatz stellt die Vermeidung von dickwandigen Bauteilen über innovative Konzepte (z.B. Zwangsdurchlauftechnologie) dar. Andererseits wird in einigen Studien (u.a. [Brauner, 2012a]) vorgeschlagen, einen Teil der Dampfkraftwerke zur Steigerung der Anlagenflexibilität mit niedrigeren Dampfparametern zu betreiben.

Des Weiteren erscheint die Optimierung der gesamten fossil-thermischen Kraftwerksflotte auf Grundlast bei den zukünftig zu erwartenden sinkenden Volllaststunden nicht mehr zeitgemäß. Gerade Einheiten mit

niedrigen Betriebsstunden sollten speziell im Teillastbereich die maximalen Wirkungsgrade aufweisen.

Kraftwerkshersteller verfolgen bei den von ihnen angebotenen Anlagen unterschiedliche Konzepte. So bieten einige Hersteller Standard-Designvarianten an, welche je nach Bedürfnissen des Marktes ihre Betriebsweise (Grundlast bis Spitzenlast) sehr rasch anpassen können. Andere wiederum bieten hochentwickelte Kraftwerke an, welche auf eine bestimmte Betriebsweise optimiert sind.

Die Fähigkeit der fossil-thermischen Kraftwerke den neuen Anforderungen hinsichtlich hoher Anlagenflexibilisierung mittelfristig zu entsprechen, scheint geben zu sein. Dies zeigen unter anderem die Erfahrungen aus dem kommerziellen Betrieb einiger neu entwickelten Technologien. Zum Teil sind andere Konzepte schon sehr weit fortgeschritten in ihrer Entwicklung und stehen im Pilot- bzw. Demonstrationsstadium schon zur Verfügung. Die verschiedenen Kraftwerkstypen weisen jedoch aufgrund der Bedürfnisse der Vergangenheit und den dementsprechend vergangenen Forschungsanstrengungen zum Teil erhebliche Unterschiede hinsichtlich der Flexibilität auf. Neben der technischen Weiterentwicklung, welche schon vor Jahren begonnen hat, ist noch großes Potential zur Flexibilisierung von kraftwerkstechnischer Leittechnik vorhanden. Der erhöhte Lebensdauerverbrauch thermischer Kraftwerksanlagen durch die Steigerung der dynamischen Vorgänge ist nur schwer abzuschätzen, wobei teilweise eine Kompensation der Auswirkungen durch die verminderten Volllaststunden zu erwarten ist. Zudem werden die befürchteten hohen Startzahlen durch die niedrigeren Mindestlastpunkte teilweise kompensiert. Es wird sich eine Veränderung der Wartungs- und Inspektionszeiten bzw. der Prüfverfahren kraftwerkstechnischer Komponenten einstellen. In Bezug auf die Systemdienstleistungen zeigen verschiedene Studien, dass die sich am Markt befindlichen modernen fossil-thermischen Kraftwerke die Anforderungen des britischen Netzregelwerks erfüllen, welches höhere Anforderungen stellt als jenes für das kontinentaleuropäische Verbundnetz. Für den weiteren wirtschaftlichen Betrieb fossil-thermischer Kraftwerke zum Zwecke des Lastausgleiches sowie zur Bereitstellung von Systemdienstleistungen sind gegebenenfalls angepasste Markt- und Regulierungsmodelle notwendig, da ansonsten kein Anreiz für den Unterhalt und Betrieb derartiger Anlagen besteht. Dies wird durch die in dieser Arbeit durchgeführten vereinfachten Wirtschaftlichkeitsberechnungen (siehe Abschnitt 4) für den fossil-thermischen Kraftwerkspark deutlich. Die derzeitigen Marktverhältnisse des Spotmarktes, der zum Großteil zur Abdeckung der Spitzenlast dient, führt nicht zu den gewünschten bzw. notwendigen Veränderungen des Strommarktes. Die gegebenen Bedingungen (hohe Erdgaspreise, niedrige CO₂-Zertifikatspreise) führen zu einer Renaissance der Kohlekraftwerke, wobei gerade die aus umwelttechnischer Sichtweise unerwünschte „dreckige“ Braunkohlenutzung wirtschaftliche Vorteile mit sich bringt. Die in den letzten Jahrzehnten, aufgrund der absehbaren Veränderungen des Energiesektors (steigende Einspeisung erneuerbarer Energien), entwickelten umweltfreundlichen und flexiblen Gaskraftwerke kommen aufgrund ihrer Kostenstruktur am Spotmarkt nur mehr zu wenigen Betriebsstunden. Diese Situation führt dazu, dass die Wirtschaftlichkeit dieser Anlagen oft nicht mehr gegeben ist und sie still gelegt werden. Da jedoch gerade deren Eigenschaften (umweltfreundlich und flexibel) unter den neuen Rahmenbedingungen der Energiewirtschaft zwingend notwendig sind, wird eine Veränderung der Marktgegebenheiten z.B. durch die Einführung von Kapazitätsmärkten notwendig werden.

Langfristig wird die Bedeutung von konventionellen fossil-thermischen Stromerzeugungseinheiten durch die Weiterentwicklung des europäischen Energieversorgungssystems sinken. Dabei sind der Ausbau des Versorgungsnetzes, Technologien zur Zwischenspeicherung (Wasser, Wasserstoff oder Methan) von überschüssiger Energie aus regenerativer Erzeugung oder auch der verbrauchsseitigen Anpassung (DSM) zu nennen. Revolutionäre Anlagenkonzepte unter Verwendung von bekannten Teilkomponenten, wie zum Beispiel im Bereich der Geothermie oder der solarthermischen Kraftwerke sind zukünftig zu erwarten. Hinsichtlich des Netzes gibt es u.a. Überlegungen eines Ausbaues zwischen Norwegen und Kontinentaleuropa zur Nutzung des großen Potentials an Speicherkapazitäten, sowie des Stromimportes aus den

Mittelmeeraanrainerstaaten und der arabischen Halbinsel. Weiters werden zukünftig Verbesserungen der Prognosegenauigkeit für die Einspeisung von fluktuierenden regenerativen Energien eine optimierte Einsatzplanung von fossil-thermischen Kraftwerksanlagen, zur Deckung der Residuallast, zulassen. Auch der Ausbau transeuropäischer Stromnetze würde zur Entschärfung der Anforderungen der Versorgung mit elektrischer Energie beitragen, ist jedoch in vielen Fällen sehr schwierig und langwierig. Langfristig könnte auch die Markteinführung der Stromerzeugungstechnik auf Basis der Kernfusion zu weiteren Veränderungen des Stromerzeugungssektors führen, wobei sich diese Technik zur Zeit noch im Entwicklungsstadium befindet und ihre Kommerzialisierung noch mehrere Jahrzehnte dauern dürfte.

Diese Veränderungen der Rahmenbedingungen in der Energieversorgung unter dem Blickpunkt des Umweltschutzes sollte jedoch nicht nur als ein Problem der hoch entwickelten Staaten angesehen werden, sondern stellt eine globale Herausforderung der Zukunft zum Schutz der Ressourcen und der folgenden Generationen dar. Eine große, zukünftige Herausforderung der globalen Energiepolitik wird dabei die weltweite Eingliederungen aller Staaten in die Bestrebungen des Klimaschutzes sein. Aus diesen Gründen ist eine Vorreiterrolle der Industriestaaten zwingend notwendig.

Literaturverzeichnis

- [VDI3508] : *Blockregelung von Wärmekraftwerken - Dampfkraftwerke unter Beteiligung von Gasturbinen; VDI/VDE-Richtlinie 3508*
- [TUDresden 2007] : *Exkursion: Nossener Brücke DREWAG*. 2007. – URL http://tu-dresden.de/die_tu_dresden/fakultaeten/fakultaet_maschinenwesen/iet/kwt/lehre/Vorlesungen/Vorlesung4.pdf
- [Ackenheil und Zaviska 2006] ACKENHEIL, Reinhold ; ZAVISKA, Oldrich: Primary Frequency Control for Combined Cycle Power Plants. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 03/2006. VGB PowerTech e.V., 2006, S. 76 bis 78
- [Akagawa u. a. 2010] AKAGAWA, Koji ; FUJII, Terushige ; ISHIGAI, Seikan ; NAKANISHI, Shigeyasu ; NISHIKAWA, Eiichi ; OZAWA, Mamoru ; ISHIGAI, Seikan (Hrsg.): *Steam Power Engineering - Thermal and Hydraulic Design Principles*. Cambridge University Press, 2010
- [Alf u. a. 2005] ALF, M. ; EMBERGER, H.-M. ; GÜNSTER, W. ; ROSENKRANZ, J.: Kraftwerksneubauten - künftige Anforderungen an Dampf- und GuD Kraftwerke. In: *Internationaler ETG-Kongress 2005 - ETG-Fachbericht 103*, Energetische Gesellschaft in VDE (ETG), 2005
- [Ammon 2014] AMMON, Martin: Einfluss der CO₂-Zertifikatspreise auf die Stromgestehungskosten im deutschen Energiemix. In: *Zeitschrift für Energiewirtschaft* (2014), S. 1–10. – URL <http://dx.doi.org/10.1007/s12398-014-0124-1>. – ISSN 0343-5377
- [APG 2013] APG: 2013. – URL <http://www.apg.at/>. – Austrian Power Grid AG
- [Austria 2014] AUSTRIA, Energy E.: *Historische Marktdaten*. 2014. – URL <http://www.exaa.at/de>
- [Baehr u. a. 1987] BAEHR ; BLANGETTI ; BRAUN ; CASPER ; HAASE ; HÄFELE ; HUSCHAUER ; JUNG ; KRANE ; KRIENER ; LANG ; MARTINI ; OUDE-HENGEL ; SAUER ; SCHWARZENBACH ; SCHÖLLER ; ZIMMERMANN: Band 5: Konzeption und Aufbau von Dampfkraftwerken. In: *Handbuchreihe Energie* Bd. 5. T. Bohn, 1987
- [Balling 2010a] BALLING, Lothar: Fast cycling and rapid start-up: new generation of plants achieves impressive results. In: *Modern Power Systems* Bd. January 2010, 2010
- [Balling 2010b] BALLING, Lothar: Flexible future for combined cycle. In: *Modern Power Systems* Bd. December 2010, 2010, S. 167 – 180
- [Balling 2010c] BALLING, Lothar: *Zentrale Kraft-Wärme-Kopplung: So gut sind GuD!* Mai 2010. – URL http://www.kwk-modellstadt-berlin.de/media/file/113.Berliner_Energietage_3.5_Balling.pdf
- [Balling 2012] BALLING, Lothar: Hocheffiziente Gas- und Dampfturbinen mit Fernwärmeauskopplung unterstützen die Energiewende in Deutschland und Europa. In: *Power-Gen Europa (12. Juni 2012; Köln, Deutschland)*, URL <http://www.siemens.com/press/pool/de/events/2012/energy/2012-06-power-gen/presentation-kwk.pdf>, 2012
- [Barnes und Levine 2011] BARNES, Frank S. ; LEVINE, Jonah G.: *Large Energy Storage Systems Handbook*. CRC Press, 2011
- [BDEW 2014] BDEW: *Energiedaten*. 2014. – URL <http://www.bdev.de>
- [Beckmann u. a. 2012] BECKMANN, Michael ; PIEPER, Christoph ; SCHOLZ, Reinhard ; MUSTER, Marc: *Kraftwerkstechnik - sichere und nachhaltige Energieversorgung*. Bd. 4. Kap. Perspektiven für eine Vollversorgung mit erneuerbaren Energien, S. 43 – 69, Michael Beckmann and Antonio Hurtado, 2012
- [Benesch und Brüggendick 2011] BENESCH, W. A. ; BRÜGGENDICK, H.: Konsequenzen der Schwachlastfahrweise für das gesamte Kohlekraftwerk. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 07/2011. VGB PowerTech e.V., 2011
- [Bernstein u. a. 1998] BERNSTEIN, W. ; SAUERMAN, G. ; WERNER, T.: Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit von Gasturbinenanlagen - ein notwendiges Qualitätsmerkmal für Hersteller und Betreiber. In: *Gasturbinen in energietechnischen Anlagen*. VDI-Gesellschaft Energietechnik, 1998 (VDI Berichte Nr. 1438)
- [Bohl und Elmendorf 1994] BOHL, Willi ; ELMENDORF, Wolfgang: *Strömungsmaschinen 1 - Aufbau und Wirkungsweise*. 6., überarbeitete Auflage. Vogel Buchverlag, 1994
- [Bohl und Elmendorf 2008] BOHL, Willi ; ELMENDORF, Wolfgang: *Strömungsmaschinen 1 - Aufbau und Wirkungsweise*. 10., überarbeitete und erweiterte Auflage. Vogel Buchverlag, 2008
- [Boyce 1999] BOYCE, Meherwan P.: *Gasturbinen Handbuch*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1999
- [Boyce 2002] BOYCE, Meherwan P.: *Handbook for cogeneration and combined cycle power plants*. The American Society of Mechanical Engineers (ASME), 2002
- [Braeunling 2009] BRAEUNLING, W.: *Flugzeugtriebwerke - Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideal und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. 3., vollst. überarb. u. erw. Auflage. Springer, 2009
- [Brauner 2012a] BRAUNER, Günther: Überschussenergie ist gravierendes Problem - Reichen die vorhandenen Kraftwerkskapazitäten? In: *Energy 2.0* Bd. Juni 2012. 2012, S. ab Seite 48
- [Brauner 2012b] BRAUNER, Günther: *Kraftwerkstechnik - sichere und nachhaltige Energieversorgung*. Bd. 4. Kap. Neue Aufgaben der themischen Kraftwerke in nachhaltigen Energiesystemen, S. 827 – 835, Michael Beckmann and Antonio Hurtado, 2012
- [Brauner u. a. 2012] BRAUNER, Günther ; GLAUNSINGER, Wolfgang ; BOFINGER, Stefan ; JOHN, Markus ; MAGIN, Wendelin ; PYC, Ireneusz ; SCHÜLER, Steffen ; SCHULZ, Stephan ; SCHWING, Ulrich ; SEYDEL, Philipp ; STEINKE, Florian: Erneuerbare Energie braucht flexible Kraftwerke Szenarien bis 2020 / VDE Verband der Elektrotechnik Elektronik Informationstechnik e.V. 2012. – Forschungsbericht
- [Briem u. a. 2002] BRIEM, S. ; BLES, M. ; FAHL, U.: Ganzheitliche Bilanzierung von Stromerzeugungstechniken als Element von Nachhaltigkeitsanalysen zukünftiger Energiesysteme. In: *VDI-Berichte Nr. 1714*, 2002
- [Brinkmeister u. a. 2012] BRINKMEISTER, Niels O. ; NIELSEN, Lasse ; Qi, Dawi ; LEITHNER, Reinhard: Isobares GuD-Druckluftspeicherkraftwerk mit Wärmespeicher. In: *Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung* Bd. 4, 2012, S. 815 – 824
- [Buecker 2002] BUECKER, Brad: *Basics of Boiler & HRSG design*. Pennwell Corp, 2002
- [Buttermann und Baten 2013] BUTTERMANN, Hans-Georg ; BATEN, Tina: Wirtschaftlichkeit des Neubaus von Braunkohlekraftwerken. In: *Energiewirtschaftliche Tagesfragen* 63, Heft 4 (2013), S. 46 – 51
- [C. Ruchti 2010] C. RUCHTI, P. Norris P. Marx A. Ehrsam H. Olia M. R.: Erste Betriebserfahrungen mit dem Niedriglastmodus der KA26 Kombianlagen. In: *VDI-Berichte 2095: 7. Fachtagung, Stationäre Gasturbinen - Vielseitiger Einsatz in fortschrittlichen Anwendungen*, 2010, S. 3 – 13
- [e3 consult 2013] CONSULT e3: Bewertung der wirtschaftliche Perspektiven des Kraftwerksprojekts Regionalkraftwerk Mittlerer Inn / WWF Tirol. 2013. – Forschungsbericht
- [Crastan 2012] CRASTAN, V.: *Elektrische Energieversorgung 2 - Energie- und Elektrizitätswirtschaft, Kraftwerkstechnik und alternative Stromversorgung*. 3. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012

- [Crastan 2004] CRASTAN, Valentin: *Elektrische Energieversorgung 2 - Energie- und Elektrizitätswirtschaft, Kraftwerktechnik, alternative Stromversorgung, Dynamik, Regelung und Stabilität, Betriebsplanung und -führung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2004
- [Czoloss und Bauer 2012] CZOLKOSS, W. ; BAUER, F.: VGB Survey 2011, Investment and Operation Cost Figures - Generation Portfolio. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 04/2012. VGB PowerTech e.V., 2012
- [DEBRIV 2011] DEBRIV: Braunkohle in Deutschland 2011 - Profil eines Industriezweiges / Bundesverband Braunkohle (DERBRIV). 2011. – Forschungsbericht
- [Dietzel 1980] DIETZEL, Fritz: *Dampfturbinen - Berechnung, Konstruktion, Teillast- und Betriebsverhalten, Kondensation*. 3., völlig überarbeitete Auflage. Carl Hanser Verlag München Wien, 1980
- [Dolezal 1990] DOLEZAL, Richard: *Dampferzeugung - Verbrennung, Feuerung, Dampferzeuger*. Berichtgter Nachdruck. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1990
- [Dolezal 2001] DOLEZAL, Richard: *Kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke*. Springer Verlag Berlin Heidelberg New York, 2001
- [Dribbisch u. a. 2011] DRIBBISCH, Marcus ; HEDBÖCK, Andreas J. W. ; HÖFURTHNER, Christian: Systemtechnische Bedeutung von hocheffizienten KWK-Anlagen in Verbindung mit Kurzzeit-Wärmespeichern. In: 3, Band (Hrsg.): *Kraftwerkstechnik - sichere und nachhaltige Energieversorgung*, 2011, S. 565–578
- [Effenberger 2000] EFFENBERGER, Helmut: *Dampferzeugung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2000
- [Erdmann und Zweifel 2008] ERDMANN, Georg ; ZWEIFEL, Peter: *Energieökonomik - Theorie und Anwendungen*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008
- [EWI 2004] EWI: *MEX V Arbeitstreffen 5-3: Das GEMS Modell (German Electricity Market Simulation)*. Juni 2004
- [Feldmüller 2009] FELDMÜLLER, Andreas: *Wie flexibel ist der heutige konventionelle Kraftwerkspark aus Herstellersicht?* Workshop, BMWi - dena: „Flexibilität von Bestandskraftwerken - Entwicklungsoptionen für den Kraftwerkspark durch Retrofit“. Jänner 2009
- [Fischedick u. a. 2006] FISCHEDICK, M. ; GÜNSTER, W. ; FAHLENKAMP, H. ; MEIER, H.-J. ; NEUMANN, F. ; OELJEKLAUS, G. ; RODE, H. ; SCHIMKAT, A. ; BEIGEL, J. ; SCHÜWER, D.: CO₂-Abtrennung im Kraftwerk - Ist eine Nachrüstung für bestehende Anlagen sinnvoll? In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 4/2006. VGB PowerTech e.V., 2006, S. 108 – 117
- [Frank 2006] FRANK, G.: Erhöhte Betriebsflexibilität für F-Klasse-Gasturbinen. In: *VDI-Berichte 1965 - Stationäre Gasturbinen im Fokus von Wirtschaftlichkeit, Sicherheit und Klimaschutz*. VDI-Verlag, 2006, S. 211 – 220
- [Frohne und Hündlings 2011] FROHNE, A. ; HÜNDLINGS, C.: Mit modernen Kraftwerken in die Zukunft investieren. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 12/2011. VGB PowerTech e.V., 2011
- [Garz u. a. 2009] GARZ, Hendrik ; ÖTSCH, Rainald ; HAAS, Armin ; WIRTZ, Peter ; ZANK, Sebastian: *Deutsche Stromversorger - In der CO₂-Falle?* / PIK and WestLB. 2009. – Forschungsbericht
- [Giehl u. a. 2011] GIEHL, M. ; SABEL, T. ; KÄSS, M.: Leistungssteigerung des EnBW-Kraftwerkspark. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 6/2011. VGB PowerTech e.V., 2011, S. 36 – 41
- [Grote und Feldhusen 2011] GROTE, K. H. (Hrsg.) ; FELDHUSEN, J. (Hrsg.): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. 23., neu bearbeitete und erweiterte Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011
- [Haas und Loew 2012] HAAS, Reinhard ; LOEW, Thomas: Die Auswirkungen der Energiewende auf die Strommärkte und die Rentabilität von konventionellen Kraftwerken / Energy Economics Group (TU Wien), Institute for Sustainability (Berlin). 2012. – Forschungsbericht
- [Haas u. a. 2013] HAAS, Reinhard ; SUNA, Demet ; LOEW, Thomas ; ZESCHMAR-LAHL, Barbare: Optionen für die Gestaltung des Wiener Energiesystems der Zukunft - Endbericht / Energy Economics Group, TU-Wien; Institute for Sustainability and BZL Kommunikation und Projektsteuerung GmbH. 2013. – Forschungsbericht
- [Haase u. a. 2007] HAASE, Torsten ; GOTTELT, Friedrich ; NOCKE, Jürgen ; HASSEL, Egon ; WEBER, Harald: Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 8/2007. VGB PowerTech e.V., 2007, S. 46 – 55
- [Hala 2012] HALA, F.: *Vorlesungsunterlagen zur Vorlesung „Betrieb von Gas- und Dampfturbinen“*. 2012
- [Hasenbein u. a. 2012] HASENBEIN, Christoph ; ROEDER, Volker ; KATHER, Alfons: Untersuchung des Teillastbetriebes von Dampfkraftprozessen mit CO₂-Abtrennung. In: *Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung* Bd. 4, 2012, S. 273 – 283
- [Heinzel u. a. 2012] HEINZEL, T. ; MEISER, A. ; STAMATELOPOULOS, G.-N. ; BUCK, P.: Einführung Einmühlenbetrieb in den Kraftwerken Bexbach und Heilbronn Block 7. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 11/2012. VGB PowerTech e.V., 2012, S. 79 – 84
- [Herdan u. a. 2010] HERDAN, Thorsten ; KRIEGER, Gerd ; ZELINGER, Matthias: Strommix in der EU27 - Entwicklung der Stromerzeugung in Europa von 2007 bis 2030. In: *Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung* Bd. 2, 2010, S. 21 – 36
- [Heuck u. a. 2010] HEUCK, Klaus ; DETTMANN, Klaus-Dieter ; SCHUZ, Detlef: *Elektrische Energieversorgung - Erzeugung, Übertragung und Verteilung elektrischer Energie für Studium und Praxis*. 8., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Vieweg+Teubner Verlag, 2010
- [Hofbauer 2010a] HOFBAUER, Hermann: *Basic Engineering Proz. u. Anlagen - Verbrennung (VO)*. Technische Universität Wien, 2010. – Lehrbehef zur gleichnamigen Lehrveranstaltung
- [Hofbauer 2010b] HOFBAUER, Hermann: *Brennstoff- u. Energietechnologie (VO)*. Technische Universität Wien, 2010. – Lehrbehef zur gleichnamigen Lehrveranstaltung
- [Hundt u. a. 2010] HUNDT, M. ; BARTH, R. ; SUN, N. ; WISSEL, S. ; VOSS, A.: Bremst eine Laufzeitverlängerung der Kernkraftwerke den Ausbau erneuerbarer Energien? / Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung Universität Stuttgart. 2010. – Folienpräsentation, BDI-Workshop „Laufzeitverlängerung der Kernkraftwerke“, 16. Februar 2010 in Berlin
- [Hundt u. a. 2009] HUNDT, Matthias ; BARTH, Rüdiger ; SUN, Ninghong ; WISSEL, Steffen ; VOSS, Alfred: *Verträglichkeit von erneuerbaren Energien und Kernenergie im Erzeugungsportfolio - Technische und ökonomische Aspekte* / Universität Stuttgart, Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung. URL http://www.ier.uni-stuttgart.de/publikationen/pb_pdf/Hundt_EEKE_Langfassung.pdf, 2009. – Forschungsbericht
- [IEA 2010] IEA: *Projected Costs of Generating Electricity* / International Energy Agency, Nuclear Energy Agency, Organisation for Economic Co-Operation and Development. 2010. – Forschungsbericht
- [Ihle 2012] IHLE, Stephan: *Integration von thermischen Speichern in KWK-Anlagen zur Optimierung des Anlagenbetriebs* / Institut für Energietechnik und Thermodynamik, Technische Universität Wien. URL <http://www.ub.tuwien.ac.at/dipl/2012/AC07812479.pdf>, 2012. – Masterarbeit
- [Jäntti u. a. 2012] JÄNTTI, Timo ; NUORTIMO, Kalle ; RUUSKANEN, Marko ; KALENIUS, Juha: *Samcheok Green Power 4 x 550 MWe Supercritical Circulating Fluidized-Bed Steam Generators in South Korea*. In: *PowerGen Europe*, 2012

- [John u. a. 2011] JOHN, Markus ; FRICK, Alexander ; SCHWING, Ulrich ; STAMATELOPOULOS, Georg-Nikolaus: *Anforderungen hinsichtlich der Flexibilisierung an konventionelle Kraftwerke*. Internationaler ETG-Kongress 2011. November 2011
- [Joos 2006] JOOS, Franz: *Technische Verbrennung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006
- [K. Lindvall 2006] K. LINDVALL, R. C.: ALSTOMS´ s Sequenzial Combustion Concept for Gas-Turbines Advantages and Opportunities. In: *VDI-Berichte 1965: Stationäre Gasturbinen im Fokus von Wirtschaftlichkeit, Sicherheit und Klimaschutz*, VDI-Gesellschaft Energietechnik, 2006
- [Kaefer 2004] KAEFER, G.: Massnahmen zur Reduktion der CO₂-Emissionen von Gasturbinen. In: *VDI-Berichte 1857 - Stationäre Gasturbinen: Fortschritte und Betriebserfahrungen*. VDI-Verlag, 2004, S. 1 – 11
- [Kail u. a. 2009] KAIL, Christoph ; RUKES, Bert ; MÄRKER, Wolfgang ; STROBELT, Frank ; WEBER, Ingo ; WERNER, Klaus: Wirtschaftlichkeit und Betriebserfahrungen leistungssteigernder Maßnahmen bei Kombi-Kraftwerken. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 10/2009. VGB PowerTech e.V., 2009, S. 33 bis 39
- [Kalide 2005] KALIDE, Wolfgang: *Energieumwandlung in Kraft- und Arbeitsmaschinen - Kolbenmaschinen - Strömungsmaschinen - Kraftwerke*. 9. Auflage. Carl Hanser Verlag München Wien, 2005
- [Kalide 2010] KALIDE, Wolfgang: *Energieumwandlung in Kraft- und Arbeitsmaschinen - Kolbenmaschinen - Strömungsmaschinen - Kraftwerke*. 10., bearbeitete Auflage. Carl Hanser Verlag München Wien, 2010
- [Kaltschmitt u. a. 2009] KALTSCHMITT, Martin (Hrsg.) ; HARTMANN, Hans (Hrsg.) ; HOFBAUER, Hermann (Hrsg.): *Energie aus Biomasse - Grundlagen, Techniken und Verfahren*. Bd. 2. Auflage. Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2009
- [Kaltschmitt und Streicher 2009] KALTSCHMITT, Martin (Hrsg.) ; STREICHER, Wolfgang (Hrsg.): *Regenerative Energien in Österreich - Grundlagen, Systemtechnik, Umweltaspekte, Kostenanalysen, Potentiale, Nutzung*. 1. Auflage. View+Teubner, 2009
- [Karl 2012] KARL, Jürgen: *Dezentrale Energiesysteme - Neue Technologien im liberalisierten Energiemarkt*. 3., überarbeitete und erweiterte Auflage. Oldenbourg Verlag München, 2012
- [Kather 2011] KATHER, A.: Zukünftige klimafreundliche Stromversorgung mit fossil befeuerten Kraftwerken. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 09/2011. VGB PowerTech e.V., 2011
- [Kehlhofer u. a. 2009] KEHLHOFER, R. ; RUKERS, B. ; IANNEMANN, F. ; STIRNIMANN, F. X.: *Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plants*. 3rd Edition. Pennwell Corp, 2009
- [Kehlhofer u. a. 1992] KEHLHOFER, Rolf ; KUNZE, Norbert ; LEHMANN, Jochen ; SCHÖLLER, Karl-Heinz: Band 7: Gasturbinenkraftwerke, Kombikraftwerke, Heizkraftwerke und Industriekraftwerke. In: *Handbuchreihe Energie*. T. Bohn, 1992
- [Klefenz 1991] KLEFENZ, Günther: *Die Regelung von Dampfkraftwerken*. 4., verbesserte Auflage. Wissenschaftsverlag Mannheim/Wien/Zürich, 1991
- [Klobasa u. a. 2009] KLOBASA, Marian ; ERGE, Thomas ; WILLE-HAUSMANN, Bernhard: Integration von Windenergie in ein zukünftiges Energiesystem unterstützt durch Lastmanagement / Fraunhofer-Institut. 2009. – Forschungsbericht
- [Konstantin 2009] KONSTANTIN, Panos: *Praxisbuch Energiewirtschaft: Energiewandlung, -transport und -beschaffung im liberalisierten Markt*. 2., bearb. u. aktualisierte Auflage. Springer, 2009
- [Konstantin 2013] KONSTANTIN, Panos: *Praxisbuch Energiewirtschaft: Energiewandlung, -transport und -beschaffung im liberalisierten Markt*. 3., aktualisierte Auflage. Springer, 2013
- [Kost u. a. 2013] KOST, Christoph ; MAYER, Johannes N. ; THOMSEN, Jessica ; HARTMANN, Niklas ; SENKPIEL, Charlotte ; PHILIPPS, Simon ; NOLD, Sebastian ; LÜDE, Simon ; SCHLEGL, Thomas: Stromgestehungskosten erneuerbarer Energien / Fraunhofer-Institut für solare Energiesysteme ISE. 2013. – Forschungsbericht
- [Kothari und Nagrath 2008] KOTHARI, D. P. ; NAGRATH, I. J.: *Power System Engineering*. Second Edition. Mcgraw Hill Higher Education, 2008
- [Kurth und Greiner 2008] KURTH, Marcus ; GREINER, Frieder: Herausforderungen an die KraftwerkKraftwerksl durch steigende dynamische Anforderungen an die Verfahrenstechnik. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 8/08. VGB PowerTech e.V., 2008, S. 38 – 43
- [Lackner u. a. 2010] LACKNER, Maximilian ; WINTER, Franz ; AGARWAL, Avinash K.: Handbook of Combustion. In: *Solid Fuels* Bd. 4. Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2010
- [Lambertz und Milojevic 2012] LAMBERTZ, J. F. ; MILOJICIC, G.: Perspektiven der deutschen Braunkohlenindustrie 2012: Stabilität durch Vielfalt. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 9/2012. VGB PowerTech e.V., 2012, S. 131 – 139
- [Lüdge 2012] LÜDGE, Sascha: Möglichkeiten und Grenzen der Flexibilisierung. In: *Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung* Bd. 4, 2012, S. 237 – 244
- [Lechner und Seume 2003] LECHNER, Christof (Hrsg.) ; SEUME, Jörg (Hrsg.): *Stationäre Gasturbinen*. Bd. cite. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2003
- [Lechner und Seume 2009] LECHNER, Christof (Hrsg.) ; SEUME, Jörg (Hrsg.): *Stationäre Gasturbinen*. Bd. cite. 2., neu bearbeitete Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2009
- [Lehmann 1990] LEHMANN, Heinz: *Dampferzeugerpraxis - Grundlagen und Betrieb*. Bd. 2. Auflage. Resch Verlag, 1990
- [Lehmann 2000] LEHMANN, Heinz: *Dampferzeugerpraxis - Grundlagen und Betrieb*. Bd. 4. Auflage. Resch Verlag, 2000
- [Lenk 2011] LENK, Uwe: *Kraftwerkstechnik - sichere und nachhaltige Energieversorgung*. Bd. 3. Kap. Paradigmenwechsel bei der Technologieauswahl in der Kraftwerkstechnik, S. 9–23, Michael Beckmann and Antonio Hurtado, 2011
- [Linnenberg und Kather 2009] LINNENBERG, Sebastian ; KATHER, Alfons: *Kraftwerkstechnik - sichere und nachhaltige Energieversorgung*. Bd. 1. Kap. Untersuchung des Einflusses der Teillastfahrweise auf den integrierten Gesamtprozess eines 1.100 MW Steinkohlekraftwerksblock mit nachgeschalteter CO₂-Abgaswäsche und CO₂-Verdichtung, S. 403 – 417, Michael Beckmann and Antonio Hurtado, 2009
- [van Loo und Koppejan 2008] LOO, Sjaak van (Hrsg.) ; KOPPEJAN, Jaap (Hrsg.): *The Handbook of Biomass Combustion & Co-firing*. Earthscan Washington, 2008
- [Maagh und Fischer 2012] MAAGH, P. ; FISCHER, W.: Weltweit Bestmarke im GuD-Kraftwerk Ulrich Hartmann. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 3/2012. VGB PowerTech e.V., 2012, S. 47 – 50
- [Meinke u. a. 2011] MEINKE, Sebastian ; NOCKE, Jürgen ; HASSEL, Egon ; ZIEMS, Christian ; WEBER, Harald: Instationäre Kraftwerkssimulation unter Einbeziehung der Regelungstechnik mit Modelica. In: 3, Band (Hrsg.): *Kraftwerkstechnik - sichere und nachhaltige Energieversorgung*, 2011

- [Menny 2003] MENNY, Klaus: *Strömungsmaschinen - Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*. 4. Auflage. B.G. Teubner GmbH, Stuttgart/Leipzig/Wiesbaden, 2003
- [Miller 2011] MILLER, Bruce G.: *Clean Coal Engineering Technology*. Butterworth-Heinemann (imprint of Elsevier), 2011
- [Müller 2001] MÜLLER, Leonhard: *Handbuch der Elektrizitätswirtschaft - Technische, wirtschaftliche und rechtliche Grundlagen*. 2. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2001
- [Molfese 2011] MOLFESE, Salvatore: *Kraftwerkseinsatzsteuerung heute und morgen - Anforderungen an die Einsatzflexibilisierung und die Systemdienstleistungen aus Sicht eines Kraftwerksbetreibers*. Internationaler ETG-Kongress 2011. November 2011
- [Nag 2008] NAG, P. N.: *Power Plant Engineering*. Third Edition. Tata McGraw Hill, 2008
- [Nag u. a. 2008] NAG, Pratyush ; LITTLE, David ; TEEHAN, Damien ; WETZL, Kris ; ELWOOD, David: Low Load Operation Flexibility for Siemens G Class Gas Turbines. In: *Power-Gen International 2008*, 2008
- [Nakicenovic und Haas 2013] NAKICENOVIC, Nebojsa ; HAAS, Reinhard: *Energieökonomie (Vorlesung mit Übung)*. Technische Universität Wien - Institut für Energiesysteme und Elektrische Antriebe, Energy Economics Group, 2013. – Lehrbeheft zur gleichnamigen Lehrveranstaltung
- [Ngo und Natowitz 2009] NGO, Christian ; NATOWITZ, Joseph: *Our Energy Future: Resources, Alternatives and the Environment*. Wiley-Blackwell, 2009
- [Oeding und Oswald 2004] OEDING, Dietrich ; OSWALD, Bernd R.: *Elektrische Kraftwerke und Netze*. 6. Auflage. Springer Berlin Heidelberg, 2004. – 968 S
- [Payrhuber u. a. 2007] PAYRHUBER, Klaus ; MOLIÈRE michel ; SCHOLZ, Marcus ; JONES, Robert M.: Future Energy Challenges in a Carbon Constrained Environment - Fuel Flexibility as a Growing Need. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 10/2007. VGB PowerTech e.V., 2007, S. 23 – 29
- [Petchers 2003] PETCHERS, Neil: *Combined Heating, Cooling & Power Handbook: Technologies & Applications*. The Fairmont Press, 2003
- [Pffaff u. a. 2012] PFAFF, Imo ; FRUTH, Mathias ; WIESE, Lars: Flexibilitätsanforderung des fossilen Kraftwerks zur Unterstützung des Ausbaus der regenerativen Energieversorgung. In: *Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung* Bd. 4, 2012, S. 71 – 85
- [Pickard und Meinecke 2011] PICKARD, Andreas ; MEINECKE, Gero: The Future Role of Fossil Power Generation / Siemens AG Energy, Energy Solutions. URL <http://www.energy.siemens.com/fi/pool/hq/power-generation/power-plants/gas-fired-power-plants/combined-cycle-powerplants/The%20Future%20Role%20of%20Fossil%20Power%20Generation.pdf>, 2011. – Forschungsbericht
- [Powell und Hunt 2012] POWELL, D. J. ; HUNT, B. S.: Powering Europe in the 21st century. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 3/2012. VGB PowerTech e.V., 2012
- [Quinkertz u. a. 2008] QUINKERTZ, Rainer ; ULMA, Andreas ; GOBRECHT, Edwin ; WECHSUNG, Michael: USC Steam Turbine technology for maximum efficiency and operation flexibility. In: *Power-Gen Asia (21. bis 23. Oktober 2008; Kuala Lumpur, Malaysia)*, URL <http://www.energy.siemens.com/co/pool/hq/power-generation/power-plants/steam-power-plant-solutions/coal-fired-power-plants/USC-Steam-Turbine-technology.pdf>, 2008
- [Rüggeberg u. a. 2007] RÜGGEBERG, Thomas ; SEIER, Jochen ; SCHIMKAT, Armin ; SCHEFFKNECHT, Günther ; KRÜHL, Jürgen ; EWERS, Johannes ; MEYER, Bernd ; SCHWENDIG, Frank ; WOLF, Karl-Josef ; ALTMANN, Hubertus ; KATHER, Alfons ; HERMSDORF, Christian ; BORM, Günter ; SCHRÖDER, Tim: Leuchtturm COORETEC - Der Weg zum zukunftsfähigen Kraftwerk mit fossilen Brennstoffen (Forschungsbericht Nr. 566) / Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie. 2007. – Forschungsbericht
- [Roth 2008] ROTH, Hans: Modellentwicklung zur Kraftwerksparkoptimierung mit Hilfe von Evolutionsstrategien / Technische Universität München - Lehrstuhl für Energiewirtschaft und Anwendungstechnik. 2008. – Forschungsbericht
- [Ruchti u. a. 2011] RUCHTI, Christoph ; OLIA, Hamid ; FRANITZA, Karsten ; EHRSAM, Andreas ; BAUVER, Wesley: Combined Cycle Power Plants as ideal solution to balance grid fluctuations - Fast Start up Capabilities. In: 3, Band (Hrsg.): *Kraftwerkstechnik - sichere und nachhaltige Energieversorgung*, 2011, S. 247–261
- [Rupprecht 2011] RUPPRECHT, Toni: *Kraftwerkstechnik - sichere und nachhaltige Energieversorgung*. Bd. 3. Kap. Technisch/wirtschaftliche Optimierung der Integration einer Wirbelschichttrocknungsanlage für Braunkohle in den Kraftwerksprozess, S. 73–85, Michael Beckmann and Antonio Hurtado, 2011
- [RWE 2007] RWE: *Fact Book Generation Capacity in Europe*. Juni 2007. – URL <http://www.rwe.com/web/cms/mediablob/en/1031716/data/213100/3/rwe/investor-relations/events/archive-2007/Charts.pdf>
- [Schaumann und Schmitz 2010] SCHAUMANN, Gunter ; SCHMITZ, Karl W.: *Kraft-Wärme-Kopplung*. 4. Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010
- [Schmidt und Schuele 2013] SCHMIDT, Gerald ; SCHUELE, Volker: *Anpassung thermischer Kraftwerke an künftige Herausforderungen im Strommarkt*. Jänner 2013. – URL http://www.effiziente-energiesysteme.de/fileadmin/user_upload/PDF-Dokumente/Veranstaltungen/Workshop_Retrofit/6_ALSTOM_Schmidt_Schuele.pdf
- [Schmitz 2012] SCHMITZ, Steffen: CO₂-Speicherung - ein Beitrag zur Energiewende- und Rohstoffsicherung. In: *Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung* Bd. 4, 2012, S. 433 –439
- [Schneider 2004] SCHNEIDER, Wilhelm: *Repetitorium Thermodynamik*. 2., überarbeitete Auflage. R. Oldenbourg Verlag Wien München, 2004
- [Schröter 2004] SCHRÖTER, Jochen: *Auswirkungen des europäischen Emissionshandelsystems auf den Kraftwerkseinsatz in Deutschland*, Technische Universität Berlin, Institut für Energietechnik, Fachgebiet Energiesysteme, Diplomarbeit, 2004
- [Schuhbauer u. a. 2011] SCHUHBAUER, Christian ; TSCHAFFON, Helmut ; KLUGER, Frank ; SPLIETHOFF, Hartmut: *Kraftwerkstechnik - sichere und nachhaltige Energieversorgung*. Bd. 3. Kap. Transiente Berechnung thermomechanischer Schädigung dickwandiger Bauteile im 700 °C-Kraftwerk durch Anfahrvorgänge, S. 683–697, Michael Beckmann and Antonio Hurtado, 2011
- [Schulz u. a. 2012] SCHULZ, Axel ; RIECK, Detlef ; SCHUHNECHT, Michael ; DREIER, Gerhard ; SCHRANDT, Christian ; RECHTIEN, Uwe: Optimierung der Prüfkonzepte als Voraussetzung für einen flexiblen Anlagenbetrieb. In: *Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung* Bd. 4, 2012, S. 205 – 212
- [Schwab 2012] SCHWAB, A. J.: *Elektroenergiesysteme - Erzeugung, Transport, Übertragung und Verteilung elektrischer Energie*. 3., neu bearbeitete und erweiterte Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012. – URL <http://link.springer.com/book/10.1007/978-3-642-21958-0/page/1>
- [Sigloch 2006] SIGLOCH, Herbert: *Strömungsmaschinen: Grundlagen und Anwendungen*. 3., neu bearbeitete Auflage. Carl Hanser Verlag GmbH & CO. KG, 2006
- [Söllner u. a. 2010] SÖLLNER, Anke ; RZIHA, Michael ; WUHRMANN, Peter: Optimisation of Sampling System for a Faster Start-up of Cycling Power Plants / VGB PowerTech. 2010 (03/2010). – Forschungsbericht
- [Stahl u. a. 2012] STAHL, Knut ; ZUNFT, Stefan ; KESSLER, Stefan ; SIEBERT, Michael: Entwicklung eines Hochtemperatur-Wärmespeichers zur Flexibilisierung von GuD-Kraftwerken. In: *Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung* Bd. 4, 2012, S. 777 – 784

- [Steimle 1995] STEIMLE, Fritz: ASUE-Schriftreihe. In: ENERGIEVERBRAUCH e.V., ASUE A. für sparsamen und umweltfreundlichen (Hrsg.): *Kraft-Wärme-Kopplung - Energie sparen, Umwelt schonen* Bd. Band 16. Vulkan-Verlag GmbH, Essen, 1995, S. 194
- [Strauß 2009] STRAUSS, Karl: *Kraftwerkstechnik - zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen*. Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2009
- [Then 2009] THEN, Oliver: Einsatz moderner Gasturbinen im Rahmen des Neubauprogramms der RWE Power AG. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 10/2009. VGB PowerTech e.V., 2009, S. 22 bis 27
- [Tiggers 2010] TIGGERS, Klaus-Dieter: Marktentwicklung für konventionelle Kraftwerke aus der Sicht eines Anlagenbauers. In: 2, Band (Hrsg.): *Kraftwerkstechnik - sichere und nachhaltige Energieversorgung*, 2010, S. 39 – 56
- [Tomschi und Eckstein 2008] TOMSCHI, Ulrich ; ECKSTEIN, Steffen: Regelreserven bei Gas- und Dampf (GuD)-Kraftwerken. In: *EGT-Fachbericht 109: Netzregelung und Systemführung - Vorträge der 9. GMA/ETG-Fachtagung*, Energietechnische Gesellschaft im VDE (ETG) VDII/VDE-Gesellschaft Mess- und Automatisierungstechnik (GMA), 2008
- [Traube und Schulz 2001] TRAUBE, Klaus ; SCHULZ, Wolfgang ; GOTTSCHALK, Wolf (Hrsg.): *Kommunalwirtschaftliche Forschung und Praxis, Band 3: Aktuelle Bewertung der Kraft-Wärme-Forschung*. Peter Lang Europäischer Verlag der Wissenschaft, 2001
- [Voß 2012] VOSS, Hendrik: *Modellierung des regionalen Erzeugungsangebots auf dem Elektrizitätsmarkt der Europäischen Union*. 1., Auflage. Lit Verlag, 2012
- [Vogeler 2011] VOGELER, K.: Zukunftsperspektiven für die Hochtemperatur-Gasturbine im Kraftwerksbau. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 10/2011. VGB PowerTech e.V., 2011
- [Wagner 1990] WAGNER, Walter: *Thermische Apparate und Dampferzeuger - Planung und Berechnung*. 2. Auflage. Vogel Verlag und Druck KG, 1990 (Kamprath-Reihe)
- [Wechsung u. a. 2011] WECHSUNG, Michael ; GRÄBER, Carsten ; LEMMEN, Heiko: *Kraftwerkstechnik - sichere und nachhaltige Energieversorgung*. Bd. 3. Kap. Dampfturbinen für den flexiblen Lastbetrieb in modernen Kohlekraftwerken, S. 263 – 276, Michael Beckmann and Antonio Hurtado, 2011
- [Wichtmann u. a. 2007] WICHTMANN, Andreas ; WECHSUNG, Michael ; ROSENKRANZ, Jens ; WIESENMÜLLER, Wolfgang ; TOMSCHI, Ulrich: Flexible Load Operation and Frequency Support for Steam Turbine Power Plants. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 7/2007. VGB PowerTech e.V., 2007, S. 49 – 55
- [Wissel u. a. 2010] WISSEL, S. ; FAHL, Ulrich ; BLESL, Markus ; VOSS, Alfred: Erzeugungskosten zur Bereitstellung elektrischer Energie von Kraftwerksoptionen in 2015, Arbeitsbericht Nr. 8 / Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung (IER), Universität Stuttgart. August 2010. – Forschungsbericht
- [Wissel u. a. 2008] WISSEL, S. ; RATH-NAGEL, S. ; BLESL, Markus ; FAHL, Ulrich ; VOSS, Alfred: Stromerzeugungskosten im Vergleich, Arbeitsbericht Nr. 4 / Institut für Energiewirtschaft und Rationelle Energieanwendung (IER), Universität Stuttgart. Februar 2008. – Forschungsbericht
- [Wünsch u. a. 2011] WÜNSCH, Marco ; THAMLING, Nils ; PETER, Frank ; SEEFELDT, Friedrich: Beitrag von Wärmespeichern zur Integration erneuerbarer Energien (Studie) / Prognos AG, Basel (Schweiz) im Auftrag von AGFW. URL http://www.prognos.com/fileadmin/pdf/publikationsdatenbank/2011-12-19_kurzstudie_waermespeicher_prognos.pdf, Dezember 2011. – Forschungsbericht
- [Zahoransky 2007] ZAHORANSKY, Richard A.: *Energietechnik - Systeme zur Energieumwandlung*. Bd. 3., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Vieweg & Sohn Verlag, 2007
- [Zahoransky 2010] ZAHORANSKY, Richard A.: *Energietechnik - Systeme zur Energieumwandlung*. Bd. 5., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Vieweg & Sohn Verlag, 2010
- [Zahoransky und Allelein 2013] ZAHORANSKY, Richard A. ; ALLELEIN, Hans-Josef: *Energietechnik - Systeme zur Energieumwandlung. Kompaktwissen für Studium und Beruf*. Bd. 6., überarbeitete und erweiterte Auflage. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013
- [Zehntner u. a. 2008] ZEHTNER, Wolfgang ; SPLIETHOFF, Hartmut ; WOYKE, Wolfgang: Betriebsanalyse und -optimierung moderner Steinkohlesteinkohle durch Simulation. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 11/2008. VGB PowerTech e.V., 2008, S. 28 – 32
- [Zepf 2011] ZEPF, N.: Flexibilität und Speicherung - Potenziale und Perspektiven für Europa. In: *VGB PowerTech, international journal for electricity and heat generation* Bd. 12/2011. VGB PowerTech e.V., 2011
- [Ziems u. a. 2012] ZIEMS, Christian ; MEINKE, Sebastian ; NOCKE, Jürgen ; WEBER, Harald ; HASSEL, Egon: Kraftwerksbetrieb bei Einspeisung von Windparks und Photovoltaikanlagen / Universität Rostock. URL http://www.vgb.org/vgbmultimedia/Forschung/333_kurzbericht.pdf, 2012. – Forschungsbericht
- [Zunft u. a. 2011] ZUNFT, Stefan ; KRÜGER, Michael ; MARQUARDT, Roland ; BUSCHSIEWEKE, Frank ; MOSER, Peter ; BIBBER, Mathilde ; COLOMBO, Konrad E. ; NIKLASCH, Christoph ; MAYER, Peter-Michael ; KLAFKI, Michael ; BANNACH, Andreas: Adiabate Druckluftspeicher für die Elektrizitätsversorgung. In: *Kraftwerkstechnik - Sichere und nachhaltige Energieversorgung* Bd. 3, 2011, S. 579 bis 590

A Anhang

A.1 Berechnung des Heizwertes

Für die Berechnungen in Abschnitt 4 (ab Seite 76) werden die unteren Heizwerte H_u für die in dieser Arbeit betrachteten Brennstoffe benötigt. Dies sind folgende Energieträger:

- Erdgas
- Braunkohle
- Steinkohle

Nachfolgende Tabellen A.1 gibt einen Überblick über die Berechnungsgrundlage (Elementarzusammensetzung) der betrachteten Kohlen nach [Hofbauer, 2010a].

Brennstoff	a	w	C	H	S	N	O
	[kg/kg Bst.]						
Polnische Steinkohle	0,0478	0,0558	0,7407	0,0423	0,0042	0,0012	0,1080
Köflacher Braunkohle	0,0920	0,1988	0,4926	0,0372	0,0063	0,0042	0,1689

Tabelle A.1: Elementarzusammensetzung der betrachteten Kohlen

Analog gibt Tabelle A.2 die Raumanteile des angenommenen Erdgases an.

Brennstoff	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	CO ₂	N ₂
	[Nm ³ /Nm ³ Bst.]				
Erdgas (Marchfeld, Ö)	0,97	0,008	0,003	0,006	0,013

Tabelle A.2: Zusammensetzung des betrachteten Erdgases [Hofbauer, 2010b]

Die Heizwertberechnung erfolgt bei festen Brennstoffen über die Elementarzusammensetzung nach der Formel von Boie:

$$H_u = 34,8 \cdot C + 93,9 \cdot H + 6,3 \cdot N + 10,5 \cdot S - 10,8 \cdot O - 2,5 \cdot w \quad \left[\frac{\text{MJ}}{\text{kg Bst.}} \right] \quad (\text{A.1})$$

Die Berechnung für gasförmige Brennstoffe basiert auf den Raumanteilen der einzelnen Gaskomponenten und wird nach Gleichung A.2 berechnet.

$$H_u = \sum H_{u,i} \cdot y_i = 35,88 \cdot CH_4 + 64,35 \cdot C_2H_6 + 93,22 \cdot C_3H_8 \quad \left[\frac{\text{MJ}}{\text{Nm}^3 \text{ Bst.}} \right] \quad (\text{A.2})$$

Die auf diese Weise berechneten spezifischen Heizwerte sind in Tabelle A.3 angegeben.

		Polnische Steinkohle	Köflacher Braunkohle	Marchfelder Erdgas
H_u	[MJ/Nm ³ Bst.]	-	-	35,60
	[MJ/kg Bst.]	28,49	18,41	45,64
	[kWh/kg Bst.]	7,92	5,11	12,68

Tabelle A.3: Zusammenfassung der berechneten Heizwerte

Die Umrechnung spezifischen Heizwertes von Erdgas auf die Masse als Bezugsgröße erfolgt mittels Normdichte ($\rho_n \approx 0,78 \text{ kg/m}^3$). Damit ergibt sich ein Heizwert des Erdgases von $H_u = 45,64 \text{ MJ/kg}$ bzw. $12,68 \text{ kWh/kg}$.

A.2 Berechnung der CO₂-Emissionsfaktoren

Zur Bestimmung der CO₂-abhängigen Betriebskosten k_{CO_2} (in Kapitel 4) sind die energiebezogenen CO₂-Emissionsfaktoren f_{CO_2} zu berechnen. Dabei wird davon ausgegangen, dass der gesamte Anteil von Kohlenstoff im Brennstoff (Ausnahme: Asche!) nach Gleichung A.3 in das gasförmige Kohlendioxid überführt wird.



Die Menge an CO₂, welche durch die thermische Umwandlung des Primärenergieträgers Kohle in el. Energie entsteht kann über die chemische Reaktionsgleichung A.3, sowie Gleichung A.4 bestimmt werden. Dabei wurden die Kohlenstoffanteile im Brennstoff sowie die Heizwerte aus dem vorherigen Kapitel A.1 übernommen bzw. umgerechnet (Erdgas). Der energiebezogene CO₂-Emissionsfaktor ergibt sich zu:

$$f_{CO_2} = \frac{C}{H_u \cdot \eta} \cdot M_{CO_2} \quad \left[\frac{\text{kg CO}_2}{\text{kWh}} \right] \quad (A.4)$$

f_{CO_2}	...	Energiebezogener CO ₂ -Emissionsfaktor	[kg CO ₂ /kWh]
C	...	Kohlenstoffanteil im Brennstoff	[kg C/kg Bst]
H_u	...	Unterer Heizwert des Brennstoffes	[kWh/kg]
η	...	Wirkungsgrad der Kraftwerksanlage	[-]
M_C	...	Molmasse von Kohlenstoff ($M_C=12,011$ kg/kmol)	[kg/kmol]
M_{CO_2}	...	Molmasse von Kohlendioxid ($M_{CO_2}=44,01$ kg/kmol)	[kg/kmol]

Tabelle A.4 gibt einen Überblick über die verwendeten Parameter zur Bestimmung des energiespezifischen Emissionsfaktors.

KW-Typ	Brennstoff	C-Anteil im Bst. ⁽¹⁾	Unterer Heizwert	Wirkungsgrad KW-Anlage		CO ₂ -Emissionsfaktor	
		C	H_u	η^{\max}	η^{\min}	$f_{CO_2}^{\min}$	$f_{CO_2}^{\max}$
		[-]	[kWh/kg]		[-]	[kg/kWh]	
Steinkohle-KW	Steinkohle	0,74	7,92	0,43	0,38	0,80	0,90
Braunkohle-KW	Braunkohle	0,49	5,11	0,46	0,40	0,77	0,88
Gasturbinenanlage	Erdgas	0,69	12,68	0,39	0,17	0,50	1,15
GuD-KW	Erdgas	0,69	12,68	0,60	0,49	0,33	0,40

Anmerkung:

⁽¹⁾ siehe Tabelle A.1 bzw. A.2

Tabelle A.4: C-Anteile zur Berechnung der CO₂-Emissionsfaktoren aus Elementaranalysen

Es wird darauf aufmerksam gemacht, dass die in Tabelle A.4 angegebenen Faktoren ausschließlich CO₂-Emissionen berücksichtigen, die direkt bei der Verbrennung entstehen. Da nur diese direkten Emissionen auf die Stromgestehungskosten auswirken. Um eine gesamtheitliche (umwelttechnische) Bewertung der CO₂-Emissionen, welche im Zusammenhang mit der Stromerzeugung stehen, müssen die Bilanzgrenzen sehr viel größer gezogen werden.

A.2.1 Berechnung des Kohlenstoffanteils von Erdgas

Der C-Gehalt des Erdgases errechnet sich über die Volumenanteile der Gaskomponenten, welche in Tabelle A.2 angegeben sind. Dabei errechnet sich die Masse an Kohlenstoff aus der Gaskomponente i , welche in 1 Nm³ enthalten ist, nach Gleichung A.5.

$$m_{C,i} = \frac{1 \cdot y_i}{22,4} \cdot M_C \quad \left[\frac{\text{kg C}}{\text{Nm}^3} \right] \quad (A.5)$$

Der Massenanteil von Kohlenstoff in Ergas C_{EG} wird nach Gleichung A.6 bestimmt.

$$C_{EG} = \frac{\sum m_{C,i}}{\rho_{EG} \cdot V_{EG}} \left[\frac{\text{kg C}}{\text{kg EG}} \right] \quad (\text{A.6})$$

Auf diese Weise wird der Massenanteil von Kohlenstoff zu $C_{EG}=0,68$ kg pro kg Erdgas bestimmt.

A.3 Matlab-Routine zur Wirtschaftlichkeitsberechnung fossil-thermischer Kraftwerke

```

1 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
2 %% Masterarbeit: Benjamin SCHRATZER, 0626533 066473 (Verfahrenstechnik)
3 %% Titel: Manövrierfähigkeit fossil-thermischer Kraftwerke
4 %% September 2014
5 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
6
7 clc
8 clear all
9 close all
10
11 load BS_Werte.mat
12
13 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
14 %% Berechnung der Brennstoffkosten k_EurokWh_E
15 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
16
17 %Elementarzusammensetzung der betrachteten Steinkohle:
18 C_SK=0.7407;
19 H_SK=0.0423;
20 N_SK=0.0012;
21 O_SK=0.1080;
22 S_SK=0.0042;
23 W_SK=0.0558;
24
25 %Elementarzusammensetzung der betrachteten Braunkohle:
26 C_BK=0.4926;
27 H_BK=0.0372;
28 N_BK=0.0042;
29 O_BK=0.1689;
30 S_BK=0.0063;
31 W_BK=0.1988;
32
33 %Volumenanteile des betrachteten Erdgases:
34 CH_4=0.97;
35 C_2H_6=0.008;
36 C_3H_8=0.003;
37
38 %Normdichte des betrachteten Erdgases:
39 rho_kgNm3_EG=0.78;
40
41 %a) Berechnung der unteren Heizwerte H_u_MJ_kg
42
43 %Heizwertberechnung - Feste Brennstoffe nach Boie:
44 H_u_MJ_kg_SK=34.8*C_SK+93.9*H_SK+6.3*N_SK+10.5*S_SK-10.8*O_SK-2.5*W_SK; % [MJ/kg Bst.]
45 H_u_MJ_kg_BK=34.8*C_BK+93.9*H_BK+6.3*N_BK+10.5*S_BK-10.8*O_BK-2.5*W_BK; % [MJ/kg Bst.]
46
47 %Heizwertberechnung - Gasförmige Brennstoffe:
48 H_u_MJ_kg_EG=35.88*CH_4+64.35*C_2H_6+83.22*C_3H_8; % [MJ/ Nm^3 Bst.]
49 H_u_MJ_kg_EG=H_u_MJ_kg_EG/rho_kgNm3_EG; % [MJ/kg Bst.]
50
51 clear H_u_MJ_Nm3_EG
52
53 f_MJ_kWh=3.6;
54
55 H_u_MJ_kg=[H_u_MJ_kg_SK H_u_MJ_kg_BK H_u_MJ_kg_EG H_u_MJ_kg_EG];
56 H_u_kWh=[H_u_MJ_kg./f_MJ_kWh];
57
58 clear H_u_MJ_Nm3_EG
59 clear H_u_MJ_kg_EG
60 clear H_u_MJ_kg_SK

```

```

61 clear H_u_MJ_kg_BK
62
63 %b) Berechnung der Brennstoffkosten k_EurokWh_E
64
65 %Vorgabe der Wirkungsgrade (min;max):
66
67 eta_SK=[0.46;0.40];
68 eta_BK=[0.43;0.38];
69 eta_GT=[0.39;0.17];
70 eta_GuD=[0.60;0.49];
71
72 eta=[eta_SK eta_BK eta_GT eta_GuD];
73
74 %b1) vorgegebene spezifische Brennstoffkosten:
75
76 P_EurokWh_B_SK=0.0114;
77 P_EurokWh_B_BK=0.0016;
78 P_EurokWh_B_EG=0.0287;
79
80 k_EurokWh_E_SK=[P_EurokWh_B_SK/eta_SK(1,1) P_EurokWh_B_SK/eta_SK(2,1)];
81 k_EurokWh_E_BK=[P_EurokWh_B_BK/eta_BK(1,1) P_EurokWh_B_BK/eta_BK(2,1)];
82 k_EurokWh_E_GT=[P_EurokWh_B_EG/eta_GT(1,1) P_EurokWh_B_EG/eta_GT(2,1)];
83 k_EurokWh_E_GuD=[P_EurokWh_B_EG/eta_GuD(1,1) P_EurokWh_B_EG/eta_GuD(2,1)];
84
85 k_EurokWh_E=[k_EurokWh_E_SK k_EurokWh_E_BK k_EurokWh_E_GT k_EurokWh_E_GuD];
86
87 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
88 %% Berechnung CO_2-abhängige Betriebskosten k_EurokWh_CO2 [Eur/ kWh]
89 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
90
91 %a) Bestimmung des Kohlenstoffanteils im Brennstoff C_kgkg_C_Bst
92
93 C_kgkg_C_SK=C_SK;
94 C_kgkg_C_BK=C_BK;
95
96 %Berechnung des Kohlenstoffgehaltes von Erdgas über die Volumenanteile:
97
98 M_kgkmol_C=12.001;
99
100 %Anmerkung 1 mol eines Gases hat bei Normbedingungen 22.4 l
101 %Reaktionsgleichung: 1 mol CH4 --> 1 mol C + 4 mol H
102
103 n_kmol_CH_4=(1+CH_4)/22.4;
104 n_kmol_C_CH_4=n_kmol_CH_4;
105 m_kg_C_CH_4=n_kmol_C_CH_4*M_kgkmol_C;
106
107 clear n_kmol_CH_4
108 clear n_kmol_C_CH_4
109
110 %Reaktionsgleichung: 1 mol C2H6 --> 2 mol C + 6 mol H
111
112 n_kmol_C_2H_6=(1+C_2H_6)/22.4;
113 n_kmol_C_C_2H_6=n_kmol_C_2H_6;
114 m_kg_C_C_2H_6=n_kmol_C_C_2H_6*M_kgkmol_C;
115
116 clear n_kmol_C_2H_6
117 clear n_kmol_C_C_2H_6
118
119 %Reaktionsgleichung: 1 mol C3H8 --> 3 mol C + 8 mol H
120
121 n_kmol_C_3H_8=(1+C_3H_8)/22.4;

```

```

122 n_kmol_C_C_3H_8=n_kmol_C_3H_8;
123 m_Yg_C_C_3H_8=n_kmol_C_C_3H_8*M_kgmol_C;
124
125 clear n_kmol_C_3H_8
126 clear n_kmol_C_C_3H_8
127
128 %Reaktionsgleichung: 1 mol CO2 -> 1 mol C + 2 mol O
129
130 CO_2=1;
131
132 n_kmol_CO_2=((1*CO_2)/22.4);
133 n_kmol_C_CO_2=n_kmol_CO_2;
134 m_Yg_C_CO_2=n_kmol_C_CO_2*M_kgmol_C;
135
136 clear n_kmol_CO_2
137 clear n_kmol_C_CO_2
138 clear CO_2
139
140 C_kgkg_C_EG=(m_kg_C_CH_4+m_kg_C_C_2H_6+m_kg_C_C_3H_8+m_kg_C_CO_2)/(1+rno_kgkm3_EG);
141
142 clear m_kg_C_CH_4
143 clear m_kg_C_C_2H_6
144 clear m_kg_C_C_3H_8
145 clear m_kg_C_CO_2
146 clear rho_kgm3_EG
147
148 %Zusammenfügen der einzelnen C-Anteile der Brennstoffe:
149 C_kgkg_C_Best=(C_kgkg_C_SK C_kgkg_C_BK C_kgkg_C_EG C_kgkg_C_EG);
150
151 clear C_kgkg_C_SK
152 clear C_kgkg_C_BK
153 clear C_kgkg_C_EG
154
155 %b) Bestimmung der energiebezogenen CO2-Emissionsfaktoren:
156
157 f_kgkWh_CO2=(C_kgkg_C_Best*(1,x)*M_kgmol_CO2)/(H_u_kWh_kg*eta*M_kgmol_C)
158
159 f_kgkWh_CO2=ones(2,4);
160
161 M_kgmol_CO2=44.01;
162
163 for x=1:1:4
164
165     for y=1:1:2
166
167         f_kgkWh_CO2(y,x)=(C_kgkg_C_Best(1,x)*M_kgmol_CO2)/(H_u_kWh_kg(1,x) ...
168             *eta(y,x)*M_kgmol_C);
169     end
170 end
171
172 clear y
173 clear C_kgkg_C_Best
174 clear M_kgmol_CO2
175 clear M_kgmol_C
176
177 %c) Berechnung der CO_2-abhängigen Betriebskosten k_EurokWh_CO2 [Euro/kWh]:
178
179 k_EurokWh_CO2=p_Eurokg_CO2*f_kgkWh_CO2/eta
180
181
182 p_Eurokg_CO2=0.0053;

```

```

183 k_EurokWh_CO2a = zeros(4,4);
184
185 for j=1:1:4
186     for i=1:1:4
187         k_EurokWh_CO2a(i,j)=p_Eurokg_CO2(1,i)*f_kgkWh_CO2(ceil(i/2),j) ...
188             /eta(ceil(((i-1)-(i-1))/2)+1,j);
189     end
190 end
191
192 k_EurokWh_CO2b=zeros(2,4);
193
194 for j=1:1:4
195     k_EurokWh_CO2b(:,j)=[min(k_EurokWh_CO2a(:,j));max(k_EurokWh_CO2a(:,j))];
196 end
197
198 clear k_EurokWh_CO2a
199
200 k_EurokWh_CO2=[k_EurokWh_CO2b(:,1) k_EurokWh_CO2b(:,2) k_EurokWh_CO2b(:,3) k_EurokWh_CO2b(:,4)];
201
202 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
203 %%% Berechnung der jährlichen Kapitalkosten K_Euro_KW_a_J
204 %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
205
206 %Jährliche Kapitalkosten K_J [Euro/(KW*a)]
207
208 %Formel: K_Euro_KW_a_J=[((1+r+s)*(1+r+s)^LD)/(((1+r+s)^LD)-1)]*mu]*IK
209
210 %Anmerkung:
211 %r=perzentuale Versicherungssumme
212
213 %Definition der spezifischen Investitionskosten (min,max):
214 IK_SK=[1250;1800];
215 IK_BK=[1100;1600];
216 IK_GT=[400;500];
217 IK_GuB=[550;1100];
218
219 %Definition der verwendeten Lebensdauer (min,max):
220 LD_SK=[30;45];
221 LD_BK=[30;45];
222 LD_GT=[20;50];
223 LD_GuB=[20;40];
224
225 IK=[IK_SK IK_BK IK_GT IK_GuB];
226 LD=[LD_SK LD_BK LD_GT LD_GuB];
227
228 K_Euro_KW_a_Ja = zeros(4,4);
229
230 r=0.065;
231 s=0.03;
232 mu=0.01;
233
234 for j=1:1:4
235     for i=1:1:4
236         K_Euro_KW_a_Ja(i,j)=[((1+r+s)*((1+r+s)^LD(ceil(i/2),j)/(((1+r+s)^LD(ceil(i/2),j))-1))+mu)* ...
237             IK(ceil(((i-1)-(i-1))/2)+1,j)];
238     end
239 end

```

```

244 end
245
246 K_Euro_KW_a_Jbzeros(2,4);
247
248 for j=1:1:4
249     K_Euro_KW_a_Jb(:,j)=[min(K_Euro_KW_a_Ja(:,j))max(K_Euro_KW_a_Ja(:,j))];
250 end
251
252 clear j
253 clear K_Euro_KW_a_Ja
254
255 K_Euro_KW_a_J=[K_Euro_KW_a_Jb(:,1) , K_Euro_KW_a_Jb(:,2) , K_Euro_KW_a_Jb(:,3) , K_Euro_KW_a_Jb(:,4) ];
256
257 clear K_Euro_KW_a_Jb
258
259 %%% Berechnung der variablen Erzeugungskosten
260
261
262
263 k_var=zeros(1,8);
264
265 for x=1:1:8
266     k_var(1,x)=(k_EuroKWh_CO2(1,x)+k_EuroKWh_E(1,x))*1000; % [Euro/MWh]
267 end
268
269 %%% Graphische Darstellungen
270
271
272
273
274 A=zeros(88,9);
275
276 for x=1:1:8
277     for T=100:100:8800
278         A(T/100,1)=T;
279         A(T/100,x+1)=(K_Euro_KW_a_J(1,x)/T)+k_EuroKWh_CO2(1,x)+k_EuroKWh_E(1,x)*1000;
280         %Faktor 1000 zur Umrechnung von kWh auf MWh
281     end
282 end
283
284 clear x;
285 clear T;
286
287 % Create figure
288 figure = figure;
289
290 % Axes1 = axes('Parent',figure,'Position',[0.05 0.1 0.6 0.85]);
291 axes1 = axes('Parent',figure1);
292
293 hold(axes1,'all');
294 axis([0 8760 20 400])
295 xlabel('Volllaststunden [h/a]')
296 ylabel('Strongstehungskosten [Euro/MWh]')
297 grid on
298
299 p1=[x' x' x' x' x' x' x' x' x'];
300 p2=[r' r' c' c' m' m' k' k'];
301
302 coeffs=zeros(6,3);
303
304 for i=1:1:8

```

```

305     plot(A(:,1),A(:,i+1),p1(i,1),'LineWidth',1)
306     coeffs(i,:)=coeffvalues(fit(A(:,1),A(:,i+1),'power2'));
307     plot(A(:,1),coeffs(i,2)+coeffs(i,3),p2(i,1,1),'LineWidth',2)
308 end
309
310 clear i
311
312 %round(W_SK*100)/100
313 % Create textbox
314 %annotation('textbox',[0.655 0.1 0.30 0.41],...
315     'String',{'Berechnungsgrundlagen:',...,'%'},...
316     'Breitensatzumsetzung [kg/kg Bst.]',...
317     'SG: w= num2str(W_SK) , C= num2str(C_SK) , H= num2str(H_SK) , S= num2str(S_SK) , ...
318     N= num2str(N_SK) , O= num2str(O_SK) , ...
319     'BK: w= num2str(W_BK) , C= num2str(C_BK) , H= num2str(H_BK) , S= num2str(S_BK) , ...
320     N= num2str(N_BK) , O= num2str(O_BK) , ...
321     'EG: CH_4= num2str(CH_4) , C_2H_6= num2str(C_2H_6) , C_3H_8= num2str(C_3H_8) , ...
322     'CO_2-Zertifikatspreis [Euro/kg] : p_CO2= num2str(p_Eurokg_CO2) , ...
323     'Brumstoffkosten [Euro/kWh] : p_FB_S(K)= num2str(p_EuroKWh_B_SK) , ...
324     p_FB_B(K)= num2str(p_EuroKWh_B_BK) , p_FB_EG= num2str(p_EuroKWh_B_EG) , ...
325     'Umwandlungswirkungsgrade [MJ Bst./MJ El.]', ...
326     'Eta_(SK)= num2str(eta_SK(1,1)) , num2str(eta_SK(2,1)) , ...
327     Eta_(BK)= num2str(eta_BK(1,1)) , num2str(eta_BK(2,1)) , ...
328     Eta_(GT)= num2str(eta_GT(1,1)) , num2str(eta_GT(2,1)) , ...
329     'Investitionskosten [Euro/kW]', ...
330     '(B/P)_1_(SK)= num2str(IK_SK(1,1)) , num2str(IK_SK(2,1)) , ...
331     '(B/P)_1_(BK)= num2str(IK_BK(1,1)) , num2str(IK_BK(2,1)) , ...
332     '(B/P)_1_(GT)= num2str(IK_GT(1,1)) , num2str(IK_GT(2,1)) , ...
333     'Lebensdauer [a]', ...
334     'LD_(BK)= num2str(LD_BK(1,1)) , num2str(LD_BK(2,1)) , ...
335     num2str(LD_GT(2,1)) , LD_(Gud)= num2str(LD_Gud(1,1)) , ...
336     num2str(LD_Gud(2,1)) , ...
337     'FitBoxToText','off',...
338     'FontSize',7,...
339     'BackgroundColor',[ 1 1 1]);
340
341 clear eta_SK
342 clear eta_BK
343 clear eta_GT
344
345 legend=legend('STK min',[x] num2str(coeffs(1,1)) *x\'' num2str(coeffs(1,2)) ,+''
346     num2str(coeffs(1,3))],...
347     'STK max', ...
348     [x] num2str(coeffs(2,1)) *x\'' num2str(coeffs(2,2)) ,+'' num2str(coeffs(2,3))], 'BK min', ...
349     [x] num2str(coeffs(3,1)) *x\'' num2str(coeffs(3,2)) ,+'' num2str(coeffs(3,3))], 'BK max', ...
350     [x] num2str(coeffs(4,1)) *x\'' num2str(coeffs(4,2)) ,+'' num2str(coeffs(4,3))], 'GT min', ...
351     [x] num2str(coeffs(5,1)) *x\'' num2str(coeffs(5,2)) ,+'' num2str(coeffs(5,3))], 'GT max', ...
352     [x] num2str(coeffs(6,1)) *x\'' num2str(coeffs(6,2)) ,+'' num2str(coeffs(6,3))], 'Gud min', ...
353     [x] num2str(coeffs(7,1)) *x\'' num2str(coeffs(7,2)) ,+'' num2str(coeffs(7,3))], 'Gud max', ...
354     [x] num2str(coeffs(8,1)) *x\'' num2str(coeffs(8,2)) ,+'' num2str(coeffs(8,3))]);
355
356 %set(legend1,'Position',[0.676 0.56 0.1297 0.36],'FontSize',7);
357 set(legend1,'FontSize',7);
358
359 clear legend1

```

```

366 grid(axes1,'on');
367
368
369 set(figure1,'PaperOrientation','landscape');
370 set(figure1,'PaperUnits','normalized');
371 set(figure1,'PaperPositionMode','auto');
372 set(figure1,'PaperPosition',[0 0 1]);
373 saveas(figure1,'SGK','pdf');
374
375
376
377
378
379
380
381
382
383
384
385
386
387
388
389
390
391
392
393
394
395
396
397
398
399
400
401
402
403
404
405
406
407
408
409
410
411
412
413
414
415
416
417
418
419
420
421
422
423
424
425
426
427
428
429
430
431
432
433
434
435
436
437
438
439
440
441
442
443
444
445
446
447
448
449
450
451
452
453
454
455
456
457
458
459
460
461
462
463
464
465
466
467
468
469
470
471
472
473
474
475
476
477
478
479
480
481
482
483
484
485
486
487

```

```

clear i
clear T_ha_A1
clear T_wirt_ha_1
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%% STROMNACHFRAGE
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Liesen der daten;
filename = 'Stromdaten.xls';
[Type, sheets] = xlsinfo(filename);
k=1
a=[31 28 31 30 31 30 31 30 31 30 31 30 31]
for j=2:1:13
for i=25:96:25+95*a(1,j)-1
G=[ 'L',num2str(i),'L',num2str(1+95)];
A(:,k)=xlsread(filename, j, G);
i;
j;
G1;
k=k+1;
end
end
for o=1:1:365
for p=0:1:23
SN1(p+1,o)=SN(p+1,o)+SN(p+2,o)+SN(p+3,o)+SN(p+4,o);
end
end
clear SN
% Create figure
figure10 = figure;
subplot(1,2,1)
hold('all');
hold on
axis([0 24 0 100])
xlabel('Tagesverlauf [h]')
ylabel('Stromnachfrage [GW]')
for i=1:1:365
xi=x-0.5;
y=NL(:,i)/1000;
plot(xi,y,'b','LineWidth',1,'LineStyle','-');
hold on
end
legend10=legend('Tägliche Stromnachfrage');
set(legend10,'FontSize',8);
title_handle = title('Stromnachfragekurven für Marktgebiet D + A, 2012');

```

```

488 set(title_handle)
489
490 % Create subfigure
491 subplot(1,2,2)
492
493 hold('all');
494 %hold on
495 axis([0 24 0 100])
496 xlabel('Tagesverlauf [h]')
497 ylabel('Residuallast [GW]')
498
499
500
501
502
503
504
505
506
507
508
509
510
511
512
513
514
515
516
517
518
519
520
521
522
523
524
525
526
527
528
529
530
531
532
533
534
535
536
537
538
539
540
541
542
543
544
545
546
547
548
set(title_handle)
set(legend11,'FontSize',8);
title_handle = title('Wind Einspeisung für Marktgebiet D + A, 2012');
set(title_handle)
549
550 % Create subfigure
551 subplot(1,2,2)
552
553 hold('all');
554 %hold on
555 axis([0 24 0 30])
556 xlabel('Tagesverlauf [h]')
557 ylabel('PV-Einspeisung [GW]')
558
559
560
561
562
563
564
565
566
567
568
569
570
571
572
573
574
575
576
577
578
579
580
581
582
583
584
585
586
587
588
589
590
591
592
593
594
595
596
597
598
599
600
601
602
603
604
605
606
607
608
609
set(title_handle)
set(legend13,'FontSize',8);
title_handle = title('Residuallast für Marktgebiet D + A, 2012');
set(title_handle)
set(figure10,'PaperOrientation','landscape');
set(figure10,'PaperUnits','normalized');
set(figure10,'PaperPosition',[0 0 1 1]);
saveas(figure10,'SN-RL','pdf');
% Create figure
figure11 = figure;
subplot(1,2,1)
hold('all');
%hold on
axis([0 24 0 30])
xlabel('Tagesverlauf [h]')
ylabel('Windeinspeisung [GW]')
grid on
x=1:1:24;
xI=x-0.5;
for i=1:1:365
xI=x-0.5;
y=RL(:,i)/1000;
plot(xI,y,'k','LineWidth',1,'LineStyle','-');
hold on
end
legend13=legend('Tägliche Residuallast');
set(legend13,'FontSize',8);
title_handle = title('Residuallast für Marktgebiet D + A, 2012');
set(title_handle)
set(figure10,'PaperOrientation','landscape');
set(figure10,'PaperUnits','normalized');
set(figure10,'PaperPosition',[0 0 1 1]);
saveas(figure10,'SN-RL','pdf');
% Create figure
figure11 = figure;
subplot(1,2,1)
hold('all');
%hold on
axis([0 24 0 30])
xlabel('Tagesverlauf [h]')
ylabel('Windeinspeisung [GW]')
grid on
x=1:1:24;
xI=x-0.5;
for i=1:1:365
xI=x-0.5;
y=WA(:,i)/1000;
plot(xI,y,'r','LineWidth',1,'LineStyle','-');
hold on
end
legend11=legend('Tägliche Windeinspeisung');
set(legend11,'FontSize',8);
title_handle = title('Wind Einspeisung für Marktgebiet D + A, 2012');
set(title_handle)
610
611
612
613
614
615
616
617
618
619
620
621
622
623
624
625
626
627
628
629
630
631
632
633
634
635
636
637
638
639
640
641
642
643
644
645
646
647
648
649
650
651
652
653
654
655
656
657
658
659
660
661
662
663
664
665
666
667
668
669
670
671
672
673
674
675
676
677
678
679
680
681
682
683
684
685
686
687
688
689
690
691
692
693
694
695
696
697
698
699
700
701
702
703
704
705
706
707
708
709
710
711
712
713
714
715
716
717
718
719
720
721
722
723
724
725
726
727
728
729
730
731
732
733
734
735
736
737
738
739
740
741
742
743
744
745
746
747
748
749
750
751
752
753
754
755
756
757
758
759
760
761
762
763
764
765
766
767
768
769
770
771
772
773
774
775
776
777
778
779
780
781
782
783
784
785
786
787
788
789
790
791
792
793
794
795
796
797
798
799
800
801
802
803
804
805
806
807
808
809
810
811
812
813
814
815
816
817
818
819
820
821
822
823
824
825
826
827
828
829
830
831
832
833
834
835
836
837
838
839
840
841
842
843
844
845
846
847
848
849
850
851
852
853
854
855
856
857
858
859
860
861
862
863
864
865
866
867
868
869
870
871
872
873
874
875
876
877
878
879
880
881
882
883
884
885
886
887
888
889
890
891
892
893
894
895
896
897
898
899
900
901
902
903
904
905
906
907
908
909
910
911
912
913
914
915
916
917
918
919
920
921
922
923
924
925
926
927
928
929
930
931
932
933
934
935
936
937
938
939
940
941
942
943
944
945
946
947
948
949
950
951
952
953
954
955
956
957
958
959
960
961
962
963
964
965
966
967
968
969
970
971
972
973
974
975
976
977
978
979
980
981
982
983
984
985
986
987
988
989
990
991
992
993
994
995
996
997
998
999
1000

```

```

010 %SN ... Stromnachfrage
011 %PV ... Photovoltaik-Einspeisung
012 %KA ... Windkraft-Einspeisung
013
014 %Berechnung der stündlichen Residuallast:
015 VLS_min=zeros(8760,5);
016 for x=1:1:365
017     VLS_min((x-1)*24+y,1)=NL(y,x)-(PV(y,x)+KKA(y,x))*1.2;
018     end
019
020
021 %Stündliche Residuallast gilt für max. bzw. min. Stromgestehungskosten:
022 VLS_max=VLS_min;
023
024 %Erstellen der Liste für die Einatzreihenfolge:
025
026 %a) für die minimalen Werte:
027
028 %Reihung der unterschiedlichen Kraftwerkstypen nach var. SGK:
029 ERF1={'SK','BK','GT','Gud'};
030 ERF2min=k_var(1,1) k_var(1,3) k_var(1,5) k_var(1,7)};
031 ERF3={'P_MW_SK','P_MW_BK','P_MW_GT','P_MW_Gud'};
032 ERF3=k_var(1,2) k_var(1,4) k_var(1,6) k_var(1,8)};
033
034 ERF=[ERF1;ERF2min];
035 ERFmin=cell(2,numel(ERF2min));
036 [Sorted_ERF2min, Index_ERF2min]=sort(cell2mat(ERF2min));
037 ERFmin(2,:)=num2cell(Sorted_ERF2min);
038 ERFmin(1,:)=ERF1(Index_ERF2min); %Kraftwerksbezeichnung
039 ERFmin(3,:)=ERF3(Index_ERF2min); %Installierte Kraftwerksleistung jedes Typs
040 ERFmin;
041
042 %Berechnung der jeweiligen Vollaasterunden:
043
044 for x=1:1:365
045     for y=1:1:24
046         NF=VLS_min((x-1)*24+y,1);
047         for z=2:1:5
048             if NF > cell2mat(ERFmin(3,z-1))*VF
049                 VLS_min((x-1)*24+y,z)=1;
050                 NF=NF-cell2mat(ERFmin(3,z-1))*VF;
051             else
052                 VLS_min((x-1)*24+y,z)=NF/cell2mat(ERFmin(3,z-1));
053                 break
054             end
055         end
056     end
057
058 %Auswertung
059
060 %Berechnung der jährlichen Vollaasterunden:
061 T_ha_min4=sum(VLS_min(:,2));
062 T_ha_min5=sum(VLS_min(:,3));
063 T_ha_min6=sum(VLS_min(:,4));
064 T_ha_min7=sum(VLS_min(:,5));
065
066 %Berechnung der anteilsmäßigen Betriebszeit:
067 T_i_min4=sum(VLS_min(:,2))/8760;
068 T_i_min5=sum(VLS_min(:,3))/8760;
069 T_i_min6=sum(VLS_min(:,4))/8760;
070 T_i_min7=sum(VLS_min(:,5))/8760;
071
072 %SN ... Stromnachfrage
073 %PV ... Photovoltaik-Einspeisung
074 %KA ... Windkraft-Einspeisung
075
076 %Berechnung der stündlichen Residuallast:
077 VLS_min=zeros(8760,5);
078 for x=1:1:365
079     VLS_min((x-1)*24+y,1)=NL(y,x)-(PV(y,x)+KKA(y,x))*1.2;
080     end
081
082 %Stündliche Residuallast gilt für max. bzw. min. Stromgestehungskosten:
083 VLS_max=VLS_min;
084
085 %Erstellen der Liste für die Einatzreihenfolge:
086
087 %a) für die minimalen Werte
088
089 %Reihung der unterschiedlichen Kraftwerkstypen nach var. SGK:
090 ERF1={'SK','BK','GT','Gud'};
091 ERF2min=k_var(1,1) k_var(1,3) k_var(1,5) k_var(1,7)};
092 ERF3={'P_MW_SK','P_MW_BK','P_MW_GT','P_MW_Gud'};
093 ERF3=k_var(1,2) k_var(1,4) k_var(1,6) k_var(1,8)};
094
095 ERF=[ERF1;ERF2min];
096 ERFmin=cell(2,numel(ERF2min));
097 [Sorted_ERF2min, Index_ERF2min]=sort(cell2mat(ERF2min));
098 ERFmin(2,:)=num2cell(Sorted_ERF2min);
099 ERFmin(1,:)=ERF1(Index_ERF2min); %Kraftwerksbezeichnung
100 ERFmin(3,:)=ERF3(Index_ERF2min); %Installierte Kraftwerksleistung jedes Typs
101 ERFmin;
102
103 %Berechnung der jeweiligen Vollaasterunden:
104
105 for x=1:1:365
106     for y=1:1:24
107         NF=VLS_max((x-1)*24+y,1);
108         for z=2:1:5
109             if NF > cell2mat(ERFmax(3,z-1))*VF
110                 VLS_max((x-1)*24+y,z)=1;
111                 NF=NF-cell2mat(ERFmax(3,z-1))*VF;
112             else
113                 VLS_max((x-1)*24+y,z)=NF/cell2mat(ERFmax(3,z-1));
114                 break
115             end
116         end
117     end
118
119 %Auswertung
120
121 T_ha_max4=sum(VLS_max(:,2));
122 T_ha_max5=sum(VLS_max(:,3));
123 T_ha_max6=sum(VLS_max(:,4));
124 T_ha_max7=sum(VLS_max(:,5));
125
126 T_i_max4=sum(VLS_max(:,2))/8760;
127 T_i_max5=sum(VLS_max(:,3))/8760;
128 T_i_max6=sum(VLS_max(:,4))/8760;
129 T_i_max7=sum(VLS_max(:,5))/8760;
130
131 STU_ha_min=cell2mat(ERFmin(1,1)) cell2mat(ERFmin(1,2)) cell2mat(ERFmin(1,3)) cell2mat(ERFmin(1,4)); ...
132 T_ha_min4 T_ha_min5 T_ha_min6 T_ha_min7; ...
133 T_i_min4 T_i_min5 T_i_min6 T_i_min7;
134
135 %b) für die maximalen Werte
136
137 ERF2min=k_var(1,2) k_var(1,4) k_var(1,6) k_var(1,8)};
138 ERFmax=[ERF1;ERF2min];
139 ERFmax=cell(2,numel(ERF2min));
140 [Sorted_ERF2min, Index_ERF2min]=sort(cell2mat(ERF2min));
141 ERFmax(2,:)=num2cell(Sorted_ERF2min);
142 ERFmax(1,:)=ERF1(Index_ERF2min);
143 ERFmax(3,:)=ERF3(Index_ERF2min);
144 ERFmax;
145
146 for x=1:1:365
147     for y=1:1:24
148         NF=VLS_max((x-1)*24+y,1);
149         for z=2:1:5
150             if NF > cell2mat(ERFmax(3,z-1))*VF
151                 VLS_max((x-1)*24+y,z)=1;
152                 NF=NF-cell2mat(ERFmax(3,z-1))*VF;
153             else
154                 VLS_max((x-1)*24+y,z)=NF/cell2mat(ERFmax(3,z-1));
155                 break
156             end
157         end
158     end
159
160 %Auswertung
161
162 T_ha_max4=sum(VLS_max(:,2));
163 T_ha_max5=sum(VLS_max(:,3));
164 T_ha_max6=sum(VLS_max(:,4));
165 T_ha_max7=sum(VLS_max(:,5));
166
167 T_i_max4=sum(VLS_max(:,2))/8760;
168 T_i_max5=sum(VLS_max(:,3))/8760;
169 T_i_max6=sum(VLS_max(:,4))/8760;
170 T_i_max7=sum(VLS_max(:,5))/8760;
171
172 STU_ha_max=cell2mat(ERFmax(1,1)) cell2mat(ERFmax(1,2)) cell2mat(ERFmax(1,3)) cell2mat(ERFmax(1,4)); ...
173 T_ha_max4 T_ha_max5 T_ha_max6 T_ha_max7; ...
174 T_i_max4 T_i_max5 T_i_max6 T_i_max7;
175
176 %%% Sensitivitätsanalyse
177 %%%
178
179 %Es wird im Folgenden die Stabilität der Berechnung der
180 %Stromgestehungskosten k hinsichtlich den Haupteinflussgrößen betrachtet:
181 %Zusatz (Standardgröße: r=0.06 %)
182 %Betrachtungszeitraum (Standardgrößen: LDO_SK=37.5, LDO_BK=37.5, LDO_GT=35, LDO_Gud=30.)
183 %Brennstoffpreis (Standardgrößen: )
184 %Lastfaktor (Standardgrößen: T)
185 %CO2-Emissionskosten (Standardgrößen: p_CO2=0.005 Euro/kg CO2)
186
187 %Allgemeine Parameter:

```