



Verbund

Kreislaufrechnung des FHKW Mellach auf Basis der Verifizierung
bestimmter Betriebspunkte unter Berücksichtigung von Einflüssen
durch Fernwärmeauskopplung

von

Thomas Zagler

als Diplomarbeit der Kommission zur Abhaltung der dritten Diplomprüfung der
Studienrichtung Maschinenbau, Energie- und Umwelttechnik an der Technischen Universität
Graz über das Institut für Wärmetechnik vorgelegt.

Betreuer

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jürgen Karl

Dipl.-Ing. Daniel Höftberger

Graz, Januar 2011

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtliche und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am.....

.....

(Thomas Zagler)

Kurzfassung

Titel: Kreislaufrechnung des FHKW Mellach auf Basis der Verifizierung bestimmter Betriebspunkte unter Berücksichtigung von Einflüssen durch Fernwärmeauskopplung

Autor: Thomas Zagler

Schlagnworte: FHKW Mellach; Kreislaufsimulation; Fernwärme

Das von VERBUND betriebene, steinkohlefeuerte Fernheizkraftwerk Mellach liefert Strom und Fernwärme für den Großraum Graz. Schwankender Strom- und Wärmebedarf erfordern einen flexiblen Kraftwerksbetrieb. Um als Betreiber angemessen auf beeinflussende Änderungen reagieren zu können, ist es notwendig die Prozesszustände jederzeit genau zu kennen. Somit besteht eine Forderung nach deren Vorhersage und Reproduzierbarkeit. Zu diesem Zweck war eine Modellierung und Simulation des Wasser-Dampf-Kreislaufs des FHKW Mellach gefordert. Diese Aufgabe wurde im Rahmen der vorliegenden Diplomarbeit bearbeitet. Zusätzlich war der Einfluss der Fernwärmeauskopplung auf die Stromerzeugung der Anlage von Interesse. Dabei fiel das Augenmerk insbesondere auf Betriebsfälle mit Androsselung zum Erfüllen extremer fernwärmeseitiger Anforderungen.

Im Simulationsprogramm GateCycle™, das zur Modellierung und Berechnung thermodynamischer Kreisläufe von Kraftwerken dient, wurde die Aufgabenstellung umgesetzt. In den Simulationen wurden die Zustände bei Kondensations- und Heizbetrieb für variierende Dampferzeugerlast, Vorlauftemperatur und Wärmeleistung der Fernwärmeauskopplung innerhalb ihrer realen Grenzen berechnet. Danach wurde das Simulationsmodell mit realen betrieblichen Einflüssen wie z.B. Fouling versehen und der elektrische Eigenbedarf in Abhängigkeit der Fernwärmeauskopplung ermittelt.

Die Simulationsergebnisse zeigen abhängig vom Betriebszustand des Fernheizkraftwerkes den Einfluss der Fernwärmeauskopplung und liefern den Betrieb unterstützende Kennfelder. Mit dem erstellten Modell ist es nun möglich, die thermodynamischen Zustände in Abhängigkeit bekannter Einflüsse hinreichend genau zu berechnen und das Verhalten des Kreises und einzelner Komponenten zu ermitteln. Die Ergebnisse der betriebsnahen Simulationen zeigen gute Genauigkeit, durch die Analyse der Ergebnisse können Teilbereiche des Modells ausgemacht werden, in denen Potential zur Verbesserung der Simulation besteht.

Abstract

Title: Cycle Simulation of District Heating Power Station Mellach based on the Verification of Specific Thermodynamical Plant Conditions taking into account the Impacts of District Heating Extraction

Author: Thomas Zagler

Keywords: district heating power station Mellach; cycle simulation; district heat

The hard coal fired district heating power station Mellach is operated by VERBUND and produces electricity as well as district heat for the greater area of Graz, Austria. Fluctuating demand of electricity and district heat require a flexible plant operation. To be able to react on influencing changes in an appropriate way, it is important for the operator to know the process status at any time. Therefore requirements of predictability and reproducibility exist, thus modelling and simulation of the water-steam-cycle of the plant is claimed. This mission is processed during the present diploma thesis. In addition the impact of district heat on electricity production of the district heating power station Mellach is of interest. Thereby the attention is specially given to operating conditions reached by throttling the intermediate-pressure steam turbine to meet extreme district heating demands.

The simulation program GateCycle™, which is used for modelling and calculating thermodynamical cycles of power plants, was utilized to handle the task. During simulations the cycle conditions of condensing and heating operations depending on used steam generator power, decoupled thermal output and flow-temperatures of district heating were performed within their well known, real borders. Next steps were to implement different influences like fouling to simulate real-life operations as well as to observe the on-site power depending on district heating.

The cycle simulation results show the influence of district heating for different operating conditions of the heating power station Mellach and supply characteristic diagrams useable for operation. Now, with the present simulation model, it's possible to calculate thermodynamic conditions depending on familiar influences with sufficient precision and to simulate behaviour of the cycle or just cycle's components. The analysis of the results for approximates real-life simulations shows some fields with possible potential for enhancements in the simulation model.

Vorwort

Diese von Mai 2010 bis Januar 2011 durchgeführte Diplomarbeit entstand zum einen am Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz (Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jürgen Karl) und zum anderen am Standort des Auftraggebers VERBUND Thermal Power GmbH & Co KG, Technische Services in Mellach bei Graz.

An dieser Stelle möchte ich mich bei Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jürgen Karl für die wissenschaftliche Betreuung durch das Institut für Wärmetechnik bedanken. Weiters möchte ich meinem Betreuer Dipl.-Ing. Daniel Höftberger besonderen Dank aussprechen, der mir über den gesamten Zeitraum der Entstehung stets mit wissenschaftlichem Rat und vielen konstruktiven Anregungen zur Seite gestanden ist.

Ein großes Dankeschön gilt natürlich auch Dipl.-Ing. Josef Tauschitz, der mir erst die Möglichkeit gegeben hat, diese Industriediplomarbeit für VERBUND abzuhandeln und mir als Ansprechpartner am Standort fortwährend eine große Hilfe war. Gleichzeitig möchte ich mich auch bei der restlichen Belegschaft des Technischen Services für die große Unterstützung und das gespendete Fachwissen bedanken.

Es ist mir auch ein Anliegen, mich bei all jenen zu bedanken, die mich auf meinem Weg durch das Studium begleitet und verändert haben, die mir Freunde waren oder geworden sind, die mich in der Sporthalle auf andere Gedanken gebracht haben, die auch immer ein offenes Ohr für meine Anliegen gehabt haben, die noch immer meine Freundin ist.

Der größte Dank gilt meinen Eltern, die mich schon mein ganzes Leben lang unterstützen und motivieren, die mir immer Rückhalt geben und mir auch mit Rat und Tat abseits des Studiums zur Seite gestanden sind.

„Wenn A für Erfolg steht, gilt die Formel:

$$A = X + Y + Z$$

X ist Arbeit, Y ist Muße, Z heißt Mundhalten“

(Albert Einstein)

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung.....	1
1.1. Motivation	1
1.2. Aufgabenstellung.....	3
1.3. Vorgehensweise.....	3
2. GateCycle™	5
2.1. Allgemeines zu thermodynamischen Simulationen.....	5
2.2. Allgemeines zu GateCycle™	6
2.3. Modellierung und Simulation in GateCycle™	7
3. Theoretischer Hintergrund – Kraftwerkstechnik und Ausführung des FHKW Mellach ..	9
3.1. Thermodynamische Grundlagen.....	9
3.2. Wichtige Komponenten im Wasser-Dampf-Kreislauf von Kohlekraftwerken	13
3.3. Kraft-Wärme-Kopplung	20
3.4. Energetische Bewertung von KWK-Anlagen.....	21
3.4.1. Leistungen	21
3.4.2. Kondensationsbetrieb	23
3.4.3. Heizbetrieb.....	24
3.5. Der Wasser-Dampf-Kreislauf im FHKW Mellach	28
4. Modellierung und Simulation des FHKW Mellach	35
4.1. Modellierung der verwendeten Bauteile	35
4.1.1. Kondensator.....	35
4.1.2. Pumpe	36
4.1.3. Motor	39
4.1.4. Regel- und Entspannungstopf	41
4.1.5. Stopfbüchsendampfkondensator	41
4.1.6. Speisewasservorwärmer	41

Speisewasserbehälter/Entgaser	42
4.1.7. Dampferzeuger	42
4.1.8. Turbine	42
4.1.9. Drosselklappe	43
4.1.10. Rohrleitung	44
4.1.11. Generator	45
4.2. Modellerstellung und Dimensionierung – der Designfall	45
4.2.1. Wasser-Dampf-Kreislauf des FHKW Mellach	48
4.2.2. Fernwärmekreis des FHKW Mellach	60
4.2.3. Zusätzliche Eingaben für ein betriebsnahes Modell	65
4.3. Simulation – der Off-Designfall	66
4.3.1. Kondensationsbetrieb	67
4.3.2. Heizbetrieb	68
4.3.3. Betriebsnäherung	69
5. Ergebnisse der Simulation	71
5.1. Kondensationsbetrieb	72
5.1.1. Druckverläufe beim Kondensationsbetrieb	72
5.1.2. Temperaturverläufe beim Kondensationsbetrieb	74
5.1.3. Massenströme beim Kondensationsbetrieb	75
5.1.4. Enthalpien beim Kondensationsbetrieb	76
5.1.5. Nutzen und Aufwand beim Kondensationsbetrieb	78
5.1.6. Elektrischer Wirkungsgrad	79
5.2. Heizbetrieb	81
5.2.1. Sättigungs- und Drosseldrücke im Heizbetrieb	81
5.2.2. Entnahmemassenströme der Heizer im Heizbetrieb	84
5.2.3. FW-Temperaturen im Heizbetrieb	86
5.2.4. Wärmeleistungen der Heizer im Heizbetrieb	89
5.2.5. Stromausbeute beim Heizbetrieb	91
5.2.6. Wärmeausbeute beim Heizbetrieb	92
5.2.7. Brennstoffausnutzungsgrad beim Heizbetrieb	93

5.2.8. Stromkennzahl beim Heizbetrieb	95
5.2.9. Elektrische Leistungsminderung beim Heizbetrieb	96
5.2.10. Strom-Wärme-Äquivalent beim Heizbetrieb.....	98
5.3. Betriebsnäherung	100
6. Betrachtung des elektrischen Eigenbedarfs.....	104
7. Zusammenfassung	108
Literaturverzeichnis	110
Anhang	112

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Komponenten und Ts-Diagramm des reversiblen Clausius-Rankine-Prozesses	11
Abbildung 2: Vergleich des realen und idealen Clausius-Rankine-Prozesses im Ts-Diagramm [13]	12
Abbildung 3: Q-T-Diagramm eines Gegenstromwärmetauschers [5]	14
Abbildung 4: Wärmeleistung im Dampferzeuger in Abhängigkeit des FD-Druckes [5]	16
Abbildung 5: Typen der Dampfturbinen bei Anlagen mit und ohne KWK [16]	18
Abbildung 6: vereinfachtes Anlagenschema des FHKW Mellach [VERBUND]	29
Abbildung 7: Anlagenschaltbild des Wasser-Dampf-Kreislaufs im FHKW Mellach [VERBUND]	30
Abbildung 8: Druckverlauf beim modifizierten Gleitdruckbetrieb des FHKW Mellach	32
Abbildung 9: Modellierung der Pumpenkennlinie einer Hauptkondensatpumpe	37
Abbildung 10: Modellierung der Wirkungsgradkennlinie einer Hauptkondensatpumpe	38
Abbildung 11: Modellierung der Wirkungsgradkennlinie eines Motors	40
Abbildung 12: Druckverlust in der Anzapfleitung A6 abhängig vom Anzapfmassenstrom	45
Abbildung 13: Modellierter Wasser-Dampf-Kreislauf des FHKW Mellach	47
Abbildung 14: Druckverläufe an den Einritten der Teilturbinen und der Zwischenüberhitzung beim simulierten Kondensationsbetrieb	73
Abbildung 15: Temperaturverläufe beim simulierten Kondensationsbetrieb	74
Abbildung 16: Massenströme am Eintritt von Kondensator und den Turbinen beim simulierten Kondensationsbetrieb	75
Abbildung 17: Enthalpieverläufe am Eintritt der Turbinen, des Kondensators und der Zwischenüberhitzung beim simulierten Kondensationsbetrieb	77
Abbildung 18: Enthalpiedifferenzen zwischen Kessel und Kondensator im simulierten Kondensationsbetrieb	78
Abbildung 19: Nutzleistung und Aufwand im simulierten Kondensationsbetrieb	79
Abbildung 20: Elektrische Leistung und Gesamtwirkungsgrad beim simulierten Kondensationsbetrieb	80
Abbildung 21: Sättigungsdrücke für 90 °C Vorlauftemperatur beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast	82
Abbildung 22: Sättigungsdrücke für 130 °C Vorlauftemperatur beim simulierten Heizbetrieb bei 100 % Kessellast	83

Abbildung 23: Heizerentnahmemassenströme für 90 °C Vorlauf­temperatur beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast	84
Abbildung 24: Heizerentnahmemassenströme für 130 °C Vorlauf­temperatur beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast.....	85
Abbildung 25: Temperaturen im FW-Kreis für 90 °C Vorlauf­temperatur beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast	87
Abbildung 26: Temperaturen im FW-Kreis für 130 °C Vorlauf­temperatur beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast	88
Abbildung 27: übertragene Wärmeleistung der Heizer bei 90 °C und 130 °C Vorlauf­temperatur beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast	90
Abbildung 28: Brutto-Stromausbeute beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast	91
Abbildung 29: Wärmeausbeuten für unterschiedliche Kessellasten und 130 °C Vorlauf­temperatur beim simulierten Heizbetrieb	92
Abbildung 30: Brennstoffausnutzungsgrad beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast	94
Abbildung 31: Strom- und Wärmeausbeute in Abhängigkeit vom Brennstoffausnutzungsgrad beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast	95
Abbildung 32: Stromkennzahl in Abhängigkeit von der Brennstoffausnutzung beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast.....	96
Abbildung 33: Elektrische Leistungsminderung im simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast.....	97
Abbildung 34: Strom-Wärme-Äquivalent bei verschiedenen FW-Vorlauf­temperaturen im simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast.....	99
Abbildung 35: Annäherung des Druckverlaufs in der MD-Turbine.....	101
Abbildung 36: Vergleich der Simulationsergebnisse mit den gemessenen Werten aus dem Betrieb im Betriebsbereich des FHKW Mellach	102
Abbildung 37: Elektrischer Eigenbedarf in Abhängigkeit der Kessellast und der FW-Leistung	106
Abbildung 38: Nach Verbraucherabhängigkeit aufgeschlüsselter Eigenbedarf für 100 % Kessellast	107

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: finanzieller Einfluss des AEQ.....	28
Tabelle 2: Eingabedatensatz für den Kondensator des FHKW Mellach.....	48
Tabelle 3: Eingabedatensatz für die Hauptkondensatpumpen des FHKW Mellach	49
Tabelle 4: Eingabedatensatz für die Hauptkondensatpumpenmotoren des FHKW Mellach ..	49
Tabelle 5: Eingabedatensatz für den Stopfbüchsendampfcondensator des FHKW Mellach ..	49
Tabelle 6: Eingabedatensätze für die Niederdruckvorwärmer 1.1 und 1.2 des FHKW Mellach	50
Tabelle 7: Eingabedatensatz für den Niederdruckvorwärmer 2 des FHKW Mellach	50
Tabelle 8: Eingabedatensatz für die Nebenkondensatpumpe der ND-VW 2 und 3 des FHKW Mellach	51
Tabelle 9: Eingabedatensatz für den Nebenkondensatpumpenmotor der ND-VW 2 und 3 des FHKW Mellach	51
Tabelle 10: Eingabedatensatz für den Niederdruckvorwärmer 3 des FHKW Mellach	52
Tabelle 11: Eingabedatensatz für den Niederdruckvorwärmer 4 des FHKW Mellach	52
Tabelle 12: Eingabedatensatz für die Nebenkondensatpumpe des ND-VW 4 des FHKW Mellach	52
Tabelle 13: Eingabedatensatz für den Nebenkondensatpumpenmotor des ND-VW 4 des FHKW Mellach	53
Tabelle 14: Eingabedatensatz für den Speisewasserbehälter des FHKW Mellach	53
Tabelle 15: Eingabedatensatz für die Vorpumpen der Kesselspeisepumpen des FHKW Mellach	53
Tabelle 16: Eingabedatensatz für die Kesselspeisepumpen des FHKW Mellach	54
Tabelle 17: Eingabedatensatz für den Hochdruckvorwärmer 6 des FHKW Mellach	54
Tabelle 18: Eingabedatensatz für den Hochdruckvorwärmer 7 des FHKW Mellach	55
Tabelle 19: Eingabedatensatz für den Dampferzeuger des FHKW Mellach	55
Tabelle 20: Eingabedatensatz für die HD-Turbine des FHKW Mellach	55
Tabelle 21: Eingabedatensatz für die ZÜ-Rohrleitung des FHKW Mellach	56
Tabelle 22: Eingabedatensatz für die MD-Turbine des FHKW Mellach	56
Tabelle 23: Eingabedatensatz für die Drosselklappe des FHKW Mellach	57
Tabelle 24: Eingabedatensätze für die beiden Fluten der ND-Turbine des FHKW Mellach	58
Tabelle 25: Eingabedatensatz für die Anzapfleitungen des FHKW Mellach	59
Tabelle 26: Eingabedatensatz für den Generator des FHKW Mellach.....	59

Tabelle 27: Eingabedatensatz für den Heizer 0 des FHKW Mellach	61
Tabelle 28: Eingabedatensatz für den Heizer 1 des FHKW Mellach	61
Tabelle 29: Eingabedatensatz für den Heizer 2 des FHKW Mellach	62
Tabelle 30: Eingabedatensatz für die Entnahmeleitungen des FHKW Mellach.....	62
Tabelle 31: Eingabedatensatz für die Nebenkondensatpumpen der Heizer 1 und 2 des FHKW Mellach.....	63
Tabelle 32: Eingabedatensatz für die Nebenkondensatpumpenmotoren der Heizer 1 und 2 des FHKW Mellach	63
Tabelle 33: Eingabedatensatz für die Nebenkondensatpumpe des Heizers 0 des FHKW Mellach.....	64
Tabelle 34: Eingabedatensatz für den Nebenkondensatpumpenmotor des Heizers 0 des FHKW Mellach	64
Tabelle 35: Eingabedatensatz für die Entnahmebedingungen der Heizer des FHKW Mellach	64
Tabelle 36: Betrachtete Antriebe für die Abschätzung des elektrischen Eigenbedarfs im FHKW Mellach	105

Abkürzungen, Formelzeichen und Indizes

a) Verwendete Abkürzungen:

Abkürzung	Erklärung
A	Anzapfung
ASME	American Society of Mechanical Engineers
E	Entnahme
EES	Engineering Equation Solver
FHKW	Fernheizkraftwerk
FW	Fernwärme
H	Heizer
HD	Hochdruck
HEI	Heat Exchanger Institute
IAPWS-IF97	International Association for the Properties of Water and Steam – Industrial Formulation 1997
JANAF	Joint-Army-Navy-Air Force
KW	Kühlwasser
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
MD	Mitteldruck
MVE	Mischvorwärmer/Entgaser
NASA	National Aerodynamics and Space Agency
ND	Niederdruck
OD	Off-design
SCC	Spencer/Cotton/Cannon
SI	Système International
STOBÜDAKO	Stopfbüchsendampfkondensator

SWB	Speisewasserbehälter
TPSI	Thermodynamic Property Standard, Inc.
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VW	Vorwärmer
ZÜ	Zwischenüberhitzung

b) Lateinische Formelzeichen:

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
a	J/kg	spezifische Arbeit
A, B, C	-	Koeffizienten für Pumpenkennlinienkorrelation
AEQ	%	Strom-Wärme-Äquivalent
c	J/kgK	spezifische Wärmekapazität
\cos	-	Cosinus-Funktion
D	-	Leistungsverhältnis
E	-	Leistungsexponent
F	-	Leistungsfaktorverhältnis
G	-	Leistungsfaktorexponent
h	J/kg	spezifische Enthalpie
H	m	Förderhöhe
H_u	J/kg	Heizwert
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
p	bar	Druck
P	W	Leistung
q	J/kg	spezifische Wärme
\dot{Q}	W	Wärmeleistung
L, M, N	-	Exponenten für Druckverlustkorrelationen
S	-	Stromkennzahl
t	°C	Temperatur

T	K	Temperatur
\dot{V}	m ³ /s	Volumenstrom
X	-	Volumenstromverhältnis
Y	-	Volumenstromverhältnis
Z	-	Durchflussexponent

c) Griechische Formelzeichen:

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
α	-	Stromausbeute
β	-	Wärmeausbeute
Δ	-	Differenz
η	-	Wirkungsgrad
ϑ	-	Stromverlustkennziffer
φ	°	Winkel
σ	-	Stromkennzahl
ω	-	Brennstoffausnutzungsgrad

d) Indizes:

Index	Erklärung
0...7	Nummerierung für Anzapfung/Entnahme, Zustandspunkt
2r,4r	Zustandspunkt für Realprozess
ab	abgeführt
aus	Austritt
Brst	Brennstoff
D	Dampf
DE	Dampferzeuger
ein	Eintritt

<i>el</i>	elektrisch
<i>FD</i>	Frischdampf
<i>FW</i>	Fernwärme
<i>FWL</i>	Feuerungswärmeleistung
<i>Gen</i>	Generator
<i>h</i>	heiß
<i>H</i>	Förderhöhe
<i>i</i>	i-ter Wert
<i>k</i>	kalt
<i>kond</i>	Kondensationsbetrieb
<i>m</i>	mittlere
<i>max</i>	maximal
<i>n</i>	n-ter Punkt
<i>nenn</i>	Nennbetrieb
<i>p</i>	isobar
<i>P</i>	Pumpe
<i>RL</i>	Rücklauf
<i>Spw</i>	Speisewasser
<i>T</i>	Turbine
<i>th</i>	thermodynamisch, theoretisch, thermisch
\dot{V}	Volumenstrom
<i>VL</i>	Vorlauf
<i>Welle</i>	an der Welle
<i>zu</i>	zugeführt
<i>ZÜ</i>	Zwischenüberhitzung
η	Wirkungsgrad

1. Einleitung

1.1. Motivation

Das Fernheizkraftwerk (FHKW) Mellach befindet sich südlich von Graz auf der Westseite der Mur. Es wird von VERBUND Thermal Power betrieben und ist Teil der Werksgruppe Mellach/Werndorf. Seit seiner Inbetriebnahme im Jahr 1986 dient das FHKW Mellach der Strom- und Wärmeerzeugung (Kraft-Wärme-Kopplung) aus Steinkohle. Der Strom wird über die 110 kV-Leitung abgeleitet, die Wärme wird in das Fernwärmenetz des Großraums Graz eingespeist. Seit Ende der 60er Jahre wird im anderen Teil der Werksgruppe, im FHKW Neudorf/Werndorf am gegenüberliegenden ostseitigen Murofer, ebenfalls Strom und Wärme auf Basis von Erdöl und Erdgas produziert (Block 1 seit 2003 konserviert)[22]. Dort ist die Erzeugung mittlerweile auf Ausnahmesituationen (Kälteperiode, Anlagenausfall in Mellach, etc.) reduziert.

Bei der Kraft-Wärme-Kopplung wird energiereicher Dampf nicht vollständig in der Turbine genutzt. Stattdessen wird seine Enthalpie mit Hilfe eines Wärmeübertragers an ein Fernwärmenetz abgegeben. Somit wird an der Turbinenwelle weniger Arbeit geleistet und die Stromproduktion sinkt. Das Ausmaß dieser Reduktion an elektrischer Leistung hängt im speziellen von der betrachteten Anlage und den Randbedingungen des Betriebs (z.B. Vorlauftemperatur, FW-Leistung, Kessellast, etc.) ab.

Der ständig schwankende Wärme- und Strombedarf erhöht für den Anlagenbetreiber die Notwendigkeit eines flexiblen Betriebs. Einerseits werden vom FW-Netzbetreiber Vorgaben hinsichtlich Vorlauftemperatur und FW-Leistung gestellt, andererseits wird die Stromproduktion im Kraftwerk vom erzielbaren Verkaufspreis für elektrischen Strom abhängig gemacht. Das bedeutet, dass die produzierten Wärme- bzw. Strommengen zumeist in unterschiedlichem Verhältnis zueinander stehen. Deshalb folgt der Betreiber einem Fahrplan, in dem sowohl die konzernseitig festgelegten Stromlieferungen, als auch die Forderungen des Fernwärmebetreibers berücksichtigt werden. Der vertraglich festgesetzte Zeitraum der Wärmelieferung des FHKW Mellach geht vom 15. September des einen, bis zum 15. Mai des folgenden Jahres. Während dieser Zeit sind die Forderungen bezüglich Fernwärmeleistung und Vorlauftemperatur von VERBUND zu jedem Zeitpunkt zu erfüllen.

Für das FHKW Mellach sind während der Konzeptionsphase (1982 bis 1984) einige Zustände des Wasser-Dampf-Kreislaufs für bestimmte Betriebspunkte mit und ohne Fernwärmeauskopplung berechnet worden (thermodynamische Kreislaufrechnungen). Insbesondere auf die Ergebnisse für Betrieb mit FW-Auskopplung kann aufgrund baulicher Veränderungen nicht mehr zurückgegriffen werden.

In dem Zeitraum, in dem sich beide FHKWs (Mellach und Neudorf/Werndorf) im Betrieb befinden (Parallelbetrieb), wird die FW-Erzeugung auf beide Anlagen aufgeteilt. Als Basis für die Aufteilung dienen ausschließlich Betriebserfahrungen. Allerdings unterliegt der Betrieb eines jeden Kraftwerks zusätzlich zu schwankenden Strom- und Wärmeerlösen weiteren dynamischen Beeinflussungen wie beispielsweise Brennstoffpreis oder Meteorologie. Diese haben weitere Auswirkungen auf die Wirtschaftlichkeit des Betriebs jeder Anlage. Dadurch ergibt sich die Situation, dass die betrieblichen Erfahrungen alleine nicht ausreichen, um alle einflussreichen Parameter in ausreichender Art und Weise für einen wirtschaftlichen Betrieb zu berücksichtigen. Somit kann auf kurzfristige Veränderungen oft nur unzureichend reagiert werden.

Diese Einflüsse auf die Wirtschaftlichkeit des FHKW Mellach werden in Zukunft noch verstärkt, wenn das in Bau befindliche Gas- und Dampfkraftwerk Mellach Ende 2011 in Betrieb genommen wird und seinen Beitrag an der Strom- und Fernwärmeproduktion am Standort leistet.

Um als Anlagenbetreiber auch auf die kurzfristig wechselnden Bedingungen am Standort angemessen reagieren zu können, ist die Reproduzierbarkeit der möglichen Betriebszustände wichtig. Andererseits ist auch eine hohe Genauigkeit bei der Vorhersage der Prozesszustände notwendig. Beides ist am Standort Mellach nicht in ausreichendem Maße gegeben.

Eine Erneuerung der Blockleittechnik im FHKW Mellach ist ab 2013 geplant. Im Zuge dieser Erneuerung sollen auch diverse Optimierungstools integriert werden. Als Basis dafür werden aktuelle thermodynamische Kreislaufrechnungen benötigt.

Eine geeignete Möglichkeit, um an die Daten zu kommen, bietet eine Darstellung des Wasser-Dampf-Kreislaufs des FHKW Mellach in einem geeigneten Simulationsprogramm. Die Anzahl der Simulationsprogramme, welche die gestellten Anforderungen erfüllen, ist in den letzten Jahren ständig gestiegen. Nicht zuletzt aufgrund einer zukunftsorientierten und nachhaltigen Organisation der Werksgruppe Mellach/Werndorf erscheint es verständlich, dass man die Verwendung eines gemeinsamen Programms für die Kreislaufberechnung aller Anlagen am Standort anstrebt (z.B. aus Gründen der Vergleichbarkeit und Kompatibilität).

1.2. Aufgabenstellung

Der Wasser-Dampf-Kreislauf des FHKW Mellach ist mit dem Kreislaufrechenprogramm GateCycle™ [1] darzustellen. Weiters sind der Kondensations- und Heizbetrieb unter stationären Bedingungen zu berechnen. Ein Hauptaugenmerk liegt dabei auf der Berechnung des Teillastbetriebs, der sich von 40 % bis 100 % Kessellast erstreckt. Stabilität und Konsistenz des Modells sind gefordert, ebenso wie die Reproduzierbarkeit der Rechenergebnisse.

Ein weiterer zentraler Punkt dieser Arbeit soll die Betrachtung des Einflusses der Fernwärmeauskopplung auf die Stromerzeugung sein. Es ist von Interesse, wie insbesondere die Parameter Fernwärmeleistung und Fernwärme-Vorlauftemperatur den Stromertrag bzw. die elektrische Leistungsminderung beeinflussen. Auch der Einfluss der Drosselklappe – positioniert in der Verbindungsleitung zwischen Austritt der Mitteldruckturbine und Eintritt in die Niederdruckturbine – auf den Prozess soll genauer untersucht werden. Eine Kennlinie der maximalen FW-Vorlauftemperatur ohne Verwendung der Drosselklappen ist über den gesamten Lastbereich des Kessels zu ermitteln.

Eine Verifizierung der Kreislaufsimulation mit aktuellen Betriebsdaten aus dem Kraftwerk (Leittechnik) ist vorzunehmen. Ziel ist es, Abschätzungen bezüglich des Unterschiedes zwischen Simulation und Realbetrieb zu erhalten und die Genauigkeit der computergestützten Berechnungen in Bezug auf die Realität zu erhöhen. Weiters soll hierbei der elektrische Eigenbedarf der Anlage untersucht werden.

Die erarbeiteten Ergebnisse und Schlussfolgerungen bzw. Erkenntnisse sind tabellarisch und grafisch aufzubereiten und eingängig zu diskutieren.

1.3. Vorgehensweise

Zu Beginn wurde das FHKW Mellach bzw. dessen Wasser-Dampf-Kreislauf betrachtet. Technische Grundlagen im Bereich der Thermodynamik, thermischen Energietechnik und Kraft-Wärme-Kopplung dienten neben betrieblichen Dokumentationen als Basis. Das Verständnis der einzelnen Bauteile, ihrer Funktionen und das Zusammenspiel untereinander bzw. die gegenseitige Beeinflussung der Komponenten des gesamten Wasser-Dampf-Kreislaufs des FHKW Mellach standen dabei im Vordergrund (Kapitel 3).

Nach einer Einarbeitungsphase in das Programm GateCycle™ (Kapitel 2) des Herstellers GE Energy (The General Electric Company) mittels Benutzerhandbuch folgte die Modellierung des Kreislaufs in diesem Simulationsprogramm (Kapitel 4, [1] und [2]). Als Ausgangspunkt dafür dienten Wärmebilanzen aus den Jahren 1982 bis 1984 [25], sowie betriebstechnische Dokumentationen und Handbücher [24]. Bei der Modellierung musste genau darauf geachtet werden, dass die verwendeten Module alle notwendigen Funktionen erfüllen. Ihre Zusammenhänge und gegenseitigen Beeinflussungen stellten ein weiteres Hauptaugenmerk der Modellbildung dar (Kapitel 5). Weitere wichtige Rollen spielten die Teillastberechnungen des Kreislaufs und seine Anpassung an reale Betriebszustände des FHKW Mellach.

Es wurden Erkenntnisse bezüglich des Einflusses der Fernwärmeauskopplung auf die Stromproduktion gewonnen. Der Heizbetrieb mit und ohne Androsselung wurde in der Simulation genauso untersucht, wie eine Annäherung der Berechnung an aktuelle Betriebszustände des FHKW Mellach (Kapitel 5). Zuletzt wurde der elektrische Eigenverbrauch unter Berücksichtigung der wichtigsten Verbraucher der Anlage betrachtet. (Kapitel 5)

2. GateCycle™

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit dem verwendeten Simulationsprogramm GateCycle™ des Herstellers General Electric Energy (GE). Neben allgemeinen Erklärungen zu der mitunter sehr unterschiedlichen Numerik hinter den Simulationsprogrammen für Kreislaufrechnungen wird weiters auf den grundlegenden Aufbau von GateCycle™ eingegangen. Es folgen Anwendungsmöglichkeiten und eventuelle Besonderheiten dieses Produktes.

2.1. Allgemeines zu thermodynamischen Simulationen

Die Simulationsprogramme zur Darstellung und thermodynamischen Berechnung von thermischen Kraftwerken basieren auf numerischen Verfahren und dienen der stationären und instationären Berechnung von Kreisprozessen – der sogenannten Kreislaufrechnung. Es können Kraftwerkskomponenten einzeln oder als Teil ganzer Prozessketten modelliert und berechnet werden. Die Berechnungsmethoden für thermodynamische Kreislaufrechnungen basieren auf unterschiedlichen numerischen Ansätzen. Es werden Softwarepakete mit sequentieller oder simultaner Berechnungsprozedur verwendet. Bei einigen Produkten werden bereits die Vorteile beider Verfahren zu kombinieren versucht [19]. Zur Berechnung stehen unterschiedliche Lösungsverfahren (zur Lösung linearer und nichtlinearer oder algebraischer Gleichungssysteme) zur Verfügung. Dabei werden die Lösungen unter Zuhilfenahme der diversen Energie-, Masse- und Druckbilanzen, die sich auf die vorgegebenen Parameter und den Eingabedatensatz stützen, ermittelt. Sie liefern thermodynamische Zustände an allen Punkten des betrachteten Systems. (vgl. [19] und [21])

Sequentielle Verfahren sind vergleichbar mit dem händischen Rechenvorgang am Papier und laut [19] die am meist verbreiteten. Die Bilanzen jedes Bauteils werden schrittweise nacheinander gelöst, was die Verständlichkeit des Rechenvorgangs verbessert und auch die Lokalisierung eventueller Fehler erleichtert. Die Ergebnisgrößen werden aus Eingabegrößen und einem Gleichungssystem ermittelt. Das Gleichungssystem kann dabei überbestimmt sein. Die einzelnen Ergebnisse der Komponenten werden zum Teil als Eingabe für die nachfolgenden Komponenten im Kreis genutzt. Dies führt zu einem iterativen Lösungsprozess, der als erfolgreich beendet wird, sobald die Fehler der Bilanzen unter

vorgegebene Grenzen sinken und somit die geforderte Genauigkeit erreicht wird (vgl. [2], [14], [19] und [21]).

Im Gegensatz dazu wird bei simultanen Verfahren die gleichzeitige Lösung der einzelnen Gleichungssysteme mittels Matrizenrechnung angestrebt. Die Algorithmen zur Ergebnisfindung basieren auf den unterschiedlichsten Verfahren (z.B. Gauß-Seidel, Gauß-Jordan, etc.) zur Lösung komplexer Matrizen, die das gesamte Gleichungssystem des Kreislaufs abbilden. Die Anzahl an Unbekannten im System muss der Anzahl an Gleichungen entsprechen, es ist ein eindeutiger Eingabedatensatz notwendig. Darum ist der Aufwand für die Parametrisierung höher als bei sequentiellen Verfahren. Allerdings verfügen simultane Verfahren meist über ein besseres Konvergenzverhalten. Dem stehen eine schwierigere Fehlersuche und großer Speicherplatzbedarf im Vergleich mit sequentiellen Verfahren gegenüber. (vgl. [19] und [21])

2.2. Allgemeines zu GateCycle™

Für die Simulationen des Wasser-Dampf-Kreislaufs des FHKW Mellach wurde das Programm GateCycle™, Version 5.61 des Herstellers General Electric Energy verwendet. Es funktioniert nach dem Prinzip des sequentiellen, modularen Verfahrens zur Lösung der gegebenen Bilanzgleichungen für jede Komponente und den gesamten Kreislauf.

Laut [2] wird GateCycle™ weltweit für die Nachrechnung, Auslegung und Analyse von einzelnen Komponenten bis hin zu ganzen thermischen Kraftwerksanlagen genutzt. Dabei vereinfacht die intuitive, graphische Benutzeroberfläche das Modellieren und Parametrisieren der verschiedenen verfügbaren kraftwerkstechnischen Bauteile. Ein einfacher Farbcode zieht sich durch die gesamte Modellierung. Er erleichtert die anschließende Definition der Berechnungsmethoden, Eingabegrößen und Parameter zum Festlegen der gewünschten Bauteileigenschaften, sowie das Auffinden fehlender Eingaben. Von Vorteil für den Benutzer sind das eigenständige Festlegen der Modellierungstiefe der Komponenten, und der Umstand Voll-, sowie Teillastverhalten bei frei wählbaren Bedingungen schnell und einfach berechnen zu können. Als Basis dient eine Palette von Stoffwertedatenbanken für eine große Auswahl an Gasen (z.B. Chemical Engineering Correlations, JANAF, NASA Properties, etc.), Flüssigkeiten (z.B. IAPWS-IF 97, TPSI, ASME, etc.) und Brennstoffen. Es kann zwischen mehreren Einheitensystemen (SI, British Unit System, etc.) gewechselt werden. Herstellerseitige Kooperationen mit der Kraftwerksindustrie bringen zusätzlich die Möglichkeit, auf Datenbanken mit voreingestellten Modellen realer Bauteile (realitätsnahes Verhalten) zuzugreifen. (vgl. [1], [2] und [14])

In GateCycle™ ist es möglich bestimmte Abhängigkeiten aneinandergrenzender Bauteile zu modellieren, so wie es der realen Anlage entspricht. Beispielsweise ist in Kraftwerken der Anzapfmassenstrom zu einem Speisewasservorwärmer abhängig vom Anzapfdruck (Sättigungszustand) und den treibenden Temperaturdifferenzen der Wärmeübertragung im Wärmetauscher. Es strömt nur so viel Anzapfdampf in den Wärmeübertrager, wie für die zu übertragende Wärmemenge notwendig ist. Diese massenspezifischen Abhängigkeiten lassen sich im Simulationsprogramm durch komponentenabhängige Massenstromanforderungen darstellen („Mass Flow Control“). Ähnliches gilt auch für den Druck im ganzen System. Das Druckniveau wird in realen Anlagen von wenigen Bauteilen vorgegeben (z.B. Kondensator, Speisewasserbehälter, Dampferzeuger, etc.), in den restlichen Komponenten stellt sich der Druck beim Betrieb entsprechend ein (z.B. ND-Turbine). Um den tatsächlichen Verlauf des Druckes in der Simulation realitätsnah zu berücksichtigen, wird von einzelnen Bauteilen ein Drucksignal stromaufwärts gesandt. Diese Signale werden je nach angrenzender Komponente entweder gestoppt, durchgelassen oder aufgenommen und in den Bilanzen verarbeitet. (vgl. [2] und [14])

Für den Benutzer sind mehrere Faktoren zur Justierung des Konvergenzverhaltens und der Rahmenbedingungen der Berechnung verstellbar. Konvergiert die Simulation nicht, wird eine Fehlermeldung erzeugt. Warnungen und Fehlermeldungen können stets in einem eigenen Protokoll abgefragt werden. Dort werden das betreffende Bauteil und weitere Informationen rund um den jeweiligen Alarm abgebildet. Eine einfache Nachvollziehbarkeit der Berechnung ist nicht gegeben, da die verwendeten Gleichungen nicht einsehbar sind. Die Ergebnisse der Simulation können tabellarisch oder graphisch ausgegeben werden. Die aktuellen Ergebnisse können in die Datenbank für Eingabeparameter gesichert werden und dienen somit als Startwerte für die Berechnungen der nächsten Simulation. (vgl. [1], [2] und [14])

Abhängig vom lizenzierten Umfang des Softwarepakets sind unterschiedlichste Add-Ins bzw. Tools (z.B. Schnittstelle zu Excel, Optimierungsrechnung, etc.) nutzbar, die die Flexibilität und Möglichkeiten des Programms zusätzlich erhöhen. (vgl. [2] und [14])

2.3. Modellierung und Simulation in GateCycle™

Zu Beginn steht die Modellierung des gewünschten Kreislaufs oder der betrachteten Komponenten. Diese erfolgt im sogenannten „Designfall“. Durch „Drag and Drop“ können die vorgefertigten Module, durch Icons dargestellt, für Turbinen, Dampferzeuger, Wärmetauscher usw. auf die grafische Oberfläche (Flowsheet) gezogen und mit Leitungen

verbunden werden. Module für Quellen und Senken ermöglichen es auch offene Prozesse zu berechnen. Damit kann jede Komponente einzeln berechnet bzw. der Aufbau eines Kreislaufs schrittweise vorgenommen werden, um damit seine Konvergenz zu überprüfen. Jeder Komponente sind diverse Gleichungen bzw. Bilanzen hinterlegt, die sein thermodynamisches Verhalten beschreiben. Durch Doppelklicken eines verwendeten Symbols wird das Haupteingabefenster geöffnet, wo Eingaben getätigt werden können (Eingabedatensatz). Von dort aus kann zu weiteren Eingabeebenen (höhere Modellierungstiefe) navigiert werden. Jede Komponente bietet mehrere Dimensionierungsmethoden an. Die meisten Parameter sind vorab bereits durch Defaultwerte gesetzt, können jedoch jederzeit geändert werden.

Nach Starten des Berechnungsvorgangs durchläuft GateCycle™ seine unterschiedlichsten Lösungsschritte (z.B. Festlegen der Berechnungsreihenfolge der Bauteile, Lösen der einzelnen Bilanzen, etc.), um unter Berücksichtigung der Konvergenzkriterien eine Lösung für den aktuellen Eingabedatensatz zu finden. Als Ergebnis erhält man den Auslegungsfall mit seinen thermodynamischen Zuständen bzw. eine Dimensionierung der modellierten Komponenten. Unter Dimensionierung wird die Festlegung der Abmessungen der einzelnen Komponenten verstanden, wobei die Eingabewerte als Auslegungsbedingungen verwendet werden. Dieser Auslegungsfall dient als Referenzfall, denn seine Vorgaben definieren den Nennbetrieb und er liefert die geometrischen Gegebenheiten für die eigentlichen Simulationen in den anschließenden Off-Designfällen.

In den Off-Designfällen wird das Verhalten der im Designfall modellierten Schaltung untersucht. Änderungen an der Schaltung oder dem Aufbau der Bauteile sind nicht möglich. Für die Simulation im Off-Designfall werden die geometrischen Daten aus dem zugehörigen Modell (Designfall) geladen. Bei gegebenen, unveränderlichen Abmessungen werden vom Benutzer sodann Änderungen am Datensatz (z.B. Temperaturen, Drücke, etc.) für Bauteile und Quellen vorgenommen. Durch das Abändern von Komponentenparametern und Eingabegrößen können daher Betriebsbereiche abgefahren, die Reaktion auf bestimmte Gegebenheiten (z.B. Fouling) überprüft, oder bestimmte Bauteileigenschaften verändert werden. In den diversen Off-Designfällen hat der Benutzer somit die Möglichkeit, die Eigenschaften des Kreises und einzelner Bauteile nach seinem Willen abzuändern.

3. Theoretischer Hintergrund – Kraftwerkstechnik und Ausführung des FHKW Mellach

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit grundlegendem Wissen und Erklärungen aus dem Bereich der thermischen Kraftwerkstechnik. Die Berücksichtigung der thermodynamischen Grundlagen geht damit einher. Es soll erläutert werden, auf welche Weise Kohlekraftwerke funktionieren und welche Technik dahinter steckt. Der Vorgang der Energieumwandlung mit Berücksichtigung seiner Vor- und Nachteile ist ebenso ein wichtiger Punkt, wie auch die Ausführungen zu den wichtigsten Komponenten im Wasser-Dampf-Kreislauf. Außerdem soll auf die Funktion und den Sinn der Kraft-Wärme-Kopplung eingegangen werden. Abschließend wird im Speziellen das FHKW Mellach beschrieben. Besonderheiten und die wichtigsten Bauteile bzw. deren Einflüsse stehen dabei im Fokus.

3.1. Thermodynamische Grundlagen

Die Stromerzeugung in jedem thermischen Kraftwerk funktioniert nach dem Prinzip eines Kreisprozesses, im Speziellen des Wärme-Kraft-Prozesses. Beim Kreisprozess entspricht der Anfangszustand des Arbeitsmittels (Gas, Dampf, etc.) nach dem Durchlaufen aller Zustandsänderungen am Ende wieder dem Ausgangszustand. Die Rechtsläufigkeit des Kreisprozesses definiert ihn als Kraftprozess (z.B.: Verbrennungskraftmaschine, Dampfkraftanlage, etc.).

Beim Wärme-Kraft-Prozess wird dem Arbeitsmittel thermische Energie zugeführt. Ein Teil davon kann durch eine Kraftmaschine in mechanische Energie umgewandelt werden, der Rest wird anschließend als Wärme abgegeben. In einem Kreisprozess ergibt die Differenz aus zu- und abgeführter spezifischer Wärme die umgewandelte, spezifische Arbeit a .

$$a = q_{zu} - q_{ab} \quad (3-1)$$

Die energetische Bewertung erfolgt im Allgemeinen mit Hilfe eines sogenannten Wirkungsgrades, der als Verhältnis von Nutzen zu Aufwand definiert ist. Im Falle eines Kreisprozesses spricht man vom thermodynamischen Wirkungsgrad. Für den Wärme-Kraft-

Prozess wird die Arbeit a als Nutzen definiert, aufgewendet wird die zugeführte Wärme q_{zu} , die Wärme q_{ab} muss abgegeben werden. Der thermodynamische Wirkungsgrad η_{th} errechnet sich daher wie folgt:

$$\eta_{th} = \frac{a}{q_{zu}} = \frac{q_{zu} - q_{ab}}{q_{zu}} = 1 - \frac{q_{ab}}{q_{zu}} \quad (3-2)$$

Mit Verweis auf die Literatur (z.B. [3], [10]) ergibt sich durch eine weitere Herleitung für den thermodynamischen Wirkungsgrad des reversiblen, rechtsdrehenden Kreisprozesses weiters:

$$\eta_{th} = \frac{T_{zu,m} - T_{ab,m}}{T_{zu,m}} = 1 - \frac{T_{ab,m}}{T_{zu,m}} \quad (3-3)$$

Es lässt sich erkennen, dass der Wirkungsgrad mit kleiner werdendem Verhältnis von mittlerer abgeführter Temperatur zu mittlerer zugeführter Temperatur größer wird. Demzufolge sollten $T_{zu,m}$ möglichst groß und $T_{ab,m}$ möglichst klein sein, um hohe Wirkungsgrade zu erreichen. (vgl. [3], [10], [12] und [13])

Der ideale Clausius-Rankine-Prozess:

Für Dampfkraftanlagen (wie z.B. Kohlekraftwerke) wird als Vergleichsprozess der ideale Dampfkraftprozess oder reversible Clausius-Rankine-Prozess herangezogen. Das Arbeitsmittel im Dampfkraftprozess ist Wasser bzw. Dampf. Die notwendigen Komponenten des einfachsten Kreislaufs sind Dampferzeuger, Turbine, Kondensator und Pumpe. Die Schaltung der Komponenten, sowie das zugehörige Ts-Diagramm des Clausius-Rankine-Prozesses (hier: unterkritischer, reversibler Dampfkraftprozess) sind in Abbildung 1 dargestellt.

Das Wasser wird unter Arbeitsaufwand a_p in der Pumpe von 1 nach 2 isentrop auf ein höheres Druckniveau gebracht und in den Dampferzeuger geleitet. Dort erfolgt eine isobare (Druck bleibt konstant) Wärmezufuhr q_{zu} von 2 nach 3. Dabei geht das Wasser vom flüssigen in den gasförmigen Aggregatzustand über. Der Dampf strömt durch die Turbine, wo er von 3 nach 4 isentrop entspannt, und dabei die Arbeit a_T verrichtet. Das Arbeitsmedium erfährt danach im Kondensator von 4 nach 1 eine weitere, isobare Phasenumwandlung bzw. Wärmeabfuhr q_{ab} und tritt wieder flüssig in die Pumpe ein. Für den reversiblen Fall gilt: die Flächen unterhalb der Zustandsänderungen im Ts-Diagramm sind ein Maß für die zu- und

abgeführten Wärmemengen. Die Differenz (eingeschlossene Fläche) entspricht der technischen Arbeit a .

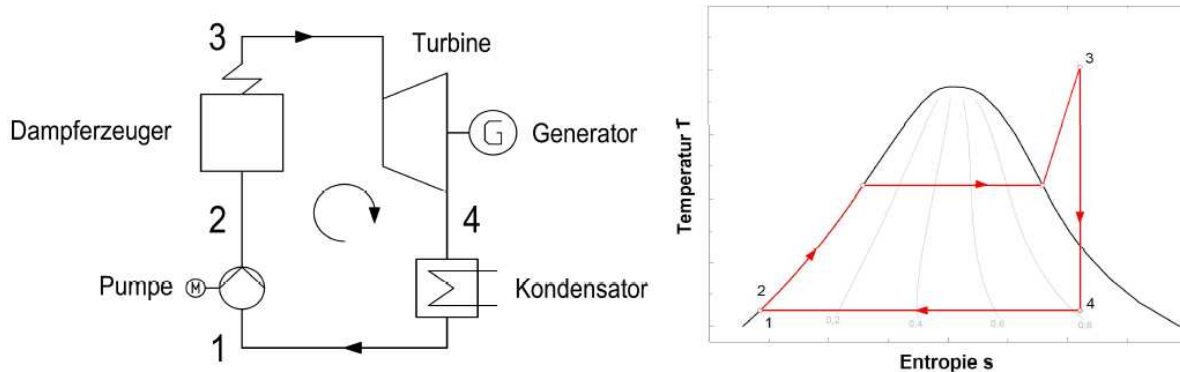


Abbildung 1: Komponenten und Ts-Diagramm des reversiblen Clausius-Rankine-Prozesses

Die Arbeit, die dem Arbeitsmedium durch die Pumpe zugeführt wird, ist um vieles kleiner, als die, die an der Turbine verrichtet wird. Der theoretische Wirkungsgrad des Clausius-Rankine-Prozesses ist das Verhältnis der geleisteten Arbeit als Differenz der Turbinenarbeit a_T und der Pumpenarbeit a_P zur zugeführten Wärme q_{zu} und wird wie folgt berechnet:

$$\eta_{th} = \frac{a_T - a_P}{q_{zu}} \quad (3-4)$$

Unter Berücksichtigung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für den adiabaten (kein Wärmeaustausch über die Systemgrenzen) Fließprozess ergibt sich für die Wärmen und Arbeiten im Clausius-Rankine-Prozess:

$$\begin{aligned} a_P &= h_2 - h_1 \\ a_T &= h_3 - h_4 \\ q_{zu} &= h_3 - h_2 \\ q_{ab} &= h_4 - h_1 \end{aligned} \quad (3-5)$$

Damit kann für den theoretischen Wirkungsgrad geschrieben werden:

$$\eta_{th} = \frac{a_T - a_P}{q_{zu}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = \frac{h_3 - h_4 - h_2 + h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{q_{ab}}{q_{zu}} \quad (3-6)$$

Gleichung (3-6) verdeutlicht, dass die Enthalpiedifferenz in der Turbine möglichst hoch sein muss, um einen hohen Wirkungsgrad zu erreichen. Demzufolge sollte die Wärme bei möglichst hohem Temperaturniveau zugeführt werden, sodass der Punkt 3 möglichst hoch zu liegen kommt. Gleichzeitig sollte die Wärme bei möglichst geringer Temperatur (Punkt 4)

abgeführt werden. Das bedeutet gleichermaßen, dass der Druck im Dampferzeuger hoch und im Kondensator gering sein sollte (Abbildung 1).

Der reale Clausius-Rankine-Prozess:

In der Realität laufen ausschließlich Prozesse ab, die aus irreversiblen (nicht umkehrbaren) Teilprozessen bestehen, deren reale Verluste (z.B.: Temperaturgefälle bei Wärmeübertragung, Reibung, etc.) berücksichtigt werden müssen. Abbildung 2 veranschaulicht den Unterschied von realem und idealem Clausius-Rankine-Prozess.

Die Druckerhöhung in der realen Pumpe ist aufgrund von Reibung mit einer Zunahme der Entropie (1 nach 2r) verbunden. Dies führt dazu, dass an der Pumpe mehr Arbeit geleistet werden muss. Die Abweichung von der isobaren Zustandsänderung (2r nach 3) im Dampferzeuger ist auf den Druckverlust bei der Wärmezufuhr infolge der Rohrreibung zurückzuführen. Die Temperaturhöchstgrenze des Punktes 3 in der Realität ist durch den verwendeten Werkstoff begrenzt. Ebenso verläuft die Entspannung in der Turbine (3 nach 4r) aufgrund von Reibung nicht isentrop, der Endpunkt der Entspannung kommt bei einer höheren Entropie zu liegen. Deshalb kann an der Turbinenwelle weniger Arbeit abgenommen werden, und die im Kondensator abzuführende Wärmemenge (4r nach 1) erhöht sich. Doch auch im Kondensator kommt es aufgrund von Reibung zu Druckverlusten und damit zu einer Abweichung von der ursprünglich isobaren Zustandsänderung. (vgl. [3] und [13])

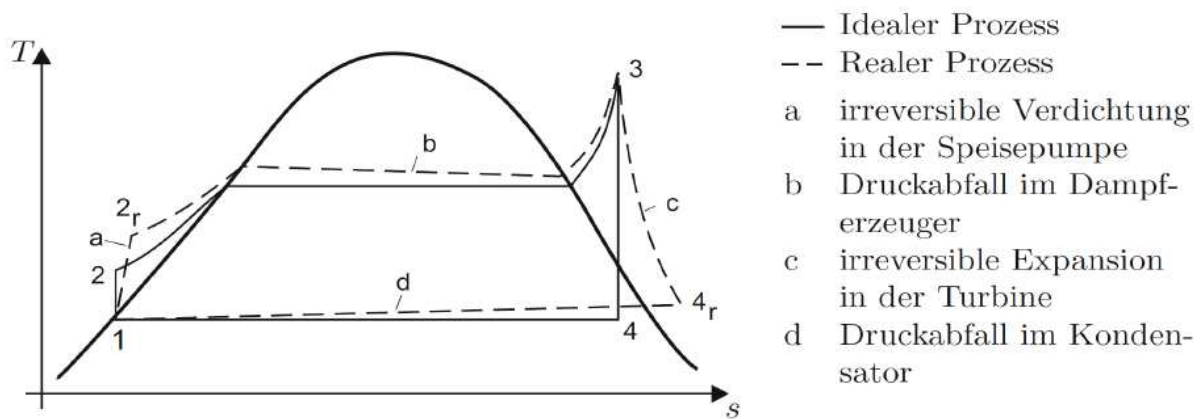


Abbildung 2: Vergleich des realen und idealen Clausius-Rankine-Prozesses im Ts-Diagramm [13]

3.2. Wichtige Komponenten im Wasser-Dampf-Kreislauf von Kohlekraftwerken

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Erklärung der wichtigsten Komponenten im Wasser-Dampf-Kreislauf von kohlegefeuerten Dampfkraftwerken. Auf dem Weg des Arbeitsmediums von den Kondensatpumpen bis hin zur Wärmeabfuhr im Kondensator werden der grundsätzliche Aufbau und die Funktionen der einzelnen Komponenten erörtert.

Kondensatpumpe:

Am Beginn der Erklärungen stehen die Kondensatpumpen. Sie dienen der Druckerhöhung im Speisewasser nach Austritt aus dem Kondensator und dem Transport des Speisewassers durch die ND-Vorwärmstrecke in den Speisewasserbehälter. Als Folge des höheren Druckniveaus steigt auch die Siedetemperatur im Arbeitsmedium. Da dem Speisewasser in der anschließenden Vorwärmstrecke Wärme zugeführt wird, verhindert die höhere Siedetemperatur die Entstehung von Dampf. Kondensatpumpen werden meist einstufig als Kreiselpumpen ausgeführt und elektrisch betrieben. Bei der Auslegung kleiner Anlagen werden sie nicht berücksichtigt. (vgl. [13])

Speisewasservorwärmer:

Speisewasservorwärmer sind zentrale Bauteile der Vorwärmstrecke. Sie werden benutzt um Wärme aus einem Dampfmassenstrom an das Speisewasser zu übertragen (regenerative Speisewasservorwärmung oder „Carnotisierung“). Man unterscheidet Hochdruck- und Niederdruck-Vorwärmer, abhängig davon, ob die Vorwärmstrecke mit zwei Druckniveaus ausgeführt ist. Unabhängig vom Druckniveau des Speisewassers sind die Vorwärmer als horizontal oder vertikal montierte Oberflächenwärmetauscher ausgeführt, die in den meisten Fällen nach dem Gegenstromprinzip betrieben werden. Abbildung 3 zeigt beispielhaft die Temperaturverläufe in einem Gegenstromwärmetauscher. Das Speisewasser wird in den dampfumströmten, U-förmigen Rohren der Wärmeübertrager geführt und dabei erwärmt. Der Dampf wird über Anzapfleitungen von den Turbinen zu den Vorwärmern geleitet, dort an den U-Rohren kondensiert und in einigen Fällen unterkühlt. Dieses Dampfkondensat wird entweder in den Kondensator abgeführt, oder vorwärts in den Speisewasserkreis gepumpt (Kaskade). Die Temperaturdifferenz bei der Wärmeübertragung zwischen Dampf und Wasser hat erheblichen Einfluss auf die Effizienz der Vorwärmstrecke. Meist wird die Vorwärmung gestuft mit mehreren Wärmetauschern realisiert (bis zu 10 Stufen). Die Stufung wird realisiert, indem Anzapfdampf auf mehreren unterschiedlichen Druck- und Temperaturniveaus aus den Turbinen entnommen wird, wobei jede Anzapfung

einen Vorwärmer versorgt. Ziel ist durch optimale Annäherung der Temperaturen von Speisewasser und Anzapfdampf eine möglichst gute thermodynamische Energieausnutzung zu erreichen (Fläche zwischen Dampf und Speisewasser im Q-T-Diagramm möglichst klein). (vgl. [5] und [13])

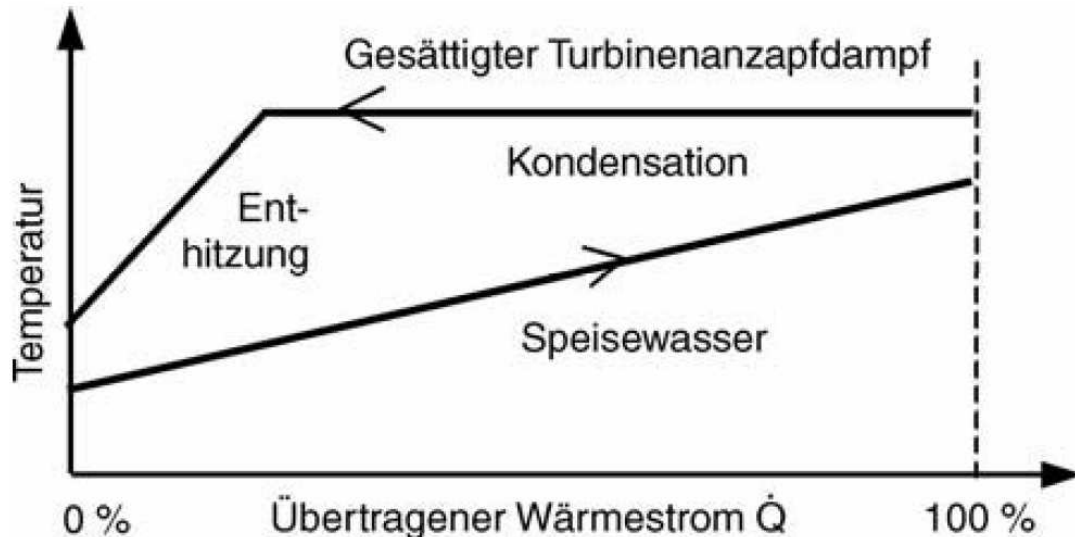


Abbildung 3: Q-T-Diagramm eines Gegenstromwärmetauschers [5]

Speisewasserbehälter:

Der in der Vorwärmstrecke benötigte Speisewasserbehälter wird meist kombiniert mit Entgaser als Mischvorwärmer eingesetzt. Zusätzlich dient er als Pufferbehälter bei instationärem Betrieb (z.B. Anfahren). Die Wärmeübertragung an das Wasser erfolgt durch Kondensation von Anzapfdampf und Mischung mit dem Speisewasser. Der aufgesetzte Entgaser dient der Abscheidung von gelösten Gasen aus Speisewasser und eingeblasenem, kondensierendem Anzapfdampf (Gesetz von Henry und Dalton). Die inerten Gase werden abgeblasen. Das Speisewasser wird bis knapp unter Siedetemperatur aufgeheizt und weiter in Richtung Dampferzeuger transportiert. (vgl. [5] und [13])

Speisewasserpumpe:

Die Speisewasserpumpen dienen der Druckerhöhung im Speisewasser nach Austritt aus dem Speisewasserbehälter und dem Transport des Speisewassers durch die HD-Vorwärmer in den Dampferzeuger. Speisewasserpumpen sind Hochdruckpumpen (Kreiselpumpen) und bestehen zumeist aus mehreren Pumpenstufen, um den Anforderung des hohen Druckniveaus gerecht zu werden. Abhängig vom erforderlichen Druck und der Ausführung der Speisepumpe werden meist Vorpumpen eingesetzt, um den notwendigen Vordruck zu sicherzustellen. Die leistungsstarken Speisewasserpumpen stellen den größten

Eigenverbraucher des Kraftwerks dar und werden elektrisch oder durch eigene Dampfturbinen (Speisepumpenantriebsturbinen) angetrieben. (vgl. [5], [13])

Dampferzeuger:

Der Dampferzeuger (auch Kessel genannt) stellt das größte Bauteil des Wasser-Dampf-Kreislaufs dar und dient der Zufuhr von Wärme an das unter Druck stehende Speisewasser, das am Ende des Kessels als überhitzter Dampf (Frischdampf) austritt.

In der Brennkammer des Kessels wird Kohle verfeuert. Die dabei entstehende Wärme wird durch das Rauchgas abgeführt. Das heiße, energiereiche Rauchgas umströmt mehrere Heizflächen und gibt dort Wärme in Form von Strahlung und Konvektion ab, ehe es weiter in Richtung Kamin gefördert wird. Die angesprochenen Heizflächen sind als wasser- oder dampfdurchströmte Rohrwände ausgeführt und werden abhängig von ihrer Funktion als Economiser-, Verdampfer-, Überhitzer- oder Zwischenüberhitzerheizflächen bezeichnet. Sie können auch nach der Art der primär auftretenden Wärmeübertragung unterschieden werden. Im Economiser oder Vorwärmer wird das Speisewasser in unterkritischen Anlagen auf Siedetemperatur gebracht, wobei mit steigendem Druck mehr Energie dafür aufgewendet werden muss (Verlauf der Siedelinie im Ts-Diagramm). Der Economiser wird im Dampferzeuger als letzte Heizfläche im Rauchgasweg angebracht (Konvektionsheizfläche), da für die Vorwärmung geringere Temperaturen notwendig sind, als beispielsweise beim nachfolgenden Verdampfungsvorgang. Die Verdampfung erfolgt in den Verdampferheizflächen. Im Gegensatz zum Economiser wird dazu mit steigendem Verdampfungsdruck weniger Wärme benötigt. In Abbildung 4 ist die notwendige Wärmeleistung zur Dampferzeugung anteilig auf die einzelnen Heizflächen über dem Frischdampfdruck aufgetragen. Aufgrund des hohen Wärmeübergangs bei Phasenwechsel des Speisewassers kommt es zu einer sehr guten Kühlung der Verdampferrohrleitungen. Daher können diese Heizflächen im Bereich der Brennkammer bei höchsten Rauchgastemperaturen angebracht werden (Strahlungsheizfläche), ohne die Temperaturfestigkeit des Werkstoffs zu überschreiten. Der Dampf aus dem Verdampfer strömt in die Überhitzerheizfläche. Die Überhitzerheizfläche wird aufgrund der zu erreichenden Dampftemperatur über der Brennkammer positioniert (Konvektionsheizfläche). Dort sind die Temperaturen des Rauchgases geringer als in der Brennkammer. Der überhitzte Dampf (Frischdampf) wird mit definierten Parametern (Temperatur und Druck) aus dem Dampferzeuger zur Hochdruckturbine geleitet. Von dort kommt der entspannte Dampf in den Kessel zurück und wird in den Zwischenüberhitzerheizflächen erneut erhitzt. Diese Heizfläche wird aufgrund der dort

vorhandenen Rauchgastemperatur meist zwischen Überhitzer und Economiser angebracht und gilt ebenso als Konvektionsheizfläche. (vgl. [5], [9] und [13])

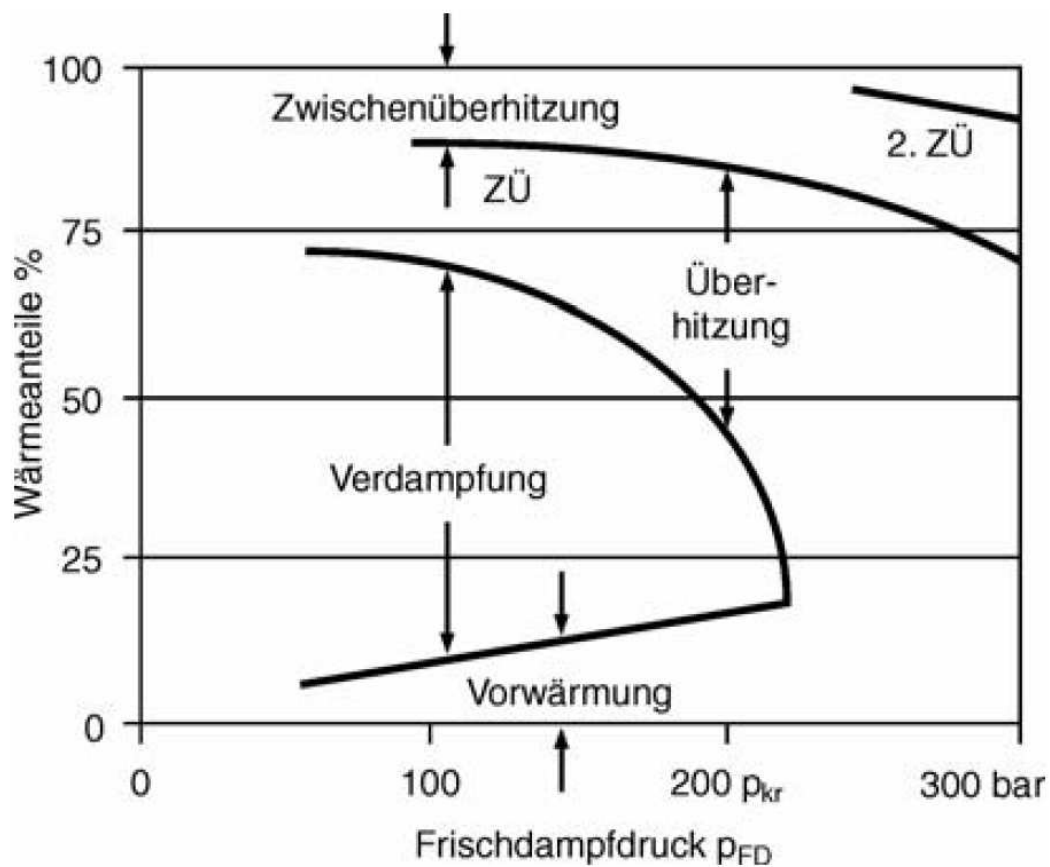


Abbildung 4: Wärmeleistung im Dampferzeuger in Abhängigkeit des FD-Druckes [5]

Bei Dampferzeugern, die im überkritischen Druckbereich (> 220 bar) betrieben werden, kann nicht zwischen Vorwärmung und Verdampfungsvorgang unterschieden werden. Dieser Sachverhalt ist auch in Abbildung 4 anschaulich dargestellt.

Die Dampferzeugung wird grundsätzlich in drei Verfahren unterteilt, wobei für Erklärung von Bauart und Verfahren auf die Literatur [5] und [13] verwiesen wird:

- Naturumlauf
- Zwangsumlauf
- Zwangsdurchlauf

Dampfturbine:

Die Dampfturbine dient der Umwandlung der im Dampf enthaltenen thermischen Energie (Enthalpie) in kinetische und in weiterer Folge in mechanische Energie, die an der

rotierenden Turbinenwelle abgenommen wird. Dabei wird der Dampf in der Turbine entspannt. Infolgedessen nimmt das Dampfvolumen entlang der meist axial durchströmten Turbine stark zu, weswegen der Strömungsquerschnitt entlang der Turbine ebenfalls zunimmt, um die axialen Strömungsgeschwindigkeiten nicht zu groß werden zu lassen.

Für den Abbau des nutzbaren Enthalpiegefälles werden viele, in Serie geschaltete Turbinenstufen benötigt. Eine Turbinenstufe besteht aus einem feststehenden Leitrad und einem rotierenden Laufrad. Aufgrund der großen Anzahl an Stufen und der massiven, mit dem Dampfvolumen einhergehenden, Größenzunahme der Turbine wird sie daher in mehrere individuelle Teilturbinen aufgeteilt. Man unterscheidet Hochdruck-, Mitteldruck- und Niederdruckteilturbine, die über die Welle gekoppelt sind.

In Abhängigkeit vom Abbau des Enthalpiegefälles entlang einer Turbinenstufe unterscheidet man Gleichdruck- und Überdruckturbinen. Wird das Enthalpiegefälle einer Turbinenstufe im Leitrad komplett in kinetische Energie des Dampfes umgewandelt und bleibt somit der Druck im Laufrad konstant, spricht man von Gleichdruckturbinen. Im Gegensatz dazu wird in Überdruckturbinen das Enthalpiegefälle einer Stufe sowohl im Leit- als auch im Laufrad abgebaut. (vgl. [13] und [16])

Eine weitere Möglichkeit der Einteilung von Dampfturbinen ergibt sich nach Betrachtung ihres Verwendungszweckes in der Dampfkraftanlage. Es sind drei Turbinenkonzepte verbreitet [16]:

- Kondensationsturbine
- Entnahme-Kondensationsturbine
- Gegendruckturbine

Abbildung 5 stellt vereinfachte Kraftwerksschaltbilder bei der Nutzung dieser Konzepte dar.

Kondensationsturbinen werden für den Fall verwendet, dass die Umgebung (Fluss, Meer oder Luft) als Wärmesenke dient. Der Entspannungsdruck der Turbine wird aufgrund der Kühlbedingungen im Kondensator (Temperatur der Wärmesenke), die den Kondensationszustand beeinflussen, vorgegeben. Dadurch kann der gesamte Dampfstrom auf ein niedriges Druck- und Temperaturniveau (auch unter Umgebungsbedingungen) entspannt werden, wodurch mehr Energie in Strom umgesetzt wird und somit der elektrische Wirkungsgrad gegenüber Turbinen mit höherem Gegendruck steigt. Im Gehäuse der Kondensationsturbine sind mitunter Anzapfungen angebracht, die eine Dampfenntnahme zum Vorwärmen des Speisewassers ermöglichen. (vgl. [9], [15] und [16])

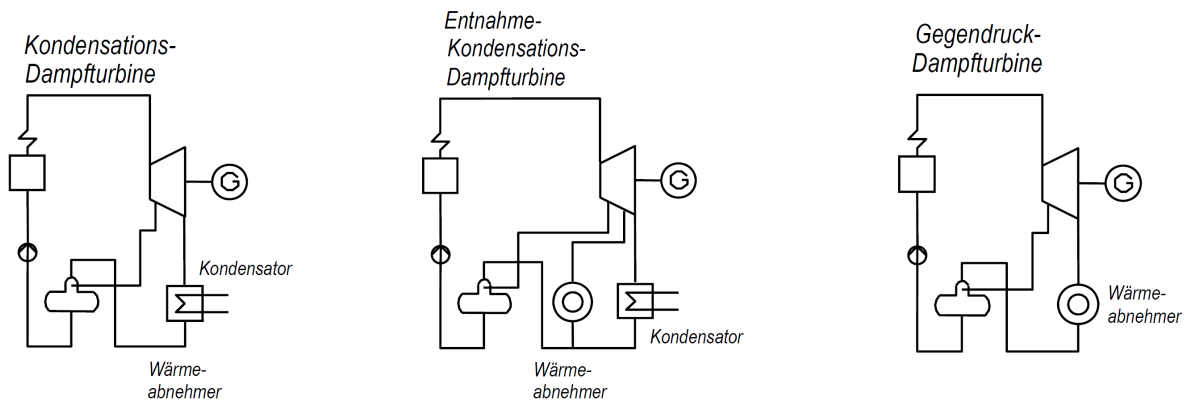


Abbildung 5: Typen der Dampfturbinen bei Anlagen mit und ohne KWK [16]

Entnahme-Kondensationsturbinen stellen eine Erweiterung der Kondensationsturbine dar, um die Vorteile der Dampfentnahme zur Wärmeauskopplung ebenfalls nutzen zu können. Im Gehäuse von Entnahme-Kondensationsturbinen sind entlang der Turbine unregelmäßige Anzapfleitungen bzw. geregelte Entnahmeleitungen angebracht. Durch die Anzapfungen wird wie auch bei der Kondensationsturbine ein Teil des Dampfstromes für die Speisewasservorwärmung abgezweigt. Die Entnahmen dienen der Heizdampfversorgung von Wärmetauschern in Fern- oder Nahwärmenetzen oder liefern die notwendige Prozesswärme für Industriebetriebe (Kraft-Wärme-Kopplung). Das Kondensat des Entnahme- und Anzapfdampfes wird in das Speisewassersystem der Dampfkraftanlage zurückgeführt. Die in der Turbine verbleibende Restdampfmenge wird zur Stromerzeugung genutzt und in einem Kondensator niedergeschlagen. In Zeiten geringer oder keiner Wärmeanforderungen wird kein Dampfmassenstrom in den Entnahmen der Turbine abgezweigt, das Kraftwerk wird im Kondensationsbetrieb betrieben. Dabei erreicht die Entnahme-Kondensationsturbine ihren höchsten elektrischen Wirkungsgrad. Das Verhältnis von Wärme- zu Stromerzeugung ist äußerst flexibel und der Betrieb beinahe unabhängig von der Wärmeauskopplung. Daher spricht man von einem System mit zwei Freiheitsgraden. Durch die zusätzliche Nutzung von Wärme steigt der Brennstoffausnutzungsgrad. (vgl. [9], [15] und [16])

Die Gegendruckturbine wird verwendet, wenn die Abwärme am Turbinenaustritt als Nutzwärme (z.B. für ein Wärmenetz) genutzt werden soll. Dazu wird der Dampf auf einem höheren Druck- und damit auch Temperaturniveau in einem Wärmetauscher kondensiert, als dies beim Kondensator der Kondensationsturbine der Fall ist. Dadurch wird zwar weniger Energie in der Gegendruckturbine umgesetzt, aber dafür wird zusätzlich Wärme auf einem nutzbaren Energieniveau zur Verfügung gestellt. Man spricht von einem System mit einem Freiheitsgrad, da das Verhältnis von abgegebenem Strom zu abgegebener Wärme in jedem Betriebspunkt in etwa konstant ist. Daher ist der Betrieb der Anlage mit Gegendruckturbine von den Anforderungen der Wärmesenke abhängig. Neben der Abhängigkeit der

Stromproduktion von der Wärmeerzeugung verfügen Gegendruckturbinen meist über einen etwas geringeren elektrischen Wirkungsgrad als Kondensations- und Entnahme-Kondensationsturbinen, der Brennstoffausnutzungsgrad ist allerdings aufgrund der ständigen gleichzeitigen Erzeugung von Strom und Wärme durchwegs höher. (vgl. [9], [15] und [16])

Kondensator:

Der Kondensator schließt den Kreisprozess und hat die Aufgabe den Abdampf aus der letzten Turbinenstufe zu verflüssigen. Infolge der großen abzuführenden Wärmemengen steht meist nur die Umgebung als Wärmesenke zur Verfügung. Die Temperatur der Wärmesenke definiert die Temperatur im Kondensator. Der Druck im Kondensator stellt sich aufgrund der Kondensationstemperatur ein und entspricht somit dem Sättigungsdruck. Wie bereits zuvor im Abschnitt über die Dampfturbine angesprochen, hat dieser Druck direkten Einfluss auf die in der Turbine umsetzbare Leistung, da er den Entspannungsenddruck definiert. Daher versucht man in Kraftwerken möglichst geringe Kondensationsdrücke zu erreichen. Der Kondensator muss die gesamte Frischdampfmenge aufnehmen und kondensieren können. Kondensatoren werden in zwei grundlegend unterschiedlichen Ausführungen gebaut und eingesetzt: Als Mischkondensator oder als Oberflächenkondensator. (vgl. [5], [9], [13] und [16])

Misch- oder Einspritzkondensatoren funktionieren nach dem Prinzip der Kondensation durch Vermischung mit Flüssigkeit. In den Abdampf der Turbine wird dazu ein Teil des Speisewassers eingespritzt, das zuvor in einem Kühler abgekühlt wurde. Der Wärmeaustausch im Kondensator ist dabei von der Gesamtoberfläche der erzeugten Kühlwassertröpfchen abhängig. (vgl. [13])

Oberflächenkondensatoren können entweder wasser- oder luftgekühlt ausgeführt sein. Der Wärmeübergang erfolgt an den Wärmetauscherflächen (meist Rohre), wodurch diese Bauform bis zu dreimal größer ausfällt als Mischkondensatoren vergleichbarer Leistung. Werden Oberflächengewässer (Fluss, See oder Meer) als Kühlwasserquelle und Wärmesenke herangezogen, spricht man von Frischwasserkühlung. Bei luftgekühlten Oberflächenkondensatoren wird die gesamte Wärme an die Atmosphäre abgegeben. (vgl. [13])

3.3. Kraft-Wärme-Kopplung

Das Prinzip der Kraft-Wärme-Kopplung ist ein Aspekt um die Brennstoffausnutzung und Wirtschaftlichkeit eines Dampfkraftwerks zu erhöhen. Durch Kraft-Wärme-Kopplung ist die Möglichkeit gegeben zwei Energieformen gleichzeitig zu nutzen: Strom und Wärme.

Wie in Kapitel 3.2 bereits erörtert, werden für eine zusätzliche Wärmeauskopplung bestimmte Bauformen von Dampfturbinen benötigt. Diese ermöglichen es, Wärme auf nutzbarem Temperaturniveau aus dem Wasser-Dampf-Kreis eines Dampfkraftwerkes zu entnehmen und in Wärmenetze überzuführen (vgl. Abbildung 5). Es stehen entweder Gegendruck- oder Entnahme-Kondensationsturbinen zur Verfügung. Bei Gegendruckanlagen wird der gesamte Dampfmassenstrom in einem Heizwärmetauscher auf hohem Temperaturniveau niedergeschlagen. Heizkraftwerke mit Gegendruckbetrieb haben daher einen geringeren elektrischen Wirkungsgrad als herkömmliche Dampfkraftwerke gleicher Leistungsgröße. Durch die thermische Nutzung des gesamten Dampfmassenstromes ist der Betrieb der Anlage stets von der abzugebenden Wärmemenge abhängig. Es entsteht eine starre Kopplung zwischen den beiden nutzbaren Energieformen, wodurch auch die Flexibilität des Betriebs einschränkt wird. KWK mit Gegendruckturbinen sind in der Industrie verbreitet, da ganzjährig ähnliche Prozesswärmeanforderungen herrschen. (vgl. [4], [5], [13] und [15])

Werden hingegen Entnahme-Kondensationsturbinen eingesetzt, ist die Problematik der mangelnden Betriebsflexibilität nicht gegeben. Es muss aber der Nachteil der erheblich höheren Investitionskosten für die Turbinenanlage in Kauf genommen werden. Da in großen Dampfkraftwerken meist eine regenerative Speisewasservorwärmung vorhanden ist, besteht die Möglichkeit diese Installationen auch für eine KWK zu nutzen. Über Entnahmeanschlüsse im Turbinengehäuse werden kontrolliert Dampfmassenströme entnommen, um den Wärmeanforderungen der Abnehmer hinsichtlich Leistung und Temperatur gerecht zu werden. Der abgezweigte Dampf steht dadurch nicht zur Nutzung in der Turbine zur Verfügung und der elektrische Wirkungsgrad sinkt. Allerdings besteht in diesen Heizkraftwerken die Möglichkeit ausschließlich Strom zu erzeugen, sollten keine Wärmeanforderungen bestehen. Das heißt, dass der elektrische Wirkungsgrad eines Heizkraftwerkes mit Entnahme-Kondensationsturbine von der abzugebenden Wärmemenge abhängig und somit variabel ist. (vgl. [4], [5], [13] und [15])

Für Kraftwerke mit KWK ist der elektrische Wirkungsgrad nicht mehr der ausschlaggebende Parameter zur Beurteilung der Güte des Prozesses, da dabei die ausgekoppelte Wärme

unberücksichtigt bleibt. Genauere Angaben und Ausführungen zur Beurteilung von KWK-Anlagen mittels Kenngrößen sind in Kapitel 3.4 zu finden.

Die Verteilung der Wärme erfolgt in einem Heiznetz (Fern- oder Nahwärmenetz), sodass sie entweder kommunal für Heizzwecke genutzt, oder in der Industrie als Prozesswärme abgenommen werden kann. Die Wärme wird im Heizkraftwerk in Heizwärmetauschern an das Heizwasser übertragen. In dem als Oberflächenwärmetauscher ausgeführten Heizwärmetauscher (oder Heizer) wird der von den Turbinen kommende Dampf kondensiert. Das Heizwasser wird in Rohrleitungssystemen zu den Verbrauchern gepumpt, um dort die gespeicherte thermische Energie abzugeben. (vgl. [4], [5], [9] und [15])

Bei großen, leistungsstarken Dampfkraftwerken sind die theoretisch nutzbaren Wärmemengen sehr hoch. Das wirft das Problem auf, dass für diese Mengen nicht ausreichend Wärmeabnehmer zur Verfügung stehen. Dieser Aspekt stellt bei der Auslegung einer Kraft-Wärme-Kopplung für Neuanlagen bzw. für die Nachrüstung bestehender Anlagen eine wesentliche Herausforderung dar. Gleichzeitig ist dadurch eine Erklärung dafür gegeben, dass nicht jedes Dampfkraftwerk mit einer KWK ausgerüstet ist. (vgl. [5])

3.4. Energetische Bewertung von KWK-Anlagen

Die Bewertung einer Anlage nach der einfachen Definition eines Wirkungsgrades als Verhältnis von Nutzen zu Aufwand ist immer möglich. Dies birgt bei gleichzeitiger Nutzung mehrerer Endenergieformen jedoch oft das Problem der unterschiedlichen Wertigkeit. Somit sind die Werte untereinander nicht direkt vergleichbar. Die Gegenüberstellung eines strombezogenen Wirkungsgrades mit einem wärmebezogenen ist verständlicherweise unsachgemäß. In der Fachliteratur (z.B. [4], [5], [6], [8], [9], [12], [13] und [15]) werden verschiedenste Kenngrößen für die Beurteilung und den Vergleich der energetischen Qualität von Kraftwerken mit Kraft-Wärme-Kopplung genannt. Diese Arbeit ist insbesondere für die Beurteilung der KWK an die in der VDI 4661 [8] genannten Energiekennwerte angelehnt.

3.4.1. Leistungen

Der Aufwand in einem Dampfkraftwerk ist durch den Brennstoffeinsatz zum Erzeugen der notwendigen Feuerungswärme gegeben. Als Nutzen werden in einer Anlage zur Strom- und

Fernwärmeproduktion die elektrische Leistung P_{el} und die als Fernwärme abgegebene Leistung \dot{Q}_{FW} betrachtet.

a) Feuerungswärmeleistung \dot{Q}_{FWL}

Als Feuerungswärmeleistung wird jene Leistung bezeichnet, die bei der Feuerung freigesetzt wird. Sie ist zuvor in Form von chemischer Energie im Brennstoff gebunden und errechnet sich wie in Gleichung (3-7) dargestellt aus dem Produkt des unteren Heizwertes H_u und dem Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{Brst} :

$$\dot{Q}_{FWL} = \dot{m}_{Brst} \cdot H_u \quad (3-7)$$

Zur Berechnung konnte in dieser Arbeit der Heizwert H_u der Steinkohle des FHKW Mellach, der aus einer Brennstoffanalyse des chemischen Labors am Standort entnommen wurde, verwendet werden. Er wird mit 29.725 kJ/kg angegeben.

$$\dot{Q}_{DE} = \dot{m}_{FD} \cdot (h_{FD} - h_{Spw}) + \dot{m}_{ZÜ} \cdot (h_{hZÜ} - h_{kZÜ}) \quad (3-8)$$

Die bei der Verbrennung freigesetzte Leistung wird auf das Speisewasser bzw. den Dampf in Kesselrohren übertragen. Der Anteil der Feuerungswärmeleistung, der an den Energieträger im Wasser-Dampf-Kreislauf abgegeben wird, kann nach Gleichung (3-8) ermittelt werden.

Die Dampferzeugerleistung \dot{Q}_{DE} ergibt sich aus der Summe der über Economizer, Verdampfer, Überhitzer und Zwischenüberhitzer zugeführten Wärmeleistungen bei FD-Erzeugung und Zwischenüberhitzung. Diese Leistungen sind durch das Produkt ihres jeweiligen Massenstroms mit der aufgenommenen Enthalpiedifferenz zu berechnen. Die Verluste im Dampferzeuger, die bei der Wärmeübertragung der Feuerungswärme an den Wasser-Dampf-Kreislauf auftreten, werden mit dem Dampferzeugerwirkungsgrad η_{DE} berücksichtigt.

$$\eta_{DE} = \frac{\dot{Q}_{DE}}{\dot{Q}_{FWL}} \quad (3-9)$$

Er ist als Verhältnis der auf das Speisewasser bzw. den Dampf übertragenen Leistung \dot{Q}_{DE} zur Feuerungswärmeleistung \dot{Q}_{FWL} definiert.

b) Elektrische Leistung P_{el}

Die elektrische Leistung wird über den Umweg der mechanischen Leistung erzeugt. Zuerst wird in der Turbine die im Dampf gespeicherte Energie in Wellenleistung P_{Welle} umgewandelt. Sie errechnet sich nach folgender Gleichung aus dem Produkt des Massenstroms durch die Turbine \dot{m}_T und der in der Turbine umgesetzten Enthalpiedifferenz $(h_{T,ein} - h_{T,aus})$, sowie des Wirkungsgrades der Turbinengruppe η_T :

$$P_{Welle} = \dot{m}_T \cdot (h_{T,ein} - h_{T,aus}) \cdot \eta_T = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{T,i} (h_{T,ein,i} - h_{T,aus,i}) \cdot \eta_{T,i} \quad (3-10)$$

Der Turbinenwirkungsgrad berücksichtigt die Verluste bei der Übertragung der Energie im Dampf an die Turbinenwelle. Durch Entnahmen und Anzapfungen unterscheiden sich die Massenströme in den einzelnen Teilturbinen. Deswegen ist die Wellenleistung als Summe der umgesetzten Energien aller Teilstufen zu berechnen. Im Generator, der von der Turbine angetrieben wird, erfolgt die weitere Umwandlung von mechanischer in elektrische Energie. Die elektrische Leistung P_{el} wird unter Berücksichtigung des Generatorwirkungsgrades η_{Gen} nach Gleichung (3-11) errechnet:

$$P_{el} = P_{Welle} \cdot \eta_{Gen} \quad (3-11)$$

c) Fernwärmeleistung \dot{Q}_{FW}

Die Wärmeleistung \dot{Q}_{FW} des FW-Kreises errechnet sich näherungsweise aus:

$$\dot{Q}_{FW} = \dot{m}_{FW} \cdot c_p \cdot (t_{VL} - t_{RL}) = \dot{m}_{FW} \cdot (h_{VL} - h_{RL}) \quad (3-12)$$

Die vom Heiznetz aufgenommene Wärmemenge wird dem Wasser-Dampf-Kreis der Anlage entzogen. Wie man erkennt, setzt sich die FW-Leistung aus Massenstrom und der spezifischen Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Austritt zusammen. Diese Enthalpiedifferenz kann auch aus dem Produkt aus Temperaturhub und spezifischer Wärmekapazität errechnet werden. Bei Vernachlässigung der Druckverluste im FW-Heizer kann die spezifische Wärmekapazität als konstant angenommen werden.

3.4.2. Kondensationsbetrieb

Das FHKW Mellach verhält sich im Kondensationsbetrieb wie ein reines Dampfkraftwerk und wird dabei mittels des elektrischen Wirkungsgrads η_{el} als Verhältnis von elektrischer Leistung P_{el} zu Feuerungswärme-Leistung \dot{Q}_{FWL} bewertet:

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{FWL}} = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{Brst} \cdot H_u} \quad (3-13)$$

3.4.3. Heizbetrieb

Neben den bisher angegebenen Kennziffern, gibt es in der VDI 4661 [8] auch welche, die ausschließlich eine Aussage über die Qualität der KWK bei den gegebenen Randbedingungen tätigen.

a) Stromausbeute α

Die Stromausbeute α - für Anlagen mit reiner Stromerzeugung der elektrische Wirkungsgrad η_{el} - wird wie in Formel (3-14) angegeben errechnet.

$$\alpha = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{Brst} \cdot H_u} \quad (3-14)$$

Sie setzt die erzeugte elektrische Leistung in Abhängigkeit von der aufgewendeten Brennstoffleistung. Die Stromausbeute gibt somit an, welcher Anteil der eingesetzten Brennstoffwärmeleistung in elektrischen Strom umgewandelt wird.

b) Wärmeausbeute β

Als Pendant zur Stromausbeute α ist die Wärmeausbeute β definiert - gemeinhin auch als thermischer Wirkungsgrad η_{th} bekannt. Äquivalent zu obiger Gleichung sieht die Formel zur Berechnung der Wärmeausbeute wie folgt aus:

$$\beta = \frac{\dot{Q}_{FW}}{\dot{m}_{Brst} \cdot H_u} \quad (3-15)$$

Sie entspricht dem Anteil der Brennstoffleistung, der in Form von Fernwärme aus dem Kreislauf entkoppelt wird.

c) Brennstoffausnutzungsgrad ω

Der sogenannte Brennstoffausnutzungsgrad ω , in weiten Bereichen auch als Gesamtwirkungsgrad η_{Brst} bekannt, beschreibt die Quantität der Energieumwandlung in einem thermodynamischen Kreisprozess. Er wird aus dem Verhältnis von erzeugter Nutzleistung zur eingesetzten Leistung berechnet [4]:

$$\omega = \frac{\dot{Q}_{FW} + P_{el}}{\dot{m}_{Brst} \cdot H_u} \quad (3-16)$$

Der Brennstoffausnutzungsgrad gibt an, welcher Anteil der eingesetzten Brennstoffwärmeleistung als Strom und Wärme genutzt werden kann. Dabei wird allerdings keine Rücksicht auf die Wertigkeit der genutzten Energieformen genommen. Der Brennstoffausnutzungsgrad hängt somit von Strom- und Wärmeanteil ab.

Allgemein gilt beim FHKW: je mehr Strom erzeugt wird, desto weniger Wärme kann durch die KWK genutzt werden. Da die Verluste beim Vorgang der Stromerzeugung normalerweise höher sind als bei der FW-Erzeugung - Strom ist eine höherwertige Energieform - sinkt mit steigendem Stromanteil der Brennstoffausnutzungsgrad [9].

Wenn man nun die beiden Kennwerte Stromausbeute und Wärmeausbeute etwas genauer betrachtet, lässt sich erkennen, dass man durch Addition der beiden auf die Definition des Brennstoffausnutzungsgrads kommt:

$$\alpha + \beta = \frac{P_{el}}{\dot{m}_{Brst} \cdot H_u} + \frac{\dot{Q}_{FW}}{\dot{m}_{Brst} \cdot H_u} = \frac{\dot{Q}_{FW} + P_{el}}{\dot{m}_{Brst} \cdot H_u} = \omega \quad (3-17)$$

d) Stromkennzahl σ

In der Fachliteratur weitverbreitet ist die Stromkennzahl σ [6] oder auch Stromzahl S [5]. Die Berechnung erfolgt nach folgender Gleichung:

$$\sigma = S = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{FW}} \quad (3-18)$$

Sie setzt die elektrische Erzeugung ins Verhältnis zur Nutzwärmeleistung durch FW-Auskopplung und wird in MW_{el}/MW_{th} angegeben. Im Falle des FHKW Mellach spricht man von einer Anlage mit variabler Stromkennzahl, d.h. sie ist innerhalb gewisser Grenzen veränderlich. Das ist auch der Grund, warum die Bewertung einer Entnahme-Kondensationsanlage mittels Stromkennzahl nicht den Stellenwert hat, wie es bei Gegendruckanlagen der Fall ist.

Ähnlich wie beim Brennstoffausnutzungsgrad lässt sich auch die Stromkennzahl in Abhängigkeit der Stromausbeute und Wärmeausbeute angeben. Macht man in den Formeln (3-14) und (3-15) die Nutzleistungen Strom und Wärme explizit und setzt die erhaltenen Ausdrücke in Gleichung (3-18) ein, erhält man:

$$\sigma = \frac{\alpha}{\beta} \quad (3-19)$$

Bei reinem Kondensationsbetrieb ($\beta = 0$) strebt die Stromkennzahl gegen ∞ . Bei reiner Wärmeerzeugung ($\alpha = 0$) würde sie theoretisch gegen 0 streben. Bei sehr geringen Wärmeausbeuten, wie sie im realen Betrieb normalerweise nicht auftreten, liefert die Stromkennzahl somit sehr hohe Werte, die allerdings für den Vergleich zweier Anlagen mit KWK nicht aussagekräftig sind.

Nach Einführung der Stromkennzahl ist es auch möglich den Brennstoffausnutzungsgrad in Abhängigkeit dieser darzustellen. Löst man obige Gleichung (3-19) entweder nach der Strom- oder Wärmeausbeute auf und substituiert in Formel (3-17), so ergeben sich folgende Zusammenhänge für den Brennstoffausnutzungsgrad:

$$\omega = \alpha \cdot \frac{(1 + \sigma)}{\sigma} = \beta \cdot (1 + \sigma) \quad (3-20)$$

e) Elektrische Leistungsminderung ΔP_{el}

Der schwerwiegendste Einfluss in einem FHKW ist die Minderung der elektrischen Leistung durch die Erzeugung von Fernwärme. Begründet durch die unterschiedlichen veränderlichen Strom- und Wärmeerlöse gibt es somit wirtschaftlich günstige und ungünstige Bereiche des Kraftwerksbetriebs. Die größte elektrische Leistung wird - wie früher schon angemerkt - im Kondensationsbetrieb erreicht. Diese maximale elektrische Leistung wird für die Abschätzung des Einflusses der FW-Auskopplung als Bezugswert herangezogen. Der Stromverlust bei FW-Auskopplung errechnet sich nach folgender Formel:

$$\Delta P_{el} = P_{el,Kond} - P_{el,FW} \quad (3-21)$$

Dieser Wert gibt die Differenz an elektrischer Leistung zwischen dem Kondensationsbetrieb (Betriebsfall mit der höchst möglichen elektrischen Leistung der Anlage) und dem aktuellen Betriebspunkt mit Fernwärmeerzeugung in MW_{el} an, wobei für beide Betriebsfälle die selben Randbedingungen wie Kessellast und Kühlsituation im Kondensator gegeben sein müssen. Die Stromminderung nimmt mit anwachsender Wärmeauskopplung zu.

f) Strom-Wärme-Äquivalent AEQ

Die elektrische Leistungsminderung ist in weiterer Folge die Basis für das VERBUND-interne sogenannte Strom-Wärme-Äquivalent AEQ - in der Literatur auch als Stromverlustkennziffer ϑ [4] bezeichnet. Dieses kann wie folgt ermittelt werden:

$$AEQ = \vartheta = \frac{\Delta P_{el}}{\dot{Q}_{FW}} = \frac{P_{el,Kond} - P_{el,FW}}{\dot{Q}_{FW}} \quad (3-22)$$

Mit dieser Kennziffer wird das Verhältnis der Stromminderung bei Wärmeauskopplung zur ausgekoppelten Nutzwärmeleistung dargestellt. Die Stromverlustkennziffer ist somit ein Kennwert für die Reduktion der erzeugten elektrischen Nutzleistung bei FW-Auskopplung im Vergleich zur dafür zusätzlich ausgekoppelten FW-Leistung. Sie wird in % angegeben.

Das Strom-Wärme-Äquivalent dient am Standort als die wichtigste Kenngröße zum Vergleich von Elektrizitäts- und Wärmeproduktion. Sie ist von zentralem Interesse für den Anlagenbetrieb. Sie gibt für den gesamten FW-Betriebsbereich an, wie hoch die Relation des Zuwachses an FW-Leistung zur Reduktion der damit einhergehenden elektrischen Leistung wird. Bisher wurde mit Erfahrungswerten der letzten Jahre gearbeitet. Anhand einer einfachen, überschlägigen Rechnung soll die Notwendigkeit der genauen Kenntnis der Verläufe sichtbar gemacht werden.

Betrachtet wird der Betrieb während einer Heizperiode unter folgenden Annahmen [17]:

- Das FHKW Mellach liefert Heizenergie in der Höhe von 800 GWh_{th} [11] während einer Heizperiode (gerundeter Mittelwert über die Jahre 2004 bis 2007).
- Die Heizperiode dauert von 15.9. bis zum 15.5. des Folgejahres (Periode entspricht 242 Tagen bzw. 5808 Stunden) und dient als Betrachtungszeitraum.
- Der Stromerlös beträgt geschätzt 60 €/MWh_{el}.
- Als Annahme gilt: die FW-Vorlauftemperatur ist irrtümlich um 1 bis 2 K zu hoch, sodass das AEQ mit 22 % anstatt 21 % beziffert wird. Die abgegebene FW-Leistung bleibt konstant.

Ziel ist es – wenn auch plakativ – zu zeigen, welche finanziellen Konsequenzen die Abweichung des Strom-Wärme-Äquivalents um 1 % hat, wobei die erzeugte FW-Leistung identisch ist. Dadurch ergibt sich kein Unterschied im Wärmeerlös. Zusätzlich wird angenommen, dass die beiden Punkte bei gleicher Kessellast und identischen

Brennstoffkosten verglichen werden, sodass die Kosten des Betriebs gleich sind. Tabelle 1 stellt das Ergebnis der Abschätzung dar:

	AEQ %	Stromverlust MWh _{el}	Verlustleistung MW _{el}	Erlösminderung Strom €
Fall 1	22	176.000	30,3	10.560.000
Fall 2	21	168.000	28,9	10.080.000
Differenz	1	8.000	1,4	480.000

Tabelle 1: Finanzieller Einfluss des Strom-Wärme-Äquivalentes

Die Abweichung des Strom-Wärme-Äquivalentes von 1 % hat zur Folge, dass der Stromverlust in einer Heizperiode um 8000 MWh_{el} ansteigt. Das bedeutet eine durchschnittliche Leistungsminderung von rund 1,4 MW_{el} in der Heizperiode. Die zusätzliche Erlösminderung aufgrund der zu hohen Vorlauftemperatur beträgt demnach knapp 500.000 € während der Periode.

3.5. Der Wasser-Dampf-Kreislauf im FHKW Mellach

Nachfolgend wird auf den Aufbau und die Arbeitsweise des Wasser-Dampf-Kreislaufs im FHKW Mellach eingegangen. Dabei liegt das Hauptaugenmerk auf den im stationären Kraftwerksbetrieb benötigten Komponenten. (vgl. [7])

Das Fernheizkraftwerk Mellach ist ein steinkohlegefeuertes Dampfkraftwerk mit Kraft-Wärme-Kopplung, das den Großraum Graz mit Strom und Fernwärme versorgt. Seine maximale elektrische Nettoleistung beläuft sich auf rund 225 MW. Die größtmögliche FW-Leistung wird mit 230 MW beziffert. Jährlich werden im Schnitt 1300 GWh elektrische Energie ins 110 kV-Netz und 650 GWh thermische Energie ins Fernwärmenetz eingespeist.

Fernwärmeseitig ist die Anlage für Vorlauftemperaturen zwischen 70 °C und 130 °C bei einem maximalen Massenstrom von 736 kg/s ausgelegt. Die Rücklauftemperatur schwankt im Bereich von 55 °C bis 60 °C. Maximale Vorlauftemperaturen und größere FW-Leistungen können nur durch die Androsselung zwischen MD- und ND-Turbine erreicht werden. Ohne Androsselung wird die erreichbare Vorlauftemperatur mit rund 110 °C beziffert. Die Zeit in der Fernwärme geliefert werden muss geht vom 15. September bis zum 15. Mai des Folgejahres. Während dieses Zeitraums werden vom Betreiber des FW-Netzes die Wärmeleistung und die Vorlauftemperatur am Einspeisepunkt vorgegeben. Der Betrieb des FHKW Mellach wird darauf abgestimmt. In Abbildung 6 ist ein vereinfachtes

Kraftwerksschema des FHKW Mellach zu sehen, in dem die wichtigsten Prozesse für den Betrieb der Anlage abgebildet sind. Abbildung 7 veranschaulicht ein vereinfachtes Schaltschema des Wasser-Dampf-Kreislaufs der Anlage und soll dem einfacheren Verstehen der anschließenden Ausführungen dienen.

Der Dampferzeuger des Herstellers Waagner-Biro-Graz (heute AE&E Austria) ist ein Einzugs-Zwangsdurchlaufkessel (System Benson) und erzeugt bei Nennlast eine Frischdampfmenge von 700 t/h bei einer Brennstoffwärmeleistung von ca. 550 MW. Die Frischdampfparameter sind mit 180 bar und 535 °C festgelegt, die Maximaltemperatur für die Zwischenüberhitzung liegt ebenso bei 535 °C. Die Kesselmindestlast beträgt 37 %. Der höchste Kesselwirkungsgrad beläuft sich auf 92,7 %. Zur Temperaturregelung des Dampfes im Kessel sind Injektoreinrichtungen angebracht. Die Wärmezufuhr erfolgt über 16, in vier Ebenen angeordnete Kohlestaubbrenner, die im Vollastbetrieb rund 75 kg polnische Steinkohle pro Stunde verfeuern. Zusätzlich sind 16 Gasbrenner vorhanden, die zum An- und Abfahren des Kessels verwendet werden und maximal 60 % der Kesselleistung decken können. Außerdem wurde nachträglich eine Anlage zur Mitverbrennung von feuchtem Klärschlamm installiert.

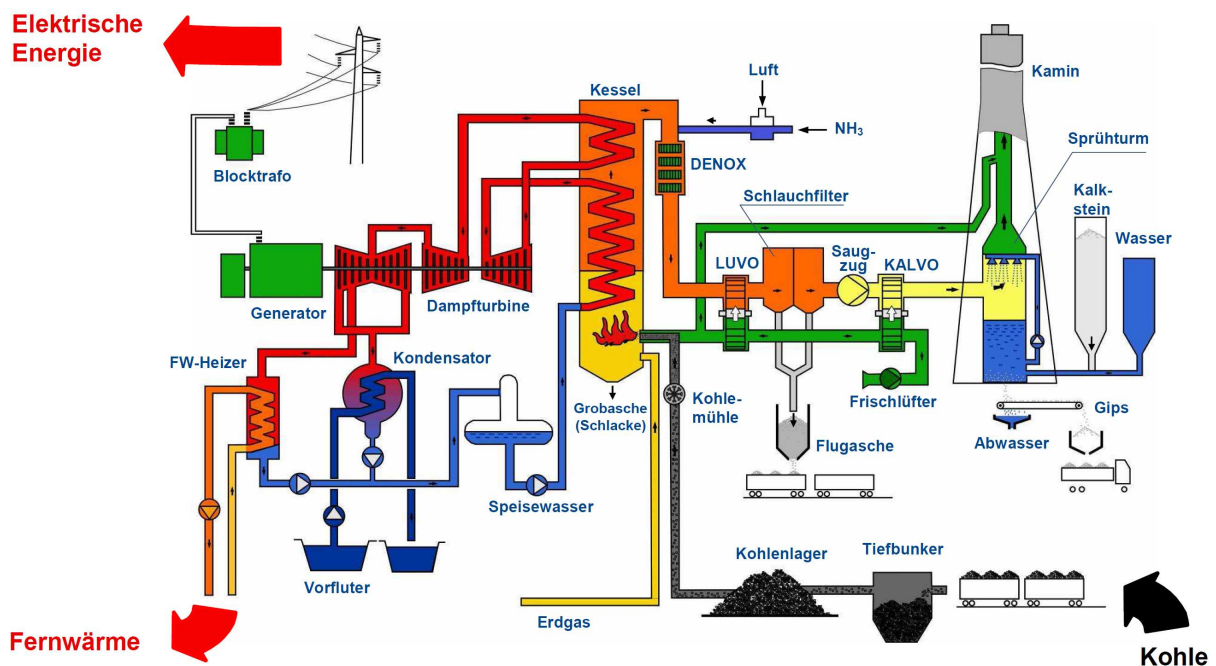


Abbildung 6: Vereinfachtes Prozessschema des FHKW Mellach [VERBUND]

Der im Kessel erzeugte Frischdampf strömt über vier Regelventile in die Dampfturbine. Sie wurde als Entnahme-Kondensationsturbine ausgelegt, um einerseits einen Turbogenerator anzutreiben und andererseits die Fernwärmeauskopplung zu ermöglichen. Sie besteht aus jeweils einer einflutigen Hoch- und Mitteldruckturbine und einer zweiflutigen Niederdruckturbine und wird genauso wie der Kessel im modifizierten Gleitdruck betrieben.

Der modifizierte Gleitdruck ist eine Kombination der Betriebsarten Gleit- und Festdruck, um die Vorteile der verbesserten Regelfähigkeit beider Systeme zu verbinden. Abbildung 8 zeigt die modifizierte Gleitdruckkennlinie des FHKW Mellach. Es wird zunächst ab einer Mindestlast von 37 % mit Hilfe der Speisepumpen der Kesseldruck linear mit wachsender Kessellast bzw. wachsendem Frischdampfmassenstrom gesteigert (Gleitdruck). Oberhalb von 91 % Kessellast wird der Druck bei weiter steigendem Frischdampfmassenstrom und damit einhergehender steigender Last konstant auf seinem Maximalwert von 180 bar gehalten (Festdruck). Der Gleitdruckbetrieb in Teillast des Kessels ist von Vorteil für dessen Lebensdauer (geringerer Druck) und für den Wirkungsgrad gegenüber Festdruckbetrieb, da der Leistungsbedarf der Speisewasserpumpen abnimmt.

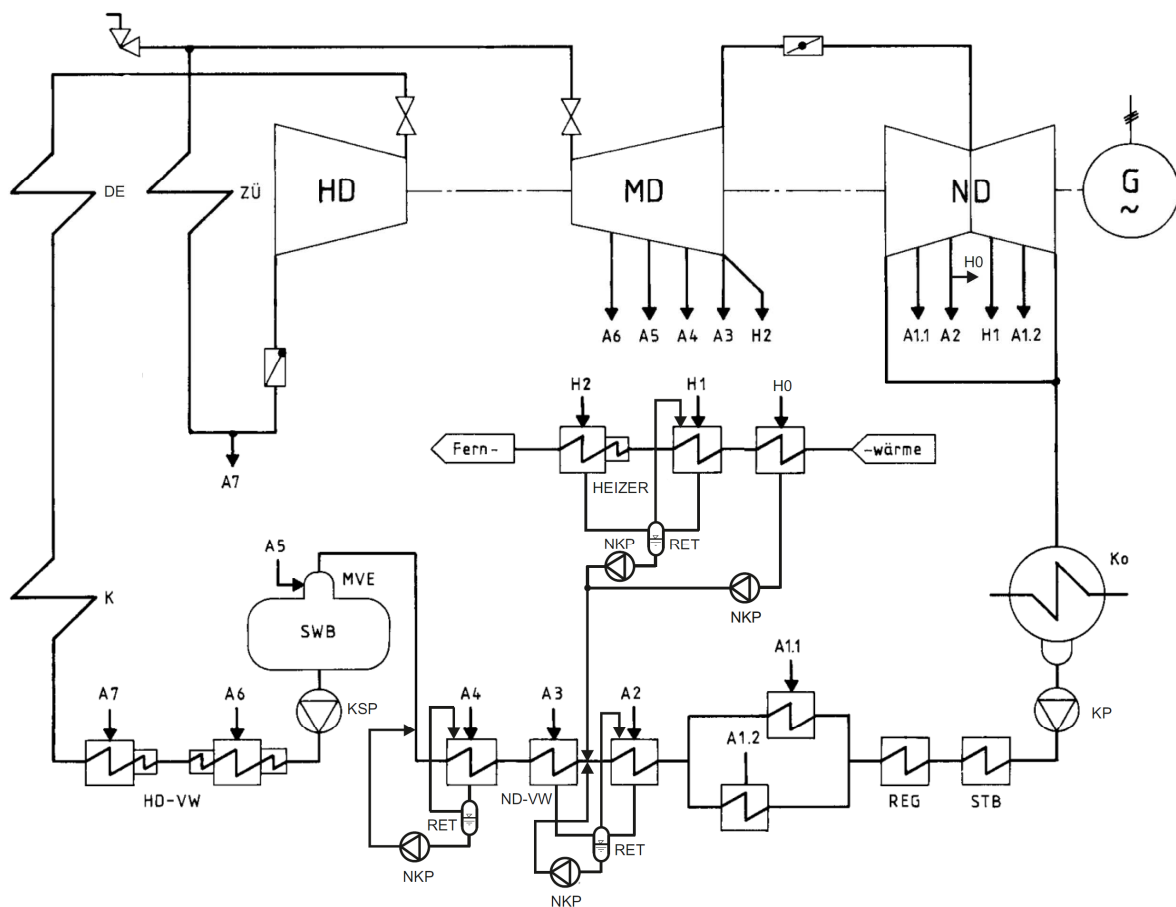


Abbildung 7: Anlagenschaltbild des Wasser-Dampf-Kreislaufs im FHKW Mellach [VERBUND]

Mit steigendem Druck im Gleitdruckbereich des Kessels steigt auch der Druck vor und nach den vier Turbinenventilen, von denen dabei stets drei vollständig geöffnet sind. Wird der maximale Druck von 180 bar vor den Ventilen erreicht, so beginnt man mit den Regelventilen den Druck am Kesselaustritt konstant zu halten. Dadurch entstehen allerdings zusätzliche Drosselverluste und der Druck vor der ersten Turbinenstufe nimmt etwas ab. Die Verluste machen sich durch ein geringeres nutzbares Enthalpiegefälle in den Turbinen

bemerkbar. Diese Betriebsweise ist erforderlich, um mit diesen Leistungsreserven über die vom Netzbetreiber geforderten Regelreserven zu verfügen. Der Frischdampfmassenstrom auf etwas geringerem Druckniveau als 180 bar strömt von den Ventilen auf die erste Turbinenstufe der HD-Turbine (Curtisrad).

Die Dampfturbine verfügt über insgesamt 7 unregelte Anzapfungen (A1 bis A7) zur Versorgung der Vorwärmer, sowie 3 geregelte Entnahmen (H0, H1 und H2) für die FW-Auskopplung. Der Turbosatz dreht mit 3000 min^{-1} .

Der Frischdampf mit maximal 180 bar und 535 °C wird in der HD-Turbine teilweise entspannt (auf etwa 44 bar), wobei er dabei Arbeit verrichtet. Dieser teilweise entspannte Dampf wird größtenteils in die Zwischenüberhitzung des Dampferzeugers geleitet und dort erneut auf eine Temperatur von maximal 535 °C erhitzt, ein kleiner Teil strömt über eine Anzapfleitung (A7) zum HD-Vorwärmer 7. Die MD-Turbine wird vom heißen Dampf aus der ZÜ durchströmt. In dieser Turbine sind die Anzapfungen für den HD-Vorwärmer 6, den Speisewasserbehälter (SWB) und die ND-Vorwärmer 3 und 4 realisiert. Am Austritt befindet sich zusätzlich die Entnahme für den Heizer 2. Der Dampf aus der MD-Turbine strömt durch zwei Überströmleitungen, die mit jeweils einer Drosselklappe versehen sind, in die zweiflutige ND-Turbine. Diese Drosselklappen werden benötigt, um den Dampf aufzustauen und dadurch einen höheren Druck am Austritt der MD-Turbine zu erreichen. Diese Druckerhöhung hat zur Folge, dass im Heizer 2 der Entnahmedampf im Anforderungsfall auf einem höheren Temperaturniveau kondensiert und somit die Wärme ebenfalls auf einem höheren Temperaturniveau an das FW-Wasser abgegeben werden kann. Dadurch wird es möglich die maximale Vorlauftemperatur von 130 °C zu erreichen.

Der linken Flut der ND-Turbine werden die Anzapfströme für den ND-Vorwärmer 1.1 und Heizer 1 entnommen, auf der rechten Seite jene für die ND-Vorwärmer 2 und 1.2. Jahre nach der Inbetriebnahme wurde ein dritter FW-Heizer (Heizer 0) nachgerüstet, dessen Entnahmeleitung H0 von der Anzapfleitung A2 wegführt. Der Abdampf aus der ND-Turbine wird im frischwassergekühlten Oberflächenkondensator niedergeschlagen. Das Frischwasser wird der Mur nördlich des FHKW entnommen und über zwei Kühlwasserpumpen zum Kondensator gepumpt. Die konstante Wassermenge von $6 \text{ m}^3/\text{s}$ wird südlich der Anlage in die Mur zurückgeleitet. Der Kondensator besteht aus rund 12000 Kondensatorrohren (Röhrenwärmetauscher) und ist genauso wie sein Hotwell (Kondensatsammler) in zwei Kammern unterteilt. Von dort gelangt das Kondensat zu den drei Kondensatpumpen mit je ca. 400 kW Nennleistung. Die beiden im Betrieb befindlichen Pumpen befördern das Kondensat zum Stopfbüchsendampf-Kondensator und Regenerativkühler. Diese Wärmetauscher werden für die Wärmerückgewinnung aus Stopfbüchsendampf der Turbine

und dem Zwischenkühlkreis zur Kühlung diverser Aggregate (z.B. Generator, Speisepumpen, Heiznetzpumpen, etc.) verwendet.

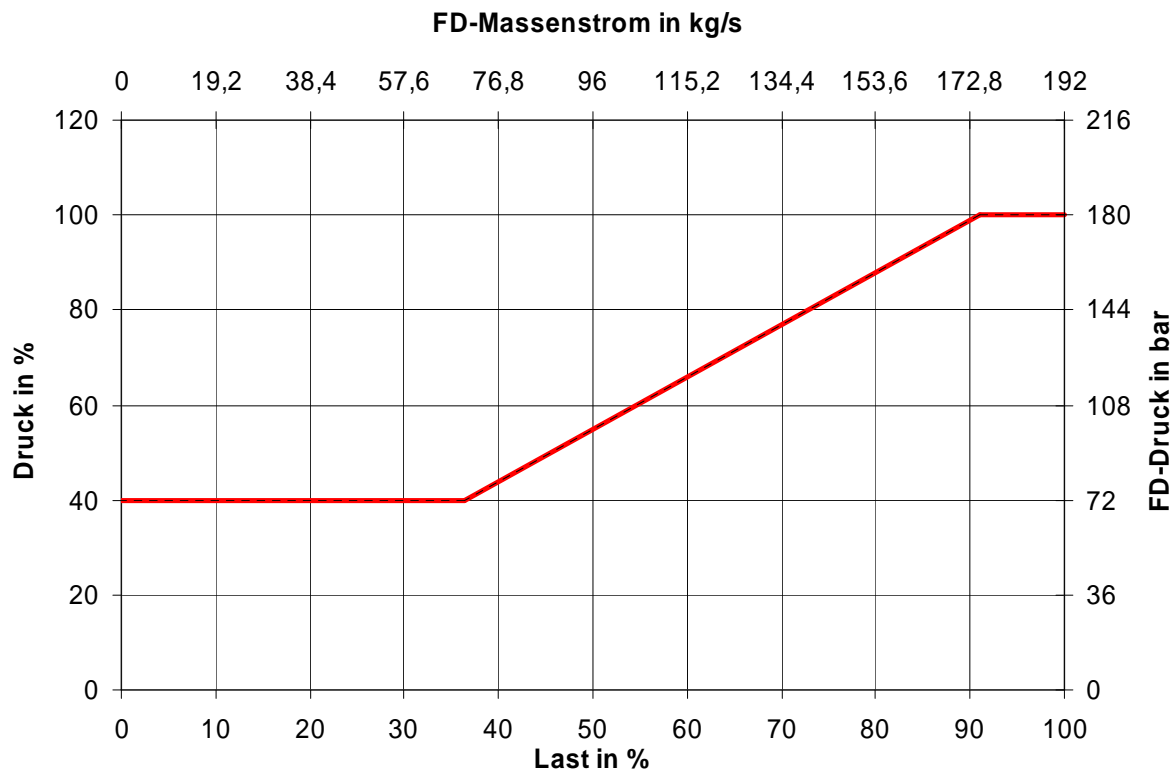


Abbildung 8: Druckverlauf beim modifizierten Gleitdruckbetrieb des FHKW Mellach

Es folgen die beiden parallel geschalteten ND Vorwärmer 1.1 und 1.2. Sie werden dampfseitig von der ND-Turbine durch A1.1 und A1.2 versorgt. Das Kondensat dieser ersten Vorwärmstufe wird in den Kondensator geleitet. Der nachfolgende ND-Vorwärmer 2 entwässert genauso wie ND-Vorwärmer 3 in einen gemeinsamen Regel- und Entspannungstopf. In diesem Behälter werden die eingeleiteten Kondensatströme entspannt und gemischt. Abhängig von den Bedingungen in den Kondensatzuleitungen kann es im Topf zum Ausdampfen des Kondensats kommen (Druck in der Kondensatleitung von ND-VW 3 ist höher als im Regel- und Entspannungstopf). Die flüssige und die gasförmige Phase werden getrennt, um die Kondensatpumpen vor Beschädigung durch Dampfblasenbildung zu schützen. Der abgetrennte Dampf wird ebenso wie der Anzapfdampf aus A2 dem ND-VW 2 zugeführt. Das Kondensat wird vorwärts gepumpt und zwischen den beiden Vorwärmern 2 und 3 dem Speisewasser beigemischt. Dort tritt auch das Kondensat aus Heizer 0 und dem gemeinsamen Regel- und Entspannungstopf von Heizer 1 und 2 ein.

ND-VW 3 wird gleich wie die nächsten drei Wärmeübertrager (ND-VW 4, SWB und HD-VW 6) von der MD-Turbine mit Dampf gespeist (A3, A4, A5 und A6). Das Kondensat von ND-VW 4 gelangt ebenfalls in einen Regel- und Entspannungstopf. Der dort abgetrennte flüssige Teil

wird vorwärts gepumpt und dem Speisewasser beigemischt. Der abgetrennte Dampf wird in den ND-VW 4 zurückgeleitet. Der Speisewasserbehälter ist als Mischvorwärmer-Entgaser (MVE) konzipiert. Dieser Behälter ist über eine Stützdampfleitung (A5) mit der MD-Turbine verbunden. Dadurch wird der Druck im Speisewasserbehälter von der Turbine vorgegeben und wandert somit in Abhängigkeit vom Betriebszustand der Anlage (Gleitdruck). Bei Nennlast beträgt der Druck rund 10 bar, die Temperatur beläuft sich dabei auf knapp 180 °C.

Vom Speisewasserbehälter gelangt das Speisewasser zu den drei Speisewasserpumpen mit je 4600 kW Nennleistung, die jeweils mit einer Vorpumpe versehen sind. Im Betrieb werden zwei der drei Pumpen verwendet, um das Speisewasser auf das Druckniveau von etwas mehr als 250 bar zu bringen. Das Speisewasser strömt anschließend in den HD-VW 6, der mit Enthitzer- und Unterkühlerflächen bestückt ist. Sein Kondensat wird in den Speisewasserbehälter zurückgeführt. Der folgende und gleichzeitig letzte Vorwärmer HD-VW 7 besitzt ebenso Unterkühlerflächen und wird dampfseitig von der kalten ZÜ-Leitung über Anzapfung A7 versorgt. Das Kondensat wird in den Enthitzerbereich von HD-VW 6 zurückgeleitet. Das vorgewärmte Speisewasser erreicht am Austritt der 7. Vorwärmstufe bei Nennlast Temperaturen von ca. 250 °C, bevor es in den Kessel strömt.

Um in Zeiten der FW-Produktion die erforderliche Vorlauftemperatur und Wärmeleistung auf möglichst wirtschaftlich und energetisch vorteilhafte Art und Weise bereitstellen zu können, werden die FW-Heizer mit einer speziellen Heizerregelung (Bypassregelung) betrieben. Jeder Heizer verfügt heizwasserseitig über eine Umgehungsleitung, deren Durchfluss jeweils über eine Bypassklappe geregelt wird. Ohne FW-Auskopplung sind alle Klappen voll geöffnet, sodass das Heizwasser um die FW-Heizer geführt wird.

Bei FW-Anforderungen (Heizbetrieb) wird zunächst der Heizer 0 in Betrieb genommen. Seine Bypassklappe wird schrittweise geschlossen, somit erhöht sich der Heizwassermassenstrom durch den Heizer. Gleichzeitig steigt der Dampfmassenstrom durch die Entnahmeleitung H0 an. Die entnommene Dampfmenge aus der Turbine wird abhängig von Dampfgeschwindigkeit und wasserseitiger Heizeraustrittstemperatur durch Armaturen geregelt. Erreicht die Temperatur am Austritt des Heizers 0 bei vollständig geschlossener Bypassklappe und maximalem Dampfmassenstrom nicht das gewünschte Niveau, wird die Bypassklappe des nächsten Heizers schrittweise geschlossen. Die Regelung des Heizdampfes für Heizer 1 erfolgt analog Heizer 0. Bei vollkommen geschlossenem Bypass des Heizers 1 spricht man im Betrieb vom „ersten verlustlosen Punkt“. Wird eine noch höhere Vorlauftemperatur benötigt, folgt die gleiche Prozedur für den Heizer 2. Wird keine der drei Bypassleitungen durchflossen, ist der „zweite verlustlose Punkt“ erreicht.

Eine vorgegebene Leistungsanforderung wird durch eine variable Kombination aus FW-Massenstrom und Temperaturerhöhung des Heizwassers erfüllt. Im Falle großer Leistungsanforderungen und damit einhergehendem großem Massenstrom kann die benötigte Vorlauftemperatur trotz maximaler Durchströmung aller Heizer nicht erreicht werden. Aus diesem Grund sind in den beiden Überströmleitungen zwischen MD- und ND-Turbine zwei Drosselklappen angebracht. Durch eine Androsselung wird ein Druckverlust erzeugt und der Druck am Austritt der MD-Turbine erhöht, wobei gleichzeitig der Druck am Eintritt in die ND-Turbine sinkt. Die Druckerhöhung setzt sich bis in die HD-Turbine fort. In Folge dessen steigen die Drücke in den Anzapf- und Entnahmeleitungen und damit auch die Kondensationstemperatur des Heizers 2. Damit steigt das Wärmeangebot in den zugehörigen Wärmetauschern und es ist möglich eine höhere FW-Vorlauftemperatur bzw. FW-Leistung zu realisieren.

Infolge der steigenden Entnahmemassenströme reduziert sich die Menge des Dampfstroms durch die ND-Turbine. Die gleichbleibende Kühlsituation im Kondensator erzwingt eine niedrigere Kondensationstemperatur und damit ein Absinken des Kondensatordrucks. Daher sinkt auch der Druck am Austritt der ND-Turbine ab. Die Druckerhöhung in der MD-Turbine zufolge der Drosselung wird dadurch aber nur unwesentlich beeinflusst.

4. Modellierung und Simulation des FHKW Mellach

In diesem Kapitel wird zunächst die Modellierung der unterschiedlichen verwendeten Module beschrieben. Dabei wird auf die verwendeten Methoden und die dadurch notwendigen Eingabegrößen eingegangen. Es folgen Erklärungen zur Erstellung des Modells (Designfall) des in Kapitel 3.5 beschriebenen Wasser-Dampf-Kreislaufs des FHKW Mellach. Es werden die Eingabedatensätze zur Dimensionierung (Eingabegrößen) der verwendeten Bauteile erörtert, außerdem wird die Umsetzung der betrieblichen Abhängigkeiten im Kreislauf berücksichtigt. Danach folgen Ausführungen rund um die Einstellungen des Off-Designfalls zur Simulation des Teillastverhaltens der Anlage, sowie zur Fernwärmeauskopplung. Die Erklärungen beinhalten die notwendigen Änderungen der Parameter bzw. Eingabegrößen für Off-Designberechnungen und deren Auswirkungen (falls merkbar) auf den Kreis.

4.1. Modellierung der verwendeten Bauteile

Bei der Modellierung der verwendeten Bauteile wurden die Methoden für die Berechnung bestimmter bauteilspezifischer Größen (z.B. Berechnungsmethode für den Kondensationsdruck im Kondensator) festgelegt. Im Folgenden wird auf die einzelnen Parameter eingegangen, die aufgrund der Wahl der Berechnungsmethoden im Eingabedatensatz enthalten sein müssen. Die Berechnungsmethoden dienen in Kombination mit dem Eingabedatensatz der Dimensionierung der einzelnen Komponenten und sind in Abhängigkeit des betrachteten Moduls mehr oder weniger umfangreich.

4.1.1. Kondensator

Für das Modell des Kondensators waren Methoden für vier Parameter zu definieren, um beispielsweise den konvektiven Wärmeübergang an den Kondensatorrohren zu berechnen. Alle einzugebenden Konstruktions- und Betriebsdaten der Auslegung wurden dem Datenblatt des Kondensators entnommen [24]. Zuerst wurde die Methode zur Berechnung

der Kondensationsbedingungen im Kondensator definiert. Dadurch war die Eingabe der Kondensatorfläche gefordert. Da die Auslegungszustände des Kühlwassers (Massenstrom, Druck, Temperatur) bekannt waren, wurden sie als Eingabewerte für die Berechnung der Kühlwasserbedingungen herangezogen. Aufgrund des unbekanntem Wärmedurchgangskoeffizienten bei Auslegungsbedingungen wurden zu dessen Ermittlung in GateCycle™ hinterlegte Korrelationen des HEI (Heat Exchanger Institute) verwendet (empirisch ermittelt). Da das Modell auch für Off-Design-Berechnungen genutzt werden sollte, waren die Korrelationen der „9th Edition“ auszuwählen. Als Eingabegrößen wurden Rohrmaterial, Rohraußendurchmesser und Rohrwanddicke benötigt, sowie die Strömungsgeschwindigkeit in den Rohren, die Anzahl der Rohrzüge und ein Verschmutzungsgrad. Zusätzlich konnten die genannten Korrelationen auch für die Berechnung des letzten zentralen Parameters, dem Kühlwasserdruckverlust, verwendet werden. Abschließend wurden noch die Grenzen für den Kondensationsdruck festgelegt.

4.1.2. Pumpe

Die Modellierung der Pumpe bestand grundsätzlich aus der Wahl dreier Berechnungsmethoden und der Eingabe einiger Designparameter. Um bei der Modellierung am Austritt der Pumpe einen bestimmten Druck vorgeben zu können, wurde ein Regelventil am Austritt modelliert, das den Regelventilaustrittsdruck unabhängig vom eigentlich berechneten Pumpenausstrittsdruck festlegte. Diese Einstellung wurde ausschließlich für die Dimensionierung der Komponenten des Wasser-Dampf-Kreislaufes benötigt. Um entlang des gesamten Betriebsbereichs jeder Pumpe die realen Bedingungen am Pumpenausstritt möglichst gut berechnen zu können, wurde eine Pumpenkennlinie für jedes Aggregat hinterlegt. Dies verursachte zwar einen Mehraufwand, allerdings entstanden dadurch gewaltige Vorteile im Off-Design (Teillast).

Diese Kennlinie folgt einem mathematischen Zusammenhang, der in Gleichung (4-1) wiedergegeben ist. Die aktuelle Förderhöhe H im jeweiligen Betriebspunkt ergibt sich somit als Produkt der maximalen Förderhöhe (bei Nulldurchfluss) $H_{\dot{V}=0}$ und einer logarithmierten Polynomfunktion. Diese Polynomfunktion ist abhängig vom Faktor X und den Koeffizienten A , B und C . Die maximale Förderhöhe stellte genauso wie die Koeffizienten einen Eingabewert im Simulationsprogramm dar.

$$H = H_{\dot{V}=0} \cdot \ln(e + A \cdot X + B \cdot X^2 + C \cdot X^3) \quad (4-1)$$

Die Koeffizienten A , B und C wurden iterativ mittels Microsoft Excel™ oder EES™ ermittelt, indem sie solange variiert wurden, bis die Pumpenkennlinie nach Gleichung (4-1) mit der gemessenen Pumpenkennlinie übereinstimmte. Ein solcher Vergleich ist beispielhaft in Abbildung 9 für eine Hauptkondensatpumpe zu sehen. Die rote Linie zeigt den Verlauf der gemessenen Werte, die blaue jene die in GateCycle™ hinterlegt wurde.

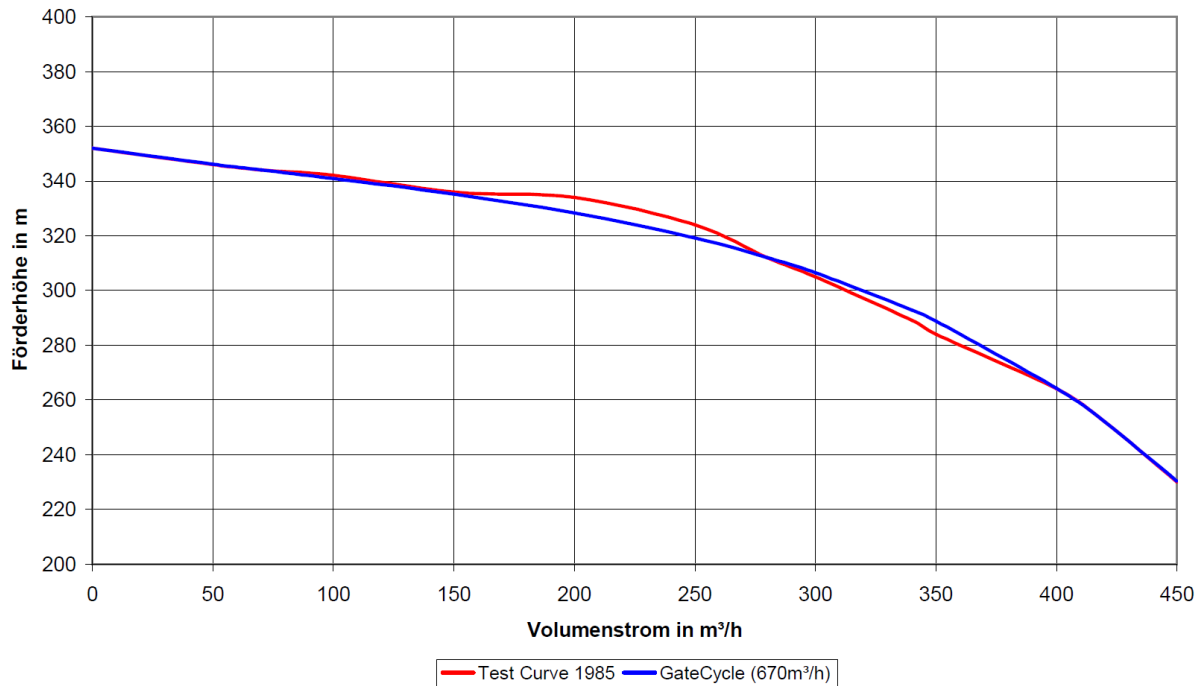


Abbildung 9: Modellierung der Pumpenkennlinie einer Hauptkondensatpumpe

Der Faktor X errechnet sich wie in Gleichung (4-2) angegeben als Verhältnis des Volumenstroms \dot{V} im aktuellen Betriebspunkt zum maximal möglichen Volumenstrom bei verschwindender Förderhöhe $\dot{V}_{\max} = \dot{V}_{H=0}$, der als Eingabewert für die Auslegung definiert ist.

$$X = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{H=0}} = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{\max}} \quad (4-2)$$

Die Berechnung des Wirkungsgrades der Pumpe forderte die Wahl einer dritten Methode. Der gleiche Vorgang der Kennlinienabbildung in GateCycle™ wurde wie auch zuvor bei der Modellierung der Wirkungsgradkennlinien für die Pumpen verwendet. Die mathematische Struktur, mit der die Kennlinie beschrieben wurde, ist durch Gleichung (4-3) ausgedrückt.

$$\eta = \eta_{\max} \cdot (1 - |1 - X|^Z) \quad (4-3)$$

Der Wirkungsgrad η im aktuellen Betriebspunkt ist demnach das Produkt des vorgegebenen maximalen Wirkungsgrads η_{\max} und einer Exponentialfunktion. Die darin verwendete Größe Y lässt sich nach Gleichung (4-4) als Verhältnis vom aktuellen Volumenstrom \dot{V} zum Volumenstrom bei maximalem Wirkungsgrad $\dot{V}_{\eta=\max}$ berechnen.

$$Y = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{\eta=\max}} \quad (4-4)$$

Der Durchfluss-Exponent Z , der genauso wie der Volumenstrom bei maximalem Wirkungsgrad einen Eingabewert darstellt, wurde in Microsoft Excel™ oder EES™ analog den Koeffizienten A , B und C iterativ ermittelt. Der Durchfluss-Exponent wurde dabei solange verändert, bis die Wirkungsgradkennlinie nach Gleichung (4-3) mit der gemessenen Wirkungsgradkennlinie übereinstimmte. Dieser Vergleich ist in Abbildung 10 beispielhaft für eine Hauptkondensatpumpe dargestellt. Die gemessene Wirkungsgradkennlinie ist rot gezeichnet, die beiden für unterschiedliche Durchfluss-Exponenten errechneten sind in blau und grün gehalten.

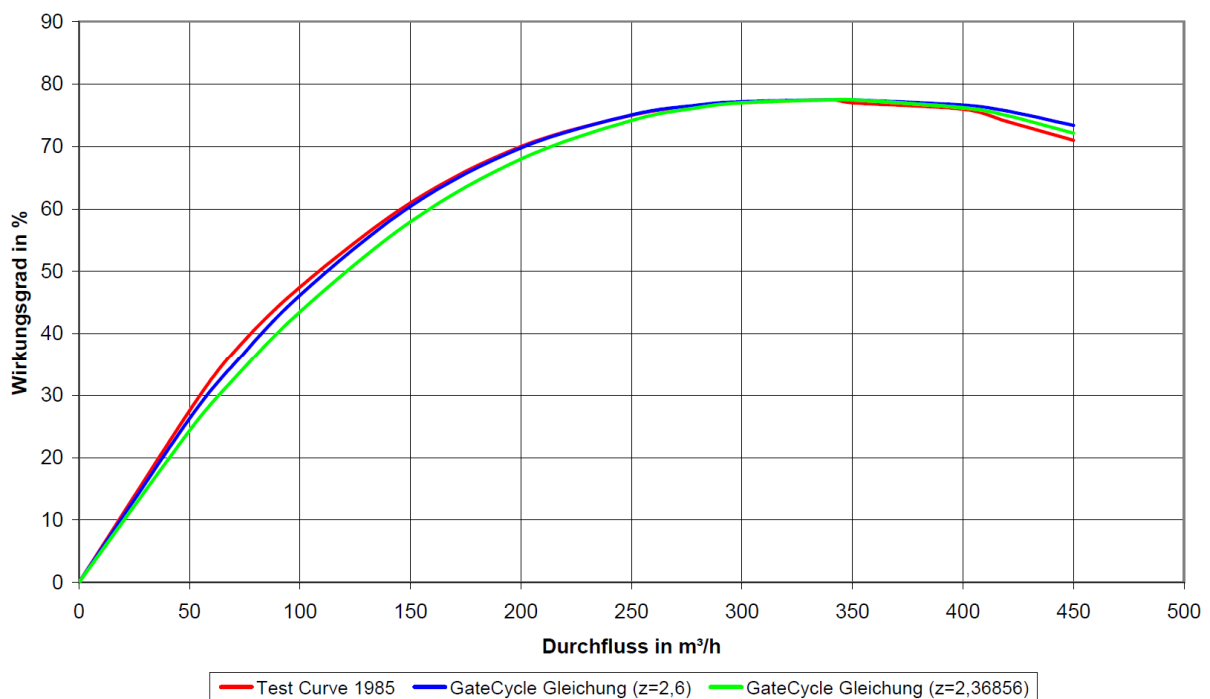


Abbildung 10: Modellierung der Wirkungsgradkennlinie einer Hauptkondensatpumpe

Zum Abschluss der Pumpenmodellierung waren zusätzlich zu den bereits genannten Eingabegrößen weitere Designparameter erforderlich. Diese waren Nenndurchfluss, Nenndrehzahl und Nennförderhöhe. Die Kennlinien und Eingabewerte bei der

Pumpenmodellierung wurden den Datenblättern in [24] entnommen. Nur für die Hochdruckspeisepumpen waren diese Daten in den Unterlagen [26] zu ersehen.

4.1.3. Motor

Die Modellierung eines Motors erfolgte in ähnlicher Weise wie die einer Pumpe. Es galt zwei Berechnungsmethoden zu definieren, eine für den Wirkungsgrad und die andere für die Berücksichtigung des Leistungsfaktors des Aggregats. Da für einige Motoren des Kreislaufs die Wirkungsgradkennlinie vorlag, wurde ebenfalls die Methode zur Hinterlegung dieser Kurve ausgewählt. Auch diese Kennlinien sowie die zugehörigen Auslegungsdaten entstammten [24]. Die Funktion zur Darstellung der Kennlinie ist in Gleichung (4-5) gegeben.

$$\eta = \eta_{\max} \cdot (1 - |1 - D|^E) \quad (4-5)$$

Der Wirkungsgrad η im aktuellen Betriebspunkt berechnet sich demnach aus dem Produkt des anzugebenden, maximalen Wirkungsgrades η_{\max} und einer Exponentialfunktion. Die darin verwendete Funktion D wird nach Gleichung (4-6) errechnet.

$$D = \frac{P}{P_{\eta=\max}} \quad (4-6)$$

D beschreibt das Verhältnis der aktuellen Leistung P zur Leistung bei maximalem Wirkungsgrad $P_{\eta=\max}$. Der Leistungsexponent E der Gleichung (4-3) wurde ebenfalls iterativ durch Vergleich mit Messwerten aus gegebenen Kennlinien ermittelt. Er stellte genauso wie die Leistung bei maximalem Wirkungsgrad eine Eingabegröße dar.

Da entlang des Betriebsbereichs eines Motors der Wirkungsgradverlauf nicht nur von der veränderlichen aufgenommenen Leistung, sondern auch vom variablen Leistungsfaktor $\cos\varphi$ abhängt, wurde auch dessen Einfluss mittels einer Leistungsfaktorkorrektur berücksichtigt. Bei der Berechnung des jeweiligen Motorlastpunkts wurde deshalb der Wirkungsgrad des Motors ein weiteres Mal berechnet, um eine Leistungsfaktorkorrektur, wie in Gleichung (4-7) ersichtlich, vorzunehmen.

$$\eta = \eta_{\max} \cdot (1 - |1 - F|^G) \quad (4-7)$$

Der Wirkungsgrad η im aktuellen Betriebspunkt berechnet sich erneut aus dem Produkt des maximalen Wirkungsgrades η_{\max} und einer Exponentialfunktion. Die darin verwendete

Funktion F wurde nach Gleichung (4-8) ermittelt und stellt das Verhältnis vom Leistungsfaktor $\cos\varphi$ im aktuellen Betriebspunkt zum Leistungsfaktor bei maximalem Wirkungsgrad $\cos\varphi_{\eta=\max}$ dar.

$$F = \frac{\cos\varphi}{\cos\varphi_{\eta=\max}} \quad (4-8)$$

Der Leistungsfaktor-Exponent G musste ebenfalls iterativ durch Kennlinienvergleich gesucht werden. Der Leistungsfaktor-Exponent und der Leistungsfaktor bei maximalem Wirkungsgrad waren als Eingabegrößen vorzugeben. Abbildung 11 zeigt beispielhaft den Verlauf des gemessenen Wirkungsgrads des Motors der Nebenkondensatpumpe 2 (blau), sowie die nach Gleichung (4-5) ermittelte Wirkungsgradkennlinie (grün). Außerdem ist die nach Gleichung (4-7) gesuchte Wirkungsgradkennlinie mit Leistungsfaktorkorrektur (rot) dargestellt.

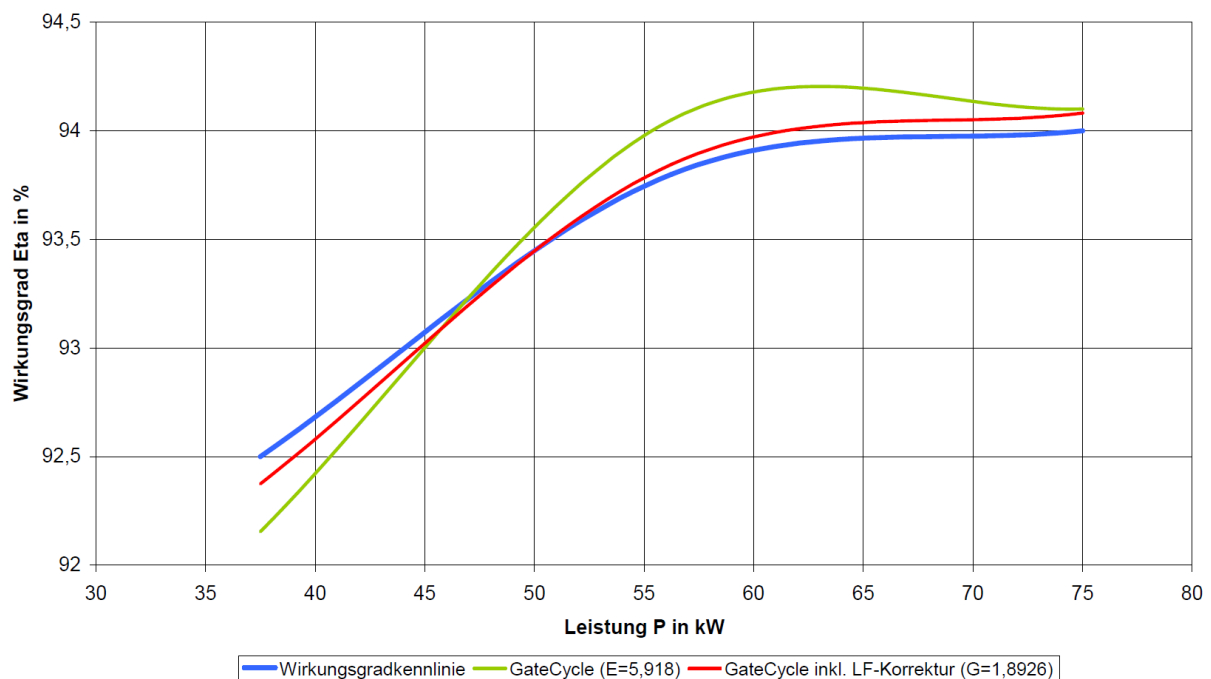


Abbildung 11: Modellierung der Wirkungsgradkennlinie eines Motors

Zusätzlich zu den Kurven und den bereits angesprochenen Daten mussten für den Motor neben der Nenndrehzahl noch Werte wie Nennleistung, Schlupf und Leistungsfaktor bei Nennleistung eingegeben werden, um alle Vorgaben zur Modellierung abzuschließen.

Für jene Motoren, für die keine Kennlinien vorlagen, beschränkte sich der Eingabedatensatz auf die Größen Nenndrehzahl, Nennwirkungsgrad, Nennleistung, Nennleistungsfaktor, Schlupf und den maximalen Leistungsfaktor.

4.1.4. Regel- und Entspannungstopf

Für die Modellierung des Regel- und Entspannungstopfes wurden zwei Berechnungsmethoden zur Ermittlung des Druckes und der Temperatur im Behälter beim Trennen der flüssigen von der Gasphase benötigt. Es wurde vorgegeben, die Berechnung unter adiabaten Bedingungen im Topf durchzuführen, wobei die Phasentrennung auf dem niedrigsten anliegenden Temperaturniveau von statten gehen sollte.

4.1.5. Stopfbüchsendampfkondensator

Die Modellierung eines Stopfbüchsendampfkondensators benötigte die Vorgabe von drei Berechnungsmethoden, wobei die erste für die Ermittlung des wasserseitigen Druckverlustes vorerst unberücksichtigt bleiben konnte (dies war nur für die Betriebsnäherung interessant). Alle einzugebenden Konstruktions- und Betriebsdaten der Auslegung wurden dem Datenblatt des Stopfbüchsendampfkondensators in [24] entnommen. Die dampfseitig zu übertragende Enthalpiedifferenz aus [25] wurde zur Temperaturkontrolle benötigt. Für die dampfseitige Druckkontrolle wurde der anliegende Druck eingetragen, außerdem wurde abschließend der Austrittsdruck des Dampfkondensates eingetragen.

4.1.6. Speisewasservorwärmer

Die Modellierung der Speisewasservorwärmer basierte auf einer einzigen Berechnungsmethode, für die als Vorgabegröße die Grädigkeit des Wärmeübertragers ausgewählt wurde. Die Konstruktions- und Betriebsdaten der Auslegung wurden den Datenblättern der einzelnen Vorwärmer und Heizer aus [24] entnommen. Weitere Eingabegrößen neben der Grädigkeit waren die Wärmedurchgangskoeffizienten für Enthitzungs-, Kondensations- und Unterkühlerbereich. Abhängig vom modellierten Vorwärmer wurde ein Koeffizient für jede vorhandene Wärmetauscherfläche benötigt. Das Zu- und Wegschalten eines Bereiches erfolgte in einem Drop-Down Menü. Die Wärmedurchgangskoeffizienten wurden iterativ im Hinblick auf die vorherrschenden thermodynamischen Zustände an den Ein- und Austritten des Moduls eingestellt, sodass sich die richtigen Flächeninhalte für die einzelnen Bereiche ergaben. Zusätzlich wurde für die

Speisewasservorwärmer der dampfseitige Druckverlust eingetragen. Im Falle des Vorhandenseins eines Unterkühlerbereichs wurde der Approach Point vorgegeben.

Speisewasserbehälter/Entgaser

Der Speisewasserbehälter wurde mittels dreier Berechnungsmethoden modelliert. Zunächst wurde für die Ermittlung der Betriebsbedingungen im Behälter vorgegeben, dass der Druck mit dem anliegenden Stützdampfdruck (aus Anzapfleitung 5) variieren soll, um den Gleitdruck modellieren zu können. Weiters war für die Berücksichtigung der Entgasung der auszublasende Massenstrom nötig. Die dritte Methode behandelte die Definition des zu kontrollierenden Dampfeintritts in den Speisewasserbehälter. Es wurde der Haupteintritt ausgewählt. Außerdem wurden die Grenzen des Betriebsdruckes im Behälter festgelegt. Die benötigten Konstruktions- und Betriebsdaten des Speisewasserbehälters entstammten seinem Datenblatt aus [24].

4.1.7. Dampferzeuger

Für die Modellierung des Dampferzeugers wurde das Modul eines Hilfskessels verwendet, da dieses die gegebenen Anforderungen ausreichend erfüllen konnte. Es waren drei Methoden für Massenstromanforderung, sowie Druck- und Temperaturkontrolle zu wählen. Als Eingabegrößen dafür fungierten die FD-Parameter, die in Form von FD-Menge, FD-Druck und FD-Temperatur eingegeben wurden. Weiters wurden noch der Kesselwirkungsgrad und die Zwischenüberhitzertemperatur, sowie der Heizwert der Steinkohle eingetragen. Die Eingabedaten wurden aus [25] und [27] entnommen.

4.1.8. Turbine

Die Modellierung der Dampfturbine wurde mit einem speziellen Modul für Dampfturbinen durchgeführt. Die erforderlichen Vorgaben unterschieden sich für die drei Teilturbinen in manchen Punkten. Unabhängig davon waren stets Berechnungsmethoden für den Wirkungsgrad im Auslegungspunkt, sowie den Turbineneintritts- und den Turbinenaustrittsdruck zu definieren. Wenn Anzapfungen an das Modul angeschlossen waren (MD- und ND-Turbine), wurden auch Berechnungsmethoden für die Massenströme und vorherrschenden Drücke an den Anzapfungen benötigt. Als Eingabegrößen wurden die

Enthalpien, Massenströme und die vorherrschenden Drücke an den Austritten und Anzapfungen gewählt. Für alle drei Teilturbinen wurden außerdem die Drehzahl, der Eintrittsdruckverlust, die höchste erlaubte Dampfnaße am Austritt und die maximale Eintrittstemperatur festgelegt.

Die Modellierung der HD-Turbine forderte die Freischaltung der Regelventile am Turbineneintritt, deren Anzahl und den Teilkreisdurchmesser des Aktionsrades vor der ersten Schaufelreihe [23] als weitere Eingaben. Zusätzlich wurde der Eintrittsdruck in die HD- und MD-Turbine durch stromaufwärts positionierte Komponenten als vorgegeben definiert. Der Austrittsverlust wurde in der ND-Turbine für alle drei Stufen berücksichtigt. Dabei wurde die Berechnungsmethode „Spencer e.a./ Baily e.a. Curves“ (vgl. [1] und [2]) ausgewählt, um die Verluste aus empirisch ermittelten Kurven in Abhängigkeit der Turbinendimensionen berechnen zu lassen. Die Schaufellänge der letzten Schaufelreihe, der Flächeninhalt der Austrittsringfläche und die Anzahl der Fluten waren als Eingabegrößen vorgegeben (vgl. [23]). Alle übrigen Betriebsdaten für den Auslegungsfall wurden aus [25] entnommen.

4.1.9. Drosselklappe

Für die Modellierung der Drosselklappe wurde ein Ventil-Modul verwendet und mit den Einstellungen einer Drossel versehen. Drei Berechnungsmethoden für Temperatur-, Eintritts- und Austrittsdruckkontrolle waren gefordert. Dafür wurde eine isenthalpe Berechnung entlang der Drossel vorgegeben. Der Eintrittsdruck im Auslegungsfall und der Druckverlust bei voll geöffnetem Ventil wurden eingegeben. Weiters wurden Vorgabewerte für den geringsten und den größten Eintrittsdruck, die Grenzen des Druckverlustes durch die Drossel und maximale Eintrittstemperatur eingetragen. Für die Berücksichtigung der Änderung des Druckverlustes in Teillast bei voll geöffneter Drosselklappe wurden Off-Design-Korrelationen nach Gleichung (4-9) ermittelt:

$$\Delta p = \Delta p_{nenn} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{nenn}}\right)^L \cdot \left(\frac{T}{T_{nenn}}\right)^M \cdot \left(\frac{p}{p_{nenn}}\right)^N \quad (4-9)$$

Die Werte des aktuellen Betriebspunktes für Druck p , Temperatur T und Massenstrom \dot{m} werden dabei ins Verhältnis zu ihren Nennwerten bei Auslegungsbedingungen p_{nenn} , T_{nenn} und \dot{m}_{nenn} gesetzt. Diese dimensionslosen Brüche sind mit den iterativ ermittelten Exponenten L , M und N versehen. Der aktuelle Druckverlust Δp ergibt sich aus dem Produkt dieser Brüche und dem Druckverlust bei Auslegungsbedingungen Δp_{nenn} .

Druckverlust, Massenstrom, Temperatur und Druck bei Nennlast wurden bei der Berechnung aus dem Designfall eingelesen. Die einzutragenden Exponenten L , M und N wurden in einer Microsoft Excel™ Tabelle solange variiert, bis der Druckverlust nach Gleichung (4-9) die vorgegeben Werte aus [25] erreicht hatte. Dieses Verfahren hatte ergeben, dass die Druckabhängigkeit des Druckverlustes in der Drosselklappe vernachlässigbar war.

Die Auslegungsdaten und erforderlichen Teillastbedingungen zur Findung der Exponenten entstammen [25].

4.1.10. Rohrleitung

Die Modellierung eines Rohrleitung-Moduls diente der Berücksichtigung von Druckverlusten in Leitungen. Es wurden Angaben über den Druckverlust bei Auslegungsbedingungen benötigt. Um für Rohrleitungen ebenso die Änderungen der Druckverluste im Teillastbereich berechnen zu können, wurden auch hier Off-Design-Korrelationen nach Gleichung (4-9) verwendet. Der Vorgang der Berechnung und die Ermittlung der Exponenten erfolgte in identischer Art und Weise mit Hilfe von Microsoft Excel™. Dabei stellte sich heraus, dass die Terme für Massenstrom und Temperatur für alle Anzapf- und Entnahmeleitungen, sowie für die ZÜ vernachlässigbar sind. In Abbildung 12 ist beispielhaft das Ergebnis dieses Vergleichs für die Anzapfleitung A6 dargestellt. Der gegebene Druckverlust in den unterschiedlichen Betriebszuständen wurde grün markiert, der nach Gleichung (4-9) ermittelte rot.

Die Auslegungsdaten und erforderlichen Teillastbedingungen zur Ermittlung der Exponenten entstammen ebenfalls [25].

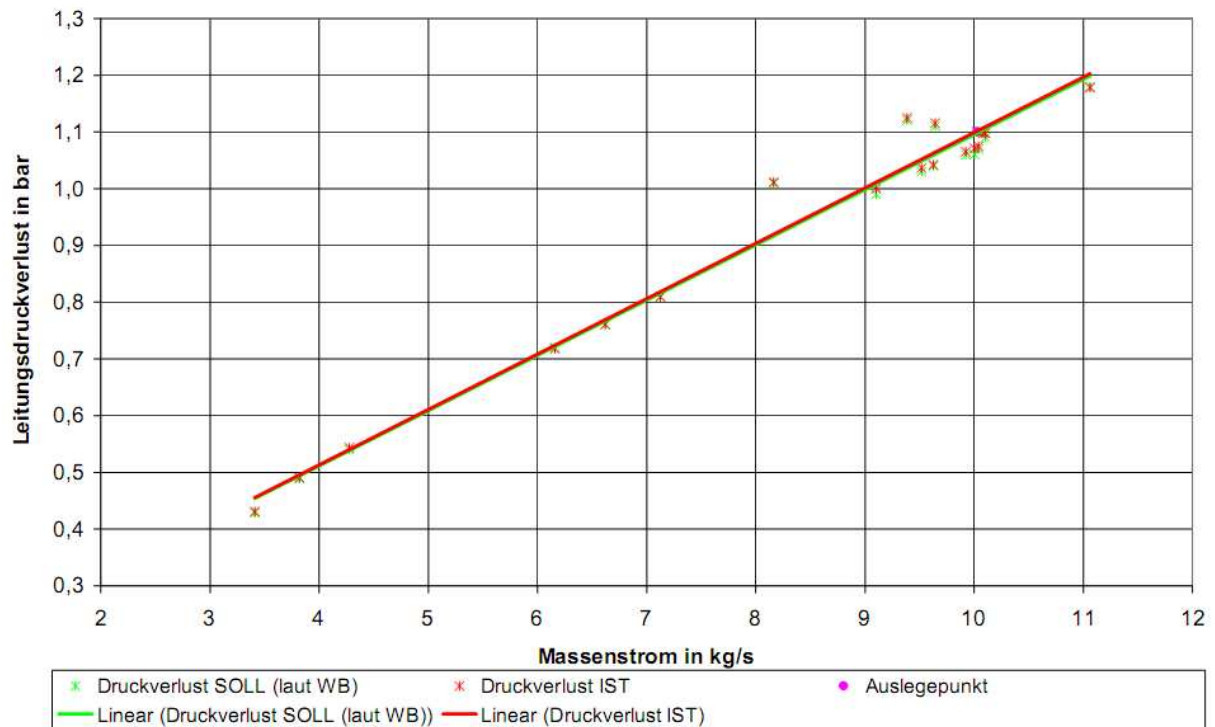


Abbildung 12: Druckverlust in der Anzapfleitung A6 abhängig vom Anzapfmassenstrom

4.1.11. Generator

Die Modellierung des Generators basierte auf einer Berechnungsmethode für den Wirkungsgrad des Generators. Dieser wurde als Vorgabewert eingetragen. Weiters wurden die Drehzahl, der Druck des Kühlmittels im Generator, der Leistungsfaktor bei Nennleistung und die maximale elektrische Leistung vorgegeben. Diese Eingabedaten wurden am Typenschild der Maschine abgelesen.

4.2. Modellerstellung und Dimensionierung – der Designfall

Die Modellerstellung erfolgte, wie in Abschnitt 2.3 beschrieben, durch „Drag & Drop“ der gewünschten Bauteile aus einer Palette auf die graphische Oberfläche und deren anschließender gegenseitigen Verbindung durch Leitungen. Auf vernachlässigbare Verbindungen, deren Einfluss im stationären Betrieb unmerklich oder nicht vorhanden ist, wurde verzichtet. Nach jeder Erweiterung um eine zusätzliche Komponente wurde der offene Kreis simuliert bzw. dimensioniert, um die getätigten Eingaben zu überprüfen. Die verwendeten Werte für jegliche Eingabegrößen zur genauen Definition der Nennlastbedingungen sind in Tabellen aufgeführt. Die Dimensionierung des Kreislaufs wurde

mittels einer Wärmebilanz bei Kondensationsbetrieb [25] vorgenommen. Die reale Anlagenauslegung der 80er Jahre basiert auch auf diesem Betriebszustand.

Zur Veranschaulichung des erstellten Modells ist der gesamte modellierte Wasser-Dampf-Kreislauf in Abbildung 13 dargestellt.

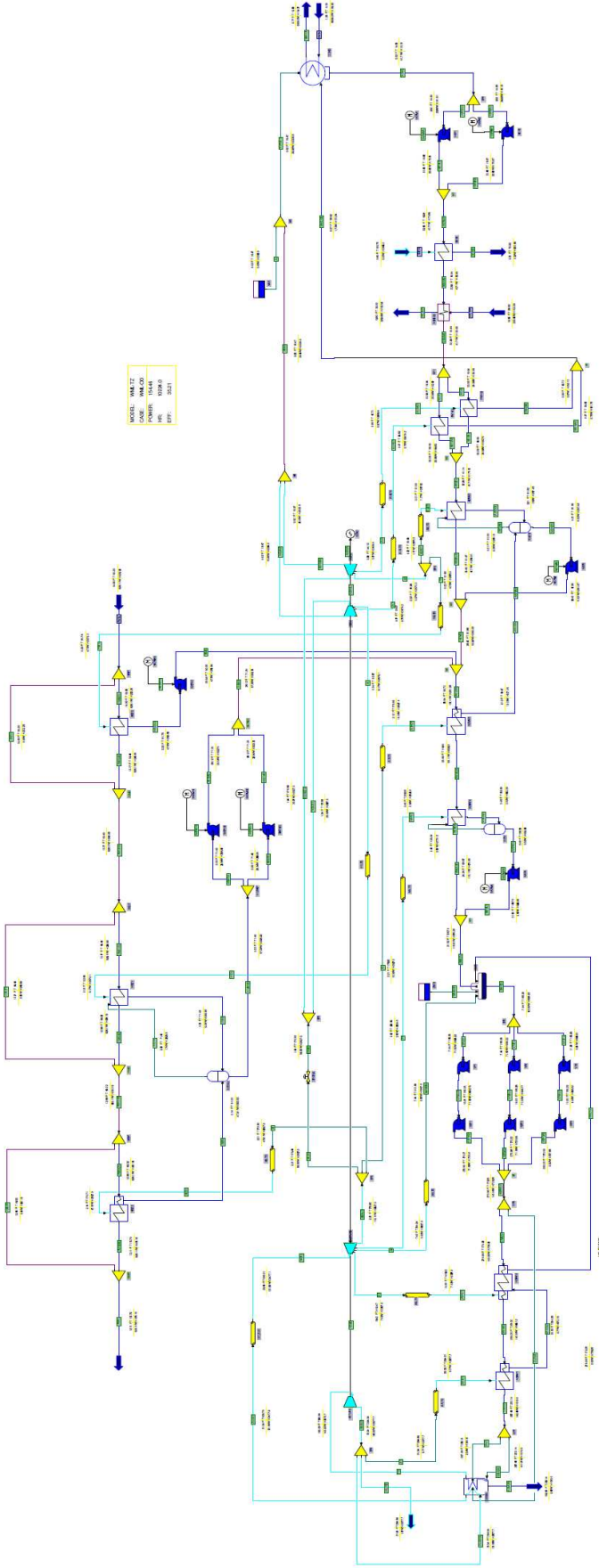


Abbildung 13: Modellierter Wasser-Dampf-Kreislauf des FHKW Mellach

4.2.1. Wasser-Dampf-Kreislauf des FHKW Mellach

Das erste modellierte Bauteil des Kreises war der Kondensator. Der erforderliche Eingabedatensatz zur Dimensionierung ist in Tabelle 2 dargestellt. Am vorgesehenen Ein- und Austritt für das Kühlmedium wurden eine Quelle und eine Senke angeschlossen, um die Kühlwasserzu- und abfuhr zu berücksichtigen. Die Quelle wurde mit den Auslegedaten des Kühlwassers laut Datenblatt [24] versehen, der Zustand am Austritt ergab sich aus der Berechnung.

Kondensator		
Größe	Wert	Einheit
Kondensatorfläche	8551	m ²
KW-Temperatur	8	°C
KW-Massenstrom	6009	kg/s
KW-Druck	1,5	bar
Rohrmaterial	Marinemessing	-
Rohrdurchmesser	7/8 bis 1	Zoll
Wandstärke (BWG)	20	-
Sauberkeitsfaktor	0,85	-
Anzahl der Züge	2	-
Strömungsgeschwindigkeit	2	m/s
Max. Kondensationsdruck	0,09	bar
Min. Kondensationsdruck	0,012	bar

Tabelle 2: Eingabedatensatz für den Kondensator des FHKW Mellach

Das Modul eines Oberflächenkondensators, welches das Prinzip des konvektiven Wärmeübergangs an den Kondensatorrohren als Gleichungssystem hinterlegt hat, wurde am Austritt mit der nachfolgenden Komponente eines Abzweigers verbunden. Von dessen Austritte führen zwei parallele Leitungen zu den parallelen Hauptkondensatpumpen. Der Eingabedatensatz zur Dimensionierung der Hauptkondensatpumpen ist in Tabelle 3 zu finden.

Hauptkondensatpumpe		
Größe	Wert	Einheit
Austrittsdruck Regelventil	24	bar
Nennförderhöhe	315	m
Nenndrehzahl	1480	min ⁻¹
Nennvolumenstrom	280	m ³ /h
Förderhöhe bei V = 0 m ³ /h	350	m
maximaler Wirkungsgrad	77,5	%
maximaler Volumenstrom	420	m ³ /h
Koeffizient A	-0,6657	-
Koeffizient B	1,061	-
Koeffizient C	-2,727	-
Durchfluss-Koeffizient Z	2,6	-
Volumenstrom bei Eta = max.	340	m ³ /h
Volumenstrom bei H = 0m	670	m ³ /h

Tabelle 3: Eingabedatensatz für die Hauptkondensatpumpen des FHKW Mellach

Jede der Hauptkondensatpumpen wurde mit einem Motor über eine Welle verbunden, dessen Eingabedatensatz in Tabelle 4 dargestellt ist.

Hauptkondensatpumpenmotor		
Größe	Wert	Einheit
Leistungsfaktor bei P _{nenn}	0,87	-
Nenndrehzahl	1480	min ⁻¹
Nennleistung	415	kW
Schlupf	1	%
maximaler Wirkungsgrad	95,3	%
Leistungsfaktor-Koeffizient G	2	-
Leistungs-Koeffizient E	5,85	-
Leistung bei Eta = max.	365	kW
Leistungsfaktor bei Eta = max.	0,86	-

Tabelle 4: Eingabedatensatz für die Hauptkondensatpumpenmotoren des FHKW Mellach

Die Austritte der Hauptkondensatpumpen wurden mit einem Mischer verbunden und somit zusammengeführt. Der Austritt des Mixers führt in den Stopfbüchsendampfkondensator, dessen Eingabedatensatz zur Dimensionierung in Tabelle 5 aufgelistet ist.

Stopfbüchsendampfkondensator		
Größe	Wert	Einheit
Enthalpiedifferenz	2569,6	kJ/kg
dampfseitiger Betriebsdruck	0,985	bar
Austrittsdruck Dampfkondensat	0,312	bar
Dampfeintrittsdruck	0,985	bar
Dampfeintrittsmassenstrom	0,202	kg/s
Dampfeintrittsenthalpie	2862,6	kJ/kg

Tabelle 5: Eingabedatensatz für den Stopfbüchsendampfkondensator des FHKW Mellach

Die Kondensationswärme des Stopfbüchsendampfes wird zur Vorwärmung des Speisewasserkreises verwendet. Auf eine Modellierung des zugehörigen Stopfbüchsen-Dampfkreises wurde aus Gründen des geringen Einflusses verzichtet. Der thermodynamische Zustand am Dampfeintritt des STOBÜDAKO wurde durch eine Quelle berücksichtigt, der Zustand am zugehörigen Kondensataustritt wurde errechnet. An den STOBÜDAKO wurde der Regenerativkühler des Zwischenkühlkreislaufs gereiht, auf dessen Dimensionierung jedoch aufgrund mangelnder Daten verzichtet wurde. Vom Austritt des Kühlers geht eine Leitung zu einem Abzweiger, von dem zwei Verbindungen zu den parallelen Niederdruckvorwärmern 1.1 und 1.2 weiter führen. Die Eingabedatensätze der ND-VW 1.1 und 1.2 sind in Tabelle 6 dargestellt.

Niederdruckvorwärmer 1.1		
Größe	Wert	Einheit
u-Wert des Kondensationsbereichs	2970	W/m ² K
Grädigkeit	5,1	K
Druckverlust dampfseitig	0,005	bar

Niederdruckvorwärmer 1.2		
Größe	Wert	Einheit
u-Wert des Kondensationsbereichs	2966	W/m ² K
Grädigkeit	5,1	K
Druckverlust dampfseitig	0,005	bar

Tabelle 6: Eingabedatensätze für die Niederdruckvorwärmer 1.1 und 1.2 des FHKW Mellach

Die beiden Austritte des Dampfkondensats werden in einen Mischer geführt und dem Kondensator gemischt über dessen Zusatzwassereintritt zugeführt. Die Speisewasseraustritte der beiden Vorwärmer werden mittels eines Mixers wieder zusammengeführt und weiter in den ND-Vorwärmer 2 geleitet. Der Eingabedatensatz für die Dimensionierung ist in Tabelle 7 angeführt.

Niederdruckvorwärmer 2		
Größe	Wert	Einheit
u-Wert des Kondensationsbereichs	3812,8	W/m ² K
Grädigkeit	3,8	K
Druckverlust dampfseitig	0,014	bar

Tabelle 7: Eingabedatensatz für den Niederdruckvorwärmer 2 des FHKW Mellach

Das Dampfkondensat der zweiten Vorwärmstufe wird in einen Regel- und Entspannungstopf geleitet. Der dort abgetrennte Dampfanteil wird vom Dampfaustritt an den Zusatzdampfeintritt des ND-Vorwärmers 2 zurückgeleitet. Der Austritt für das Kondensat aus dem Regel- und Entspannungstopf ist mit dem Eintritt der Nebenkondensatpumpe des ND-

Vorwärmers 2 verbunden. Der Eingabedatensatz zur Dimensionierung der Nebenkondensatpumpe wird in Tabelle 8 dargestellt.

Nebenkondensatpumpe der ND-VW 2 und 3		
Größe	Wert	Einheit
Austrittsdruck Regelventil	24	bar
Nennförderhöhe	242	m
Nenndrehzahl	2950	min ⁻¹
Nennvolumenstrom	70	m ³ /h
Förderhöhe bei V = 0 m ³ /h	290	m
maximaler Wirkungsgrad	72,3	%
maximaler Volumenstrom	116	m ³ /h
Koeffizient A	-0,2	-
Koeffizient B	-0,79	-
Koeffizient C	-0,84	-
Durchfluss-Koeffizient Z	2,35	-
Volumenstrom bei Eta = max.	72,4	m ³ /h
Volumenstrom bei H = 0m	155,76	m ³ /h

Tabelle 8: Eingabedatensatz für die Nebenkondensatpumpe der ND-VW 2 und 3 des FHKW Mellach

Der Austritt aus der Nebenkondensatpumpe führt in einen Mischer, in den auch die Leitung vom Speisewasseraustritt des ND-Vorwärmers 2 mündet. Weiters wurde das Modul des Motors für die Nebenkondensatpumpe gesetzt und mit der Pumpe verbunden. Der Eingabedatensatz des Nebenkondensatpumpemotors ist in Tabelle 9 zu finden.

Nebenkondensatpumpenmotor ND-VW 2 und 3		
Größe	Wert	Einheit
Leistungsfaktor bei P _{nenn}	0,9	-
Nenndrehzahl	2950	min ⁻¹
Nennleistung	75	kW
Schlupf	1	%
maximaler Wirkungsgrad	94,1	%
Leistungsfaktor-Koeffizient G	1,8926	-
Leistungs-Koeffizient E	5,918	-
Leistung bei Eta = max.	78	kW
Leistungsfaktor bei Eta = max.	0,91	-

Tabelle 9: Eingabedatensatz für den Nebenkondensatpumpenmotor der ND-VW 2 und 3 des FHKW Mellach

Der Austritt des Mixers nach ND-VW 2 ist mit einem weiteren Mischer verbunden, dessen weitere Eintritte für die Kondensatrückleitung aus den FW-Heizern dienen sollen, die jedoch erst bei der Modellierung des FW-Kreises erstellt wurden. Vom Austritt dieses Mixers führt eine Verbindung zum ND-Vorwärmer 3. Im Unterschied zu den vorangegangenen Vorwärmern verfügt dieser Vorwärmer über eine zusätzliche Heizfläche zum Unterkühlen des Anzapfdampfcondensats. Der Austritt des Dampfcondensats aus dem Unterkühler ist mit dem Zusatzeinlass des zuvor modellierten Regel- und Entspannungstopfes verbunden. Der Eingabedatensatz des ND-VW 3 ist in Tabelle 10 dargestellt.

Niederdruckvorwärmer 3		
Größe	Wert	Einheit
u-Wert des Kondensationsbereichs	3765,3	W/m ² K
u-Wert des Unterkühlbereichs	1196,6	W/m ² K
Grädigkeit	4	K
Approach Point	12,4	K
Druckverlust dampfseitig	0,107	bar

Tabelle 10: Eingabedatensatz für den Niederdruckvorwärmer 3 des FHKW Mellach

Der wasserseitige Austritt aus dem Vorwärmer wurde mit dem Eintritt des ND-Vorwärmers 4 verbunden, dessen Eingabedatensatz für die Dimensionierung in Tabelle 11 abgebildet ist.

Niederdruckvorwärmer 4		
Größe	Wert	Einheit
u-Wert des Kondensationsbereichs	3478,9	W/m ² K
Grädigkeit	3,9	K
Druckverlust dampfseitig	0,218	bar

Tabelle 11: Eingabedatensatz für den Niederdruckvorwärmer 4 des FHKW Mellach

Der Dampfaustritt führt in einen weiteren Regel- und Entspannungstopf, der auf die gleiche Weise funktioniert wie jener für das Dampfkondensat der Vorwärmer 2 und 3. Der adiabat abgetrennte Dampf wird vom Dampfaustritt des Regel- und Entspannungstopfes in den ND-Vorwärmer 4 geleitet. Der Kondensataustritt des Topfes wurde mit dem Eintritt der Nebenkondensatpumpe für den ND-VW 4 verbunden. Der Eingabedatensatz zur Dimensionierung dieser Nebenkondensatpumpe ist in Tabelle 12 abgebildet.

Nebenkondensatpumpe des ND-VW 4		
Größe	Wert	Einheit
Austrittsdruck Regelventil	21	bar
Nennförderhöhe	174,5	m
Nennzahl	2960	min ⁻¹
Nennvolumenstrom	50	m ³ /h
Förderhöhe bei V = 0 m ³ /h	200,5	m
maximaler Wirkungsgrad	69,5	%
maximaler Volumenstrom	80	m ³ /h
Koeffizient A	0	-
Koeffizient B	-1,8	-
Koeffizient C	-0,1	-
Durchfluss-Koeffizient Z	2,25	-
Volumenstrom bei Eta = max.	65	m ³ /h
Volumenstrom bei H = 0m	120	m ³ /h

Tabelle 12: Eingabedatensatz für die Nebenkondensatpumpe des ND-VW 4 des FHKW Mellach

Für die Dimensionierung des Motors dieser Pumpe lagen keine Kennlinien vor. Der damit weniger umfangreiche Eingabedatensatz ist in Tabelle 13 dargestellt.

Nebenkondensatpumpenmotor ND-VW 4		
Größe	Wert	Einheit
Leistungsfaktor bei P_{nenn}	0,82	-
Nenndrehzahl	2960	min ⁻¹
Nennleistung	37	kW
Schlupf	1	%
Nennwirkungsgrad	0,89	%
maximaler Leistungsfaktor	0,9	-

Tabelle 13: Eingabedatensatz für den Nebenkondensatpumpenmotor des ND-VW 4 des FHKW Mellach

Der Austritt aus der Nebenkondensatpumpe des ND-VW 4 führt in einen Mischer, in den auch die Leitung vom Speisewasseraustritt des ND-VW 4 mündet. Der Austritt des Mixers ist mit dem Haupteinlass des Speisewasserbehälters verbunden. Sein Eingabedatensatz ist in Tabelle 14 nachzulesen.

Speisewasserbehälter		
Größe	Wert	Einheit
Entgasermassenstrom	0	kg/s
Startwert für Behälterdruck	9,9347	bar
Minimaler Behälterdruck	4	bar
Maximaler Behälterdruck	12	bar

Tabelle 14: Eingabedatensatz für den Speisewasserbehälter des FHKW Mellach

Der Speisewasseraustritt ist mit einem Abzweiger verbunden, dessen drei Austritte jeweils an den Eintritt der drei Vorpumpen führen. Der Eingabedatensatz für die Vorpumpen ist in Tabelle 15 einzusehen.

Vorpumpen der Kesselspeisepumpen				
Größe	Wert			Einheit
Nennförderhöhe	42,41	42,07	42,3	m
Nenndrehzahl	1490	1490	1490	min ⁻¹
Nennvolumenstrom	387	387,9	387,9	m ³ /h
Förderhöhe bei $V = 0 \text{ m}^3/\text{h}$	47,35	47,35	47,7	m
maximaler Wirkungsgrad	84	84	84	%
maximaler Volumenstrom	417,2	417,2	417,2	m ³ /h
Koeffizient A	-1,1	-1	-1	-
Koeffizient B	2,8	2,7	2,6	-
Koeffizient C	-3,45	-3,5	-3,35	-
Durchfluss-Koeffizient Z	2,2	2,25	2,38	-
Volumenstrom bei $\text{Eta} = \text{max.}$	417,2	405,9	451	m ³ /h
Volumenstrom bei $H = 0\text{m}$	726	720	745,9	m ³ /h
	VP1	VP2	VP3	

Tabelle 15: Eingabedatensatz für die Vorpumpen der Kesselspeisepumpen des FHKW Mellach

Der Austritt der Vorpumpen wurde dann weiter zum Eintritt der zugehörigen Kesselspeisepumpe geführt, deren Eingabedatensatz in Tabelle 16 dargestellt ist.

Kesselspeisepumpen				
Größe	Wert			Einheit
Austrittsdruck Regelventil	254	254	254	bar
Nennförderhöhe	2675	2669,3	2710,1	m
Nennzahl	4730	4730	4730	min ⁻¹
Nennvolumenstrom	387,4	387,4	387,4	m ³ /h
Förderhöhe bei V = 0 m ³ /h	3243,3	3208,9	3185,9	m
maximaler Wirkungsgrad	81	81,1	81,9	%
maximaler Volumenstrom	417,2	417,2	417,2	m ³ /h
Koeffizient A	-0,2	-0,25	0	-
Koeffizient B	-0,5	-0,3	-0,5	-
Koeffizient C	-1	-1,2	-1,85	-
Durchfluss-Koeffizient Z	2,85	2,7	2,9	-
Volumenstrom bei Eta = max.	387,4	387,4	387,4	m ³ /h
Volumenstrom bei H = 0m	710	720	675	m ³ /h
	KSP1	KSP2	KSP3	

Tabelle 16: Eingabedatensatz für die Kesselspeisepumpen des FHKW Mellach

Es befinden sich immer zwei der drei Kesselspeisepumpen und ihre zugehörigen Vorpumpen in Betrieb. Für die Berücksichtigung dieses Sachverhalts waren die Einstellungen im Abzweiger vor den Vorpumpen maßgebend. Es durften daher nur zwei der drei Stränge durchströmt werden. Die Austritte der Hauptkondensatpumpen werden in einem Mischer zusammengeführt, dessen Austritt mit einem Abzweiger verbunden ist. Dieser dient der Berücksichtigung der Einspritzmenge für die Zwischenüberhitzung (0 kg/s). Der zweite Austritt des Abzweigers ist mit dem Eintritt des HD-Vorwärmers 6 verbunden. Der Eingabedatensatz des HD-VW 6, der das Vorhandensein der zusätzlichen Enthitzer- und Unterkühlerflächen berücksichtigt, ist in Tabelle 17 eingetragen.

Hochdruckvorwärmer 6		
Größe	Wert	Einheit
u-Wert des Kondensationsbereichs	3239,1	W/m ² K
u-Wert des Enthitzungsbereichs	1441,1	W/m ² K
u-Wert des Unterkühlbereichs	3018,3	W/m ² K
Grädigkeit	-2,5	K
Approach Point	9,7	K
Druckverlust dampfseitig	1,1	bar

Tabelle 17: Eingabedatensatz für den Hochdruckvorwärmer 6 des FHKW Mellach

Der Austritt für das Dampfcondensat wurde an einen Hilfsdampfeintritt des Speisewasserbehälters gelegt, der Speisewasseraustritt ist mit dem Speisewassereintritt des Hochdruckvorwärmers 7 verbunden. Der Eingabedatensatz zur Dimensionierung des HD-VW 7 ist in Tabelle 18 zu sehen.

Hochdruckvorwärmer 7		
Größe	Wert	Einheit
u-Wert des Kondensationsbereichs	2909,5	W/m ² K
u-Wert des Unterkühlbereichs	2490,3	W/m ² K
Grädigkeit	3,7	K
Approach Point	7,9	K
Druckverlust dampfseitig	0,88	bar

Tabelle 18: Eingabedatensatz für den Hochdruckvorwärmer 7 des FHKW Mellach

Der Austritt des Dampfkondensats wurde mit dem Kondensationsbereich des vorangegangenen Vorwärmers verbunden. Der Speisewasseraustritt des HD-Vorwärmers 7 führt zu einem Abzweiger, von dem einerseits der Einspritzmassenstrom (mit 0 kg/s berücksichtigt) und andererseits die Speisewasserzuleitung in den Kessel abgeleitet wird. Der Eingabedatensatz des Dampferzeugers ist in Tabelle 19 ersichtlich.

Dampferzeuger		
Größe	Wert	Einheit
Frischdampf Temperatur	535	°C
Frischdampfdruck	180	bar
Frischdampfmassenstrom	191	kg/s
ZÜ-Temperatur	535	°C
Kesselwirkungsgrad	92	%
Heizwert der Steinkohle	29725	kJ/kg

Tabelle 19: Eingabedatensatz für den Dampferzeuger des FHKW Mellach

Am Austritt des Frischdampfes vom Dampferzeuger ist die HD-Turbinenstufe angebracht. Für die Darstellung der HD-Turbinenstufe wurde das spezielle Modul für Dampfturbinen herangezogen (gilt auch für ND- und MD-Turbine). Der Eingabedatensatz für die Dimensionierung der HD-Turbine ist in Tabelle 20 dargestellt.

HD-Turbine		
Größe	Wert	Einheit
Austrittsenthalpie	3029,7	kJ/kg
anteiliger Druckverlust der Regelventile	3	%
Anzahl der Regelventile	4	-
Austrittsdruck	44,02	bar
Teilkreisdurchmesser des Aktionsrades	1020	mm
Drehzahl	3000	min ⁻¹
maximale Dampfziffer	1	kg/kg
maximale Eintrittstemperatur	538	°C

Tabelle 20: Eingabedatensatz für die HD-Turbine des FHKW Mellach

Der Austritt des Dampfes aus der HD-Turbine führt in einen weiteren Abzweiger, um dort den Massenstrom für die nicht modellierte Hilfsdampfschiene (1,67 kg/s) abzuzweigen. Außerdem führt die Anzapfung für die siebte Vorwärmstufe weg und ist mit einem Rohr-Modul versehen. Der Eingabedatensatz für alle Anzapfleitungen im Kreis mit Berücksichtigung der Druckverluständerungen in Teillast nach Gleichung (4-9) ist in Tabelle 25 aufgelistet. Der Austritt des Rohr-Moduls ist mit dem Dampfeintritt des HD-VW 7 verbunden. Eine dritte Verbindung ist vom Abzweiger an den ZÜ-Eintritt des Dampferzeugers gelegt. Vom ZÜ-Austritt führt eine Leitung in ein weiteres Rohr-Modul zur Berücksichtigung des ZÜ-Druckverlustes, dessen Eingabedatensatz in Tabelle 21 abgebildet ist.

ZÜ-Rohrleitung		
Größe	Wert	Einheit
Auslegungsdruckverlust	4,4	bar
Druckverlust-Korrelationsexponent N	1	-

Tabelle 21: Eingabedatensatz für die ZÜ-Rohrleitung des FHKW Mellach

Der Austritt des Rohr-Moduls ist mit dem Eintritt der MD-Turbine verbunden. Der Eingabedatensatz zur Dimensionierung der MD-Turbine ist in Tabelle 22 eingetragen.

MD-Turbine		
Größe	Wert	Einheit
Austrittsenthalpie	2801,9	kJ/kg
Eintrittsdruckverlust	2	%
Austrittsdruck	2,136	bar
Enthalpie der Anzapfung 6	3342,7	kJ/kg
Druck der Anzapfung 6	21,9	bar
Massenstrom der Anzapfung 6	10,028	kg/s
Enthalpie der Anzapfung 5	3126,8	kJ/kg
Druck der Anzapfung 5	10,45	bar
Massenstrom der Anzapfung 5	10,409	kg/s
Enthalpie der Anzapfung 4	2934,1	kJ/kg
Druck der Anzapfung 4	4,359	bar
Massenstrom der Anzapfung 4	6,695	kg/s
Drehzahl	3000	min ⁻¹
maximale Dampfsiffer	1	kg/kg
maximale Eintrittstemperatur	538	°C

Tabelle 22: Eingabedatensatz für die MD-Turbine des FHKW Mellach

Von den Austritten der Anzapfungen gehen Leitungen zu den Dampfeintritten des HD-VW 6, des Speisewasserbehälters und des ND-VW 4, die ebenfalls mit einem Rohr-Modul für die Berücksichtigung des Druckverlustes in den Anzapfleitungen nach Gleichung (4-9) versehen

wurden. Der Eingabedatensatz für die Anzapfleitungen ist in Tabelle 25 aufgelistet. Der Abdampf der MD-Turbine wurde in einen Abzweiger geleitet. Ein Austritt wird mit einem Rohr-Modul (für den Druckverlust der Leitung, Eingabedatensatz in Tabelle 25) verbunden und dann weiter in den Dampfeintritt des ND-VW 3 geführt. Zusätzlich ist ein Austritt des Abzweigers für die Entnahmeleitung des FW-Heizers 2 im FW-Kreis vorgesehen. Vom dritten Austritt des Abzweigers geht eine Leitung zu einem Ventil-Modul, das die Drosselklappe repräsentiert. Der Eingabedatensatz für die Dimensionierung der Drosselklappe ist in Tabelle 23 dargestellt. Die Änderungen des Druckverlustes der voll geöffneten Klappe in Teillast wurden nach Gleichung (4-9) berücksichtigt.

Drosselklappe		
Größe	Wert	Einheit
Auslegungsdruckverlust	2,106	bar
Druckverlust-Korrelationsexponent L	1	-
Druckverlust-Korrelationsexponent M	1	-

Tabelle 23: Eingabedatensatz für die Drosselklappe des FHKW Mellach

Der Austritt aus dem Drossel-Modul führt zu einem Abzweiger, von dessen Austritten zwei Verbindungen zu den beiden, einzeln modellierten Fluten der ND-Turbine führen. Die Aufteilung der Massenströme erfolgte so, dass sich wie im realen Betrieb abhängig vom Eintrittsdruck jeder Flut unterschiedliche Eintrittsmassenströme einstellen. Die beiden Eingabedatensätze für die ND-Turbinenstufe sind in Tabelle 24 aufgeführt.

ND-Turbine, linke Flut		
Größe	Wert	Einheit
Austrittsenthalpie	2302,9	kJ/kg
Austrittsdruck	0,038	bar
Enthalpie der Anzapfung 1.1	2518,4	kJ/kg
Druck der Anzapfung 1.1	0,231	bar
Massenstrom der Anzapfung 1.1	4,106	kg/s
Enthalpie der Entnahme H1	2767,6	kJ/kg
Druck der Entnahme H1	0,404	bar
Massenstrom der Entnahme H1	0	kg/s
Schaufellänge der letzte Reihe	940,3	mm
Flächeninhalt der Austritts-Ringfläche	8,313	m ²
Anzahl der Fluten	1	kg/s
Drehzahl	3000	min ⁻¹
maximale Dampfziffer	0,88	kg/kg
maximale Eintrittstemperatur	260	°C

ND-Turbine, rechte Flut		
Größe	Wert	Einheit
Austrittsenthalpie	2302,9	kJ/kg
Austrittsdruck	0,03	bar
Enthalpie der Anzapfung 2	2624,4	kJ/kg
Druck der Anzapfung 2	0,655	bar
Massenstrom der Anzapfung 2	6,412	kg/s
Enthalpie der Anzapfung 1.2	2485,5	kJ/kg
Druck der Anzapfung 1.2	0,232	bar
Massenstrom der Anzapfung 1.2	4,174	kg/s
Schaufellänge der letzte Reihe	940,3	mm
Flächeninhalt der Austritts-Ringfläche	8,313	m ²
Anzahl der Fluten	1	kg/s
Drehzahl	3000	min ⁻¹
maximale Dampfziffer	0,88	kg/kg
maximale Eintrittstemperatur	260	°C

Tabelle 24: Eingabedatensätze für die beiden Fluten der ND-Turbine des FHKW Mellach

Von den Anzapfaustritten für die Anzapfungen 1.1 und 1.2 wurden Leitungen an Rohr-Module gelegt, die von dort weiter an die Dampfeintritte der zugehörigen ND-VW führen. Zusätzlich wird der Entnahmeaustritt H1 in der linken Flut für die später im FW-Kreis modellierte Entnahmeleitung des Heizers 1 berücksichtigt. Der Anzapfaustritt für den ND-VW 2 und den Heizer 0 führt zu einem Abzweiger. Ein Austritt des Abzweigers ist für die Entnahmeleitung des Heizers 0 vorgesehen. Von dem zweiten Austritt führt eine Anzapfleitung zu einem weiteren Rohr-Modul und in der Folge zum Dampfeintritt des ND-VW 2. Die drei Rohrmodule in den Anzapfleitungen der ND-Turbine berücksichtigen wiederum den Leitungsdruckverlust und dessen Veränderung in der Teillast nach Gleichung (4-9). Ihr Eintrittsdatensatz ist in Tabelle 25 dargestellt.

Anzapfleitungen		
Größe	Wert	Einheit
Auslegungsdruckverlust Anzapfung 1.1	0,005	bar
Auslegungsdruckverlust Anzapfung 1.2	0,005	bar
Auslegungsdruckverlust Anzapfung 2	0,014	bar
Auslegungsdruckverlust Anzapfung 3	0,107	bar
Auslegungsdruckverlust Anzapfung 4	0,218	bar
Auslegungsdruckverlust Anzapfung 5	0,519	bar
Auslegungsdruckverlust Anzapfung 6	1,1	bar
Auslegungsdruckverlust Anzapfung 7	0,88	bar
Druckverlust-Korrelationsexponent N	1	-

Tabelle 25: Eingabedatensatz für die Anzapfleitungen des FHKW Mellach

Die Turbinen-Module verfügen über Anschlüsse für Wellenverbindungen. Von der HD-Turbine wurde eine Welle an die MD-Turbine gelegt und von dort weiter zu den beiden ND-Turbinenfluten. Die Welle wurde noch weiter bis zum Welleneintritt des Generator-Moduls gezogen. Der Eingabedatensatz zur Dimensionierung des Generators ist in Tabelle 26 zu sehen.

Generator		
Größe	Wert	Einheit
Wirkungsgrad	0,985	%
Leistungsfaktor	0,85	-
Drehzahl	3000	min ⁻¹
Kühlwasserdruck	4	bar
Maximalleistung	2,5 x 10 ⁵	kVA

Tabelle 26: Eingabedatensatz für den Generator des FHKW Mellach

Die beiden Austritte des Abdampfes der ND-Turbinen sind mit einem Mischer verbunden und somit wieder zusammengeführt.

Als letzter Schritt der Modellierung wurde der Wasser-Dampf-Kreislauf geschlossen. In [1] und [2] wurde empfohlen zumindest ein Ausgleich-Modul einzufügen, um dadurch das Programm beim Ermitteln des Gleichgewichts der Massenbilanzen zu unterstützen. Es wurden zwei Ausgleich-Module eingefügt. Eines ist mit einem Dampfeintritt des Speisewasserbehälters verbunden und sollte die Aufgabe eines Zusatzwasserbehälters übernehmen. Als Eingaben für diese Komponente wurden jene Senken des Kreislaufs definiert, deren Abfluss aus dem Kreis gedeckt werden sollten (Abschlämmung aus dem Kessel, Hilfsdampfschiene, Entgasung). Das andere Ausgleich-Modul wird vor dem Kondensator durch einen Mischer mit dem Dampf der ND-Turbine zusammengeführt. Es wurde ein automatischer Ausgleich eingestellt, um die Massenbilanzen des Gesamtsystems ins Gleichgewicht zu bringen, sofern dies notwendig wird. Vom Austritt des Mixers geht die Leitung zum Dampfeintritt des Kondensators, wodurch der Kreis geschlossen ist.

Der Kreislauf für Kondensationsbetrieb war damit abgeschlossen und konnte dimensioniert werden. Im modellierten Wasser-Dampf-Kreislauf verblieben drei freie Verbindungspunkte für die FW-Heizer 0 bis 2, die im Abzweiger am Austritt der MD-Turbine, im Abzweiger der Anzapfleitung zum Vorwärmer 2 und in der linken Flut der ND-Turbine mit 0 kg/s Massenstrom berücksichtigt wurden. Auf die weitere Verarbeitung bzw. Nutzung dieser Leitungen wird im folgenden Kapitel näher eingegangen.

4.2.2. Fernwärmekreis des FHKW Mellach

Der Fernwärmekreis des FHKW Mellach wurde nur im Heizbetrieb genutzt bzw. durchströmt. Da die Auslegung der Anlagenkomponenten in der Praxis bei reiner Stromerzeugung erfolgte, wurde auch der Wasser-Dampf-Kreislauf im Modell, wie in Kapitel 0 beschrieben, mit den gleichen Randbedingungen laut [25] dimensioniert. Daher musste die Dimensionierung des Fernwärmekreises gesondert betrachtet werden, die Auslegungsbedingungen wurden einer anderen Wärmebilanz aus [25] entnommen.

Die Modellierung des FW-Kreises wurde im zuvor beschriebenen Modell des Wasser-Dampf-Kreislaufs vorgenommen. Die Dimensionierungsrechnung der Komponenten erfolgte allerdings in einem eigenen Modell des FW-Kreises, um aufgrund der unterschiedlichen Randbedingungen im Vergleich zur Dimensionierung des Wasser-Dampf-Kreises aus Kapitel 4.2.1 keine Änderungen an den zuvor modellierten und bereits dimensionierten Bauteilen zu bewirken. Die Dimensionierung des FW-Kreises wurde an einer exakten Kopie des modellierten FW-Kreises vorgenommen, da auf diese Weise die Durchströmung des FW-Kreises keinerlei Beeinflussung der Bilanzen des Wasser-Dampf-Kreislaufs nach sich zog. Diese Beeinflussung hätte sich in Form einer Neudimensionierung bei anderen Bedingungen bemerkbar gemacht. Einer separaten Dimensionierung und Modellierung des Kondensations- und Heizbetriebs widersprach zudem einerseits der Wunsch von Seiten des Auftraggebers, dass die Simulation von Kondensations- und Heizbetrieb auf Basis eines Gesamtmodells zu erfolgen hat, andererseits wäre es unmöglich, die identischen Module in den beiden Modellen für Kondensations- und Heizbetrieb gleich zu dimensionieren.

Die Beschreibung der Modellierung des FW-Kreises und Dimensionierung der verwendeten Komponenten bezieht sich daher auf die erforderlichen Erweiterungen des bisherigen Designfalls des Kapitels 0, wie er in Abbildung 13 abgebildet ist. Es wird aber darauf hingewiesen, dass die Eingabe aller zur Dimensionierung notwendigen Größen im bereits angesprochenen, erforderlichen und eigenständigen Modell mit der Kopie des FW-Kreises zu erfolgen hatten! Dort sind die Abgrenzungen des FW-Kreises vom eigentlichen Modell des

Wasser-Dampf-Kreislaufs, wie am Ende des vorangegangenen Abschnitts 0 beschrieben, durch die Entnahmenleitungen für die Heizer und durch die Rückführungen des Dampfkondensats ins Speisewasser vor ND-Vorwärmer 3 gegeben.

Am Beginn stand die Modellierung des Heizwasserstrangs. Die Quelle, welche zur Einstellung der Bedingungen des FW-Rücklaufs (10 bar, 50 °C) bzw. der Heizwassermenge (736 kg/s) dient, versorgt den Eintritt eines Abzweigers. Es sind zwei Austritte belegt, von denen einer den daran angeschlossenen Heizer 0 (Vorwärmer-Modul) bedient und der andere die Umführung des Heizers darstellt. Mit dieser Umführungsleitung wurde die in Kapitel 3.5 beschriebene Bypassregelung der Heizer modelliert und umgesetzt. Der Eingabedatensatz für die Dimensionierung des Heizers 0 ist in Tabelle 27 dargestellt.

Heizer 0		
Größe	Wert	Einheit
u-Wert des Kondensationsbereichs	3439,2	W/m ² K
Grädigkeit	4,8	K

Tabelle 27: Eingabedatensatz für den Heizer 0 des FHKW Mellach

Die Grädigkeit des Heizers 0 ist mangels Berücksichtigung in den Wärmebilanzen nach Rücksprache mit VERBUND festgelegt worden [17]. Der wasserseitige Austritt des Heizers führt zu einem Mischer, an den auch die Bypassleitung des Heizers 0 gekoppelt ist. Der Mischeraustritt wurde mit einem weiteren Abzweiger verbunden. Von diesem führt eine Leitung zum Eintritt des Heizers 1, die zweite stellt die Bypassleitung des Heizers 1 dar. Der Eingabedatensatz für die Dimensionierung des Heizers 1 wird in Tabelle 28 gezeigt.

Heizer 1		
Größe	Wert	Einheit
u-Wert des Kondensationsbereichs	3674,8	W/m ² K
Grädigkeit	4,2	K

Tabelle 28: Eingabedatensatz für den Heizer 1 des FHKW Mellach

Die Umgehungsleitung des Heizers 1 endet in einem Mischer, dessen zweiter Eintritt mit dem Wasseraustritt des Heizer 1 verbunden ist. Für die Modellierung des Heizers 2 und dessen Bypassleitung wurde wie bei den ersten beiden Heizern vorgegangen. Der Austritt des Mixers ist mit dem Abzweiger vor Heizer 2 verbunden, von dem die Bypassleitung wegführt. Es folgen das Modul des Heizers 2, der mit einer zusätzlichen Heizfläche zum Unterkühlen des Dampfkondensats ausgestattet ist, und ein Mischer. Der Eingabedatensatz zur Dimensionierung des Heizers 2 ist in Tabelle 29 aufgeführt.

Heizer 2		
Größe	Wert	Einheit
u-Wert des Kondensationsbereichs	3585	W/m ² K
u-Wert des Unterkühlbereichs	2189	W/m ² K
Grädigkeit	14,5	K
Approach Point	37	K

Tabelle 29: Eingabedatensatz für den Heizer 2 des FHKW Mellach

An den Mischeraustritt nach dem Heizer 2 wurde eine Senke gehängt, an der in der Simulation die erwünschte Vorlauftemperatur (70 °C bis 130 °C) erreicht werden sollte und die das Ende des Heizwasserstranges darstellt.

Als nächster Modellierungsschritt folgte die Erstellung der Verbindungen für die Dampfzuführungen. Dazu wurde der Austritt des Abzweigers nach der MD-Turbine mit einem Rohr-Modul verbunden, um den Druckverlust der Entnahmeleitung zu berücksichtigen. Vom anderen Ende des Rohres führt eine Leitung zum dampfseitigen Eintritt des Heizers 2. Die Entnahme für den Heizer 1 entspringt direkt an der linken Flut der ND-Turbine und hängt an einem Rohr-Modul, das mit dem Dampfeintritt des Heizers 1 verbunden ist. Vom Abzweiger in der Entnahmeleitung des ND-Vorwärmers 2 führt eine Verbindung zu einem dritten Rohr-Modul und von dort weiter zum Dampfeintritt des Heizers 0, womit die Modellierung der Dampfzuführungen beendet ist. Der gemeinsame Eingabedatensatz für die Rohr-Module in den Entnahmeleitungen ist in Tabelle 30 aufgelistet.

Entnahmeleitungen		
Größe	Wert	Einheit
Auslegungsdruckverlust Entnahme H0	0,002	bar
Auslegungsdruckverlust Entnahme H1	0,012	bar
Auslegungsdruckverlust Entnahme H2	0,11	bar
Druckverlust-Korrelationsexponent N	1	-

Tabelle 30: Eingabedatensatz für die Entnahmeleitungen des FHKW Mellach

Der letzte Schritt bei der Modellierung des FW-Kreises waren die Dampfkondensatrückführungen der Heizer. Die dampfseitigen Austritte des Kondensats der Heizer 1 und 2 führen in einen gemeinsamen Regel- und Entspannungstopf. In diesem wird auf dem Niveau des geringsten Eintrittsdrucks der Dampfanteil vom flüssigen Kondensat adiabatisch abgetrennt. Der Dampfaustritt des Topfes ist mit dem Zusatzdampfeintritt des Heizers 1 verbunden, der Wasseraustritt mit dem Eintritt eines Abzweigers. Dieser teilt den gesamten Kondensatmassenstrom aus dem Topf auf zwei Nebenkondensatpumpen auf. Der Eingabedatensatz für die Nebenkondensatpumpen der Heizer 1 und 2 ist in Tabelle 31 aufgelistet.

Nebenkondensatpumpen der Heizer 1 und 2		
Größe	Wert	Einheit
Nennförderhöhe	235	m
Nenndrehzahl	1480	min ⁻¹
Nennvolumenstrom	170	m ³ /h
Förderhöhe bei V = 0 m ³ /h	272	m
maximaler Wirkungsgrad	75,9	%
maximaler Volumenstrom	222	m ³ /h
Koeffizient A	1,1	-
Koeffizient B	-4,6	-
Koeffizient C	1,8	-
Durchfluss-Koeffizient Z	2,3	-
Volumenstrom bei Eta = max.	160	m ³ /h
Volumenstrom bei H = 0m	420	m ³ /h

Tabelle 31: Eingabedatensatz für die Nebenkondensatpumpen der Heizer 1 und 2 des FHKW Mellach

Die Pumpen sind ihrerseits mit je einer Welle an einen Nebenkondensatpumpenmotor gekoppelt. Der Eingabedatensatz der beiden Motoren ist in Tabelle 32 dargestellt, für diese beiden Aggregate wurden in [24] keine Kennlinien gefunden.

Nebenkondensatpumpenmotor der Heizer 1 und 2		
Größe	Wert	Einheit
Leistungsfaktor bei Nennleistung	0,85	-
Nenndrehzahl	1480	min ⁻¹
Nennleistung	150	kW
Schlupf	1	%
Nennwirkungsgrad	94,5	%
maximaler Leistungsfaktor	0,88	-

Tabelle 32: Eingabedatensatz für die Nebenkondensatpumpenmotoren der Heizer 1 und 2 des FHKW Mellach

Vom Austritt jeder Nebenkondensatpumpe führt eine Leitung zu einem gemeinsamen Mischer. Von dessen Austritt geht eine Leitung zum Mischer vor der dritten Vorwärmstufe.

Der Austritt des Dampfkondensats von Heizer 0 ist mit dem Eintritt der Nebenkondensatpumpe für Heizer 0 verbunden. Der Eingabedatensatz zur Dimensionierung der Nebenkondensatpumpe (ohne Wirkungsgradkennlinie) des Heizers 0 wird in Tabelle 33 gezeigt.

Nebenkondensatpumpen des Heizers 0		
Größe	Wert	Einheit
Nennförderhöhe	235	m
Nenndrehzahl	2950	min ⁻¹
Nennvolumenstrom	52	m ³ /h
Förderhöhe bei V = 0 m ³ /h	275	m
maximaler Volumenstrom	80	m ³ /h
Koeffizient A	-0,8	-
Koeffizient B	0,2	-
Koeffizient C	-1,15	-
Volumenstrom bei H = 0m	130	m ³ /h

Tabelle 33: Eingabedatensatz für die Nebenkondensatpumpe des Heizers 0 des FHKW Mellach

Vom Austritt dieser Nebenkondensatpumpe führt eine Leitung zu dem genannten Mischer in der Vorwärmstrecke vor ND-VW 3. Außerdem wurde die Pumpe über eine Wellenverbindung mit ihrem Antrieb verbunden, dessen Eingabedatensatz (keine Kennlinie vorhanden) in dargestellt Tabelle 34 ist.

Nebenkondensatpumpenmotor des Heizers 0		
Größe	Wert	Einheit
Leistungsfaktor bei Nennleistung	0,94	-
Nenndrehzahl	2950	min ⁻¹
Nennleistung	75	kW
Schlupf	1	%

Tabelle 34: Eingabedatensatz für den Nebenkondensatpumpenmotor des Heizers 0 des FHKW Mellach

Damit ist die Modellierung des FW-Kreises abgeschlossen, die modellierten neuen Komponenten sind Teil des eigenständigen, oben erwähnten Modells zum Dimensionieren des FW-Kreises.

An dieser Stelle folgen Angaben zu den zusätzlich erforderlichen Eingabegrößen zur Dimensionierung des FW-Kreises im eigenständigen Designfall. Da dort die Turbinen nicht modelliert wurden, sind die Entnahmeleitungen als Quellen ausgeführt. Die drei Quellen am Beginn der Dampfzuführungen zu den Heizern wurden mit den Entnahmebedingungen laut [25] versehen, die in Tabelle 35 angeführt sind.

Entnahmebedingungen der Heizer				
Größe	Wert			Einheit
Entnahmedruck	0,217	0,404	3,67	bar
Entnahmemassenstrom	9,02	14,399	67,779	kg/s
Entnahmetemperatur	102,7	-	-	°C
Entnahmeenthalpie	-	2767,6	2910,3	kJ/kg
	H0	H1	H2	

Tabelle 35: Eingabedatensatz für die Entnahmebedingungen der Heizer des FHKW Mellach

Da für Heizer 0 in der Wärmebilanz aus [25] keine Daten vorlagen, wurden aufgrund dessen erfahrungsgemäß geringen Einflusses die Bedingungen in der Anzapfleitung des Vorwärmers 2 verwendet, da von dort die Anzapfleitung abzweigt.

In den drei Abzweigern für die Heizerumführung kann der Anteil des Massenstroms zwischen 0 und 100 % variiert werden, um die Bypassregelung der Heizer realitätsnah einbinden zu können. Für die Dimensionierung wurde der gesamte Heizwassermassenstrom durch die Heizer geleitet (zweiter verlustloser Punkt, Kapitel 3.5).

Eine Berechnung des separaten Designfalls führte zur Dimensionierung der Komponenten des FW-Kreises. Die Verwendung der dimensionierten Komponenten im eigentlichen Berechnungsmodell für Heiz- und Kondensationsbetrieb wird im später folgenden Kapitel 4.3.2 erklärt.

4.2.3. Zusätzliche Eingaben für ein betriebsnahes Modell

Für die Betriebsnäherungen wurde an der Infrastruktur des Gesamtmodells für Heiz- und Kondensationsbetrieb und des eigenständigen Modells des FW-Kreises nichts verändert. Allerdings wurden ein Vergleich der Messdaten aus dem Betrieb des FHKW Mellach mit den Ergebnissen des Simulationsmodells und eine Analyse angestellt, um die erkennbaren Unterschiede zwischen realer Anlage und Simulation sichtbar zu machen. Es zeigte sich, dass für eine zufriedenstellende Übereinstimmung der gemessenen und berechneten Werte Änderungen an den Dimensionierungsvorgaben mancher Komponenten unumgänglich sind. Außerdem lagen in den Datenblättern der Wärmetauscher [24] noch weitere Daten vor, die bei der Dimensionierung laut [25] nicht berücksichtigt werden konnten. Diese Umstellungen erfolgten in den Designfällen der erstellten Modellkopien, damit die ursprünglichen Modelle für Kondensations- und Heizbetrieb und auch für die Dimensionierung des FW-Kreises vorhanden bleiben.

Die wasserseitigen Druckverluste des Kondensators, der Vorwärmer und der FW-Heizer bei Auslegungsbedingungen zählten zu den bekannten, jedoch noch nicht berücksichtigten Eingabedaten aus den Datenblättern [24]. Sie wurden in die zugehörigen Komponenten implementiert. Zusätzlich wurden die aus den Datenblättern berechneten Wärmeverluste der Vorwärmer und Heizer anteilmäßig in den Modulen berücksichtigt. Die Regelventile der Hauptkondensat- und Kesselspeisepumpen wurden deaktiviert, um einen realitätsnahen Druck an den Pumpenausstritten zu realisieren.

Die Analyse zeigte auch, dass die Anzapfbedingungen und die Druckverläufe in den Turbinen nicht ganz übereinstimmten. Beispielsweise entspannte die modellierte HD-Turbine nicht weit genug, sodass auch der Druck am Eintritt der MD-Turbine zu hoch lag. Die MD-Turbine baute allerdings mehr Druck ab, als die Messwerte zeigten. Dies hatte Einfluss auf die Anzapfbedingungen und die Bedingungen in der ND-Turbine. Es wurden die Austrittsdruck- und -enthalpieniveaus in den Turbinen verändert und auch der Druckverlust in der Zwischenüberhitzung wurde minimal nachjustiert. Dabei wurde stets darauf geachtet, dass auch die isentropen Wirkungsgrade der Turbinen weiterhin sehr genau übereinstimmten. Außerdem wurden die Anzapfdrücke und -enthalpien teilweise etwas nachgestellt, der Druckverlust der voll geöffneten Drosselklappe wurde leicht erhöht.

Die Gesamtheit dieser Änderungen verursachte eine Verschiebung der thermodynamischen Zustände im kompletten Kreislauf inklusive FW-Kreis. Dies hatte zur Folge, dass die Wärmedurchgangszahlen aller Vorwärmer im Wasser-Dampf-Kreis und im FW-Kreis nachjustiert werden mussten, um wieder den Flächeninhalt der Heizflächen laut Datenblatt [24] zu erreichen, und damit die erneute Dimensionierung abschließen zu können.

4.3. Simulation – der Off-Designfall

Für die eigentliche Simulation des Wasser-Dampf-Kreislaufs des FHKW Mellach wurden sogenannte Off-Designfälle verwendet. Diese wurden durch Abspeichern des Designfalles und gleichzeitiger Definition als Off-Designfall erstellt. Das Gesamtmodell des Wasser-Dampf-Kreislaufs inklusive des FW-Kreises beinhaltete somit neben dem Modell zur Dimensionierung (Designfall) beliebig viele Fälle für die Simulation des Modells. Die Definition als Off-Designfall verhinderte die Möglichkeit der Abänderung von Auslegungsparametern bzw. von dimensionierten Komponenten eines betrachteten Modells. Veränderungen an der Infrastruktur waren ausschließlich im Designfall möglich und wirkten sich immer direkt auf die dahinterstehenden Off-Designfälle aus.

Im Off-Design konnten somit ausschließlich Eingaben zum Spezifizieren der Simulationen (Grenzen, Abhängigkeiten, Korrelationen zur Berücksichtigung der Veränderung bestimmter Größen in der Teil- oder Überlast, etc.) getätigt werden. Nicht alle Komponenten hatten ein Gleichungssystem zum Berechnen des Off-Design-Verhaltens (Betriebsverhalten über den gesamten betrachteten Betriebsbereich) hinterlegt. Dazu zählen beispielsweise Mischer und Abzweiger.

Der elektrische Netto-Wirkungsgrad der Anlage wurde vom Programm bei jeder Simulation errechnet. Da allerdings nicht alle Verbraucher des elektrischen Eigenbedarfs der Anlage modelliert wurden, wurde die Berücksichtigung des Eigenverbrauchs im Programm ausgeschaltet. Es wurde somit der elektrische Brutto-Wirkungsgrad als Ergebnis ausgegeben.

Die weiteren vorliegenden Wärmebilanzen [25] dienten der Verifizierung der Bauteilmodellierung im Hinblick auf Teillastverhalten und Fernwärmeeinfluss.

4.3.1. Kondensationsbetrieb

Die Simulation des Kondensationsbetriebs erfolgte in einem Off-Designfall des wie im Abschnitt 4.2.2 bereits angesprochen, auftraggeberseitig gewünschten Modells des Gesamtkreislaufs inklusive FW-Komponenten.

Um eine einwandfreie Simulation des Kreislaufs gewährleisten, und die Verwendung unrealistischer Rechenwerte während der Iterationen innerhalb des Lösungsprozesses der diversen Bauteile ausschließen zu können, bietet GateCycle™ die Möglichkeit der Vorgabe von Grenzen für einige der zu berechnenden Größen verschiedenster Komponenten. Um dies nutzen zu können, wurden die thermodynamischen Zustände aller vorhandenen Wärmebilanzen [25] in einem Microsoft Excel™ Tabellenblatt zusammengefügt. Die Maximal- und Minimalwerte der einzelnen Druckverluste konnten auf einfache Weise ermittelt und damit im Off-Designfall hinterlegt werden. Zusätzlich wurden noch Ober- und Untergrenzen für die Wärmedurchgangskoeffizienten der Wärmeübertrager eingetragen. Diese Grenzwerte wurden willkürlich gewählt, weil sie weder aus den Wärmebilanzen noch aus Datenblättern oder sonstiger Literatur entnommen werden konnten. Weitere wichtige Grenzen, die dem Tabellenblatt entnommen, und in den Off-Designfall eingegeben werden konnten, waren die Ober- und Untergrenzen der Eintrittsdrücke in die MD- und ND-Turbine, um deren Gleitdruckbetriebsbereich einzugrenzen.

Für die im Gesamtmodell nicht dimensionierten Bauteile des FW-Kreises und des Regenerativkühlers des Zwischenkühlkreislaufs wurde die Berechnungsmethode des Off-Design-Verhaltens (falls vorhanden) auf „dampf- und wasserseitigen Bypass“ gesetzt. Dadurch wurden die Massenstromanforderungen der Heizer auf 0 kg/s reduziert und im restlichen Wasser-Dampf-Kreis nicht berücksichtigt. Als Folge dessen blieb auch der gesamte FW-Kreis unberücksichtigt bzw. wurde nicht durchströmt.

Für die Berechnung des Teillastwirkungsgrades der Turbinen wurde die Methode nach Spencer/Cotton/Cannon (SCC) herangezogen, die auf Versuchen mit Dampfturbinen basiert [1]. Dies hat zur Folge, dass die Drehzahl aller Turbinen und des Generators auf 3600 min^{-1} umgestellt werden mussten. Grund hierfür ist, dass die Methode für den amerikanischen Energiesektor, in dem die Netzfrequenz 60 Hz beträgt, erstellt wurde. Durch die Umstellung wurden die richtigen Kennlinien für die Ermittlung des Wirkungsgrades verwendet. Eine Erhöhung der Drehzahl hat keinerlei Auswirkungen auf die errechneten Ergebnisse! Die Berechnung des Druckverlaufs im Off-Design wurde mittels des modifizierten Kegelgesetzes nach Stodola gewährleistet.

Im Modul des Dampferzeugers wurden vor jeder neuen Simulation zuerst die gewünschten Frischdampfparameter wie Massenstrom, Druck und Temperatur eingegeben. Die Kühlwasserbedingungen im Kondensator blieben unverändert gegenüber den zur Dimensionierung verwendeten, denn die Untersuchung des Einflusses der Kühlbedingungen auf den Kreislauf hätte für diese Arbeit zu weit geführt. Durch Variation der FD-Parameter wurde der gesamte Lastbereich des Dampferzeugers zwischen 40 % und 100 % Kessellast abgefahren und das Teillastverhalten des Kreises für Kondensationsbetrieb bestimmt. Wurde der minimale Massenstrom von 95 kg/s von den parallelen Hauptkondensatpumpen unterschritten, wurde im Abzweiger davor durch Ändern der Einstellungen der gesamte Massenstrom über eine einzige Pumpe geführt.

4.3.2. Heizbetrieb

Für die Simulation des Heizbetriebs wurden nun auch die Komponenten des FW-Kreises benötigt. Es wurden wie in Abschnitt 4.3.1 beschrieben, die Grenzen der Druckverluste laut den Wärmebilanzen [25] in den Rohr-Modulen des FW-Kreises eingetragen.

Die Definition bzw. Eingabe der Kessellast erfolgte wiederum im Dampferzeuger. Um auch gleichzeitig zur Stromerzeugung die FW-Auskopplung berücksichtigen zu können, wurden die Rücklaufbedingungen, die während der Heizbetrieb-Simulationen konstant bei 10 bar und 60 °C lagen, in die Quelle des FW-Kreises eingetragen. Abhängig von der geforderten Vorlauftemperatur, die an der Senke des Heizwasserstranges abgelesen werden konnte, und FW-Leistung wurde in der Quelle auch der Massenstrom nach Gleichung (3-12) definiert. Je nachdem wie hoch Leistung und Vorlauftemperatur gewählt wurden, waren nur zwei der drei FW-Heizer in Betrieb. Dies funktionierte durch Umstellen der Berechnungsmethode im Modul. Zur Inbetriebnahme eines Heizers wurde die Berechnungsmethode zur Nutzung der im Designfall eingestellten Wärmetauscherfläche aktiviert.

Zum Einstellen der Vorlauftemperatur an der Senke des FW-Kreises wurde die in Kapitel 3.5 beschriebene Heizerregelung beachtet. Erst, wenn der Heizer 0 wasserseitig vollständig durchströmt war, wurde im Abzweiger vor Heizer 1 der Anteil des Heizwassers in den Wärmetauscher schrittweise erhöht. Nach vollständigem Durchfluss des Heizers 1 (Anteil für Bypass steht bei 0) wurde der Heizer 2 in Betrieb genommen. War bei komplettem wasserseitigem Heizerdurchfluss die gewünschte Vorlauftemperatur an der Senke nicht erreichbar, so wurde die Drosselklappe zugeschaltet. Dazu wurde das Ventil-Modul (Drosselklappe) auf „Design“ zurückgestellt. Der gewünschte Druckverlust an der Klappe wurde eingetragen. Dadurch waren die hinterlegten Druckverlustkorrelationen nicht mehr anwendbar.

Für die Simulationen im Heizbetrieb wurden zehn FW-Leistungspunkte zwischen 5 MW und 230 MW Fernwärmeauskopplung eingestellt, wobei der Rücklaufzustand konstant gehalten wurde. Die Vorlauftemperatur wurde für drei verschiedene Kessellasten und alle FW-Leistungspunkte zwischen 90 °C und 130 °C in sechs Stufen verändert. Die Kessellast wurde durch die FD-Parameter bei 100 %, 75 % und 50 % vorgegeben, die Kühlwasserbedingungen im Kondensator blieben konstant. Da auch im Heizbetrieb die parallelen Hauptkondensatpumpen verwendet wurden, musste bei diesen auf das Unterschreiten des minimalen Massenstroms von etwa 95 kg/s geachtet werden. War dies der Fall, so wurde im Abzweiger davor die gesamte Kondensatmenge nur durch eine Pumpe geleitet, um die Simulation realitätsnah durchzuführen. Gleiches galt für die beiden parallelen Nebenkondensatpumpen der Heizer 1 und 2 im FW-Kreis. Allerdings wurde dort die Mindestmenge als Indikator durch eine FW-Leistung von 100 MW ersetzt, darunter war nur eine Pumpe im Betrieb.

4.3.3. Betriebsnäherung

Für die Simulation der Betriebsnäherung wurde ein Off-Designfall aus dem bereits modifizierten Modell (Kapitel 4.2.3) erzeugt. Da die Erstellung des Modells nach den abgeschlossenen Simulationen von Heiz- und Kondensationsbetrieb erfolgte, wird für die erforderlichen und grundlegenden Einstellungen, die im Off-Designfall zu tätigen waren, auf die vorangegangenen Abschnitte 4.3.1 und 4.3.2 verwiesen. Die zusätzlichen Veränderungen werden im Zuge dieses Kapitels erörtert, diese erfolgen im Off-Designfall des Gesamtkreises.

Zu Beginn wurde in den Vorwärmer-, Rohrleitungs-, Pumpen- und Motor-Modulen des FW-Kreises die Quelle für die geometrischen Daten und Auslegung verändert. Der Wärmedurchgang im Kondensator wurde mit Hilfe eines „Foulingfaktors“ verringert. Auch

die in der realen Anlage vorhandenen, undichten Kondensatorrohre, die deshalb verschlossen sind, konnten mittels eines Faktors berücksichtigt werden. Zusätzlich wurde im Kondensator-Modul eine minimale Kondensatunterkühlung berücksichtigt. Auch die übrigen Wärmetauscher im Kreislauf wurden mit Fouling versehen. Dazu wurde den Vorwärmern ein geringer Faktor zugewiesen. Die Abnahme der Wärmeübertragung in Vorwärmern, die unterhalb von 50 °C betrieben werden, kann mit einem Faktor in der Höhe von 0,0001 beziffert werden. Für die Vorwärmer und Heizer, die über 50 °C betrieben werden, wird der Faktor mit 0,0002 beziffert [1].

Die Leistungsübertragung von den Turbinen an den Generator wurde durch einen Schlupf-Faktor verringert. Der Generatorwirkungsgrad wurde minimal gesenkt. Der Wirkungsgrad der Turbinen wurde über die SCC-Methode (siehe Kapitel 4.2.1) berechnet, bei der einfach gesagt zwischen empirisch ermittelten Wirkungsgradkennlinien interpoliert wird. Um dabei den Einfluss der simulierten Regelventilstellungen bzw. -änderungen zwischen den einzelnen Simulationen etwas zu glätten, wurde eine Korrektur aktiviert. Auch der Druckverlust, der von den Regelventilen der HD-Turbine verursacht wird, wurde von 3 % auf 13 % erhöht, da die reale Anlage gezeigt hat, dass weit größere Verluste bis hin zur ersten Schaufelreihe auftreten, als angenommen wurde.

Die Vorgabe der gewünschten Betriebsbedingungen erfolgte wie in Kapitel 4.3.2 beschrieben, da sich der betriebsnahe Wasser-Dampf-Kreislauf ebenso im Heizbetrieb simulieren ließ. Als Eingabedaten wurden die Messwerte von mehr als 45 Messpunkten genutzt, um ein möglichst breites Spektrum an realen Betriebsbedingungen zu erhalten und die Auswirkungen der Eingriffe zur Betriebsnäherungen sichtbar zu machen.

5. Ergebnisse der Simulation

Nach der erfolgreichen Modellierung des Kreislaufs mit der Möglichkeit zur Fernwärmeauskopplung folgte die eigentliche Simulation. Dabei wurden Kennfelder ermittelt, die von den drei Parametern Kessellast, FW-Leistung und FW-Vorlauftemperatur abhängig sind.

In Kapitel 4.3 wurde bereits darauf eingegangen, dass bei Änderungen der Parameter immer auf die Massenströme durch die parallel geschalteten Pumpenaggregate zu achten ist. Wurden die Mindestmassenströme unterschritten (z.B. bei großen FW-Leistungen und hoher Vorlauftemperatur bei Teillast des Kessels), musste vom Parallelbetrieb auf einen Einzelbetrieb umgeschaltet werden. In der Simulation wurde dieses Umschalten manuell in einem Abzweiger vorgenommen. Anstatt den Massenstrom zu teilen, wurde dieser ausschließlich an eine Pumpe geleitet.

In Hinblick auf die Annäherung an den Betrieb stellten noch weitere variable Größen (z.B.: Kühlwassertemperatur, FW-Rücklauftemperatur, Temperatur der Zwischenüberhitzung, etc.) eine Beeinflussung dar. Für die in den Unterpunkten Kondensations- und Heizbetrieb diskutierten Simulationen wurden diese zusätzlichen Parameter konstant gehalten. Durch Nachjustierung und „künstliche Verschmutzung“ diverser Teile im Kreislauf wurde im anschließenden Punkt die Simulation an die Wirklichkeit angenähert.

In den Simulationen für Kondensations- und Heizbetrieb wurde ein Off-Designfall des Gesamtmodells für den Wasser-Dampf-Kreislauf und den FW-Kreis (siehe Kapitel 4.3.1 und 4.3.2) verwendet. Bei der Simulation der Betriebsnäherung wurde auf den Off-Designfall der modifizierten Modellkopie (siehe Kapitel 4.3.3) zurückgegriffen.

Die von GateCycle™ ausgegebenen elektrischen Leistungen sind Bruttowerte, weil der elektrische Eigenverbrauch von Anlagenteilen die modelliert wurden (Speisepumpen,

Antriebe, etc.), nicht berücksichtigt wurde. Grund dafür war, dass auch andere Komponenten im FHKW Mellach am elektrischen Eigenbedarf beteiligt sind, die jedoch nicht in unmittelbarem Zusammenhang mit dem Wasser-Dampf-Kreislauf stehen (z.B. Saugzug, Gebläse für die Verbrennungsluft, etc.), und somit bei der Modellierung nicht berücksichtigt werden konnten. Der Eigenverbrauch wurde separat für bestimmte Lastpunkte und die leistungsstärksten Verbraucher ($> 10 \text{ kW}$) aus deren Kennlinien und Datenblättern ermittelt (Kapitel 6).

5.1. Kondensationsbetrieb

Kondensationsbetrieb bedeutet eine maximale Nutzung des Dampfes in den Turbinen zur Stromproduktion und somit keine FW-Auskopplung. Im verwendeten Off-Designfall wurden die Heizer 0 bis 2 wasser- und dampfseitig auf Bypass gestellt. Damit wurde sichergestellt, dass die Heizer keine Beaufschlagung mit Anzapfdampf von der Turbine erfahren – es wurde keine Wärme an die FW-Leitung abgegeben. Gleichzeitig wurde dadurch der Einfluss der Höhe des Massenstroms in der FW-Leitung auf Wirkungsgrad und Leistung des Wasser-Dampf-Kreises ausgeschaltet.

In folgendem werden die Ergebnisse der Simulation bei stationärem Kondensationsbetrieb für den Betriebsbereich des Dampferzeugers ab 40 % Last dargestellt. In diesen Berechnungen wurde mangels Fernwärmeeinfluss ausschließlich die Kessellast verändert. Sowohl die Frischdampf- und Zwischenüberhitzungstemperatur (535 °C), als auch Kühlwassertemperatur (8 °C) und –menge (6009 kg/s) wurden konstant gehalten. Es wird darauf hingewiesen, dass die Energieumsetzung in der HD-Turbine bei mehr als 91 % Kessellast vom Einsatz der Regelventile beeinflusst wird. Dieser Einfluss kann nicht genau untersucht werden, da die Ventile im Simulationsmodul der Dampfturbine implementiert sind und somit keine Werte für den Druck nach den Ventilen vorliegen.

5.1.1. Druckverläufe beim Kondensationsbetrieb

In Kapitel 3.5 wurde auf die Fahrweise der Anlage und damit dem Zusammenhang zwischen Frischdampfdruck und Kessellast bereits eingegangen. Der modifizierte Gleitdruckbetrieb zeichnet sich durch einen bis 91 % Kessellast gleichmäßig steigenden und anschließend konstanten FD-Druck ab, wodurch sich im entsprechenden Druckverlauf ein Knick abzeichnet.

Abbildung 14 zeigt die Druckverläufe am Eintritt in die drei Teilturbinen-Module und in die Zwischenüberhitzung beim Kondensationsbetrieb. Der Knick in der Kennlinie des Frischdampfdrucks (rot) am Eintritt in die HD-Turbine rührt, wie bereits erwähnt, vom modifizierten Gleitdruckbetrieb des Dampferzeugers her und wird somit durch die Betriebsweise aufgeprägt (vgl. Abbildung 8). Es ist zu bemerken, dass dieser prägnante Verlauf in den Drucklinien für ZÜ (gold) und MD-Turbine (grün) nicht wiederzufinden ist. Diese zeigen genauso wie die Drucklinie für den Eintritt in die ND-Turbine (blau) einen linearen Verlauf. Dies kommt daher, dass in der Simulation der massenstromabhängige Druckverlust am Eintritt der HD-Turbine sowie der Druckverlust zufolge der Drosselung in den Regelventilen oberhalb von 91 % Kessellast berücksichtigt werden. Der Druckverlust in der Zwischenüberhitzung ist ebenso abhängig vom Massenstrom und ist der Grund für die Differenz zwischen den Verläufen der ZÜ und der MD-Turbine. Die violetten Punkte kennzeichnen die errechneten Werte aus [25] und verdeutlichen die gute Übereinstimmung des neuen Simulationsmodells mit den Auslegungsberechnungen der Anlage.

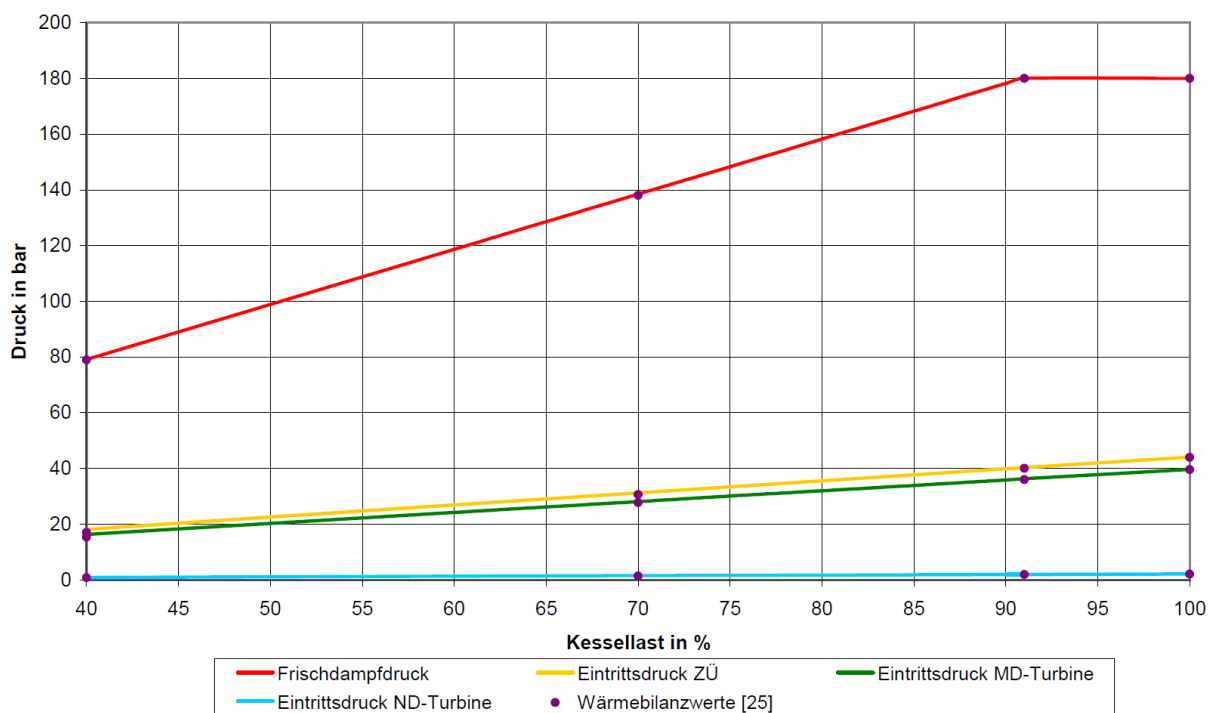


Abbildung 14: Druckverläufe an den Eintritten der Teilturbinen und der Zwischenüberhitzung beim simulierten Kondensationsbetrieb

Der Druckverlauf am Eintritt des Kondensators ist in dieser Darstellung nicht berücksichtigt. Er steigt nahezu linear von 0,018 bar bei Mindestlast (40 %) bis 0,035 bar bei Vollast (100 %). Der Kondensatordruck wird durch die Temperatur im Kondensator nach unten begrenzt. Diese Temperatur ist wiederum von der Temperatur des Kühlwassers bzw. dessen Aufheizung abhängig (Kapitel 3.2).

Generell zeigt sich im Kondensationsbetrieb, dass die Turbineneintrittsdrücke der MD- und ND-Turbine und der ZÜ-Eintrittsdruck bei Volllast durchwegs den etwa 1,9- bis 2,4-fachen Wert im Vergleich zur Mindestlast annehmen.

5.1.2. Temperaturverläufe beim Kondensationsbetrieb

Im FHKW Mellach beträgt die maximale Temperatur des Frischdampfes und des zwischenüberhitzten Dampfes 535 °C. In Abbildung 15 werden die Verläufe der Temperaturen am Eintritt der Turbinen, der Zwischenüberhitzung und des Kondensators dargestellt.

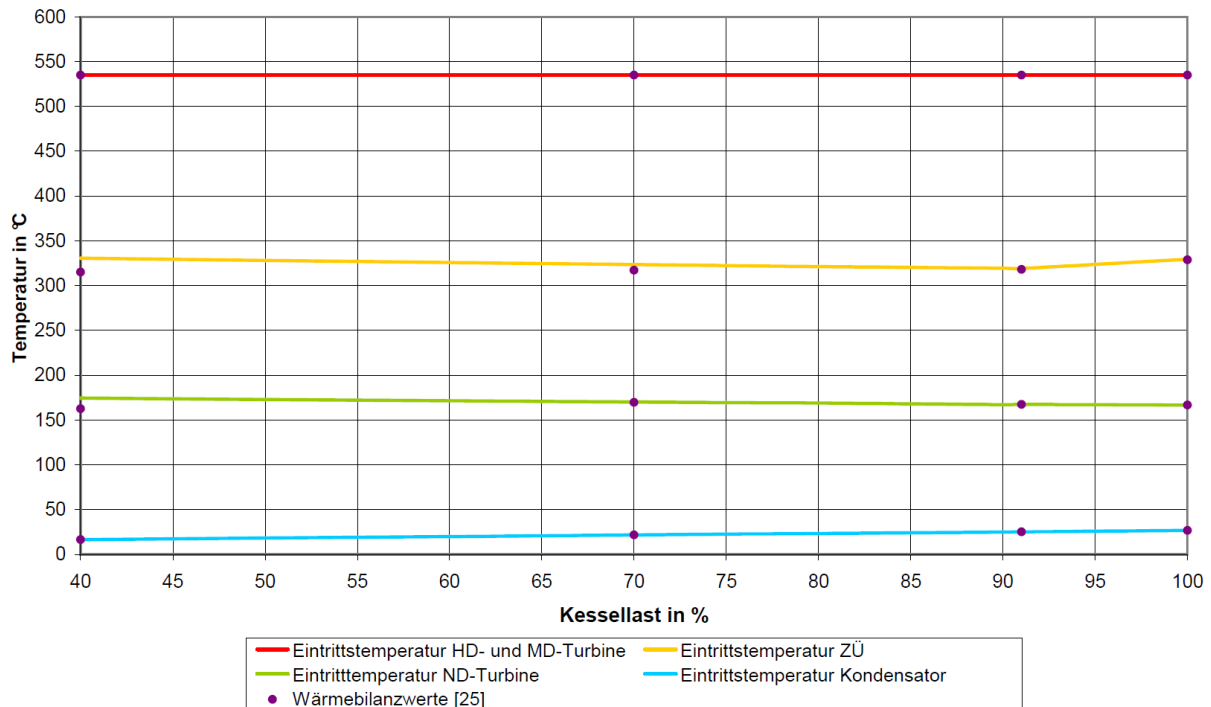


Abbildung 15: Temperaturverläufe beim simulierten Kondensationsbetrieb

Die Temperaturen am Eintritt der HD- und MD-Turbine (rot) liegen entsprechend der Fahrweise der Anlage konstant beim Maximalwert von 535 °C. Der Verlauf für die Temperatur vor der Zwischüberhitzung (gold) sinkt bis zu seinem Minimalwert bei 91 % Kessellast und steigt danach wieder an. Im Gegensatz dazu zeigt die Kurve für den Eintritt in die ND-Turbine (grün) einen mit steigender Last fallenden Verlauf. Das lässt vermuten, dass der Knick im Temperaturverlauf am Eintritt der ZÜ mit dem modifizierten Gleitdruckbetrieb zusammenhängt. Eine genaue Erklärung für diesen Sachverhalt kann jedoch an dieser Stelle nicht abgegeben werden, da der Druck nach den Regelventilen in der HD-Turbine nicht bekannt ist. Die Temperatur am Kondensatoreintritt (hellblau) steigt mit wachsender

Kesselleistung. Die Werte aus [25] zeigen erneut eine gute Übereinstimmung im Vergleich mit den simulierten Werten, nur im Bereich der ZÜ-Eintrittstemperatur sind Abweichungen festzustellen.

5.1.3. Massenströme beim Kondensationsbetrieb

Der Massenstrom sinkt vom Austritt aus dem Dampferzeuger bis hin zum Eintritt in den Kondensator aufgrund der Anzapfungen A7bis A1.1. Die Abbildung 16 zeigt den Verlauf der Massenströme am Eintritt der Teilturbinen bzw. des Kondensators und im Vergleich dazu Werte aus [25] für 40 %, 70 %, 91 % und 100 % Kessellast (violett).

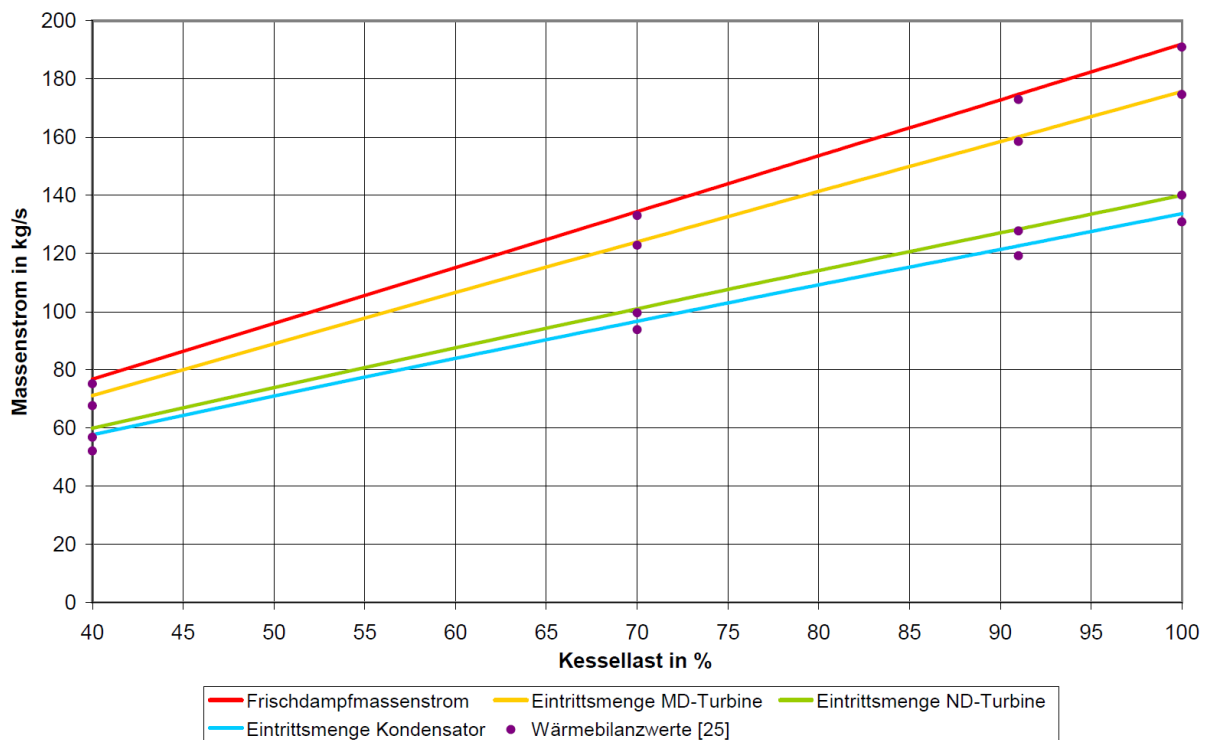


Abbildung 16: Massenströme am Eintritt von Kondensator und den Teilturbinen beim simulierten Kondensationsbetrieb

Es ist ein linearer Anstieg aller Massenströme mit steigender Kessellast und damit auch der Anzapfströme – die an der Ordinate gemessenen Differenzen – erkennbar. Der ansteigende Verlauf ist auf die Fahrweise der Anlage zurückzuführen, denn mit wachsender Kessellast geht eine steigende Frischdampfmenge einher (vgl. Abbildung 8).

Ein Vergleich der Auslegungswerte aus [25] mit den simulierten Ergebnissen lässt erkennen, dass mit sinkender Kessellast geringe Differenzen der Massenströme auftreten.

Der Unterschied zwischen dem FD-Massenstrom (rot) und der Menge in die MD-Turbine (gold) kann auf die Anzapfung A7 am Austritt der HD-Turbine (HD-Vorwärmer 7) zurückgeführt werden. Die Differenz zwischen den Eintrittsströmen in die MD- und ND-Turbine (grün) ergibt sich aus der Summe der Anzapfmassenströme für HD-Vorwärmer 6, Speisewasserbehälter und die ND-Vorwärmer 4 und 3 (Anzapfungen A6 bis A3). Bis zum Eintritt in den Kondensator (blau) reduziert sich die Dampfmasse weiter um die Anzapfmengen für die ND-Vorwärmer 1.1, 1.2 und 2 (A1.1 bis A2).

5.1.4. Enthalpien beim Kondensationsbetrieb

Abbildung 17 stellt den Verlauf der Enthalpien am Eintritt der Teilturbinen, der Zwischenüberhitzung und des Kondensators dar.

Entlang steigender Kessellast zeigen alle Enthalpieverläufe eine fallende Tendenz. Erst ab einer Kessellast von 91 % sind vereinzelt markantere Unterschiede zwischen den Verläufen in Abbildung 17 auszumachen. Die Kurve für den HD-Eintritt (rot) verläuft nach linearer Abnahme ab 91 % Last konstant. Ausschlaggebend für diesen konstanten Verlauf sind eine gleichbleibende FD-Temperatur von 535 °C entlang des gesamten Betriebsbereichs und der konstante FD-Druck von 180 bar über 91 % Kessellast. Die Linie für den ZÜ-Eintritt (orange) steigt hingegen ab 91 % Kessellast wieder an. Es besteht eine Ähnlichkeit zum Temperaturverlauf an selber Stelle, wodurch der Einfluss der Temperatur auf den Verlauf der Enthalpie eindeutig erkennbar wird. Die Kurven für die Enthalpien am Eintritt in die MD- (gold) und ND-Turbine (grün), sowie am Kondensatoreintritt zeigen über die gesamte Kessellast eine fallende Tendenz. Diese ist bei letzteren beiden aufgrund der geringen Veränderungen bei hohen Lasten kaum zu erkennen. Weiters ist auch zu sehen, dass das Enthalpieniveau des Frischdampfes niedriger liegt als jenes am Eintritt der MD-Turbine.

Die Differenz zwischen der FD-Enthalpie und der Enthalpie am ZÜ-Eintritt stellt die Summe aus dem in der HD-Turbine abgearbeiteten Enthalpiegefälle und dem Drosselverlust der Regelventile vor der HD Turbine dar. Dieser Unterschied ändert sich bei geringer Last marginal, im hohen Lastbereich ab 91 % Kessellast wird er jedoch merklich geringer. Die Auslegungswerte der Anlage laut [25] sind erneut als Punkte (violett) im Diagramm eingetragen. Wie auch schon zuvor, nimmt auch in diesem Diagramm der Unterschied zwischen simulierten und gegebenen Werten mit sinkender Kessellast leicht zu. Nichtsdestotrotz ist die geforderte Genauigkeit gegeben.

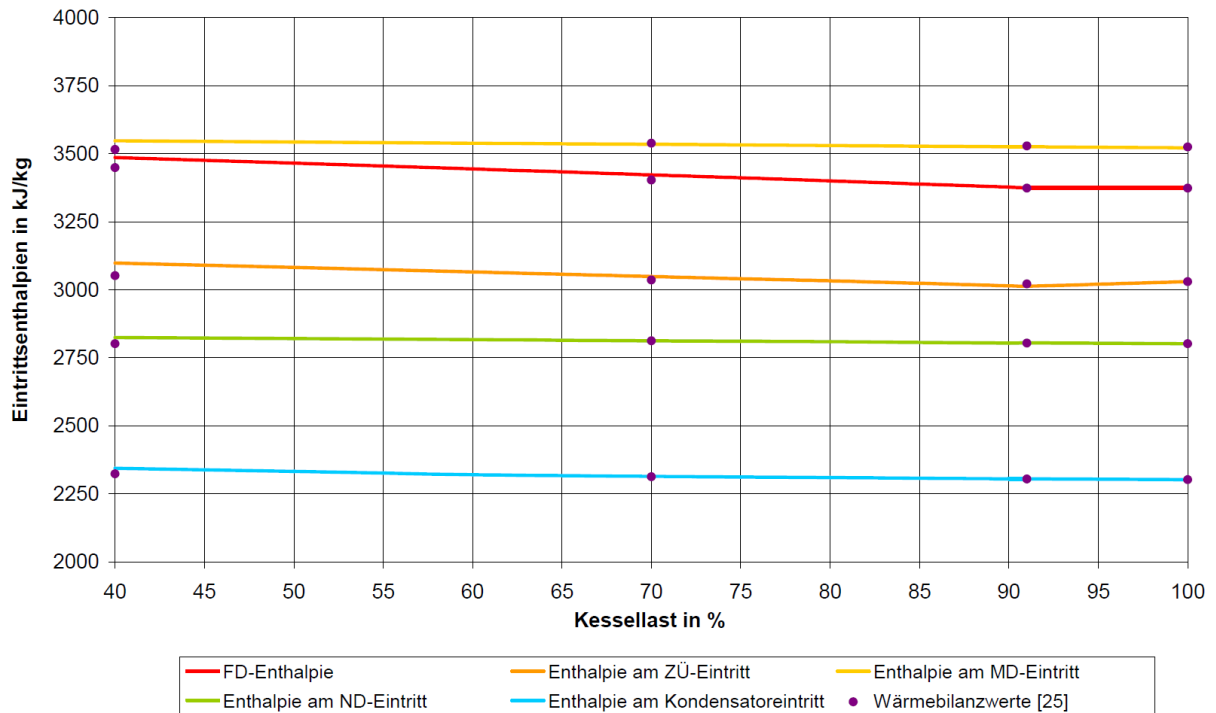


Abbildung 17: Enthalpieverläufe am Eintritt der Turbinen, des Kondensators und der Zwischenüberhitzung beim simulierten Kondensationsbetrieb

In Abbildung 18 werden alle vorhandenen Enthalpiedifferenzen zwischen Kesselaus- und Kondensatoreintritt dargestellt. An der Turbinenwelle wird die Summe der Enthalpiedifferenzen zwischen den Ein- und Austritten der drei Teilturbinen (braun) umgesetzt. Das Maximum befindet sich bei 60 % Kessellast, wobei der Verlauf bis 91 % Kessellast aufgrund der minimalen Veränderungen als beinahe konstant anzusehen ist. Der Verlauf, dessen Minimum bei 100 % Kessellast liegt, zeigt über 91 % Kessellast Parallelen zur roten Linie der Enthalpiedifferenz in der HD-Turbine. Der Enthalpieunterschied entlang der MD-Turbine (grün) bleibt konstant entlang des Betriebsbereichs. Für die Differenz in der ND-Turbine (hellblau) wird ein gleichbleibender Wert ab 60 % Last angezeigt. Bis hin zur Mindestlast sinkt der Enthalpieunterschied. Weiters ist noch der Verlauf der Enthalpiezufuhr (negativer Diagrammbereich) in der Zwischenüberhitzung (gelb) eingetragen. Es zeichnet sich ein Minimum bei 91 % Kessellast ab. Dort wird dem Dampf die geringste spezifische Wärme zugeführt, um wieder das Temperaturniveau von 535 °C zu erreichen. Der Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Werten aus [25] (violett) liefert, nach der bisher erreichten Genauigkeit, erwartete geringe Differenzen.

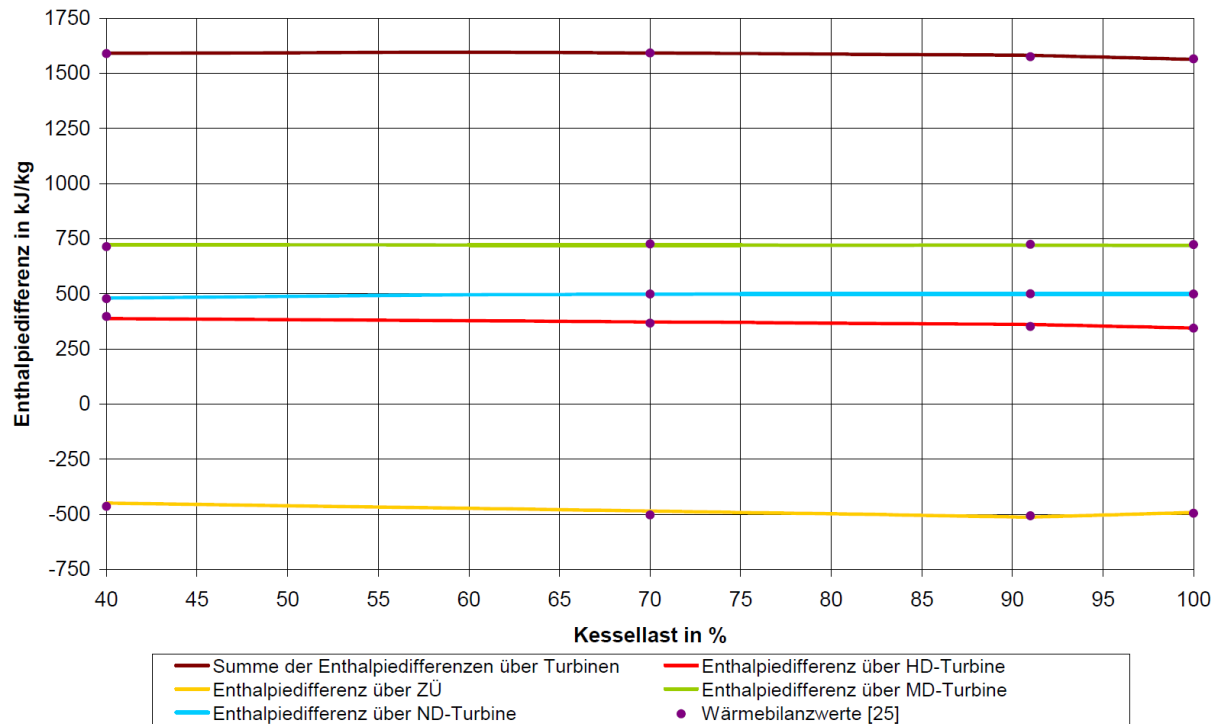


Abbildung 18: Enthalpiedifferenzen zwischen Kessel und Kondensator im simulierten Kondensationsbetrieb

5.1.5. Nutzen und Aufwand beim Kondensationsbetrieb

In den vorangegangenen Kapiteln zu den Simulationsergebnissen des Kondensationsbetriebs wurden die Verläufe der Massenströme und der thermodynamischen Parameter untersucht. In Kapitel 3.4.2 wurde die Berechnung des elektrischen Wirkungsgrades angeführt. GateCycle™ berechnet den elektrischen Bruttowirkungsgrad unter Vernachlässigung des elektrischen Eigenverbrauchs auf gleiche Weise. Als Aufwand wurde die Feuerungswärmeleistung im Dampferzeuger herangezogen. Laut der Definition des Kondensationsbetriebs ist als Nutzen ausschließlich die elektrische Leistung definiert. Für den Bruttowirkungsgrad wurde die Bruttoleistung am Generator herangezogen. Abbildung 19 veranschaulicht diverse Leistungsverläufe beim Kondensationsbetrieb.

Die el. Bruttoleistung (rot) verläuft bis 91 % Kessellast mit konstanter Steigung, darüber flacht die Kurve leicht ab. Dies erklärt sich durch die Drosselverluste der Regelventile im Modul der HD-Turbine.

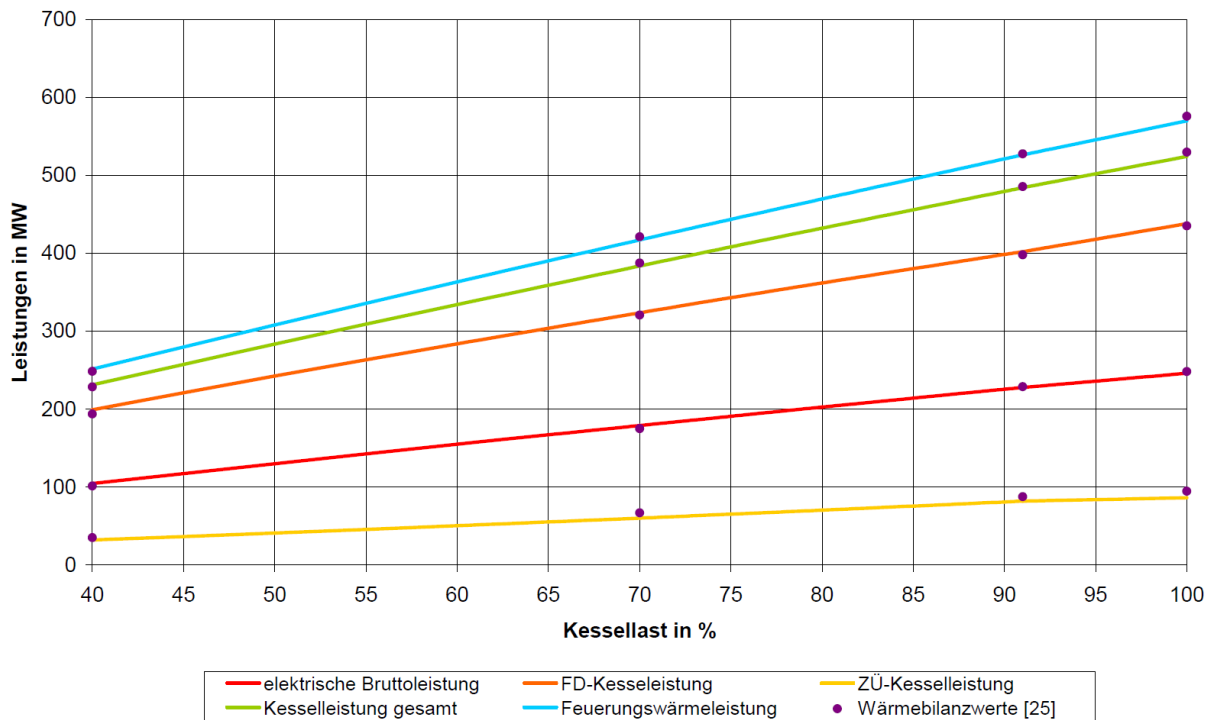


Abbildung 19: Nutzleistung und Aufwand im simulierten Kondensationsbetrieb

Die Zufuhr von Wärmeleistung an das Speisewasser im Kessel wird orange dargestellt. Die Zufuhr in der Zwischenüberhitzung ist golden gehalten. Beide Linien haben anfangs die gleiche Charakteristik wie die el. Bruttoleistung. Ab 91 % Kessellast vergrößert sich die Steigung der FD-Kesselleistung, jene der ZÜ-Kesselleistung reduziert sich hingegen. Die Summe beider im Kessel zugeführter Wärmeleistungen ergibt die gesamte Kesselleistung (grün). Es wird, wie bei der Kennlinie der Feuerungswärmeleistung (hellblau), ein linearer Anstieg abgebildet. Der Zusammenhang beider wird durch den konstanten Faktor des Kesselwirkungsgrades (92 %) beschrieben. Die gegebenen Werte (violett) aus [25] zeigen abermals eine gute Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen.

5.1.6. Elektrischer Wirkungsgrad

Abbildung 20 veranschaulicht die Verläufe des Anlagen-Bruttowirkungsgrads (blau) und der elektrischen Bruttoleistung (rot) über dem praktisch möglichen Kessellastbereich von 40 % bis 100 %. Zum Vergleich sind die Auslegedaten der elektrischen Bruttoleistung der Anlage [25] als violette Punkte eingezeichnet, die des elektrischen Bruttowirkungsgrades der Anlage als grüne Dreiecke.

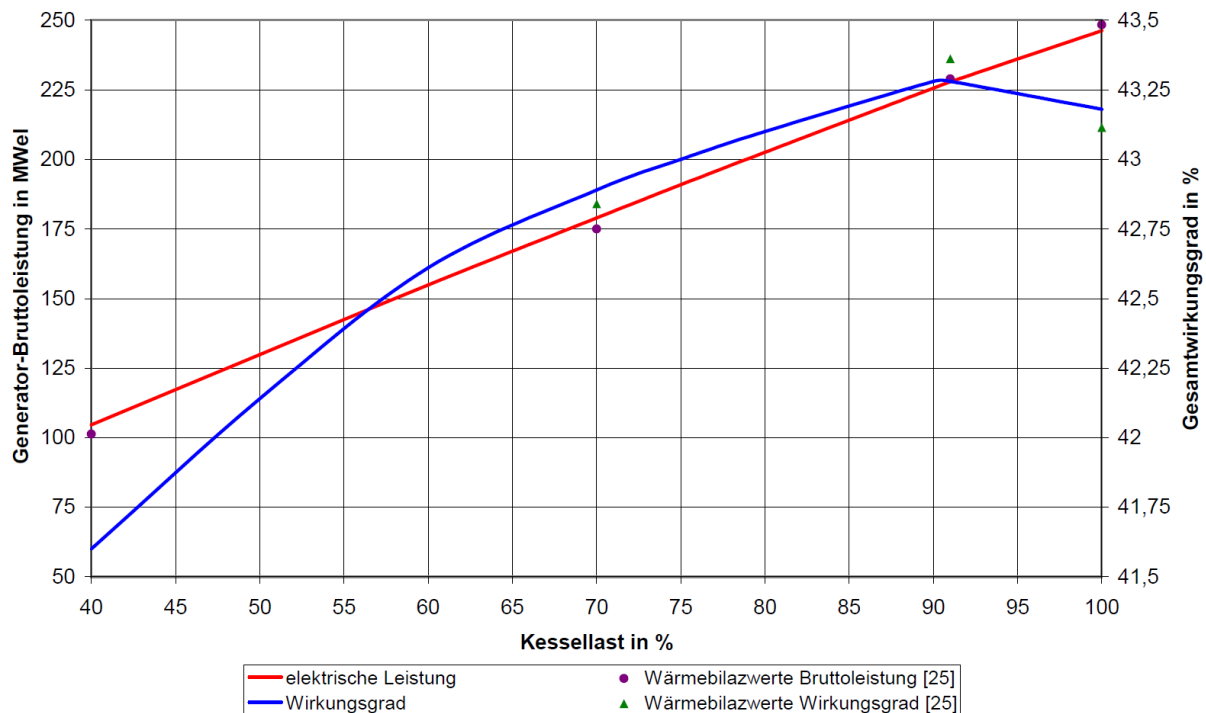


Abbildung 20: Elektrische Leistung und Gesamtwirkungsgrad beim simulierten Kondensationsbetrieb

Der Wirkungsgrad verändert sich im gesamten Betriebsbereich in einem Band von 2 %. Das Maximum der Kurve stellt sich bei 91 % Dampferzeugerleistung ein, darüber fällt er ab. Im Bereich des fallenden Bruttowirkungsgrades rechts vom Maximum nimmt die elektrische Bruttolleistung weiter zu. Bei genauer Betrachtung der Leistungskennlinie (rot) lässt sich ein Abflachen des Verlaufs oberhalb von 91 % Kessellast erkennen.

Wie in Kapitel 0 beschrieben, können im verwendeten Dampfturbinenmodell in GateCycle™ Ventile zur Druckregelung implementiert werden. In der HD-Turbine der Simulationsmodelle wurden gleich wie im FHKW Mellach vier Regelventile berücksichtigt. Durch die Fahrweise der Anlage wird über 91 % Kessellast der Frischdampf vor der ersten Stufe der HD-Turbine angestaut. Somit verringert sich die nutzbare Enthalpiedifferenz in der Turbine. Das führt zu einem kleineren Wirkungsgrad aufgrund der zusätzlichen Drosselverluste über 91 % Kessellast.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand bei 91% Last optimal wird. Durch die Fahrweise der Anlage wird ein Knick in der Kennlinie des elektrischen Bruttowirkungsgrades hervorgerufen. Drosselverluste verringern im hohen Lastbereich den Wirkungsgrad und wirken sich somit auf die Wellenleistung aus.

5.2. Heizbetrieb

Der Heizbetrieb des FHKW Mellach beinhaltet alle Betriebsfälle, bei denen Fernwärme ausgekoppelt wird. Die problemlose Funktion des Dampferzeugers im gesamten Betriebsbereich von 40 % bis 100 % Kessellast wurde im Zuge der Simulation des Kondensationsbetriebs sichergestellt. Als nächster Schritt wurde der Einfluss der Wärmeauskopplung auf den Dampfkreislauf betrachtet. Die Kessellast wurde dabei auf die drei Werte 50 %, 75 % und 100 % eingestellt. Die Kühlwassermenge (6009 kg/s) und -eintrittstemperatur (8 °C) blieben konstant. Auch die FW-Rücklauftemperatur wurde mit 60 °C nicht verändert.

Es wurden Kennfelder mittels veränderlicher FW-Vorlauftemperatur (von 90 °C bis 130 °C) über einem FW-Leistungsbereich (von 0 bis 230 MW_{th}) für Kessellasten von 50 %, 75 % und 100 % erstellt. Zum Einstellen der FW-Leistung wurde der FW-Massenstrom herangezogen. Er berechnet sich aus den angepeilten Werten für FW-Leistung und FW-Vorlauftemperatur und diente als Eingabegröße für die Simulation. Zum besseren Verständnis des Heizbetriebs mit und ohne Androssung sind die Einflüsse in den nachfolgenden Kapiteln für zwei unterschiedliche Vorlauftemperaturen dargestellt.

Für die energetische Bewertung der Simulationsergebnisse im Heizbetrieb wurde das Hauptaugenmerk auf die bereits in Kapitel 3.4.3 genannten Kennwerte gelegt. Es wurde auch ein Vergleich mit dem Kondensationsbetrieb durchgeführt.

5.2.1. Sättigungs- und Drosseldrücke im Heizbetrieb

Der Betrieb des FHKW Mellach zum Erreichen der erwünschten FW-Vorlauftemperatur mittels einfacher Bypassregelung oder Androsselung wurde im Kapitel 3.5 erörtert. Abbildung 21 stellt die Verläufe der Sättigungsdrücke in den Heizern und im Kondensator dar. Außerdem sind die Drücke vor und nach der Drosselklappe angezeigt.

Der Kondensationsdruck (dunkelgrün) wird mit steigender FW-Leistung geringer. Grund dafür ist, dass mit steigender FW-Leistung mehr Dampf aus der Turbine entnommen wird und somit weniger in den Kondensator strömt. Die Kurven für die Sättigungsdrücke in Heizer 0 (hellgrün) und 1 (gold) zeigen ebenso fallende Tendenz. Bei etwa 75 MW_{th} ist der erste verlustlose Punkt (siehe Kapitel 3.5) erreicht. Der Druckverlauf des Heizers 1 wird flacher. Gleichzeitig wird auch der Heizer 2 in Betrieb genommen. Dessen Sättigungsdruck (rot) nimmt im Bypassbetrieb ebenfalls ab. Bei 175 MW_{th} wird der zweite verlustlose Punkt

erreicht (siehe Kapitel 3.5). Oberhalb dieser Grenze wird die Vorlauftemperatur ausschließlich durch den Einsatz der Drosselklappen erreicht. Durch die Vorgabe eines Druckverlustes in der Drosselklappe ab 175 MW_{th} steigt der Druck vor der Drossel (dunkelblau) mit weiter steigender FW-Leistung wieder an. Die Linie des Sättigungsdruckes im Heizer 2 verläuft aufgrund der Entnahme vor den Drosselklappen parallel zur Drucklinie am Drosseleintritt. Die Auswirkungen der Drosselung auf den Druck nach der Drosselklappe (hellblau) stellen sich äußerst gering dar. Gleich wie bei den Druckverläufen der Heizer 0 und 1 oberhalb von 175 MW_{th} ist ein Einfluss in Form der etwas flacheren Druckverläufe nur schwer erkennbar.

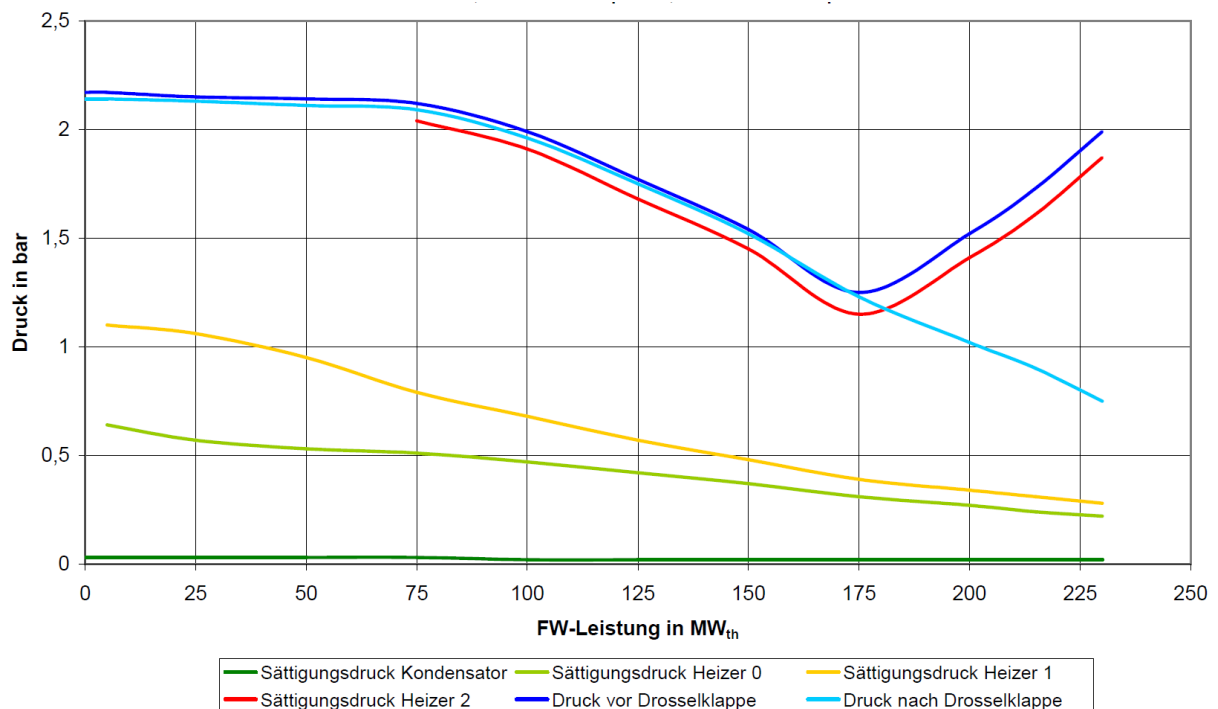


Abbildung 21: Sättigungsdrücke für 90 °C Vorlauftemperatur beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast

Die Drücke vor und nach der Drosselklappe bilden zueinander im Bereich der herkömmlichen Heizerregelung (bis 175 MW_{th}) eine kaum veränderliche Druckdifferenz, da von der vollständig geöffneten Drosselklappe ausschließlich ein volumenstromabhängiger Druckverlust verursacht wird. Unterhalb von 75 MW_{th} bleiben die Absolutdrücke an der Drosselklappe beinahe konstant. Erst das Zuschalten des Heizers 2 oberhalb dieser Marke führt zu einem Abfall des Druckes. Es reduziert sich auch die Druckdifferenz über die Drosselklappe, was durch eine Abnahme des Volumenstroms durch die Drossel verursacht wird. Gleichzeitig steigt der massenstromabhängige Druckverlust in der Entnahmeleitung des Heizers 2 (Differenz zwischen rot und dunkelblau) durch eine Erhöhung des Entnahmestromes.

Aus Abbildung 21 ist ersichtlich, dass der MD-Bereich durch den Einsatz der Drosselklappen stärker beeinflusst wird als der ND-Bereich. Die Auswirkungen auf die Drücke bei hohen FW-Vorlauftemperaturen werden in Abbildung 22 gezeigt. Der rapide ansteigende Druck vor der Drosselklappe (dunkelblau) lässt die Notwendigkeit einer Androsselung selbst bei geringen FW-Leistungen erkennen (vgl. 5 MW_{th}). Im weiteren Verlauf der Kurve steigt diese zuerst nur unmerklich an, später wird der Verlauf immer steiler. Grund hierfür ist, dass im Bereich kleiner FW-Leistungen der Druckverlust in der Drosselklappe vorerst nicht stark zunehmen muss, um die FW-Vorlauftemperatur von 130 °C nach dem Heizer 2 zu erreichen. Dies ändert sich mit steigender FW-Leistung.

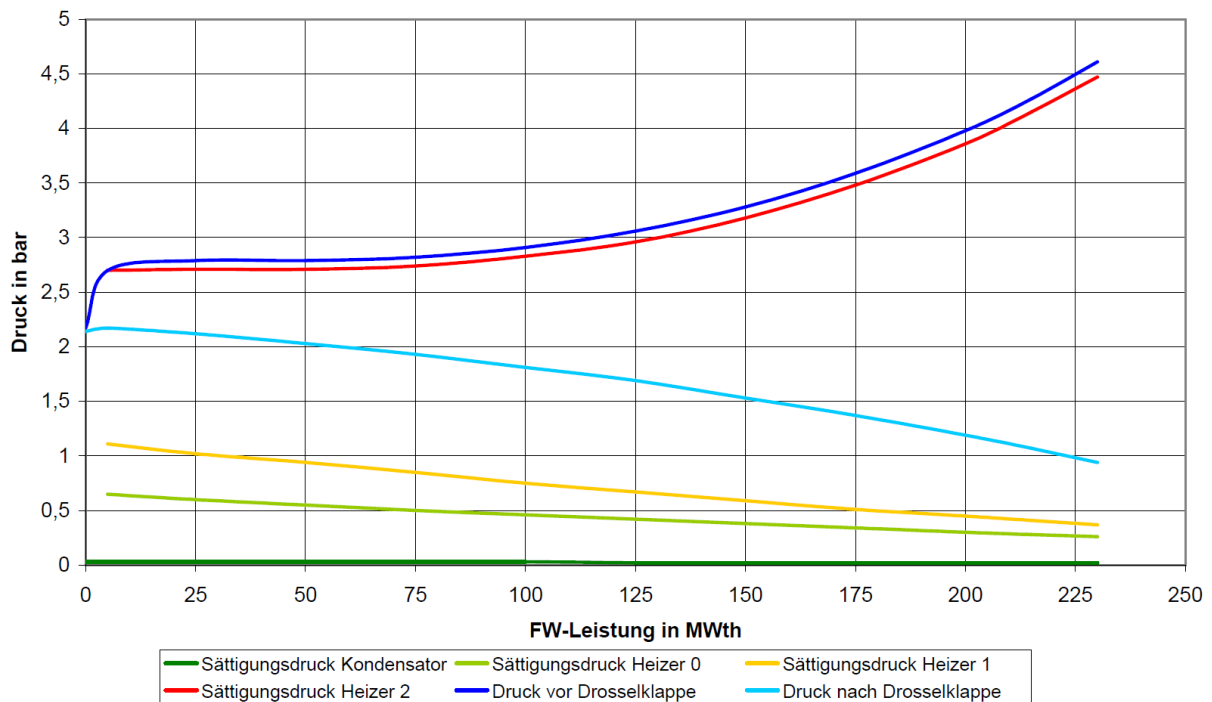


Abbildung 22: Sättigungsdrücke für 130 °C Vorlauftemperatur beim simulierten Heizbetrieb bei 100 % Kessellast

Als Folge des zunehmend erforderlichen Druckverlustes in der Drosselklappe nimmt der Druck danach (hellblau) mit steigender FW-Leistung ab. Die Verläufe des Kondensationsdruckes (dunkelgrün) und der Sättigungsdrücke in den Heizern 0 (hellgrün) und 1 (gold) zeigen einen ähnlichen Verlauf wie zuvor.

5.2.2. Entnahmemassenströme der Heizer im Heizbetrieb

Der Einfluss der FW-Leistung auf die Entnahmemassenströme ist in Abbildung 23 für eine erwünschte FW-Vorlauftemperatur von 90 °C und eine gegebene FW-Rücklauftemperatur von 60 °C für Kesselvolllast dargestellt.

Der Entnahmemassenstrom durch die Anzapfung H0 (grün) steigt bis zu seinem Maximum zwischen 75 und 100 MW_{th}. Darüber fällt die Kurve wieder ab. Ab dieser FW-Leistung wird Heizer 1 voll durchströmt und der Bypassbetrieb des Heizers 2 setzt ein. Der Heizer 1 wird bis 75 MW_{th} wasserseitig teilweise umgangen, darüber wird er voll beaufschlagt. Der Punkt, der das Ende des Bypassbetriebs von Heizer 1 kennzeichnet, ist als Wendepunkt im Verlauf des Entnahmemassenstroms zum Heizer 1 (gold) bei 75 MW_{th} erkennbar. Heizer 2 (rot) wird bis 175 MW_{th} FW-Leistung im Bypassbetrieb und anschließend mit voller wasserseitiger Beaufschlagung betrieben. Weiters ist auch der Kondensatormassenstrom (blau) dargestellt, um das Abnehmen des Dampfmassenstroms aus der ND-Turbine in den Kondensator mit steigender FW-Leistung zu verdeutlichen. Das erklärt sich dadurch, dass für das Erreichen einer höheren FW-Leistung bei konstanter Vor- und Rücklauftemperatur ein höherer Entnahmemassenstrom benötigt wird.

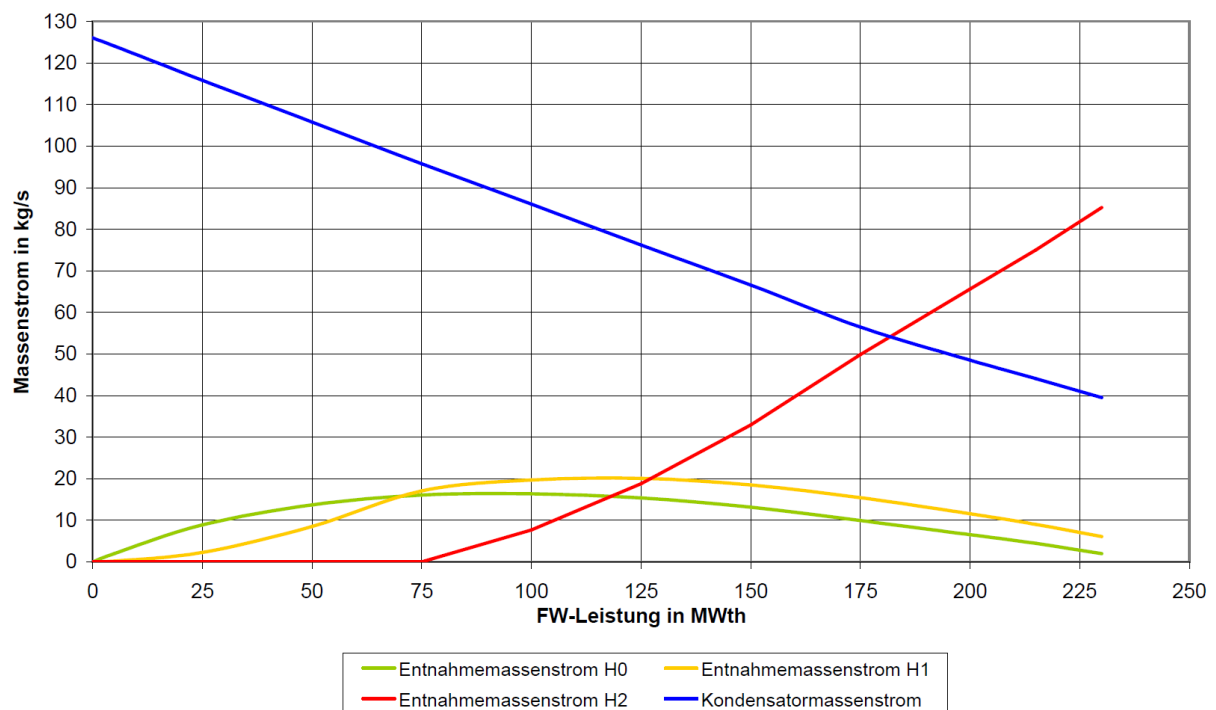


Abbildung 23: Heizerentnahmemassenströme für 90 °C Vorlauftemperatur beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kesselast

Ab 175 MW_{th} beginnt der Drosselbetrieb, was sich jedoch in den Verläufen der Entnahmemassenströme nicht eindeutig erkennen lässt. Im Verlauf des

Kondensatormassenstroms ist eine geringfügige Änderung erkennbar, wonach die Linie über 175 MW_{th} flacher wird. Der Rückgang des Kondensatormassenstroms wird im Bereich der Drosselung somit gehemmt.

Bei gleicher Kessellast und Rücklauftemperatur, sowie einer maximalen Vorlauftemperatur von 130 °C stellen sich die Verläufe der Entnahmemassenströme, wie in Abbildung 24 abgebildet, dar. Aufgrund der hohen Vorlauftemperatur wird im gesamten Leistungsbereich angedrosselt, und alle Wärmetauscher sind wasserseitig voll durchflossen. Der Kondensatormassenstrom (dunkelblau) zeigt wiederum einen stetig fallenden Verlauf. Eine Steigungsänderung ist nicht auszumachen, da keine Änderungen im Betrieb der Heizer oder das Einsetzten der Androsselung vorliegen. Die Steigung der Linie verläuft allerdings flacher, was bedeutet, dass die Summe aller abgeführten Anzapf- und Entnahmemassenströme von den Teilturbinen bei hohen FW-Vorlauftemperaturen geringer ausfällt, als bei niedrigeren Vorlauftemperaturen, weswegen der Kondensatormassenstrom größer ist. Die Formen der Verläufe der Entnahmemassenströme für Heizer 0 (grün) und 1 (gold) sind ähnlich wie in Abbildung 23, wobei die Absolutwerte beider Massenströme bei gleicher FW-Leistung merklich kleiner sind. Der Entnahmemassenstrom des Heizers 2 (rot) wächst von Anfang an stetig mit der FW-Leistung.

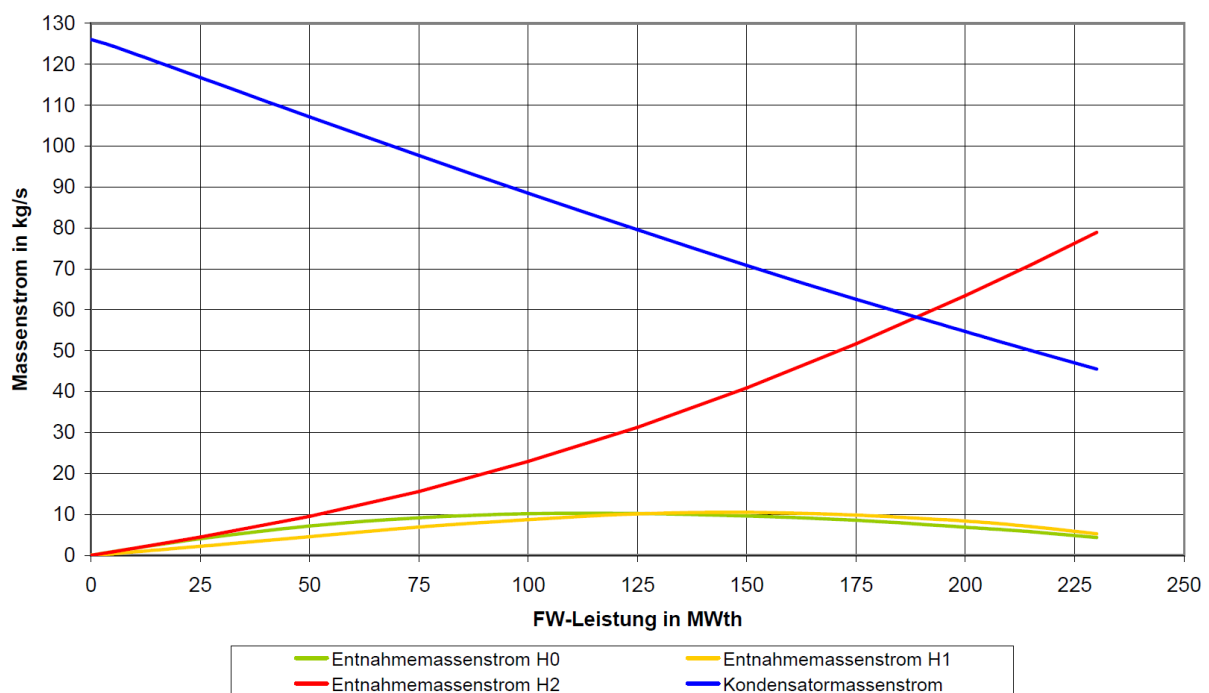


Abbildung 24: Heizerentnahmemassenströme für 130 °C Vorlauftemperatur beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast

Werden die Summen der Entnahmemassenströme der Heizer für 90 °C und 130 °C bei gleichen Leistungen verglichen, zeigt sich, dass trotz höherer erforderlicher Vorlauftemperatur in

Summe weniger Entnahmedampf in die Heizer strömt. Somit wird für 130 °C FW-Vorlauftemperatur die gleiche FW-Leistung durch einen geringeren Entnahmemassenstrom übertragen, als dies bei 90 °C Vorlauftemperatur der Falls ist. Erklären lässt sich das durch das in Abbildung 22 höhere Druckniveau im Heizer 2 bei gleicher FW-Leistung, wodurch auch dessen Temperatur der Wärmeabgabe höher liegt als vergleichsweise bei einer FW-Vorlauftemperatur von 90 °C. Diese höhere Temperatur im Heizer 2 bei hoher FW-Vorlauftemperatur ermöglicht die Nutzung einer größeren dampfseitigen Enthalpiedifferenz.

5.2.3. FW-Temperaturen im Heizbetrieb

Es werden die Temperaturen an den wasserseitigen Heizerein- und -austritten für zwei unterschiedliche Vorlauftemperaturen diskutiert. In Abbildung 25 ist deren Verlauf für eine Vorlauftemperatur von 90 °C (rot) und eine Rücklauftemperatur von 60 °C (dunkelblau) bei 100 % Kessellast dargestellt. Bei gegebenen FW-Vorlauftemperaturen wird die Erhöhung der FW-Leistung durch eine Vergrößerung des FW-Massenstroms realisiert. Zum Erreichen der Vorlauftemperatur muss auch bei kleinen Leistungen bereits ein zweiter Heizer im Betrieb sein (Bypassregelung, Kapitel 3.5). Mit steigender FW-Leistung sinkt die FW-Austrittstemperatur aus dem Heizer 0 (hellblau) ab und damit dessen Anteil an der Temperaturerhöhung entlang der Heizer. Im Heizer 1 wird jene Leistung bereitgestellt, um die Temperaturdifferenz zwischen der Temperatur nach Heizer 1 (grün) und Heizer 0 zu erreichen. Unterhalb von 75 MW_{th} würde dabei die Temperatur am Austritt von Heizer 1 bei maximaler Abgabe (Heizer 1 wasserseitig voll durchströmt) größer als 90 °C (grün gestrichelt). Deshalb wird in diesem Bereich der Wärmetauscher im Bypass betrieben. Oberhalb der FW-Leistung von 75 MW_{th} sinkt die Austrittstemperatur mit steigender Leistung unter das erwünschte Vorlauftemperaturniveau. Damit wächst der auftretende Temperaturunterschied zur geforderten Vorlauftemperatur, der vom Heizer 2 gedeckt wird. Dieser wird bis 175 MW_{th} im Bypass betrieben (gold gestrichelt), darüber unterschreitet auch seine Austrittstemperatur die gewünschte FW-Vorlauftemperatur. Somit wird die geforderte Vorlauftemperatur von 90 °C über 175 MW_{th} ohne Androssung nicht mehr erreicht.

Es wird die Verwendung der Drosselklappen notwendig, um noch höherer FW-Leistungen mit 90 °C Vorlauftemperatur zu erzeugen. Der Druck vor der Drossel wird auf einem Niveau gehalten, dass die erwünschte Vorlauftemperatur erhalten wird. Die stetigen Verläufe der Temperaturen nach Heizer 0 und 1 zeigen auch, dass sie FW-seitig von der Androssung kaum beeinflusst werden, da im Bereich um 175 MW_{th} keine Veränderung zu erkennen ist.

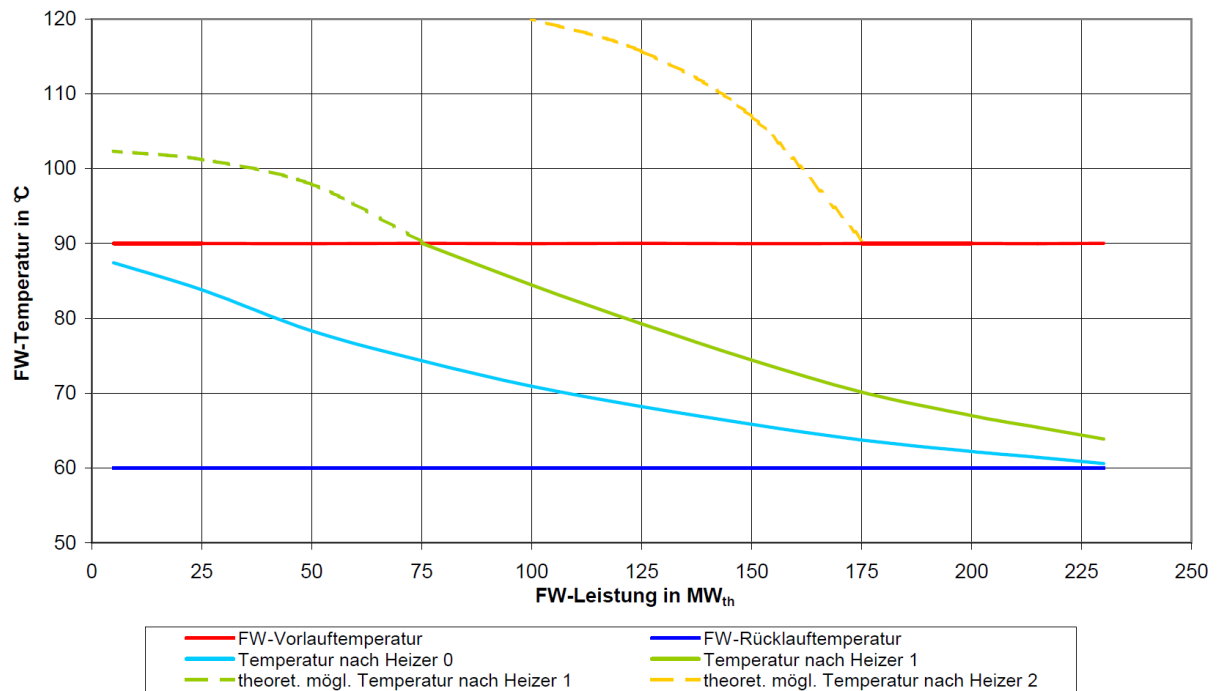


Abbildung 25: Temperaturen im FW-Kreis für 90 °C Vorlauftemperatur beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast

Zum Vergleich werden in Abbildung 26 die Temperaturverläufe der Heizer bei 130 °C FW-Vorlauftemperatur abgebildet.

Hier sind ebenfalls Vor- (rot) und Rücklauftemperatur (dunkelblau) als konstant über der FW-Leistung vorgegeben. Die Verläufe der Temperaturen am Austritt der Heizer 0 (hellblau) und 1 (grün) verlaufen wie zuvor fallend bei steigender FW-Leistung. Die Temperaturdifferenz zwischen Rücklauftemperatur und dem Verlauf der Austrittstemperatur des Heizers 0 wird von diesem gedeckt. Der Unterschied zwischen den Temperaturen nach Heizer 0 und 1 entspricht dem Temperaturhub des FW-Wassers im Heizer 1. Auffällig ist, dass die Kurve der Austrittstemperatur des Heizers 2 (gold) nicht erkennbar ist. Die Temperatur des Heizwassers nach dem Heizer 2 ist durchwegs identisch mit der erwünschten FW-Vorlauftemperatur, sodass die Kurve verdeckt ist. Der Abstand zwischen Vorlauftemperatur und Austrittstemperatur aus Heizer 1 ist ein Maß für den Temperaturhub des Heizers 2, der bei 130 °C FW-Vorlauftemperatur merklich größer ausfällt als zuvor bei 90 °C. Damit nimmt der Anteil der beiden ersten Wärmetauscher am Temperaturhub im Vergleich zum letzten bei hohen Temperaturen ab.

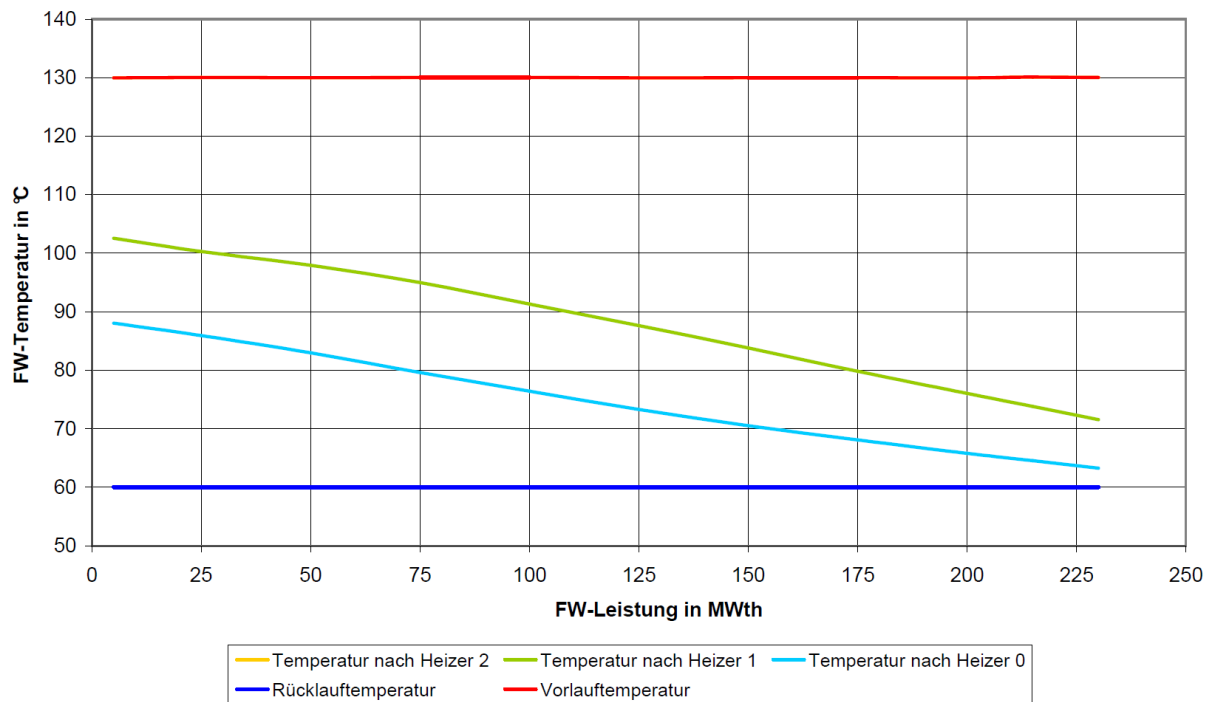


Abbildung 26: Temperaturen im FW-Kreis für 130 °C Vorlauftemperatur beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast

Abbildung 27 zeigt die Heizergrenzkurven der Heizer 1 und 2. Das Diagramm stellt den Verlauf der maximal möglichen FW-Vorlauftemperatur am Austritt des jeweiligen Heizers ohne Androsselung für den maximalen Massenstrom an FW-Heizwasser von 736 kg/s über dem simulierten Kessellastbereich von 40 % bis 100 % Last dar. Die blaue Linie für den Verlauf des ersten verlustlosen Punktes (Heizer 1 wasserseitig vollständig durchströmt) steigt dabei mit steigender Kessellast von etwa 69 °C bis auf rund 87 °C. Der Verlauf der Heizergrenzkurve des Heizers 2 (rot) zeigt im Vergleich einen minimal steileren Verlauf entlang der Kessellast. Die Austrittstemperatur aus Heizer 2 wächst von ca. 80 °C bis auf rund 105 °C. Um höhere Vorlauftemperaturen erreichen zu können, ist die Inbetriebnahme der Drosselklappen notwendig.

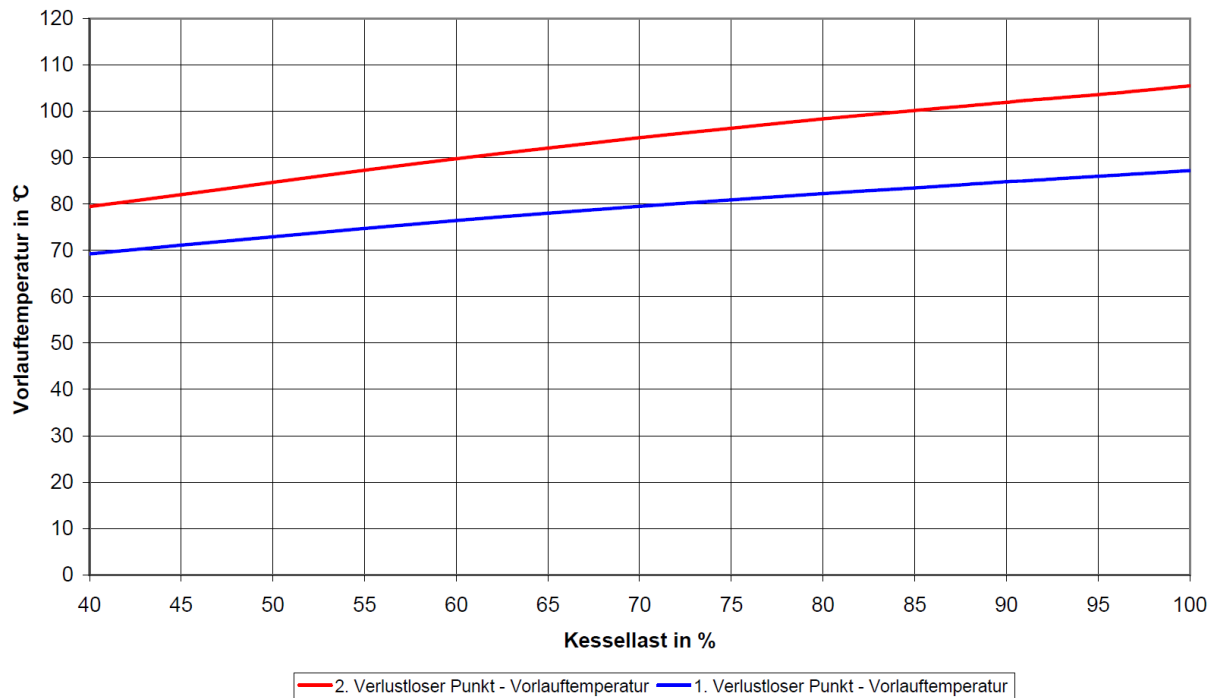


Abbildung 27: Heizergrenzkurven für Heizer 1 und 2 bei maximaler FW-Heizwassermenge (736 kg/s)

5.2.4. Wärmeleistungen der Heizer im Heizbetrieb

In den vorangegangenen Kapiteln zur Darstellung des Heizbetriebs bzw. des Drosselinflusses wurden Sättigungstemperaturen, FW-Temperaturen und Anzapfströme für zwei unterschiedliche Vorlauftemperaturen bei Kessellast betrachtet. Ein letzter direkter Vergleich am Heizer soll auf Basis der übertragenen Wärmeleistungen gemacht werden. Zu diesem Zweck stellt Abbildung 28 den Wärmeleistungsverlauf der Heizer 0 bis 2 über der steigenden FW-Leistung dar. Die durchgezogenen Linien entsprechen den Verläufen bei 130 °C Vorlauftemperatur, die gestrichelten denen für 90 °C.

Die Leistungskurven für den Heizer 0 sind in grüner Farbe gehalten, die Kennlinien für Heizer 1 golden. Insbesondere der jeweilige Verlauf ihrer Entnahmemassenströme in Abbildung 23 und Abbildung 24 prägt diesen Kurven ihren Verlauf auf. Das gilt auch für die Leistungen des Heizers 2 (rot). Summiert man die übertragenen Wärmeleistungen der drei Heizer für eine Vorlauftemperatur bei einer willkürlich gewählten FW-Leistung auf, so ergibt sich der Gesamtbetrag der ausgekoppletten FW-Leistung.

Das Verhältnis der Anteile an übertragener Wärme in den drei Heizern fällt mit wachsender FW-Leistung immer stärker zugunsten von Heizer 2 aus. Dies veranschaulicht die Auswirkungen der Drosslung auf den Wasser-Dampf-Kreislauf nochmals etwas deutlicher.

Die Leistung, die an das FW-Netz übertragen wird, muss somit zu einem immer größeren Anteil durch einen größeren Dampfmassenstrom bei höherem Energieinhalt des Entnahmedampfes bereitgestellt werden. Dies hat folglich einen negativen Effekt auf die elektrische Stromerzeugung.

Weiters lässt sich erkennen, dass bei niedriger Vorlauftemperatur von 90 °C die übertragene Leistung in den Heizern 0 und 1 größer ist als bei hoher Vorlauftemperatur. Dies gilt zumindest bis zu der FW-Leistung von 175 MW_{th}, bis zu der bei 90 °C die herkömmliche Heizerregelung zum Decken der FW-Anforderungen ausreicht. Bis zu dieser Grenze sind die energetischen Verhältnisse zur FW-Auskopplung im ND-Bereich bei niedriger FW-Vorlauftemperatur günstiger als bei hoher. Im darüber liegenden Drosselbereich steigt der Anteil des Heizers 2 sogar über seinen Wert bei 130 °C Vorlauftemperatur. Das bedeutet, dass durch die Drosselung bei niedrigeren Vorlauftemperaturen die energetischen Verhältnisse soweit verschoben werden, dass die Leistungsabgabe im Heizer 2 einen noch höheren Stellenwert erreicht, als bei hohen Vorlauftemperaturen.

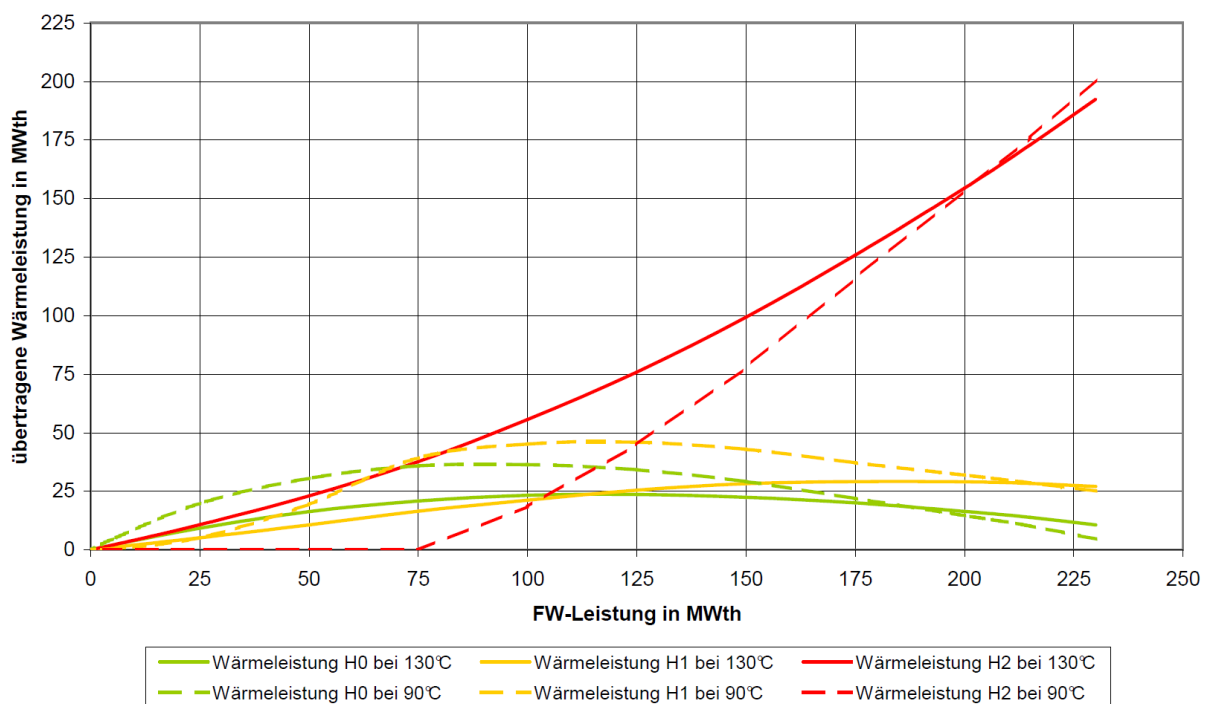


Abbildung 28: übertragene Wärmeleistung der Heizer bei 90 °C und 130 °C Vorlauftemperatur beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast

5.2.5. Stromausbeute beim Heizbetrieb

Die Stromausbeute wird nach Gleichung (3-14) berechnet. Diese Definition ist gleichbedeutend mit dem in GateCycle™ berechneten und ausgegebenen elektrischen Brutto-Wirkungsgrad. Abbildung 29 zeigt den Verlauf der Brutto-Stromausbeute über der FW-Leistung bei 100 % Kessellast in Abhängigkeit der FW-Vorlauftemperaturen. Die höchste Stromausbeute wird bei Kondensationsbetrieb (0 MW_{th}) erreicht, da kein Dampfmassenstrom an die FW-Heizer geliefert wird. Solange die FW-Anforderungen abhängig von der Vorlauftemperatur mit regulärer Heizerregelung erfüllt werden können, verlaufen die einzelnen Kurven annähernd deckungsgleich (siehe Kurven für 90°C , 100°C , 110°C und 120°C). Erst bei der Inbetriebnahme der Drosselklappe mit steigender FW-Vorlauftemperatur bei kleineren FW-Leistungen beginnen sich diese Verläufe voneinander merklich zu unterscheiden (beispielsweise für die Kurve von 120°C zwischen 25 und $50 \text{ MW}_{\text{th}}$, für die Kurve von 100°C zwischen 150 und $175 \text{ MW}_{\text{th}}$).

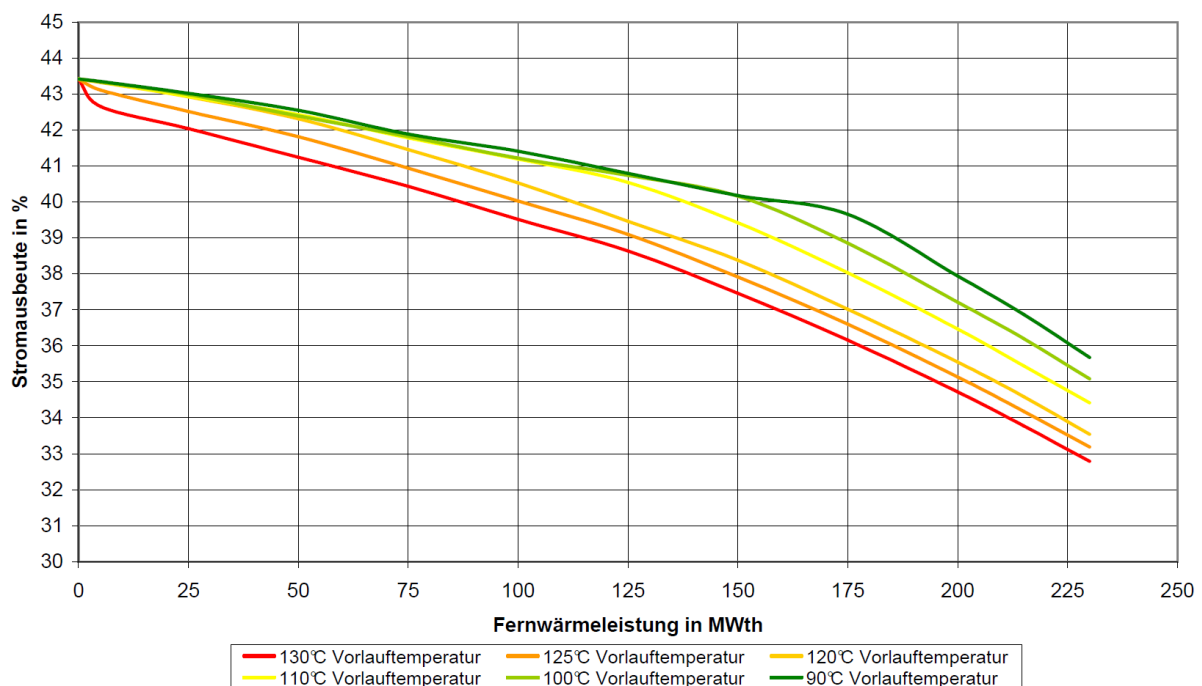


Abbildung 29: Brutto-Stromausbeute beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast

Die Kennlinie für 130°C FW-Vorlauftemperatur (rot) zeichnet die geringste Stromausbeute aller Vorlauftemperaturen über dem gesamten FW-Leistungsbereich. Der unübersehbare Abfall bei sehr niedrigen FW-Leistungen ist eine Folge des dort bereits notwendigen Einsatzes der Drosselklappen. Bei einer Vorlauftemperatur von 125°C (orange) wird bei kleinen FW-Leistungen ebenso ein – wenn auch geringerer – Abfall der Kurve ersichtlich.

Durch die Drosselung verschiebt sich der Anteil an übertragener FW-Leistung, wie in Abschnitt 5.2.4 erörtert, in Richtung des Heizers 2 (siehe Abbildung 28) und damit in Richtung des höherenergetischen Dampfes. Je höher die erwünschte Vorlauftemperatur sein soll, desto eher muss die Wärme auf einem höheren Energieniveau aus dem Wasser-Dampf-Kreislauf entnommen werden. Darum ist die ständige Drosselung der ausschlaggebende Faktor für die niedrigere Stromausbeute bei hohen FW-Vorlauftemperaturen.

5.2.6. Wärmeausbeute beim Heizbetrieb

Wie bereits erwähnt, gibt es zur Stromausbeute das Äquivalent der Wärmeausbeute (Kapitel 3.4.3). Der Verlauf dieser Wärmeausbeute über der FW-Leistung ergibt bei konstanter Kessellast (konstante Feuerungswärmeleistung) eine Gerade. Abbildung 30 zeigt die Änderung der Wärmeausbeute über der FW-Leistung in Abhängigkeit von der Kessellast.

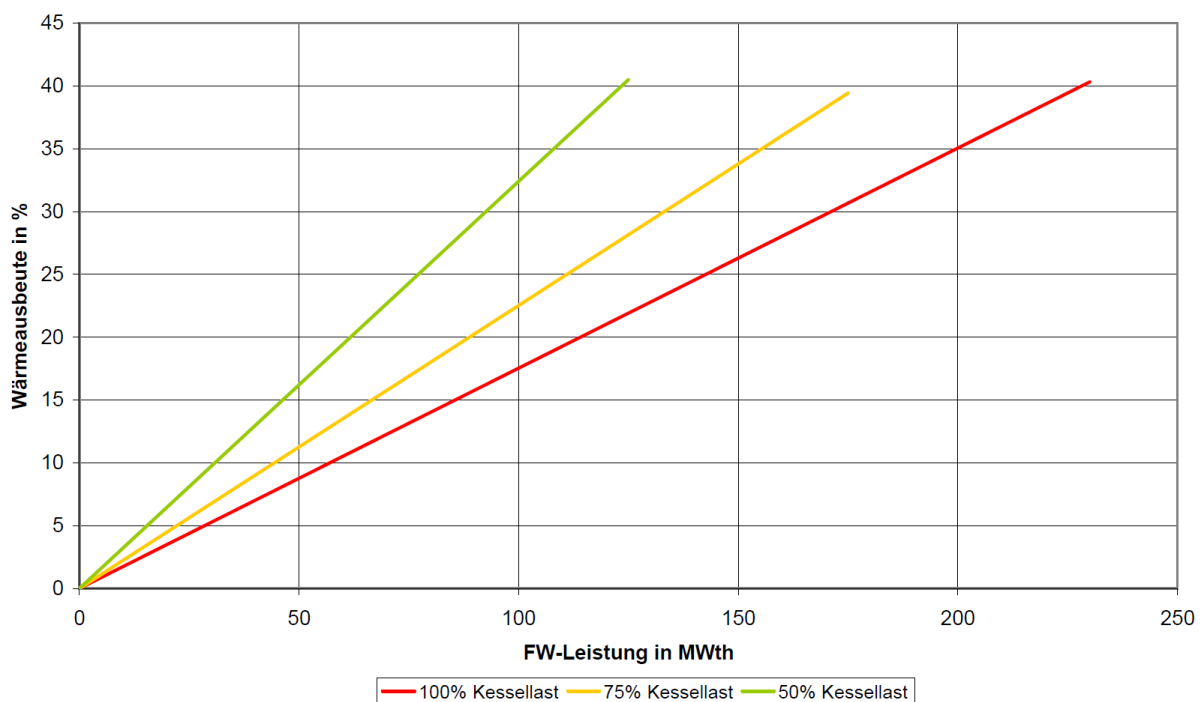


Abbildung 30: Wärmeausbeuten für unterschiedliche Kessellasten und 130 °C Vorlauftemperatur beim simulierten Heizbetrieb

Je geringer die Kesselleistung, desto steiler werden die Geraden. Man erkennt weiters, dass bei niedrigeren Kessellasten die maximal möglichen FW-Leistungen abnehmen, da im Wasser-Dampf-Kreislauf ein geringerer Dampfmassenstrom zirkuliert.

Diese maximalen Leistungen gelten für die maximale Vorlauftemperatur von 130 °C und eine Rücklauftemperatur von 60 °C. Mit niedrigeren Vorlauftemperaturen sind diese Leistungen

in der Praxis nicht erreichbar, da dafür der maximal erlaubte FW-Massenstrom überschritten wird. Für geringere FW-Vorlauftemperaturen werden die Geraden mit sinkender Kessellast somit kürzer, an der Lage bzw. Steigung der Kurven ändert sich nichts. Ein Einfluss der Androsselung ist nicht erkennbar, da die sich einstellenden thermodynamischen Zustände im Wasser-Dampf-Kreislauf bei der Bereitstellung der Wärmeleistung durch die Wärmeausbeute nicht berücksichtigt werden.

5.2.7. Brennstoffausnutzungsgrad beim Heizbetrieb

Einen wichtigen Kennwert zur Beurteilung einer KWK-Anlage stellt der Brennstoffausnutzungsgrad dar (siehe Glg.(3-16)). In Abbildung 31 sind die Verläufe des Brennstoffausnutzungsgrades über der FW-Leistung bei 100 % Kessellast und für unterschiedliche Vorlauftemperaturen dargestellt. Die einzelnen Kennlinien des Brennstoffausnutzungsgrades sind eine Kombination aus den Kurven für die Brutto-Stromausbeute (Abbildung 29) und der 100%-Kessellast-Geraden für die Wärmeausbeute (Abbildung 30).

Bei der Umwandlung von thermischer Energie in elektrischen Strom treten größere Verluste auf, als dies bei der Erzeugung von Fernwärme der Fall ist. Durch die Entnahme von energiereichem Dampf zur Auskopplung von Fernwärme, sinkt die Stromausbeute mit gleichzeitig sehr viel stärker ansteigender Wärmeausbeute. Das bedeutet, dass mit steigender Wärmeausbeute respektive mit steigender FW-Leistung auch der Brennstoffausnutzungsgrad zunimmt. Da bei Kondensationsbetrieb (0 MW_{th}) keine Wärme genutzt wird, ist das Minimum des Brennstoffausnutzungsgrads dort zu erwarten. Allerdings befindet sich dieses Minimum im Verlauf der Vorlaufemperatur von $130 \text{ }^\circ\text{C}$ bei kleinsten FW-Leistungen (rund 2 MW_{th}), weil dort die Abnahme an elektrischer Leistung aufgrund der notwendigen Androsselung den Gewinn an FW-Leistung übersteigt. Der höchste Wert für den Brennstoffausnutzungsgrad tritt bei der geringsten Vorlaufemperatur und der größten Fernwärmeleistung auf.

Wie in Abschnitt 5.2.5 beschrieben, verlaufen die Linien beinahe deckungsgleich, bis der Einsatz der Drosselklappen notwendig ist. Je höher die FW-Vorlaufemperatur ist, desto geringer sind die FW-Leistungen, bei denen dies erforderlich wird. Dadurch beginnen sich die Verläufe zu unterscheiden, was zu der dargestellten Fächerform der Kurvenschar führt. Das Diagramm veranschaulicht, dass die Auskopplung einer bestimmten FW-Leistung mit unterschiedlichen Brennstoffausnutzungsgraden zufolge der unterschiedlichen

Vorlauftemperaturen verbunden ist. Je niedriger die Vorlauftemperatur ausfällt, desto höher wird der Brennstoffausnutzungsgrad.

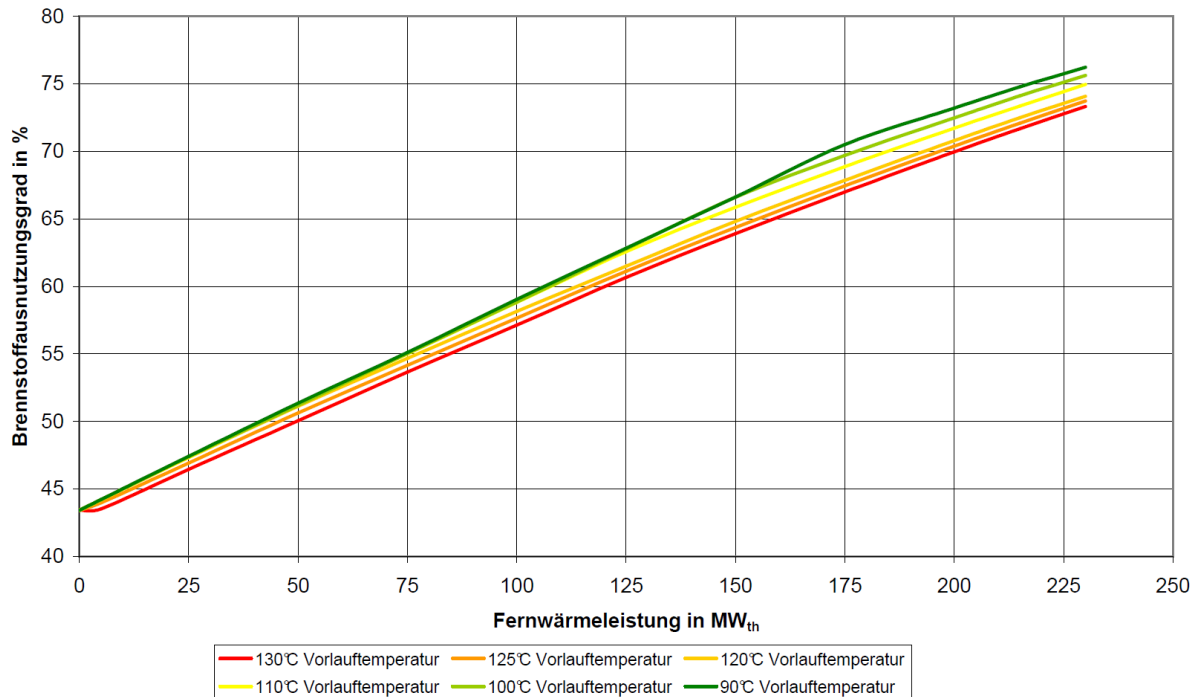


Abbildung 31: Brennstoffausnutzungsgrad beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast

In Abbildung 32 sind die Stromausbeute und die Wärmeausbeute über dem Brennstoffausnutzungsgrad aufgetragen. Laut Gleichung (3-17) sind die Werte für Strom- und Wärmeausbeute aufzusummieren, um auf den jeweiligen Brennstoffausnutzungsgrad zu kommen. Das Diagramm stellt die Verhältnisse für 100 % Kessellast dar. Die Erklärungen für die Form der Kurven und ihrer Abweichungen voneinander (Einsatz der Drosselklappen) wurden in den vorangegangenen Abschnitten bereits erläutert. Die gestrichelten Linien stellen die Verläufe der Wärmeausbeute dar, die durchgezogenen stehen für die Stromausbeute.

Das Diagramm zeigt in Abhängigkeit der FW-Vorlauftemperaturen, aus welchen Anteilen an Strom- und Wärmeausbeute sich ein bestimmter Brennstoffausnutzungsgrad zusammensetzt. Betrachtet man beispielsweise einen Brennstoffausnutzungsgrad von 65 %, so erkennt man, dass dieser für eine Vorlauftemperatur von 130 °C (rot) durch eine Wärmeausbeute von etwa 28 % und eine Stromausbeute von 37 % erreicht wird. Vergleicht man dies mit der Vorlauftemperatur von 100 °C (grün), so ergeben sich markante Unterschiede. Die Wärmeausbeute erreicht nur knapp 25 %, die Stromausbeute steigt auf über 40 % an. Das bedeutet, dass mit der gleichen Brennstoffausnutzung bei geringerer

Vorlauftemperatur mehr Strom produziert werden kann. Die Differenz beträgt rund 3 % der Stromausbeute, was umgerechnet elektrische Leistung von etwa 20 MW ergibt.

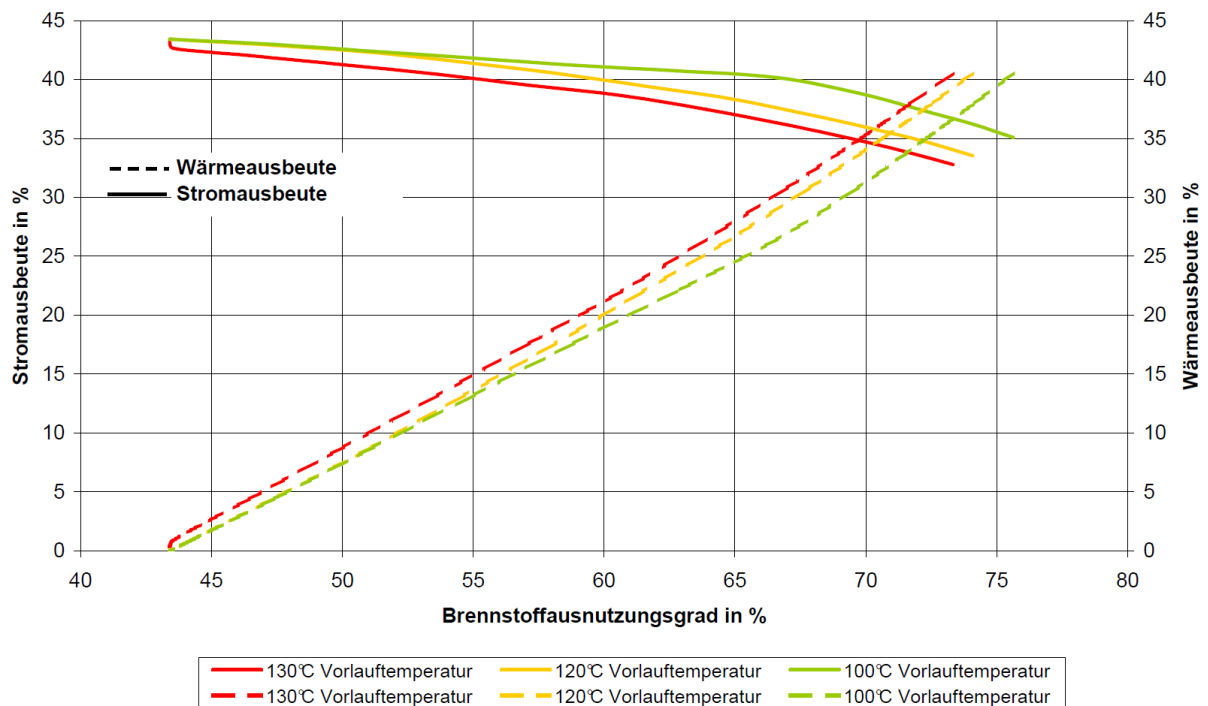


Abbildung 32: Strom- und Wärmeausbeute in Abhängigkeit vom Brennstoffausnutzungsgrad beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast

Legt man Abbildung 32 die Situation einer vorgegebenen Wärmeausbeute bzw. FW-Leistung zugrunde, zeigt sich, dass der Brennstoffausnutzungsgrad in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur um bis zu 2,5 % variiert.

5.2.8. Stromkennzahl beim Heizbetrieb

Die Stromkennzahl (siehe Gleichung (3-19)) ist in Abbildung 33 in Abhängigkeit des Brennstoffausnutzungsgrades dargestellt. Die FW-Vorlauftemperaturen dienen als Parameter der Kurvenschar. Bei reinem Kondensationsbetrieb ergibt sich die Stromkennzahl zu unendlich, da die Wärmeausbeute den Wert Null hat. Je mehr Wärme ausgekoppelt wird, desto größer wird die Wärmeausbeute. Aufgrund dessen, dass das Verhältnis der elektrischen Leistung zur FW-Leistung bei niedrigem Brennstoffausnutzungsgrad anfänglich sehr groß ist und dann stark abnimmt, hat die Stromkennzahl einen steilen Verlauf. Je näher die Werte von Strom- und Wärmeausbeute beieinander liegen, desto flacher verläuft sie.

Bei niedrigen Werten des Brennstoffausnutzungsgrades, die einhergehen mit niedriger FW-Leistungen, ist der Unterschied der Stromkennzahl in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur

groß. Beispielsweise liegt die Stromkennzahl für einen Brennstoffausnutzungsgrad 45 % und eine FW-Vorlauftemperatur von 130 °C bei 25 MW_{el}/MW_{th} – das bedeutet, dass 25mal mehr elektrische Leistung (ca. 240,2 MW_{el}) produziert wird, als FW-Leistung (ca. 15,1 MW_{th}). Im Gegensatz dazu ergibt sich für eine Vorlauftemperatur von 90 °C eine Stromkennzahl von 40 MW_{el}/MW_{th} (ca. 245,4 MW_{el} und ca. 9,8 MW_{th}). Grund für diese große Differenz ist einerseits die geringere (um knapp 5 MW_{el}) elektrische Leistung und andererseits die größere FW-Leistung bei hoher Vorlauftemperatur.

Je höher der Brennstoffausnutzungsgrad wird, desto näher kommen sich die einzelnen Verläufe, sodass für die Stromkennzahl kaum ein Unterschied auszumachen ist. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Anteil der FW-Leistung bzw. der Wärmeausbeute an der Stromkennzahl immer größer wird, und somit jener der elektrischen Leistung bzw. der Stromausbeute abnimmt.

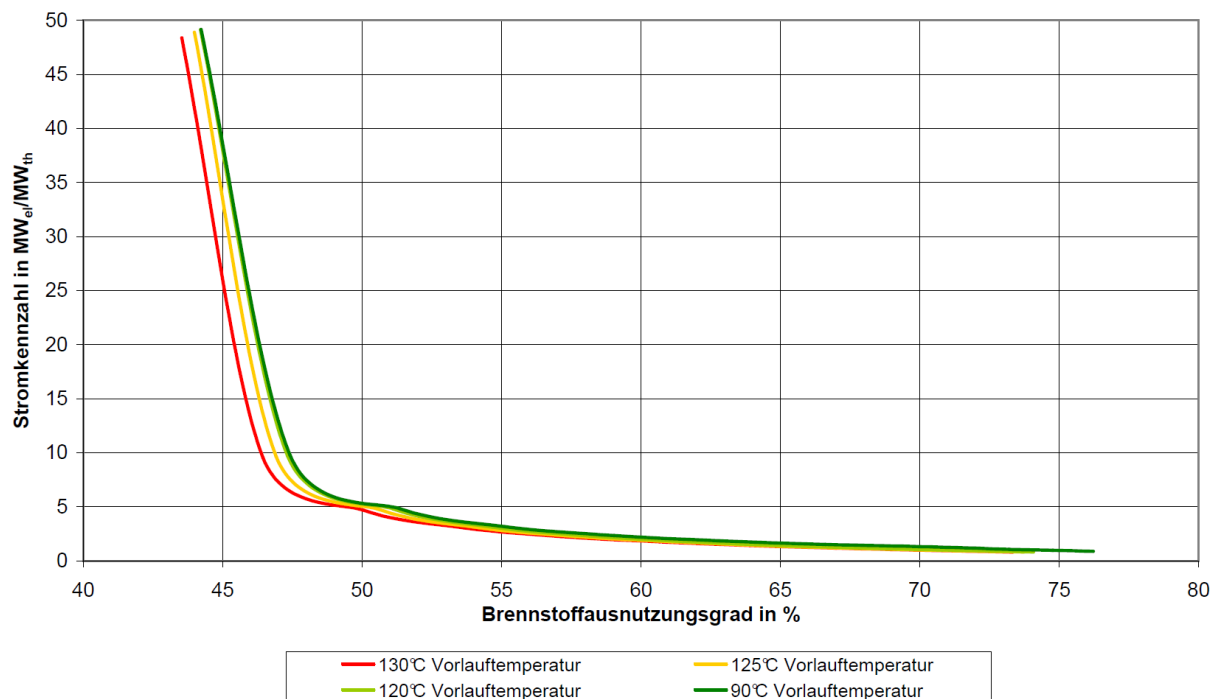


Abbildung 33: Stromkennzahl in Abhängigkeit von der Brennstoffausnutzung beim simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast

5.2.9. Elektrische Leistungsminderung beim Heizbetrieb

Die elektrische Leistungsminderung entsteht bei Auskopplung von Fernwärme und wird nach Gleichung (3-21) berechnet. Abbildung 34 zeigt die elektrische Leistungsminderung in Abhängigkeit der FW-Leistung und der FW-Vorlauftemperaturen.

Die Steigung der Kurven nimmt mit wachsender FW-Auskopplung zu. Das bedeutet, dass der Verlust an elektrischer Leistung bei steigenden FW-Leistungen im höheren Leistungsbereich stärker zunimmt, als bei geringeren. Bei der Kurve für 130 °C Vorlauftemperatur (rot) erkennt man mit Beginn der FW-Auskopplung bereits eine nennenswerte elektrische Leistungsminderung von einigen MW aufgrund des durchgängigen Drosselbetriebs. Diese erreichen bei großen FW-Auskopplungen bis zu 60 MW_{el}.

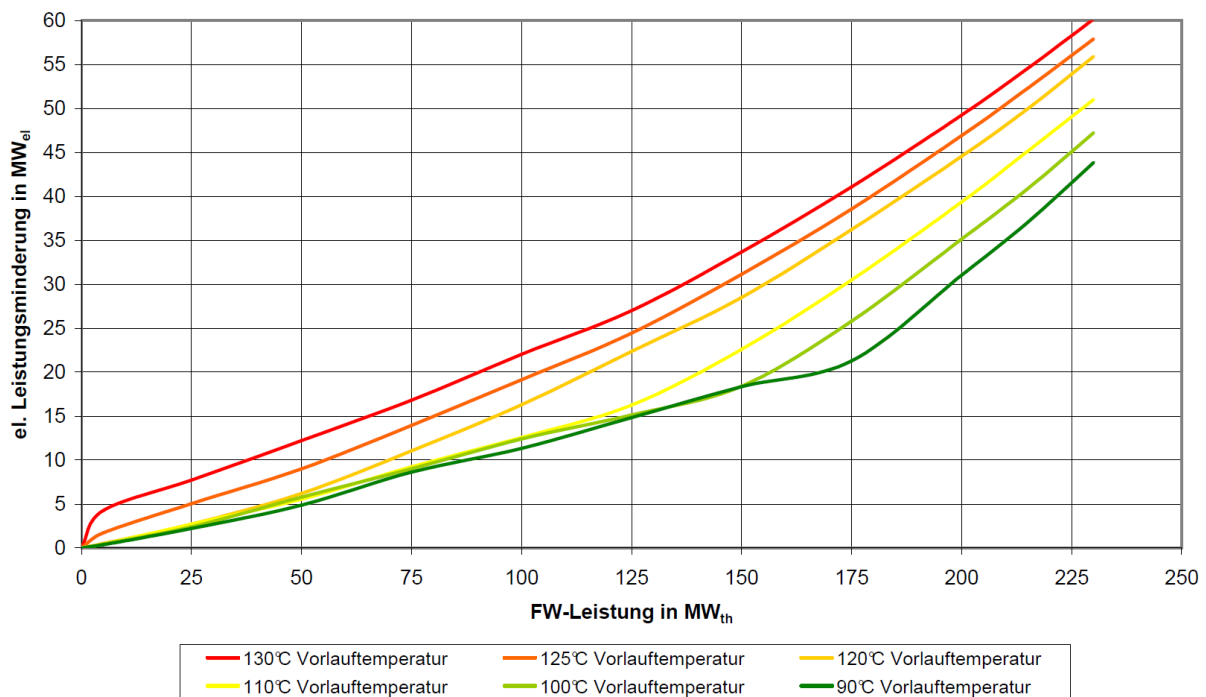


Abbildung 34: Elektrische Leistungsminderung im simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast

Betrachtet man die Linie für 90 °C Vorlauftemperatur (dunkelgrün), so findet man im Bereich um 175 MW_{th} eine größere Änderung der Steigung. Diese ist auf die Inbetriebnahme der Drosselklappen zurückzuführen. Wie bereits zuvor in Abschnitt 5.2.5 beschrieben, wandert diese Steigungsänderung mit zunehmender Vorlauftemperatur infolge des unterschiedlichen Drosseleinsatzes in Richtung geringerer FW-Auskopplungen. Ohne Drosseleinsatz (herkömmliche Heizerregelung) verlaufen die Kennlinien auch in diesem Diagramm für unterschiedliche Vorlauftemperaturen beinahe deckungsgleich. Die elektrische Leistungsminderung erreicht bei einer FW-Vorlauftemperatur von 90 °C und maximaler FW-Leistung lediglich 43,5 MW_{el}.

Oberhalb von 175 MW_{th} FW-Leistung sind die Drosselklappen unabhängig von der Vorlauftemperatur in Betrieb. Je geringer die Vorlauftemperatur wird, desto größer werden die Steigungen der Kennlinien in diesem Bereich und damit die Zunahme der elektrischen Leistungsminderung mit steigender FW-Leistung.

5.2.10. Strom-Wärme-Äquivalent beim Heizbetrieb

Für die Ermittlung dieser Kenngröße wurde die elektrische Bruttoleistung herangezogen. In Abbildung 35 ist das Strom-Wärme-Äquivalent bei 100% Kessellast über der ausgekoppelten FW-Leistung für unterschiedliche FW-Vorlauftemperaturen aufgetragen.

Dieses Kennfeld ist für VERBUND das wichtigste und zentrale Ergebnis dieser Simulationen. Es zeigt auf sehr einfache Weise, wie hoch die elektrische Leistungsminderung bei einer geforderten FW-Leistung in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur ist. Es zeigt sich, dass bei gleichen FW-Leistungen der AEQ-Wert mit steigender Vorlauftemperatur zunimmt. Zum besseren Verständnis des Diagramms wird dessen Aussage anhand der Kurve für die Vorlauftemperatur von 120 °C (gold) und einer FW-Leistung von 125 MW_{th} erklärt. Es ergibt sich ein Strom-Wärme-Äquivalent von etwa 17 %. Dieser Wert entspricht einem Verhältnis von el. Leistungsminderung zu FW-Auskopplung in der Höhe von beinahe 1:6. Das bedeutet, dass für jedes MW_{el}, das durch die Auskopplung im Vergleich mit dem Kondensationsbetrieb nicht erzeugt werden kann, fast 6 MW_{th} auf der FW-Seite zur Verfügung stehen.

Wie schon bei den Kennziffern zuvor diskutiert, werden die Drosselklappen bei FW-Leistungen oberhalb von 175 MW_{th} unabhängig von der Höhe der Vorlauftemperatur benötigt. Die Kurvenverläufe nähern sich in diesem Bereich in Richtung wachsender FW-Leistung aneinander an. Das bedeutet, dass die Steigungen der Kurven bei geringerer FW-Vorlauftemperatur mit steigender FW-Leistung zunehmen. Je höher die Vorlauftemperatur, desto flacher verläuft ihre Kurve oberhalb von 175 MW_{th}. Je kleiner die FW-Leistungen werden, desto mehr unterscheiden sich ihre Verläufe. Der extreme Anstieg bei 125 °C und 130 °C mit sinkender FW-Leistung unterhalb von 50 MW_{th} ergibt sich durch die nennenswerte elektrische Leistungsminderung (vgl.: Abbildung 34) zufolge der notwendigen Drosselung. Die Änderung der Steigung bei 120 °C im Bereich von 25 MW_{th} zeigt den Beginn des Drosselbetriebes bei dieser Vorlauftemperatur an. Der Einsatz der Drosselklappen verschiebt sich mit sinkender Vorlauftemperatur in Richtung höherer Leistungen, sodass dieser Punkt für die Kurve von 110 °C (gelb) bei etwa 125 MW_{th} zu erkennen ist.

Die Kurven für 90 °C und 100 °C FW-Vorlauftemperatur veranschaulichen noch eine zusätzliche Eigenheit bei 50 bzw. 75 MW_{th}. Unterhalb dieser entsprechenden Leistungen wird der Heizer 2 vollständig außer Betrieb genommen werden (Bypass), da das Temperaturniveau im Heizer 1 ausreicht, um die FW-Anforderungen zu erfüllen.

Der unwirtschaftlichste Betriebsbereich ergibt sich daher bei kleinen FW-Leistungen mit höchsten Vorlauftemperaturen. Wie die Kennlinien für 125 °C (orange) und 130 °C (rot) eindeutig zeigen, streben sie mit sinkender Auskopplung gegen sehr hohe AEQ -Werte (um bzw. über 50 %). Damit steigt hier das Verhältnis auf einen Wert größer als 0,5 bzw. 1:2. Folglich können für eine Leistungsminderung von 1 MW_{el} nur mehr 2 MW_{th} , oder sogar noch weniger FW-Leistung ausgekoppelt werden! In Anbetracht dessen, dass der Stromerlös pro MW stets höher ist als der Wärmeerlös, wird die Notwendigkeit der Vermeidung dieses Betriebsbereichs verständlich. Im Gegensatz dazu führen kleine Vorlauftemperaturen und geringe FW-Leistungen zu einem wirtschaftlich günstigen Bereich, da die zu liefernde Wärmeleistung mit einer geringen elektrischen Leistungsminderung verbunden ist. Das Strom-Wärme-Äquivalent sinkt teilweise bis unter 10 %. Jedes MW_{el} an Leistungsminderung bringt damit mehr als 10 MW_{th} an FW-Leistung.

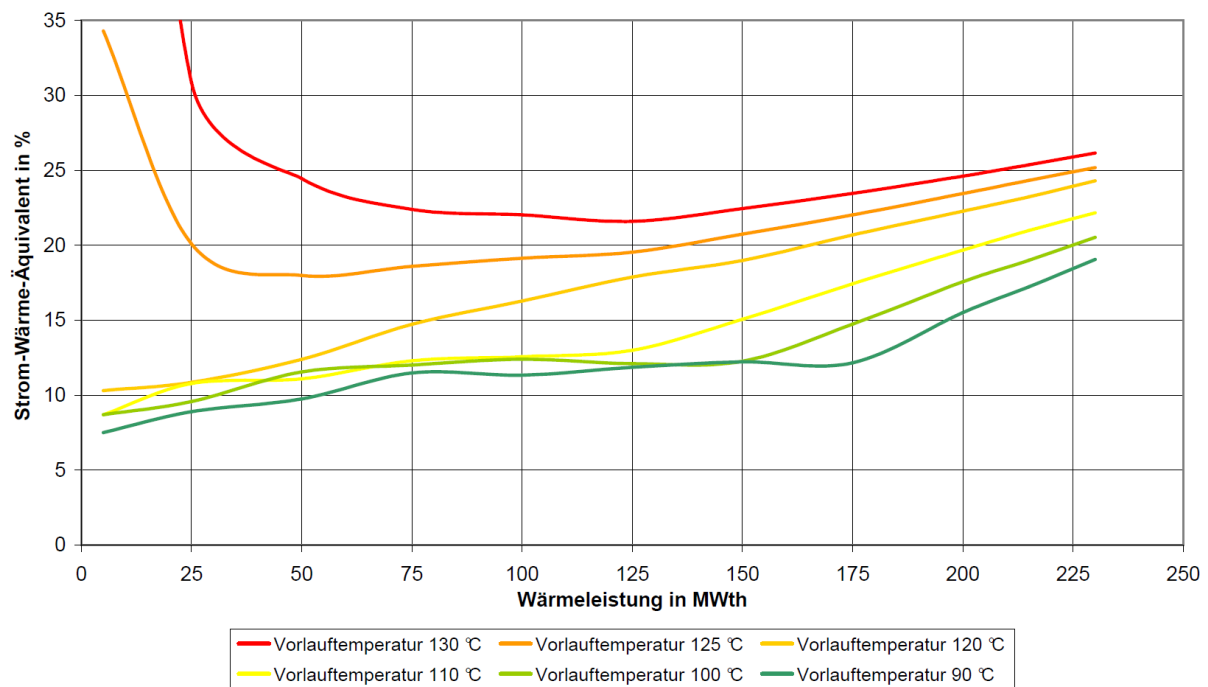


Abbildung 35: Strom-Wärme-Äquivalent bei verschiedenen FW-Vorlauftemperaturen im simulierten Heizbetrieb für 100 % Kessellast

Bei maximaler FW-Leistung und höchster Temperatur ergibt sich ein AEQ -Wert von ca. 26 %. Für kleinere Temperaturen fällt dieser Wert bis auf etwa 18 %. Das Strom-Wärme-Äquivalent bewegt sich somit in einem Verhältnisbereich von etwa 1:4 bis ca. 1:5,5. Um die gleiche FW-Leistung bei niedriger Vorlauftemperatur liefern zu können, ist ein höherer FW-Massenstrom erforderlich, als bei höheren Vorlauftemperaturen. Damit steigt unweigerlich der Mehrbedarf an elektrischer Leistung für die Heiznetzpumpen. Eine Berücksichtigung dieses Mehrbedarfs aufgrund der höheren, notwendigen Pumpleistung reduziert den Vorteil

beim AEQ kleinerer Temperaturen nur unwesentlich, wurde jedoch im Zuge dieser Diplomarbeit nicht berücksichtigt.

5.3. Betriebsnäherung

Im Kapitel 4.3 wurde bereits auf die Änderungen von Parametern bestimmter Bauteile eingegangen. Diese Änderungen wurden in GateCycle™ in einem separaten Designfall vorgenommen, der in seinem Aufbau des Wasser-Dampf-Kreises dem Modell für die Berechnung des Kondensations- und Heizbetriebs entspricht. Mit Hilfe dieses veränderten und neu dimensionierten Designfalls wurden die Simulationsergebnisse noch besser an die Messdaten der realen Anlage angepasst.

Die Vergleiche der Kreisläufe aus Realität (Messungen) und Simulation wurden anhand ausgewählter Parameter durchgeführt. Diese Daten, sowie die für die Simulation notwendigen Eingabewerte wurden direkt am Leitstand des FHKW Mellach zu willkürlich gewählten Zeitpunkten (stationärer Betrieb vorausgesetzt) festgehalten. Als Eingabeparameter für die Simulation wurden die gleichen Parameter wie zuvor bei der Simulation des Heizbetriebs verwendet. Damit stehen für jeden betrachteten Zeitpunkt aus Sommer und Herbst 2010 gemessene Werte aus der Anlage und errechnete Werte aus der Simulation zur Verfügung. Eine Auswertung der Ergebnisse des betriebsnahen Simulationsmodells in einer Form, wie sie zuvor für die Simulationen von Kondensations- und Heizbetrieb durchgeführt wurde, war für den Auftraggeber VERBUND nicht von Interesse. Es ging lediglich darum, ein zweites Modell zu erstellen, das den aktuellen Zustand der Anlage genauer widerspiegelt.

Um die Ergebnisse des letzten Schritts der Betriebsnäherung und dessen Unterschiede zum Beginn der Annäherung zu veranschaulichen, sind im Folgenden zwei Diagramme dargestellt. Sie zeigen lediglich einen kleinen Ausschnitt der Ergebnisse, bieten aber dennoch eine gute Möglichkeit zu erkennen, dass die Veränderungen in Design- und Off-Designfall ein Schritt in die richtige Richtung waren.

Abbildung 36 zeigt schematisch den Verlauf des Druckes entlang der MD-Turbine (laut Hersteller als linear annehmbar) bei einem willkürlich gewählten Betriebspunkt.

Der dimensionslose, axiale Strömungsweg entspricht dem axialen Weg des Dampfes durch die MD-Turbine. Der Wert 0 entspricht dem Eintritt, 1 dem Austritt aus der Turbine. Der

gemessene Verlauf (rot) definiert das Ziel, das mit der Simulation erreicht werden soll. Es ist eine Änderung des zuvor linearen Verlaufs im hinteren Turbinenteil bei einem Wert für den dimensionslosen Strömungsweg von etwa 0,9 aufgrund der Anzapfung A4 (für ND-Vorwärmer 4) ersichtlich. Das Ergebnis der ersten Simulation (blau) zeigt den Druck in der MD-Turbine nach dem ersten Schritt des iterativen Näherungsvorganges. Das Simulationsergebnis nach der letzten Angleichung (grün) unterstreicht eine positive Beeinflussung des GateCycle™-Modells im Zuge der Betriebsnäherung. Die Ein- und Austrittszustände sind sehr gut angenähert und auch der Kurvenverlauf liegt über dem gesamten dimensionslosen Strömungsweg näher an dem Verlauf der Messwerte.

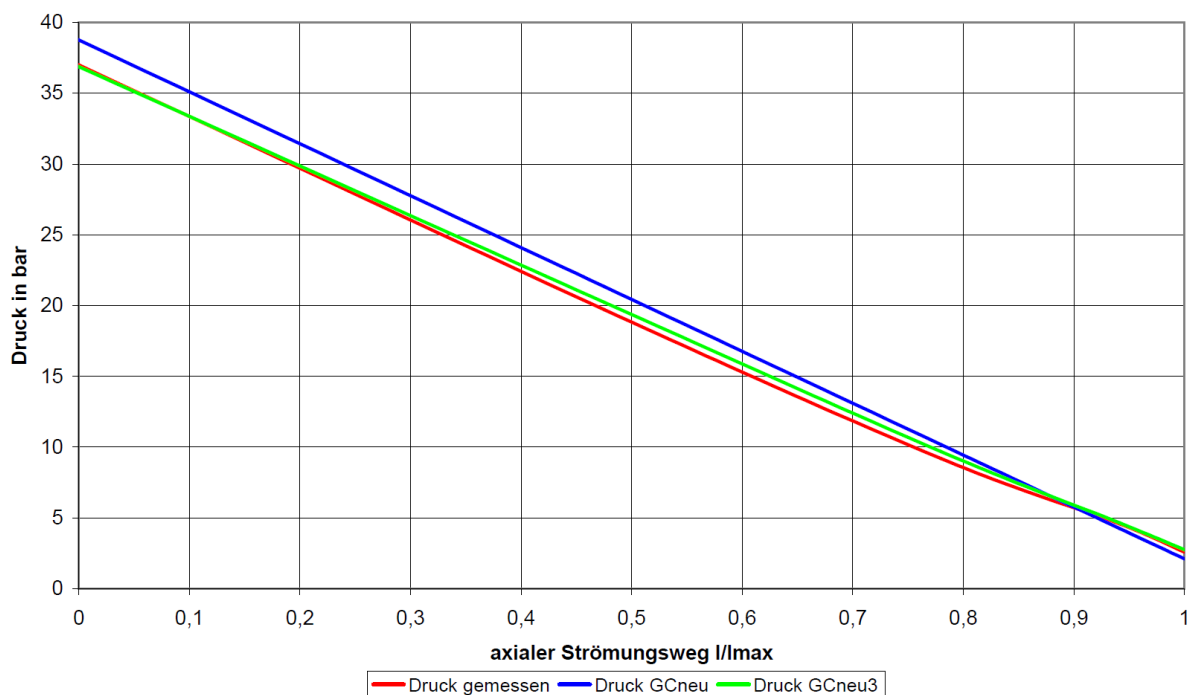


Abbildung 36: Annäherung des Druckverlaufs in der MD-Turbine

Abbildung 37 stellt die Lage einiger ausgewählter Betriebspunkte (gemessen und gerechnet) im Betriebsbereich des FHKW Mellach dar. Die Auswahl aus 45 berechneten Betriebspunkten erfolgte mit Rücksicht auf die Sichtbarkeit jedes Punktepaars aus gerechnetem (rot) und gemessenem Wert (blau). Sie war nötig, weil sich viele der gerechneten Punkte überdecken und somit nicht ersichtlich wären.

Das Kennfeld zeigt auf der Abszisse die ausgekoppelte FW-Leistung. Auf der Ordinate ist die erzeugte elektrische Bruttoleistung der Anlage aufgetragen. Die Gruppe der Vollastbetriebspunkte (gefüllte Rauten) spiegelt die Tendenz der elektrischen Leistungsabnahme bei steigender FW-Entnahme wieder. Die angeführten Teillastbetriebspunkte (leere Kreise) liegen im Bereich von etwa 60 % bis 85 % Kesselleistung. Es ist erkennbar, dass die Simulation für den Vollastbetrieb genauere

Ergebnisse lieferte, als für den Teillastbetrieb. Der Unterschied zwischen Messung und Berechnung der elektrischen Leistung wurde bei Simulation der Teillast größer. Der Grund dafür ist, dass die auftretenden thermodynamischen Änderungen im Wasser-Dampf-Kreislauf bei Kesselteillast mit den verwendeten Teillastkorrelationen nicht zur Gänze abgedeckt werden konnten. Dies hängt damit zusammen, dass einige dafür notwendige Messwerte aus der Anlage entweder nicht ausgegeben, oder zu ungenau dargestellt wurden (z.B. keine Nachkommastellen im Bereich der ND-Anzapfungen). Außerdem mussten bestimmte Messwerte (wie z.B. Massenströme) aufgrund von Ungenauigkeiten bei den Messungen mit Vorsicht behandelt werden. Durchflussmessungen haben zum Teil eine Abweichung von einigen kg/s vom wahren Wert. Dies war beispielsweise bei den errechneten FW-Massenströmen gut erkennbar war.

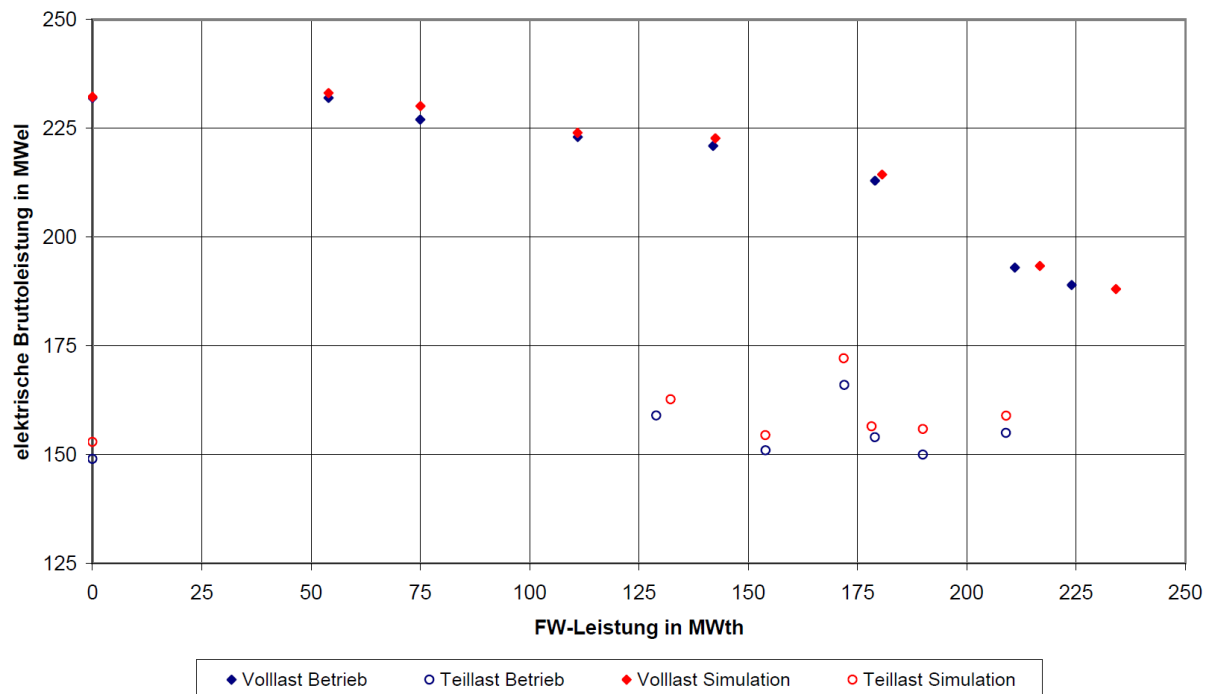


Abbildung 37: Vergleich der Simulationsergebnisse mit den gemessenen Werten aus dem Betrieb im Betriebsbereich des FHKW Mellach

Nichtsdestotrotz sind die Ergebnisse der Betriebsnäherung für den Auftraggeber VERBUND nach eigenen Angaben vollkommen ausreichend und zufriedenstellend.

Für den Fall, dass seitens des Auftraggebers in Zukunft doch noch genauere Simulationsergebnisse gewünscht sein sollten, werden an dieser Stelle Vorschläge für Bereiche mit möglichem Verbesserungspotential gemacht. Neben den zuvor genannten Unsicherheiten bei der Verwendung bestimmter Messwerte, bestehen weitere Möglichkeiten zur Verbesserung der Simulationsergebnisse in den Bereichen der

Teillastkorrelationen für Wärmeübergänge und Druckverluste, sowie bei der Dimensionierung geometrischer Feinheiten von Bauteilen (z.B. Dampfturbine).

6. Betrachtung des elektrischen Eigenbedarfs

Am Generator des FHKW Mellach wird die elektrische Bruttoleistung gemessen. Die elektrische Nettoleistung entspricht der an das Stromnetz abgegebenen Leistung. Die Differenz der beiden Werte ergibt unter Vernachlässigung der Übertragungs- und Transformationsverluste den elektrischen Eigenbedarf der Anlage. Er setzt sich aus der Leistungsaufnahme aller am Betrieb beteiligten Maschinen zusammen. In diesem Kapitel wird der Eigenverbrauch durch die wichtigsten und einflussreichsten Maschinen beleuchtet. Im FHKW Mellach kann zwischen Antrieben, die kessellastabhängig oder fernwärmeabhängig sind, unterschieden werden. Außerdem sind Maschinen mit konstanter Leistungsaufnahme in Verwendung.

- Kessellastabhängige Antriebe:

In diese einflussreichste Kategorie fallen jene Maschinen, deren Leistungsaufnahme von der Feuerungswärmeleistung bzw. in weiterer Folge von Speisewasser- oder FD-Menge abhängig sind. Dazu zählen die Antriebe der Speisewasserpumpen und des zugehörigen Regelgetriebes, der Saugzüge, der Primär- und Sekundärlüfter und der Kohlemühlen.

- Fernwärmeabhängige Antriebe:

Diese Maschinen sind ausschließlich bei Heizbetrieb der Anlage in Verwendung und ihre Leistungsaufnahme ist nur von der FW-Leistung bzw. dem FW-Massenstrom abhängig. Die Gruppe besteht aus den Antrieben der Heiznetz- und Heizerkondensatpumpen.

- Fernwärme- und kessellastabhängige Antriebe:

Die Leistungsaufnahme dieser Antriebe ist sowohl von der benötigten FW-Leistung, als auch von der Kessellast abhängig. Der Einfluss der Kessellast ist dabei stärker. Sie treiben die Hauptkondensatpumpen und die Kondensatpumpen der Vorwärmer 2 und 4 an.

- Unabhängige Antriebe:

Diese Antriebe verfügen über eine konstante Leistungsaufnahme, unabhängig vom Betriebszustand der Anlage. Sie dienen dem Betrieb der Kühlwasserpumpen, der Pumpen im Zwischenkühlkreis, der Wäscherumwälzpumpen für die Rauchgasreinigung, sowie zahlreicher kleinerer Pumpen in den Rauchgasreinigungsanlagen und der Anlagen zur Steuerung von Armaturen und Ölversorgung.

Tabelle 36 zeigt eine Aufstellung der Einsatzgebiete der einzelnen Antriebe sowie deren Nennleistung in kW, die Abhängigkeiten, Gesamtanzahl und die Zahl der gleichzeitig in Betrieb befindlichen Maschinen.

	Antrieb für / zugehöriges Aggregat	Anzahl #	Abhängigkeit	Nennleistung kW/#	im Betrieb #
6-kV-Antriebe	Saugzug	2	Kessel	2450	2
	Primärlüfter	2	Kessel	880	2
	Sekundärlüfter	2	Kessel	1600	2
	Kohlemühle	4	Kessel	315	3 oder 4
	Kesselspeisepumpe	3	Kessel	4600	2
	Überlagerungsgetriebe f. Speisep.	2	Kessel	742	2
	Hauptkondensatpumpe	3	FW+Kessel	400	1 oder 2
	Heiznetzpumpe	3	FW	1200	2
	Kühlwasserpumpe	3	konst.	315	2
400-V-Antrieb	Wäscherumwälzpumpe	3	konst.	300	3
	Wäscherumwälzpumpe	2	konst.	330	2
	Pumpe für Kond.reinigungsanl.	2	konst.	160	1
	Zwischenkühlkreispumpe	2	konst.	160	1
	Steuerluftkompressor	1	konst.	55	1
	Steuerölpumpe	2	konst.	45	1
	Oxi-Gebläse	2	konst.	138	1
	Kondensatpumpe ND-VW2	1	FW+Kessel	75	1
	Kondensatpumpe ND-VW4	1	FW+Kessel	37	1
	Heizerkondensatpumpe H1/H2	2	FW	200	1 oder 2
Heizerkondensatpumpe H0	1	FW	75	1	
	Sonstige Antriebe	k.A.	konst.	<10	k.A.

Tabelle 36: Betrachtete Antriebe für die Abschätzung des elektrischen Eigenbedarfs im FHKW Mellach

Diese Tabelle dient als Basis der Eigenbedarfsaufstellung. Die Masse an kleineren Maschinen mit Leistungen unterhalb von 10 kW wurde in der weiteren Betrachtung als konstant angenommen und in Summe mit etwa 500 kW beziffert. Die gesammelten Nennleistungen wurden in der Beurteilung auf die drei Kessellasten von 50 %, 75 % und 100 % umgerechnet. Außerdem wurden sie für einen FW-Leistungsbereich von 0 bis 250 MW betrachtet.

Das Ergebnis wird in Abbildung 38 dargestellt. Auf der Abszisse ist die FW-Leistung in MW aufgetragen, auf der Ordinate der elektrische Eigenverbrauch in MW. Als Parameter ist die

Kessellast definiert. Dabei entspricht die rote Linie der Kesselvolllast von 100 %, die goldene einer Last von 75 % und die grüne Kurve steht für 50 % Kessellast.

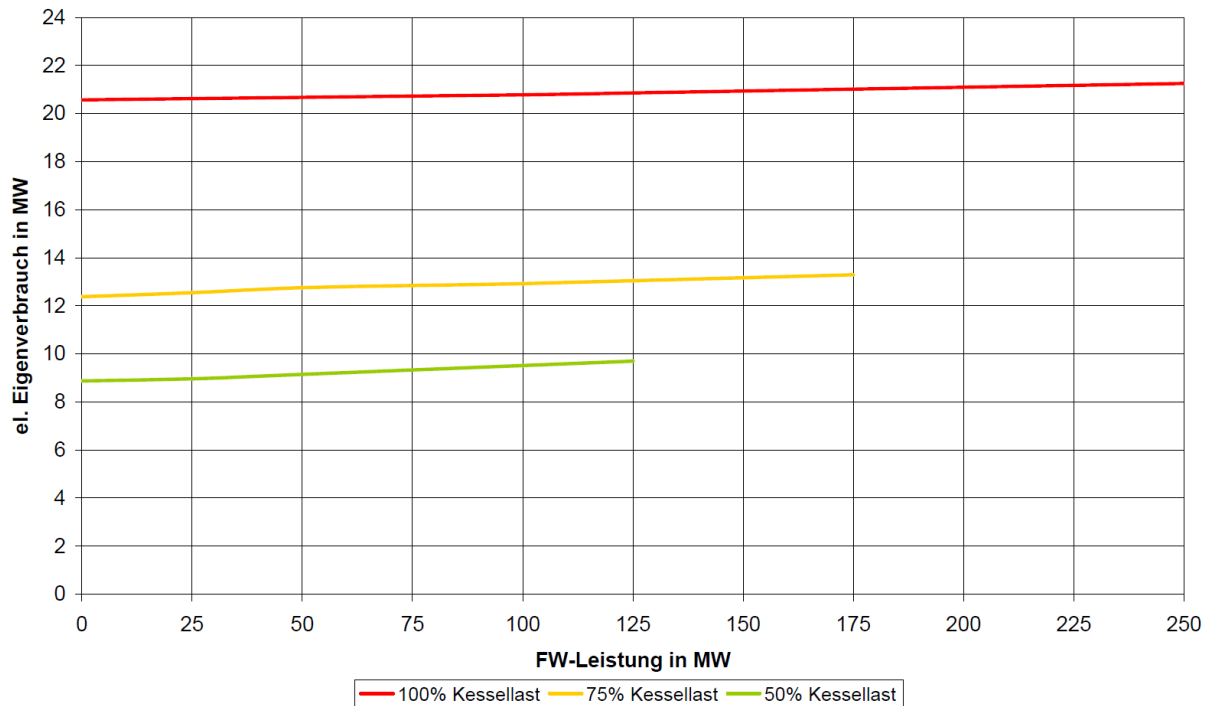


Abbildung 38: Elektrischer Eigenbedarf in Abhängigkeit der Kessellast und der FW-Leistung

Die Tendenz der drei Kurven ist identisch. Da mit sinkender Kessellast die maximal erreichbare FW-Leistung abnimmt, sind die Linien für 50 % oder 75 % Kessellast kürzer als bei 100 %. Bei einer Kessellast von 50 % sind beispielsweise nicht mehr als 125 MW an FW-Leistung zu erzielen. Die geringe Abweichung der Linien von einer Geraden ist auf die nicht lineare gegenseitige Abhängigkeit von Leistungsaufnahme und FW-Leistung zurückzuführen. Als interessantes Beispiel hierfür wird der Kondensatpumpenmotor für den Heizer H0 genannt. Die Leistungsaufnahme dieser angetriebenen Pumpe ist hauptsächlich vom Pumpmassenstrom abhängig. Dieser verhält sich wie z.B. in Abbildung 23 zu sehen ist, alles andere als linear.

Eine Aufschlüsselung der einzelnen Anteile nach Verbraucherabhängigkeit, aus denen sich obige Verläufe ergeben, ist anhand des Verlaufes für 100 % Kessellast in Abbildung 39 dargestellt. Der Verlauf des gesamten, aufsummierten elektrischen Eigenverbrauchs bei 100 % Kessellast ist wie zuvor als rote Linie eingezeichnet. Mit steigender FW-Leistung wächst der Wert von rund 20,6 MW auf ca. 21,3 MW an. Der Anteil an konstant betriebenen Maschinen ist sowohl von der Kessellast als auch von der FW-Leistung unabhängig und bleibt daher für alle drei Kessellasten gleich. Dieser konstante Anteil ergibt sich aus der Summe der in Tabelle 36 eingetragenen, unabhängigen Verbraucher und den angenommenen 500 kW

für die Gruppe der Antriebe mit weniger als 10 kW Nennleistung. Er beträgt im Betrieb rund 2,8 MW und ist im Diagramm blau markiert. Den absolut größten Anteil am elektrischen Eigenverbrauch nehmen die kesselabhängigen Verbraucher ein, die mit steigender FW-Leistung konstant bleiben (grün). Für den Verlauf bei 100 % Kessellast beträgt dieser rund 16,9 MW. Da dieser Anteil mit der Kessellast sinkt, beträgt er für 75 % Last ca. 9,1 MW und für 50 % nur noch etwa 6,1 MW. Der Anteil der fernwärmeabhängigen Verbraucher (gold) nimmt mit der FW-Leistung logischerweise zu, da der Aufwand für die Heiznetzpumpen wächst. Im Kondensationsbetrieb beträgt der Wert somit 0 MW und steigt bis zur FW-Leistung von 250 MW bis auf 1,25 MW. Den letzten Anteil am elektrischen Eigenverbrauch steuern die kessellast- und fernwärmeabhängigen Verbraucher bei (violett). Dieser Anteil sinkt mit steigender FW-Leistung von etwa 0,85 MW auf ca. 0,28 MW, da der Verbrauch der Antriebe dieser Gruppe von den Kondensatmengen an den Austritten des Kondensators und der ND-Vorwärmer 2 und 4 abhängig ist, und dieser mit steigender FW-Leistung sinkt.

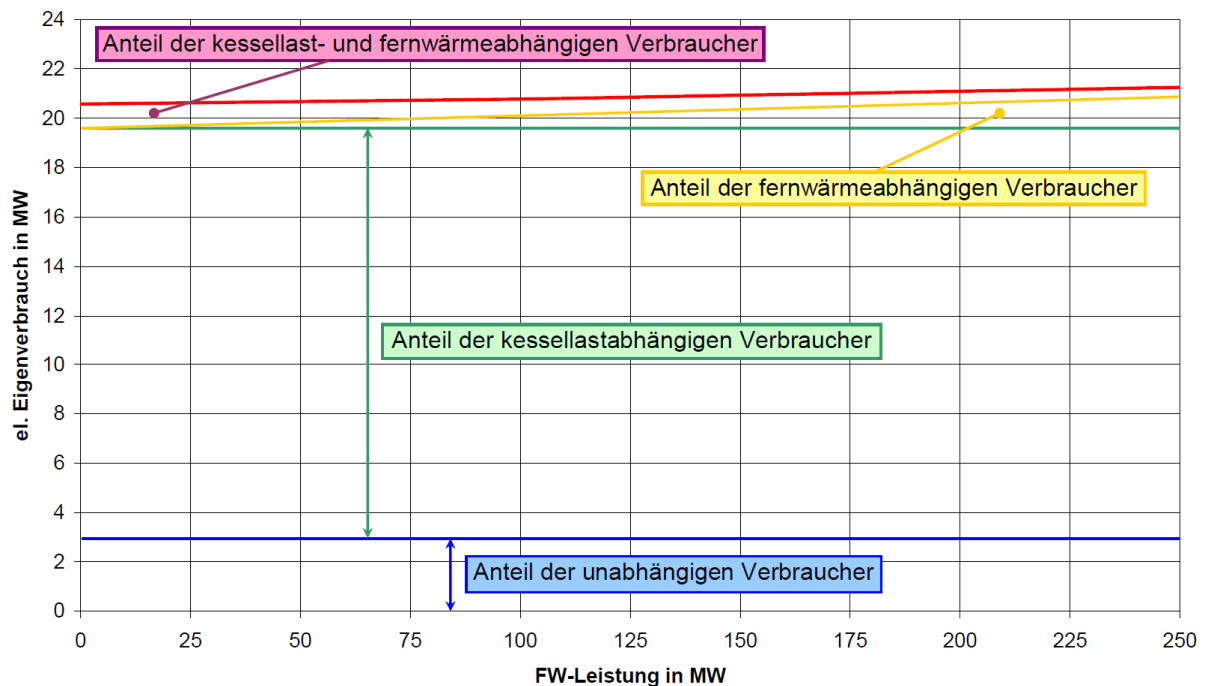


Abbildung 39: Nach Verbraucherabhängigkeit aufgeschlüsselter Eigenbedarf für 100 % Kessellast

7. Zusammenfassung

Das steinkohlegefeuerte Fernheizkraftwerk Mellach des Betreibers VERBUND versorgt seit seiner Inbetriebnahme im Jahr 1986 den Großraum Graz mit Strom und Fernwärme. Die Fernwärme wird durch Kraft-Wärme-Kopplung aus dem Wasser-Dampf-Kreislauf der Anlage entnommen. Dabei gibt der energiereiche Dampf seine Wärme über Wärmetauscher an das Fernwärmenetzes ab, anstatt in den Dampfturbinen zur Stromproduktion genutzt zu werden. Als Folge dessen vermindert sich die elektrische Erzeugung.

Ein schwankender Strom- und Wärmebedarf, der sich im Fahrplan des FHKW Mellach als veränderliches Verhältnis von Strom- und Wärmeproduktion widerspiegelt, erhöht für den Betreiber die Notwendigkeit eines flexiblen Betriebs. In Ausnahmesituationen wird die elektrische und thermische Erzeugung im FHKW Mellach durch das FHKW Werndorf/Neudorf am anderen Murufer unterstützt. Durch diesen parallelen Kraftwerksbetrieb in Kombination mit weiteren vorherrschenden dynamischen Beeinflussungen (wie z.B. Brennstoffpreis, erzielbarer Strom- bzw. Wärmeerlös, etc.) werden die Anforderungen an die Flexibilität des Betriebes noch verstärkt. Um auf kurzfristig wechselnde Bedingungen angemessen reagieren zu können, ist die Reproduzierbarkeit und genaue Vorhersage von möglichen Betriebszuständen der Anlage wichtig, jedoch am Standort des FHKW Mellach nicht in ausreichendem Maße vorhanden. Eine Möglichkeit diese Ansprüche zu erfüllen bietet die Darstellung des Wasser-Dampf-Kreislaufs des FHKW Mellach in einem geeigneten thermodynamischen Simulationsprogramm.

Aus diesem Grund wurde in der vorliegenden Diplomarbeit eine thermodynamische Simulation des Kreislaufs erstellt, welche die Forderungen des Betreibers VERBUND erfüllt. Im Zuge der Umsetzung wurde ein gemeinsames Simulationsmodell für den Wasser-Dampf-Kreislauf und den Fernwärmekreis erstellt. Der Kondensationsbetrieb wurde entlang des Betriebsbereiches des Dampferzeugers von 40 % bis 100 % simuliert. Durch das variieren der Parameter FW-Leistung (0 bis 230 MW) und FW-Vorlauftemperatur (90 bis 130 °C) bei 100 %, 75 % und 50 % Kesselleistung im Heizbetrieb wurden Kennfelder erstellt, die das

Verhalten der wichtigsten Kennwerte dieser KWK-Anlage zeigen. Betriebliche Messwerte lieferten Anhaltspunkte für reale Betriebsbedingungen des FHKW Mellach, auf deren Basis die Änderungen im Modell zur Annäherung an den realen Betrieb vorgenommen und überprüft wurden. Der elektrische Eigenbedarf wurde für die wichtigsten Antriebe (> 10 kW) erhoben und anteilig für drei verschiedene Kessellasten entlang der FW-Leistung abgebildet.

Die Ergebnisse der Simulation des Kondensations- und Heizbetriebs zeigen eine gute Übereinstimmung mit Auslegungsberechnungen der realen Anlage aus den Jahren 1982 bis 1984. In Form der Kennwerte und Kennfelder sind die Auswirkungen abgebildet, die sich durch die Veränderung der oben genannten Parameter und die Nutzung der Drosselklappen zum Erreichen hoher FW-Anforderungen ergeben. Für die unterschiedlichen Parameterkombinationen können beispielsweise das Verhältnis von Strom- und Wärmeerzeugung (Stromkennzahl) oder die elektrische Leistungsminderung einfach abgelesen werden. Das Kennfeld der Stromverlustkennziffer oder auch Strom-Wärme-Äquivalent in Abhängigkeit der ausgekoppelten FW-Leistung ist ein zentrales Ergebnis der Simulationen. Es dient der Unterstützung des aktuellen Betriebes im FHKW Mellach bzw. der Abschätzung seiner Folgen, da jedes MW an elektrischer Leistungsminderung direkt mit der dadurch entstandenen FW-Leistung verglichen, und für den gesamten betrachteten Betriebsbereich in Abhängigkeit der Vorlauftemperatur dargestellt wird.

Die Simulationen im betriebsnahen Modell haben eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Betriebszuständen aus Sommer und Herbst 2010 ergeben. Mit zunehmender Teillast des simulierten Wasser-Dampf-Kreislaufs reduziert sich diese jedoch etwas. Für den Fall dass diese Näherungen in Zukunft weiter geführt werden, stehen nachfolgend Vorschläge für Bereiche mit möglichem Verbesserungspotential des erstellten Modells. Neben den gegebenen Unsicherheiten bei der Verwendung bestimmter Messwerte (Messfehler, ungenaue Ausgaben), bestehen weitere Möglichkeiten zur Verbesserung der Simulationsergebnisse in den Bereichen der Teillastkorrelationen für Wärmeübergänge und Druckverluste, sowie bei der Dimensionierung geometrischer Feinheiten von Bauteilen (z.B. Dampfturbine).

Allgemein würde eine zusätzliche Implementierung von Makros zum Steuern und Verändern bestimmter Parameter die Nutzung der erstellten Simulationsmodelle vereinfachen und die Benutzerfreundlichkeit verbessern. Außerdem könnte eine definierte Ausgabe bestimmter Ergebnisgrößen in ein Tabellenblatt deren Übersichtlichkeit erhöhen und die weitere Aufbereitung erleichtern.

Literaturverzeichnis

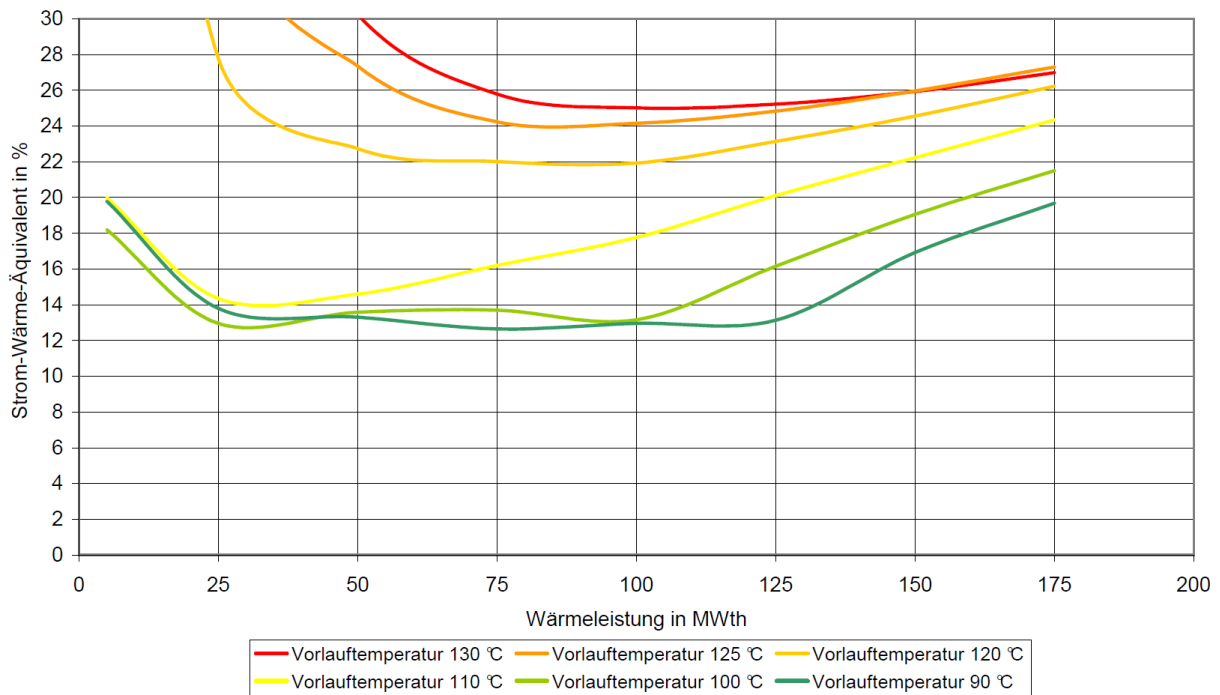
- [1]. **GE Energy**, *GateCycle™, Release Version 5.61*. The General Electric Company, 2005
- [2]. **GE Energy**, *Getting Started & Installation Guid*. The General Electric Company, 2005
- [3]. **Eichelseder H., Pischinger R.**, *Skriptum Thermodynamik*. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, Österreich, 2005
- [4]. **Schaumann G., Schmitz K. W.**, *Kraft-Wärme-Kopplung*. 4. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. ISBN 978-3-642-01424-6
- [5]. **Zahoransky R. A.**, *Energietechnik*. 4. Auflage. Vieweg+Teubner, GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2009. ISBN 978-3-8348-0488-4
- [6]. **Arbeitsgemeinschaft für Wärme und Heizkraftwirtschaft – AGFW**, *Zertifizierung von KWK-Anlagen - Ermittlung des KWK-Stromes*. AGFW-Regelwerk, Arbeitsblatt FW 308. Verband der Elektrizitätswirtschaft e.V., 2002
- [7]. **Österreichische Zeitschrift für Elektrizitätswirtschaft – ÖZE**, *Fernheizkraftwerk Mellach*. Ausgabe Nr. 9, 40. Jahrgang. Verband der Elektrizitätswerke Österreichs, September 1987
- [8]. **VDI 4661**, *Energiekennwerte*. VDI, 2003
- [9]. **Karl J.**, *Dezentrale Energiesysteme*. München Wien : Oldenbourg, 2006. ISBN 3-486-57720-0.
- [10]. **Baehr H. D., Kabelac S.**, *Thermodynamik*. 13. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. ISBN 978-3-540-32513-0
- [11]. **Schöngrundner W., Krenn P., Dissauer M., Pintscher H., Parfuß M., Ziegler W., Leitinger E.**, *Umwelterklärungen 2008 – Werksgruppe Mellach/Werndorf*, VERBUND-Austrian Thermal Power GmbH & Co KG, 2008.

- [12]. **Hell F.**, *Thermische Energietechnik*. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, Deutschland 1985. ISBN 3-18-400669-7
- [13]. **Strauß K.**, *Kraftwerkstechnik*. 6. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. ISBN 978-3-642-01430-7
- [14]. **GE Energy**, mitgeliefertes Datenmaterial zu *GateCycle™, Release Version 5.61*. The General Electric Company, 2005
- [15]. **Institut für Energiewirtschaft und rationelle Energieanwendung**, *Kraft-Wärme-Kopplung*. Universität Stuttgart. 2009
- [16]. **Karl J.**, *Skriptum: Wärmetechnik 2*. Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz, Österreich. 2008
- [17]. **Tauschitz J.**, *Gespräche*. VERBUND Thermal Power GmbH & Co KG, Thermische Services, August 2010
- [18]. **Joos F.**, *Technische Verbrennung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. ISBN-10 3-540-34333-4
- [19]. **Giglmayr I. E.**, *Modellierung von Kraft- und Heizkraftwerken*. Dissertation. Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz, Österreich. 2001
- [20]. **Glawogger K.**, Messwertvalidierung an einer *STIG-Anlage – Vergleich unterschiedlicher Softwareprogramme*. Diplomarbeit. Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz, Österreich. 2001
- [21]. **Karl J.**, *Skriptum: Numerische Verfahren in der Energietechnik*. Institut für Wärmetechnik, Technische Universität Graz, Österreich. 2008
- [22]. **Seidl F.**, *Informationsfolder Fernheizkraftwerk Werndorf/Neudorf*. 1. Auflage. VERBUND-Austrian Thermal Power GmbH & Co KG, April 2008
- [23]. **Stolzer E.**, *Email-Korrespondenz*. Alstom Power, 23. August 2010
- [24]. **BBC Brown Boveri**, *Betriebstechnische Dokumentation des FHKW Mellach*. 1985
- [25]. **BBC Brown Boveri**, *Wärmebilanzen des FHKW Mellach*. 1982-84
- [26]. **Weller**, *Hochdruckpumpen des FHKW Mellach*. 1985
- [27]. **Waagner-Biro AG**, *Betriebsanleitung des Dampferzeugers im FHKW Mellach*. 1985

Anhang

- Kennfelder für das Strom-Wärme-Äquivalent AEQ bei 75 % und 50 % Kessellast

AEQ-Kennlinien für 75 % Kessellast beim simulierten Heizbetrieb



AEQ-Kennlinien für 50 % Kessellast beim simulierten Heizbetrieb

