



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna University of Technology

Masterarbeit

Integration von thermischen Speichern in KWK-Anlagen zur Optimierung des Anlagenbetriebs

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs
unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus HAIDER

Mag. Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland EISL

E302

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Stephan Ihle

0625770

Bahnstraße 3

2126 Ladendorf

Ladendorf, im Jänner 2012

Danksagung

Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus Haider danke ich für die Möglichkeit meine Masterarbeit unter seiner Betreuung durchführen zu können und für die nützlichen Beiträge und Anregungen zu dieser Arbeit.

Bei Herrn Mag. Dipl.-Ing. Dr.techn. Roland Eisl möchte ich mich ebenfalls bedanken, der mit seinen konstruktiven und hilfreichen Antworten zu all meinen Fragen bei der Entstehung dieser Arbeit eine große Hilfe war und mir einen Arbeitsplatz in seiner Firma ENRAG GmbH zu Verfügung gestellt hatte – hier herrschte stets eine positives und angenehmes Arbeitsklima.

Zu guter Letzt gilt auch ein herzlicher Dank meinen Eltern und meiner Freundin Doris, die mich mit ihrer Hilfsbereitschaft das ganze Maschinenbaustudium hindurch unterstützt und in all meinen während dieser Jahre getroffenen Entscheidungen stets bestärkt haben.

Kurzfassung

In vielen Ländern der Erde wird der Energiebedarf in erster Linie über fossile Energieträger bereitgestellt. Schwindende Vorräte und die gravierenden Auswirkungen auf das Weltklima machen es notwendig, mit den vorhandenen Ressourcen schonend und umweltfreundlich umzugehen. Um einerseits das zeitliche und räumliche Missverhältnis zwischen Energieangebot und –nachfrage auszugleichen, und andererseits der Kritik Rechnung zu tragen, dass den installierten regenerativen Kraftwerken entsprechende Schattenkraftwerke mit hohen Leistungen entgegengesetzt werden müssen, um Ausfälle und Lastspitzen zu kompensieren, wird derzeit vieler Orts an geeigneten Speichertechnologien gearbeitet. Die vorliegende Masterarbeit beschäftigt sich mit der Integration von thermischen Speichern in Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen um den Anlagenbetrieb zu optimieren. Dabei werden zunächst mit dem Simulationsprogramm EnBiPro der Aufbau und die Simulation der Kraft-Wärme-Kopplungsanlage dargestellt und die vorgenommenen Einstellungen näher beschrieben. Basierend auf dieser simulierten Anlage werden in den nächsten Schritten die Integrationsszenarien einmal mit einem Niedertemperaturwärmespeicher für die Fernwärme und einmal ein Mitteltemperaturwärmespeicher für die Dampfproduktion entworfen. Die Ergebnisse dieser Berechnungen werden ausführlich dargestellt und untereinander verglichen. Abgeschlossen wird diese Masterarbeit durch eine Zusammenfassung und einem Ausblick auf das zukünftige Potential von thermischen Speichern.

Abstract

In many countries of the world, energy demands are met primarily by fossil fuels. Dwindling supplies and the dramatic effects on the world climate make it necessary to manage available resources in a prudent and environmentally compatible way. In order to compensate for the temporal and geographical disparities between energy supply and demand, many efforts are currently being undertaken to develop storage technologies. The present master thesis is concerned with the integration of thermal storage into combined heat and power plants in order to optimise plant operation.

In a first step, the simulation programme EnBiPro is used to illustrate the design and simulation of the combined heat and power plant and to describe in more detail the settings made. Next, based on this simulated plant, the integration scenarios are developed with a low-temperature heat accumulator for district heating on the one hand and a medium-temperature heat accumulator for steam production on the other hand. The results of these calculations are illustrated in detail and compared to one another.

The present master thesis closes with a summary and an outlook into the future potential of thermal storage.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Grundlagen	2
2.1	Kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke	2
2.1.1	Die stationäre Gasturbine	3
2.1.2	Der Abhitzekeessel	9
2.1.3	Der Dampfkreislauf	16
2.2	Kraft-Wärme-Kopplung	22
2.2.1	Kennwerte und Begriffe für KWK-Anlagen	23
2.2.2	Anlagenübersicht	24
2.3	Wärmespeicher	29
2.3.1	Sensible Wärmespeicher	29
2.3.2	Latente Wärmespeicher	31
2.3.3	Speicherkonzepte für Mitteltemperaturwärmespeicher	34
2.4	EnBiPro	37
2.4.1	Einleitung	37
2.4.2	Arbeiten mit EnBiPro	38
3	Simulation des 3-Druck GuD Prozesses	45
3.1	Simulation der Gasturbine GE 9FA	45
3.2	Simulation des 3-Druck GuD Prozesses in Auslegung	49
3.3	Simulation des 3-Druck GuD Prozesses in Teillast	55
4	Integration eines thermischen Speichers	59
4.1	Niedertemperaturwärmespeicher	59
4.1.1	Die KWK-Anlage ohne Speicher	59
4.1.2	Die KWK-Anlage mit Speicher	63
4.1.3	Zusammenfassung für den Niedertemperaturwärmespeicher	67
4.2	Mitteltemperaturwärmespeicher	68
4.2.1	Der GuD Prozess ohne Wärmespeicher	68
4.2.2	Der GuD Prozess mit Wärmespeicher	71
4.2.3	Energetischer Vergleich zwischen 15 und 35°C	79
4.2.4	Weiteres Szenario für Mitteltemperaturwärmespeicher	82
5	Zusammenfassung und Ausblick	83
6	Verzeichnisse	85
7	Anhang	90

Nomenklatur

Symbol	Bedeutung		Einheit
Lateinische Buchstaben			
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konst. Druck		J/kgK
h	spezifische Enthalpie		J/kg
H	Enthalpie		J
H_u	spezifischer Heizwert		J/kg
m	Masse		kg
\dot{m}	Massenstrom		kg/s
p	Druck		bar
P	Leistung		W
q	spezifische Wärmemenge		J/kg
Q	Wärmemenge		J
\dot{Q}	Wärmestrom		W
t	Temperatur		°C
T	Temperatur		K
w	Nutzarbeit		J/kg
Y	spezifische Stutzenarbeit		J/kg
Griechische Buchstaben			
β	Stromverlustkennziffer		-
Δ	Differenz		-
η	Wirkungsgrad		-
κ	Isentropenexponent		-
π	Druckverhältnis		-
ρ	Stromkennzahl		-
ω	Brennstoffnutzungsgrad		-
Indizes			
1	Verdichtereintritt	GT	Gasturbine
1	untere Temperatur	KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
2	Brennkammereintritt	m	mittlere
2	obere Temperatur	s	isentrop
3	Gasturbineneintritt	Sp	Speicher
4	Gasturbinenaustritt	th	thermisch
ab	abgeführt	T	Turbine
B	Brennstoff	U	Umgebung
DT	Dampfturbine	V	Verdichter
el	elektrisch	zu	zugeführt
GuD	Gas- und Dampfkraftwerk		

1 Einleitung

Wir befinden uns mitten in einem globalen Wettlauf um knappe Ressourcen, und die Sicherung von Energiereserven steht für viele Länder im Fokus: Die Energieversorgung dürfte das zentrale Zukunftsthema des 21. Jahrhunderts sein.

Gerade im Hinblick auf die drohende Ressourcenknappheit und die Klimadiskussion ist der schonende Umgang mit unseren Energieressourcen in den Mittelpunkt des öffentlichen Interesses gerückt.

Um vor allem bei der Umwandlung von fossilen Brennstoffen den Brennstoffnutzungsgrad zu erhöhen, wird heutzutage die gekoppelte Erzeugung von elektrischer und thermischer Energie in sogenannten Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen (KWK) angewendet.

In den meisten KWK Anlagen sind Strom- und Wärmeproduktion direkt miteinander gekoppelt, sodass diese immer nur zeitgleich erzeugt werden können. Dies ist im Hinblick auf den optimalen Betriebspunkt einer Anlage problematisch, da in den meisten Situationen die Strom- und Wärmenachfrage unterschiedlich ist - in der einen Situation wird viel Wärme, aber wenig Strom und in der anderen wenig Wärme, jedoch viel Strom benötigt. Die Aufgabenstellung dieser Masterarbeit ist es, einen thermischen Speicher in eine KWK Anlage zu integrieren, um den Anlagenbetrieb im Hinblick auf unterschiedliche Strom- und Wärmenachfrage zu optimieren. Hierbei soll mithilfe des thermischen Speichers das zeitliche und räumliche Missverhältnis von Angebot und Nachfrage ausgeglichen werden.

Im Zuge der technischen Ausarbeitung wird als KWK-Anlage ein 3-Druck Gas- und Dampfkraftwerk herangezogen, welches mithilfe dem Energiebilanzprogramm EnBiPro des Instituts für Wärme- und Brennstofftechnologie der TU Braunschweig simuliert werden soll. Zunächst einmal im Auslegungszustand bei ISO Bedingungen (Lufttemperatur 15°C) und anschließend soll von dieser Grundlage aus auf einen teillastfähigen GuD-Prozess übergegangen werden. Damit werden zwei unterschiedliche Integrationsszenarien untersucht und optimiert:

Zur Unterstützung der

- Fernwärmeproduktion soll ein Niedertemperaturwärmespeicher bzw. für die
- Dampfproduktion ein Mitteltemperaturwärmespeicher

in den bestehenden teillastfähigen GuD-Prozess integriert und untersucht werden.

Die Ergebnisse werden ausführlich dargestellt, interpretiert und untereinander verglichen. Abschließend folgen eine Zusammenfassung und ein Ausblick auf das zukünftige Potential von thermischen Speichern, vor allem im Bereich der Mitteltemperaturtechnik.

2 Grundlagen

2.1 Kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke

In einer kombinierten Gas- und Dampfkraftanlage (GuD-Anlage) werden eine Gasturbine als ein Vorschaltprozess und eine Dampfturbine als ein Nachschaltprozess zusammenverknüpft. Die beiden Prozesse werden optimal kombiniert, damit die bestmögliche Ausnutzung der Brennstoffenergie erreicht wird. Dabei wird zunächst die auf hohem Temperaturniveau zugeführte Wärme in der Gasturbine mit hoher Effizienz zur Stromerzeugung genutzt. Dann wird die Abgaswärme der Gasturbine im nachgeschalteten Dampfprozess ebenfalls zur Stromerzeugung verwendet. Man unterscheidet drei Grundkonzepte der GuD-Anlagen:

- GuD Anlagen ohne Zusatzfeuerung
- GuD Anlagen mit Zusatzfeuerung
- GuD Anlagen mit integrierter Vergasungsanlage

In dieser Masterarbeit wird als Kraft-Wärme-Kopplungsanlage ein GuD-Prozess ohne Zusatzfeuerung herangezogen. Daher wird im Folgenden nur dieser Prozess näher erläutert. [vgl. Hof10]

GuD Anlagen ohne Zusatzfeuerung

Bei GuD Anlagen ohne Zusatzfeuerung wird der Brennstoff ausschließlich in der Brennkammer der Gasturbine verbrannt. Die Umwandlung von Wärme in Arbeit erfolgt in der Gas- und Dampfturbine, wobei die Gasturbine ca. zwei Drittel und die Dampfturbine ein Drittel zur Gesamtleistung beisteuern. Der Dampf wird im Abhitzeessel (AHK) mit Hilfe der Abwärme des Gasturbinenprozesses erzeugt und treibt die Dampfturbine an. Der Abdampf wird kondensiert und mit Hilfe einer Kondensatpumpe wird das Kondensat dem Entgaser zugeführt, der für die Luftentfernung genutzt wird. Mit Ausnahme der Vorwärmung im Entgaser wird keine andere Speisewasservorwärmung vorgenommen. Das ermöglicht eine tiefere Abkühlung des Rauchgases. Die untere Grenze der Rauchgastemperatur wird durch den Taupunkt des Rauchgases selbst vorgegeben und ist vom verwendeten Brennstoff abhängig.

Wirkungsgrad des GuD-Prozesses

Der Gesamtwirkungsgrad einer GuD Anlage lässt sich mit folgender Formel berechnen:

$$\eta_{GuD} = \eta_{GT} + \eta_{DT} \cdot (1 - \eta_{GT}) = \eta_{GT} + \eta_{DT} - \eta_{GT} \cdot \eta_{DT} \quad (2-1)$$

Hierbei ist η_{GT} bzw. η_{DT} der thermische Wirkungsgrad der Gas- bzw. Dampfturbinenanlage. Diese Formel zeigt, dass der Gesamtwirkungsgrad des GuD-Prozesses größer ist als der Wirkungsgrad der Gasturbinenanlage alleine, aber kleiner als die Summe der Wirkungsgrade der Gasturbinen- und Dampfturbinenanlage. Der Gesamtwirkungsgrad wird primär durch den Wirkungsgrad der Gasturbinenanlage bestimmt. [Dol01]

Somit wird in einem GuD Prozess das Prinzip der Effizienzsteigerung durch die Erhöhung der mittleren Temperatur bei Wärmezufuhr und die Senkung bei Wärmeabfuhr optimal realisiert. Daher weisen GuD-Anlagen die höchsten Wirkungsgrade unter allen Kraftanlagen auf. Im T,s-Diagramm der Abbildung 2.1 ist diese Temperaturerhöhung bzw. Senkung durch das Verknüpfen beider Prozesse eindeutig zu erkennen. [vgl. Hof10]

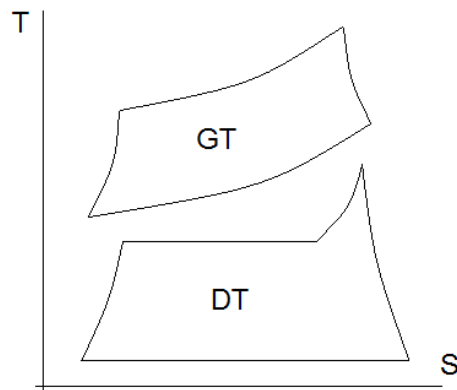


Abbildung 2.1: Prinzipielle Darstellung des T,S-Diagrammes eines GuD Prozesses

Heutzutage können Gas- und Dampfkraftwerke Gesamtwirkungsgrade von über 60% erreichen. Jenes moderne Gas- und Dampfkraftwerk des Kraftwerkes Irsching in Deutschland, welches mit der zurzeit leistungsstärksten Gasturbine betrieben wird, erreichte bei Testläufen im Mai 2011 einen hervorragenden Gesamtwirkungsgrad von 60,75% [1].

2.1.1 Die stationäre Gasturbine

Stationäre Gasturbinen sind ortsfeste kontinuierlich durchströmte Verbrennungskraftmaschinen mit hohen Leistungsdichten, die im Vergleich zu Abmessungen und Gewicht eine große Energiemenge umsetzen. Der Leistungsbereich erstreckt sich von nur wenigen Kilowatt für Mikrogasturbinen, in zum Beispiel dezentralen Anlagen bis hin zu Leistungen von mehr als 250MW in großen Kraftwerken. Die zurzeit (Mai 2011) leistungsstärkste Gasturbine der Welt SGT5-8000H der Firma Siemens mit 375MW wurde bereits als Prototyp im deutschen Kraftwerk Irsching für den Betrieb eines Gas- und Dampfkraftwerkes erprobt [1].

Die stationäre Gasturbine ist heutzutage weltweit eine der wichtigsten Komponenten in der Energieversorgung. Ihr Einsatz reicht vom reinen Gasturbinenbetrieb zur Abdeckung von Spitzenlastbedarf mit wenigen Betriebsstunden im Jahr bis hin zu den kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken für den Mittel- und Grundlasteinsatz. Lagen die Gasturbinenwirkungsgrade in den 80er Jahren noch bei 25 bis 28%, so erreicht man im Jahr 2009 40% und in kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken bereits 60%. Wirkungsgrad, niedrige spezifische Investitionskosten, kurze Errichtungszeiten und niedrige Emissionen begründen die heutigen Erfolge von Gasturbinen in der Kraftwerkstechnik. [Keh09]

Die technische Weiterentwicklung von stationären Gasturbinen betrifft aktuell einerseits die weitere Erhöhung des Wirkungsgrades, durch neue Werkstoffe und das Anheben der Turbineneintrittstemperatur und des Druckverhältnisses, sowie andererseits die Optimierung des Verbrennungsprozesses um die Schadstoffemissionen zu reduzieren.

2.1.1.1 Aufbau und Wirkungsweise

Durch einen Verdichter wird die komprimierte Frischluft der Brennkammer zugeführt. In dieser wird der ebenfalls zugeführte gasförmige oder flüssige Brennstoff mit der Frischluft bei konstantem Druck kontinuierlich verbrannt. Die Verbrennungsgase expandieren in der Turbine, wobei die kinetische Energie des Verbrennungsgases in mechanische Energie umgewandelt wird. Diese mechanische Energie treibt den Verdichter und den Generator zur Stromerzeugung an.

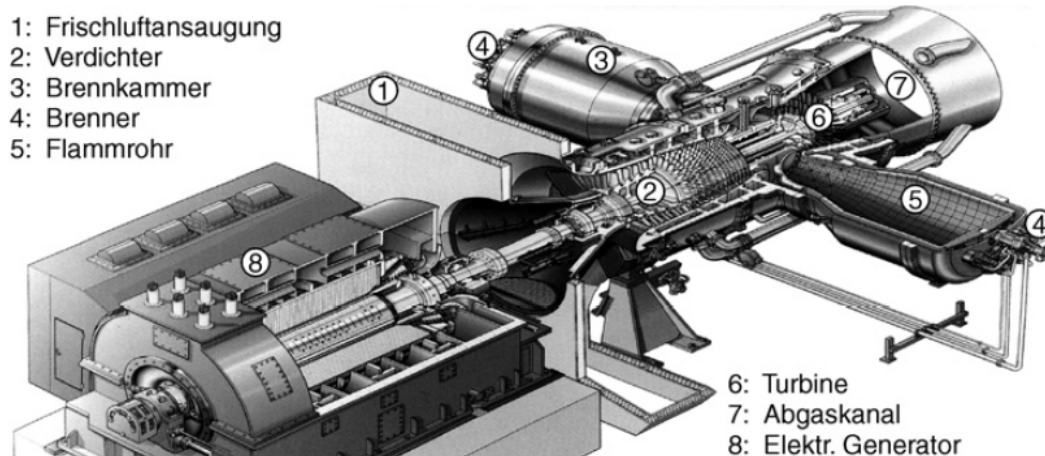


Abbildung 2.2: Die wichtigsten Komponenten einer Gasturbine [Zah09]

2.1.1.2 Offener Gasturbinen-Kreisprozess

Der offene Gasturbinen-Kreisprozess wird auch als offener Joule oder Brayton Prozess bezeichnet. Dieser besteht aus folgenden Zustandsänderungen (Abbildung 2.3):

- 1 → 2: isentrope Verdichtung von p_1 auf p_2 im Verdichter
- 2 → 3: isobare Wärmezufuhr in der Brennkammer
- 3 → 4: isentrope Entspannung von p_3 auf p_4 in der Turbine
- 4 → 1: isobare Wärmeabfuhr an die Umgebung

Die thermischen Grenzen des Kreisprozesses werden nach unten durch den Druck p_1 und der Temperatur T_1 der angesaugten Verbrennungsluft, nach oben durch die maximale mögliche Turbineneintrittstemperatur T_3 vorgegeben. Wie sich in Folge aus dem T,s-Diagramm der Abbildung 2.4 ableiten lässt, hängen der thermische Wirkungsgrad η_{th} und das Arbeitsvermögen w des Prozesses sowohl von der Turbineneintrittstemperatur T_3 als auch vom Druckverhältnis π ab:

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} \quad (2-2)$$

$$\eta_{th} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{w}{q_{zu}} = \frac{q_{zu} - q_{ab}}{q_{zu}} = 1 - \frac{q_{ab}}{q_{zu}} \quad (2-3)$$

Siehe Abbildung 2.4: $q_{zu} = \text{Fläche } a - 2 - 3 - b \quad (2-4)$

$q_{ab} = \text{Fläche } a - 1 - 4 - b \quad (2-5)$

$w = \text{Fläche } 1 - 2 - 3 - 4 \quad (2-6)$

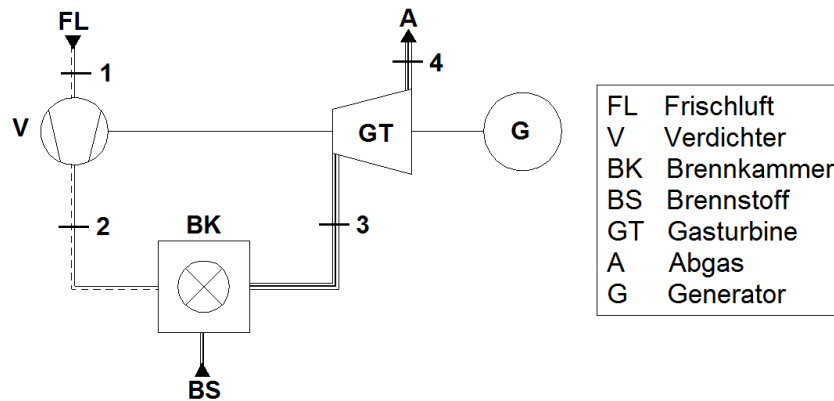


Abbildung 2.3: Prinzipschaltbild eines offenen Gasturbinenprozesses [vgl. Boh04]

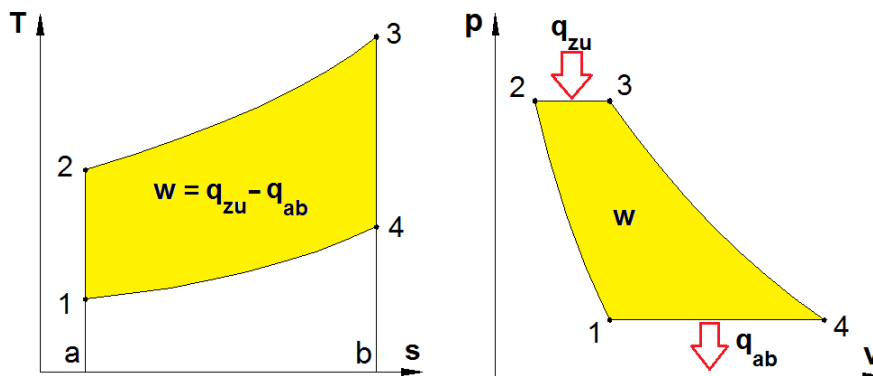


Abbildung 2.4: T,s und p,v Diagramm des offenen Gasturbinenprozesses [vgl. Boh04]

Die isobar zu- und abgeführten Wärmemengen ergeben sich aus:

$$q_{zu} = c_{pm} \cdot (T_3 - T_2) \quad (2-7)$$

$$q_{ab} = c_{pm} \cdot (T_4 - T_1) \quad (2-8)$$

Wird die spezifische Wärmekapazität c_{pm} bei Wärmezufuhr und -abfuhr als gleich groß angenommen, so ergibt sich durch Einsetzen in die Definitionsgleichung des thermischen Wirkungsgrades:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (2-9)$$

Für die isentrope Verdichtung $1 \rightarrow 2$ bzw. für die isentrope Entspannung $3 \rightarrow 4$, können die Temperaturen mithilfe des Isentropenexponenten κ durch die Drücke ersetzt werden:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (2-10)$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (2-11)$$

Werden der Isentropenexponent κ für Kompression und Expansion, sowie die Drücke p_2 und p_3 bzw. p_1 und p_4 (Isobaren) als gleich hoch angesetzt, so ergeben sich folgende einfache Ausdrücke für den thermischen Wirkungsgrad dieses idealisierten Prozesses:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_4}{T_3} \quad (2-12)$$

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (2-13)$$

Daraus ergibt sich die Aussage, dass der thermische Wirkungsgrad eines idealisierten offenen Gasturbinen-Kreisprozesses nur vom Druckverhältnis π abhängig ist.

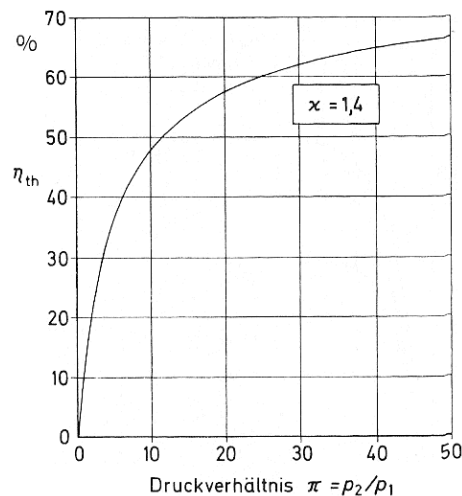


Abbildung 2.5: Theoretischer Prozesswirkungsgrad abhängig vom Druckverhältnis [Boh04]

Abbildung 2.5 zeigt den Zusammenhang zwischen dem thermischen Wirkungsgrad η_{th} und dem Druckverhältnis π bei einem Isentropenexponent von $\kappa = 1,4$ (Luft). Somit geht die Turbineneintrittstemperatur T_3 (oberste Prozesstemperatur) gar nicht in die Berechnung des thermischen Wirkungsgrades ein. Betrachtet man jedoch als nächstes die Nutzarbeit w , so sieht man dass die oberste Prozesstemperatur wichtig für die gewonnene Arbeit aus diesem Prozess ist. Die Nutzarbeit w ist die Differenz aus der Turbinen- und Verdichterarbeit:

$$w = Y_T - Y_V = (h_3 - h_{4,s}) - (h_{2,s} - h_1) = c_{pm} \cdot (T_3 - T_4) - c_{pm} \cdot (T_2 - T_1) \quad (2-14)$$

mit

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_3 \cdot \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (2-15)$$

und

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = T_1 \cdot \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (2-16)$$

folgt für die Nutzarbeit:

$$w = c_{pm} \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\right) - c_{pm} \cdot T_1 \cdot \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right) \quad (2-17)$$

$$\frac{w}{c_{pm} \cdot T_1} = \frac{T_3}{T_1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}\right) - \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1\right) \quad (2-18)$$

Diese Gleichung gibt eine dimensionslose Beziehung für die Nutzarbeit an, welche sich mithilfe dem Temperaturverhältnis T_3/T_1 und dem Druckverhältnis π berechnen lässt.

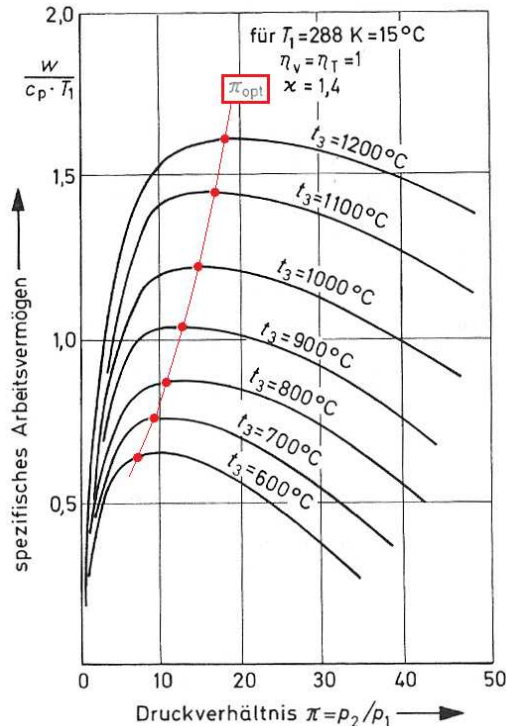


Abbildung 2.6: Spezifisches Arbeitsvermögen [Boh04]

Abbildung 2.6 stellt diese Beziehung bei einer Wärmekapazität von $c_{pm} = 1004 \text{ J/kgK}$ und einen Isentropenexponenten von $\kappa = 1,4$ dar.

Aus diesem Diagramm erkennt man, dass es keinen Sinn hat das Druckverhältnis über das Optimale hinaus zu erhöhen, wie es Abbildung 2.5 bzw. Gleichung 2-9 vermitteln würde, da sonst das Arbeitsvermögen w bzw. die Nutzleistungsabgabe der Gasturbine sinken würde. Somit müssen die Temperaturen und das Druckverhältnis aufeinander abgestimmt werden, um einen positiven Einfluss auf den Wirkungsgrad zu haben.

Der reale offene Gasturbinenprozess

Betrachtet man Abbildung 2.7 treten beim realen offenen Gasturbinenprozess folgende Verluste auf [Boh04]:

- Polytrope Verdichtung (Entropiezunahme) aufgrund Reibungs- und Strömungsverluste
- Geringer Druckverlust bei Wärmezufuhr in der Brennkammer (nicht isobar)
- Polytrope Expansion in der Turbine (Entropiezunahme)
- Mechanische Verluste – insbesondere in den Lagern
- Für Kühlzwecke entnommene Luftströme, sowie Leckage an Dichtungen
- Druckverluste in Rohrleitung und Einbauten
- Mischungsverluste
- Unvollständige Verbrennung des Kraftstoffes

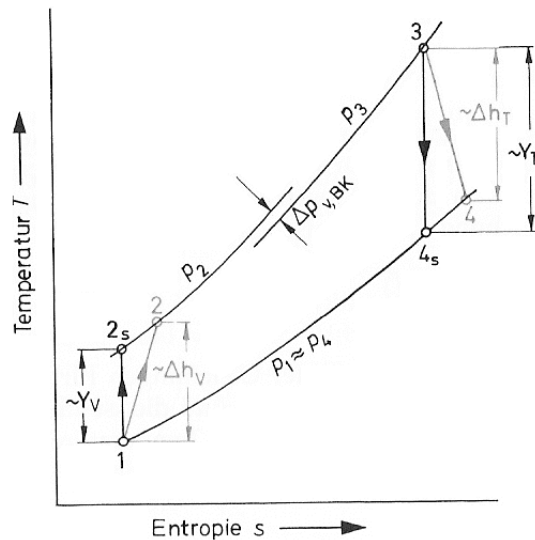


Abbildung 2.7: Realer Kreisprozess [Boh04]

Die Gasturbine im Gas- und Dampfkraftwerk

Es stellt sich nun die Frage, nach welchen Kriterien die Hauptdaten eines günstigen Prozesses gewählt werden. Für die Anwendung einer Gasturbine innerhalb eines Gas- und Dampfkraftwerkes (GuD) sollte ein günstiger Gasturbinenprozess

- einen hohen Wirkungsgrad,
- eine hohe Nutzarbeit und
- eine ausreichend hohe Austrittstemperatur besitzen.

Eine erhöhte obere Prozesstemperatur (Turbineneintrittstemperatur) bewirkt für alle drei Kriterien eine Erhöhung und somit eine Verbesserung des Prozesses.

Demgegenüber bewirkt eine Erhöhung des Druckverhältnisses nur bedingt eine Verbesserung: Erhöht man das Druckverhältnis bei fester oberer Prozesstemperatur, so steigen zunächst Nutzarbeit und der Wirkungsgrad an. Als erstes erreicht die Nutzarbeit ihr Maximum und wird mit weiterer Steigerung des Druckverhältnisses wieder kleiner, während der Wirkungsgrad immer noch anwächst. Mit einer weiteren Steigerung des Druckverhältnisses erreicht auch der Wirkungsgrad sein Maximum, darüber hinaus fallen dann beide Werte stark ab.

Auf der anderen Seite wiederum ist eine Steigerung des Gasturbinenwirkungsgrades durch ein höheres Druckverhältnis mit einer stark absinkenden Turbinenaustrittstemperatur verbunden. Um bei einem Gas- und Dampfkraftwerk schlussendlich einen guten Gesamtwirkungsgrad zu erzielen, sollte man nicht nur den Gasturbinenwirkungsgrad in sein Prozessoptimum legen, sondern eine integrale Lösung finden: Hierbei müssen das optimal gewählte Druckverhältnis und die obere Prozesstemperatur so aufeinander abgestimmt werden, dass auch im GuD-Betrieb hohe Wirkungsgrade erzielt werden können. Das optimale Druckverhältnis für die Anwendung im GuD-Betrieb liegt zwischen dem Wert für eine möglichst hohe spezifische Leistung und dem Wert für einen möglichst hohen Gasturbinenwirkungsgrad. Dadurch erhält man eine möglichst hohe Abgastemperatur für den Abhitzekessel.

Bei einem reinen Gasturbinenkraftwerk wird für eine maximale Effektivität ein hohes Druckverhältnis gewählt. [vgl. Seu10]

2.1.2 Der Abhitzeessel

Der Abhitzeessel, ein konvektiver Wärmeübertrager, ist bei GuD-Anlagen das Verbindungsglied zwischen dem Gas- und Dampfturbinenprozess. Dieser hat gegenüber konventionellen Dampferzeugern einen beträchtlich kleineren Raumbedarf, da der voluminöse Strahlungsfeuerraum entfällt. Der Abhitzeessel, welcher somit direkt hinter der Gasturbine angeschlossen ist, muss folgende Aufgaben erfüllen [vgl. Keh09]:

- Erwärmen des Speisewassers auf die gewünschte Prozesstemperatur im Economizer (bis Sattedampftemperatur)
- Verdampfen des Kühlmediums im Verdampfer bei fast gleichbleibendem Druck
- Überhitzen des Dampfes auf die geforderte Dampfturbineneintrittstemperatur in den Überhitzern

Für die optimale Erfüllung dieser Aufgaben, muss ein Abhitzeessel folgende Anforderungen erbringen:

- Hoher Abwärmennutzungsgrad
- Geringe Druckverluste sowohl rauchgas- als auch wasser/dampfseitig
- Geringe Korrosionsneigung
- Zulässigkeit hoher dampfseitiger Druckgradienten
- Zulässigkeit hoher rauchgasseitiger Temperaturgradienten

Die ersten beiden Punkte widersprechen sich gegenseitig, da ein hoher Abwärmennutzungsgrad eine große Wärmeaustauschoberfläche erfordert und dies somit zu größeren Heizbündelflächen führt.

Desweiteren lassen sich bei Abhitzeessel alle Schaltungstypen wie Naturumlauf, Zwangsumlauf und Zwangsdurchlauf verwirklichen, wobei die beiden erst genannten hauptsächlich bei Abhitzeessel verwendet werden und der Zwangsdurchlaufbetrieb noch in Erprobung ist. [Seu10]

Gegenüber einem konventionellen Dampferzeuger, bei welchem die Rauchgaseintrittstemperatur in die erste Heizbündelfläche ca. 900-1000°C beträgt, liegt diese beim Abhitzeessel nur bei 600-700°C. Diese Tatsache führt zu folgenden wesentlichen Unterschieden [Seu10]:

- Während beim konventionellen Dampferzeuger aufgrund der hohen Rauchgastemperaturen die Umfassungswände gekühlt werden müssen (Flossenrohrwände), werden diese beim Abhitzeessel nur als innen- oder außenisolierte Blechwände ausgeführt.
- Um zu hohe Materialtemperaturen im Endüberhitzer eines konventionellen Dampferzeugers zu verhindern, wird dieser im Gleichstromprinzip geschaltet. Demgegenüber wird der Endüberhitzer des Abhitzeessels im Gegenstromprinzip geschaltet, um die von der wirtschaftlichen Seite geforderte Temperaturdifferenz von 30-40°C zwischen der Frischdampftemperatur und der Rauchgaseintrittstemperatur zu erreichen.
- Diese geringe Temperaturdifferenz zwischen der Rauchgas- und der Wasser-/Dampfseite erfordert im Abhitzeessel eine größere Wärmeaustauschoberfläche der Heizbündel. Dies wird durch die Verwendung von Rippenrohren bewerkstelligt, um

einen zu hohen Druckverlust, aufgrund zunehmender Rohrlänge zu verhindern. Bei den konventionellen Dampferzeugern reicht die hohe Temperaturdifferenz aus, um die kostengünstigeren Glattrohrwärmetauscher zu verwenden – nur beim Economiser werden hier zuweilen Rippenrohre verwendet.

2.1.2.1 Heizflächentypen

Als nächstes wird kurz auf die im Abhitzekegel befindlichen Heizflächen und deren Charakteristik eingegangen. Die gewählte Reihenfolge entspricht auch jener, der Anordnung im Abhitzekegel. Die Erläuterungen zu den einzelnen Heizflächentypen wurden aus der Literatur [Seu10] entnommen.

Überhitzer / Zwischenüberhitzer

Im Überhitzer und Zwischenüberhitzer wird der auf Sättigungsniveau befindliche Dampf auf die gewünschte Frischdampf­temperatur überhitzt. Hierbei handelt es sich um eine einphasige Strömung von reinem Dampf. Überhitzer und Zwischenüberhitzer sind immer im Gegenstrom geschaltet. Vor allem bei Prozessen wo die Zwischenüberhitzung angewendet wird, müssen Endüberhitzer und Zwischenüberhitzer in gekämmter Weise ausgeführt werden, da ansonsten bei Hintereinanderschaltung der nachgeschaltete Zwischenüberhitzer aufgrund des Rauchgas-Temperaturabbaus im Endüberhitzer den Dampf nicht mehr auf die gewünschte Temperatur überhitzen kann (Abb. 2.8).

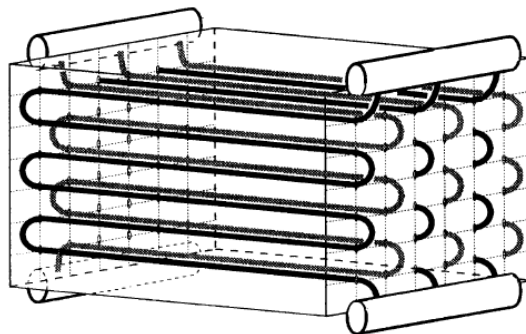


Abbildung 2.8: Heizflächenkämmung verschiedener Heizflächen [Seu10]

Um die Dampfturbine vor zu hohen Dampftemperaturen zu schützen, ist im Bereich des Überhitzers ein Einspritzkühler vorgesehen. Da jedoch bei kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken die Gasturbinen so geregelt werden, dass die Abgastemperatur unabhängig der Umgebungstemperatur konstant bleibt, findet der Einspritzkühler meistens nur bei Störungen seinen Einsatz. [Keh92]

Verdampfer

Da es im Verdampfer zu einem Phasenwechsel des Wassers kommt, herrscht in diesem eine sogenannte Zweiphasenströmung. Während bei konventionellen Dampferzeugern die gekühlten Umfassungswände der Rauchgasstrecke als Verdampfer dienen, werden bei Abhitzekegel die Verdampfer, so wie die anderen Wärmetauscher (Überhitzer, Economizer, usw.), als Heizbündelflächen in die Rauchgasstrecke eingebaut. Aus Kostengründen werden zurzeit noch hauptsächlich die beiden unterkritischen Verdampfungssysteme, der Naturumlauf und der Zwangsumlauf eingesetzt.

Beim Naturumlaufverdampfer, welcher die einfachere Variante darstellt, wird der geodätische Höhenunterschied zwischen dem Verdampfereintritt und –austritt genutzt. Die Bedingungen für einen sicheren Naturumlauf sind ein Fluiddruck unterhalb des kritischen Punktes, ein

ausreichender Höhenunterschied und geringe Druckverluste in den Fall- und Steigrohren. Diese Bedingungen werden am optimalsten in horizontalen Abhitzekeessel, in welchen das Rauchgas horizontal durch die vertikalen Heizbündelrohre strömt, erreicht (Abb. 2.9a). In vertikalen Abhitzekeessel, in welchen die wasser-/dampfdurchströmten Rohre horizontal eingebaut sind, kann sich ebenfalls ein Naturumlauf einstellen. Früher wurde aus Sicherheitsgründen, vor allem für das Anfahren eine Anstoßpumpe parallel vorgesehen (Abb. 2.9b).

Beim Zwangsumlaufverdampfer wird der natürliche Umlauf durch eine Umwälzpumpe unterstützt (Abb. 2.9 c). Dadurch ergeben sich besonders bei Abhitzekeessel, gegenüber dem Naturumlauf, konstruktiv einfachere Lösungen, da man bei der geometrischen Gestaltung der Verdampferberohrung größere Freiheiten bezüglich den Höhenunterschieden und den Strömungswiderständen hat. Die Nachteile des Zwangsumlaufsystems sind die höheren Investitionskosten und der höhere Eigenbedarf, welche durch die Umwälzpumpen verursacht werden.

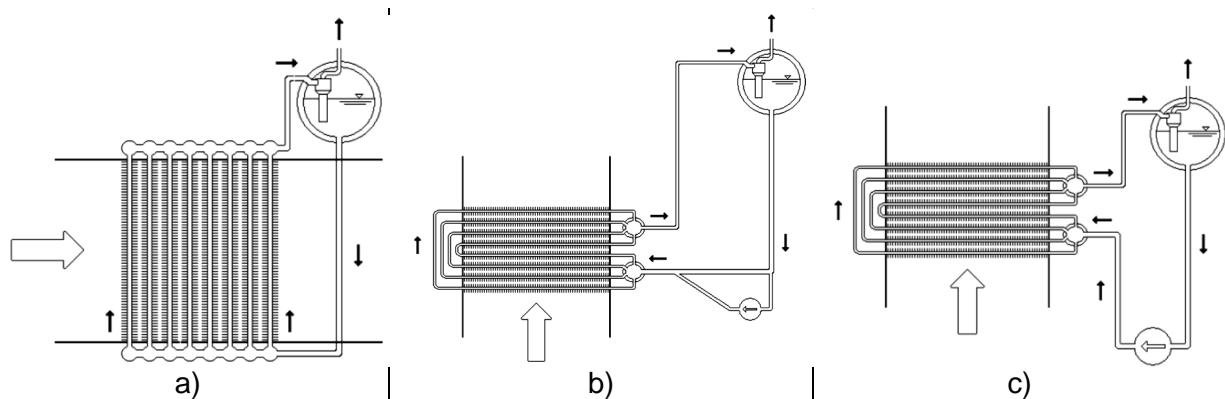


Abbildung 2.9: a) horizontaler AHK mit Naturumlauf b) vertikaler AHK mit Naturumlauf c) vertikaler AHK mit Zwangsumlauf [Seu10]

Ein Maß für die Güte der Dampfproduktion in der jeweiligen Druckstufe des Abhitzekeessels ist der sogenannte Pinch Point. Dieser stellt die Temperaturdifferenz im T-Q Diagramm (Abb. 2.10) an jener Stelle dar, an welcher die fast horizontal verlaufende Verdampferlinie der stetig fallenden Abgaslinie am nächsten kommt. Der Pinch Point stellt somit ein Optimum zwischen den Kosten und der optimalen Dampferzeugung dar:

- Ein sehr klein gewählter Pinch Point steigert zwar die Dampfproduktion, lässt jedoch aufgrund der damit exponentiell ansteigenden Wärmetauscheroberfläche die Kosten in die Höhe schnellen.
- Ein zu groß gewählter Pinch Point repräsentiert genau das Gegenteil: Dieser reduziert zwar die Kosten aufgrund der geringeren Wärmetauscheroberfläche, lässt jedoch keine effiziente Dampferzeugung mehr zu.

Heutzutage wird für den Hochdruck- und Mitteldruckteil des Abhitzekeessels eine Temperaturdifferenz am Pinch Point von ca. 8-10K gewählt, während man für die Niederdruckstufe aufgrund des energetisch minderwertigeren Dampfes eine größere Temperaturdifferenz von 12-15K für wirtschaftlicher betrachtet. [Seu10]

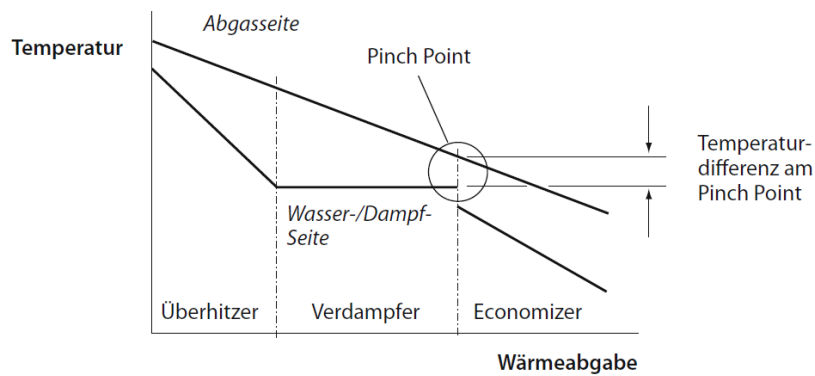


Abbildung 2.10: Definition des Pinch Point im T-Q Diagramm [Seu10]

Economizer

Im Economizer, welcher ebenfalls wie alle anderen Heizbündelflächen im Gegenstrom geschaltet ist, wird das mit ca. 130-150°C eintretende Speisewasser für den Verdampfer auf Sättigungstemperatur aufgeheizt. Der Economizer wird hauptsächlich einphasig durchströmt und typischerweise einflutig ausgeführt. Die Güte lässt sich durch die Approach-Temperaturdifferenz angeben (Abb. 2.11). Dies ist jene Temperaturdifferenz zwischen der Sättigungstemperatur und der Economizer-Austrittstemperatur. Während man in der Vergangenheit keine Teilverdampfung im Economizer zuließ, indem man einfach die Approach-Temperaturdifferenz mit 2-6K wählte, so wird in den letzten Jahren diese Differenz zu Null gewählt. Ausschlaggebend dafür ist die Verbesserung der Dampfproduktion, da der Verdampfer nicht mehr das unterkühlte Speisewasser erst auf Sättigungstemperatur bringen muss. Hierbei tritt in den letzten Windungen des Economizers schon Teilverdampfung auf oder, wenn dies nicht erwünscht ist, wird bei höherem Druck das Speisewasser im Economizer kurz bis zur Sättigungstemperatur erwärmt und durch Druckabsenkung in einem Regelventil vor dem Verdampfer auf den Sättigungszustand gebracht.

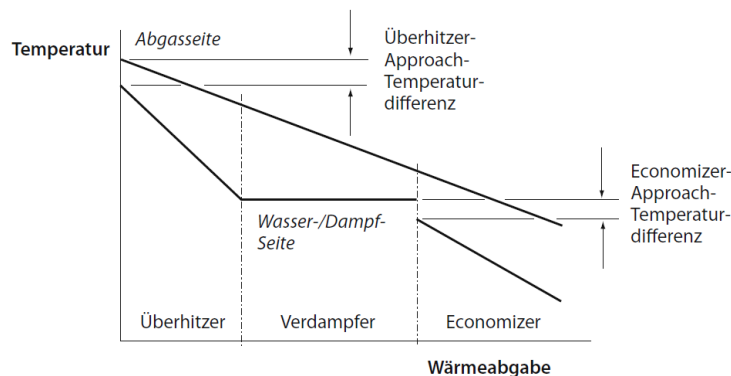


Abbildung 2.11: Definition Approach-Temperaturdifferenz im T-Q Diagramm [Seu10]

Kondensatvorwärmer

Ein weiterer wesentlicher Unterschied des kombinierten Gas- und Dampfkraftwerkes zu einem konventionellen Dampferzeuger ist der abgasbeheizte Kondensatvorwärmer. Bei konventionellen Dampferzeugern ist es energetisch günstiger, aufgrund der hohen Rauchgastemperaturen, möglichst viel Dampf zu erzeugen, diesen in der Turbine bei hohem Druck voll zu nutzen und ihn erst bei einem relativ niedrigen Druck- und Temperaturniveau für die Kondensatvorwärmung anzuzapfen. Bei kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken steht, aufgrund der Prozessführung, am Ende der Rauchgasstrecke im Abhitzeessel noch ausreichend Restwärme für die Kondensatvorwärmung zur Verfügung, sodass hier die Dampfturbinenzapfung für die Vorwärmung vollständig entfällt.

Um eine Taupunktunterschreitung des Rauchgases an der Oberfläche der Rippenrohre des Kondensatvorwärmers zu verhindern, wird das Kondensat, welches eine Temperatur von 30-40°C hat, nicht direkt eingeleitet, sondern bevor m it einem Teil des im Kondensatvorwärmer bereits aufgeheizten Wassers vermischt (Rezirkulation). Dadurch erreicht man eine Eintrittstemperatur in den Kondensatvorwärmer von 60°C. Bei einem höheren Schwefelgehalt im Rauchgas, kann man durch Vergrößern des Rezirkulationsmassenstroms die Eintrittstemperatur bis auf 90°C anheben.

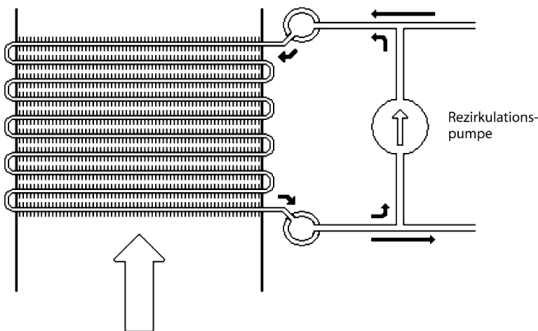


Abbildung 2.12: Kondensatvorwärmer eines vertikalen AHK mit Rezirkulation [Seu10]

Die Anzahl von Druckstufen

Das Hauptproblem bei der Auslegung eines kombinierten Gas- und Dampfkraftwerkes ist die optimale Ausnutzung der Gasturbinenabwärme im Abhitzekessel. Abbildung 2.13 zeigt ein theoretisch ideales T-Q Diagramm, in welchem der Wärmeaustausch zw. dem warmen und dem kalten Fluid am idealsten ohne Exergieverlust verlaufen würde, wenn die Wärmeaustauschoberfläche unendlich groß wäre. Jedoch ist der reale Wärmeaustauschprozess im Abhitzekessel aus drei Gründen sowohl energetisch als auch exergetisch nicht optimal bzw. begrenzt [Keh92]:

- Die unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften von Wasser und Rauchgas führen zu energetischen und exergetischen Verlusten (z.B. hat Wasser und Dampf einen besseren Wärmeübergang als Rauchgas)
- Die Verdampfung von Wasser ist ein isothermer Prozess
- Die Wärmeaustauschoberfläche kann nicht unendlich groß sein
- Die Rauchgasabkühlung ist aufgrund der Tieftemperaturkorrosion durch die Taupunkttemperatur begrenzt

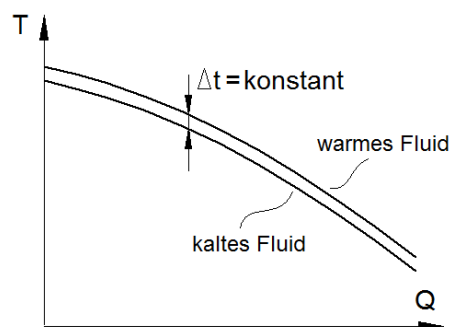


Abbildung 2.13: T-Q Diagramm eines idealen Wärmetauschers [vgl. Keh92]

Da beim realen T-Q Diagramm in Abbildung 2.14 unter anderem das Wasser bei konstanter Temperatur verdampft, kann ein Abhitzekessel nie ein idealer Wärmetauscher sein. Trotzdem versucht man die Fläche zwischen der Wasser/Dampflinie und der Abgaslinie

möglichst zu verkleinern, um die Exergieverluste zu reduzieren, indem man statt einem Eindruckprozess, einen Zwei- oder Mehrdruckprozess ausführt.

Um die Wirkungsgradsteigerung, ausgehend von einem Eindruckprozess konkret zu verdeutlichen, wurde aus der Literatur [Seu10] folgendes Beispiel herangezogen:

Hierbei wird von einer Gasturbine mit einstufiger Verbrennung und mit ca. 1190°C Turbineneintrittstemperatur bzw. ca. 580°C Turbinenaustrittstemperatur für den GuD Prozess ausgegangen. Die Basiswerte für den Eindruckprozess sind:

GuD-Wirkungsgrad: 54,1% Dampfparameter: 65 bar und 540°C

Tabelle 2.1: Wirkungsgradsteigerung im GuD Prozess durch mehrere Druckstufen [Seu10]

Prozess	η	η -Steig.	Dampfparameter		
			HD	MD	ND
1 Druck	54,1%	-	HD	65 bar	540 °C
2 Druck	55,7%	1,6%	HD	80 bar	540 °C
			ND	5 bar	210 °C
3 Druck	56,2%	2,1%	HD	120 bar	540 °C
			MD	29 bar	320 °C
			ND	5 bar	200 °C
3 Druck ZÜ	56,9%	2,8%	HD	120 bar	540 °C
			MD	28 bar	540 °C
			ND	4 bar	235 °C

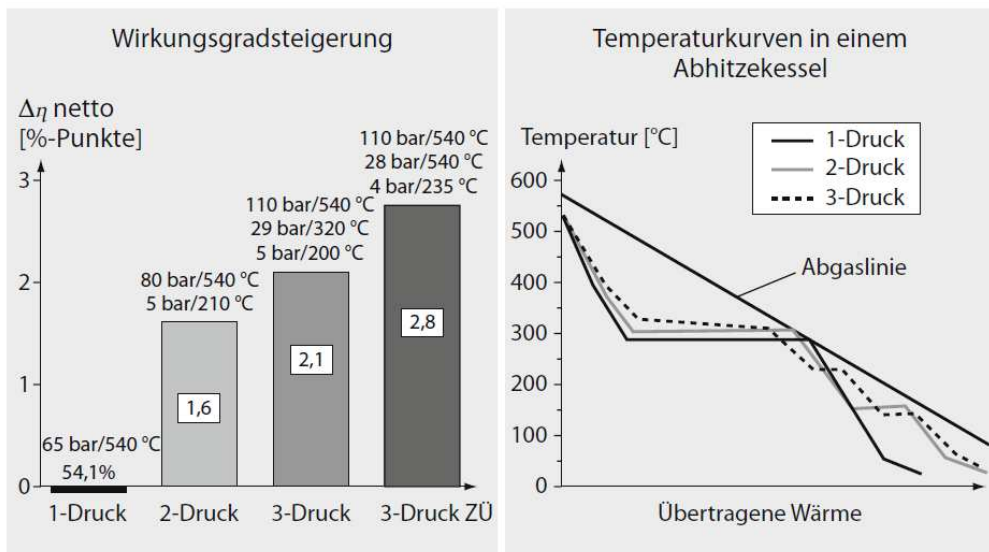


Abbildung 2.14: Wirkungsgradsteigerung im GuD Prozess [Seu10]

Im T-Q Diagramm der Abbildung 2.14 ist die Verkleinerung der Zwischenfläche ausgehend vom Eindruckprozess bis zum Dreidruckprozess sehr deutlich zu erkennen. Um jedoch solche Wirkungsgradsteigerungen verwirklichen zu können, ist bautechnisch im Abhitzeessel ein sehr hoher Aufwand zu betreiben. Die folgenden schematisch dargestellten Heizflächenanordnungen im Abhitzeessel verdeutlichen dies.

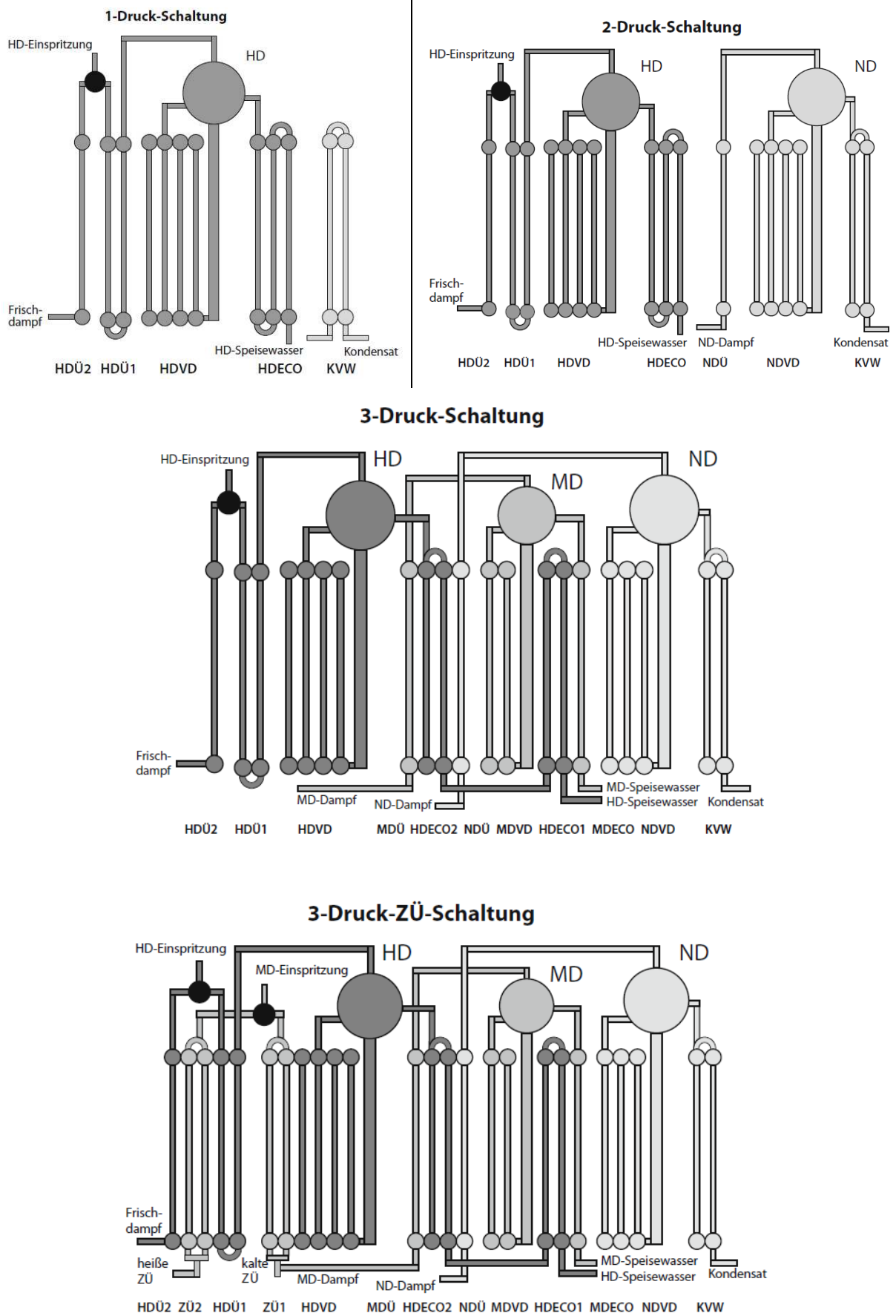


Abbildung 2.15: Heizflächenanordnung der einzelnen Druckstufen [Seu10]

2.1.3 Der Dampfkreislauf

Der ideale Wasser-Dampfkreislauf im T,s-Diagramm wird auch als Clausius-Rankine Prozess bezeichnet. Eine leichte Abwandlung von diesem sieht man in Abbildung 2.16, in welcher der Wasser-Dampfkreislauf eines 1-Druck GuD Prozesses mit Zwischenüberhitzung dargestellt ist. Dieser noch gut überschaubare Prozess lässt sich in folgende Zustandsänderungen einteilen: [vgl. Wou10]

- 1 → 2: Druckerhöhung durch die Speisewasserpumpe
- 2 → 3: Erwärmung des Wassers im Economizer auf Sättigungstemperatur
- 3 → 4: Verdampfen des Wassers im Verdampfer
- 4 → 5: Überhitzen des Dampfes auf Frischdampfniveau
- 5 → 6: Expansion in der Hochdruckdampfturbine (HD DT)
- 6 → 7: Zwischenüberhitzung des Abdampfes aus der HD DT
- 7 → 8: Expansion in der Niederdruckdampfturbine
- 8 → 1: Kondensation des Abdampfes aus der ND DT im Kondensator

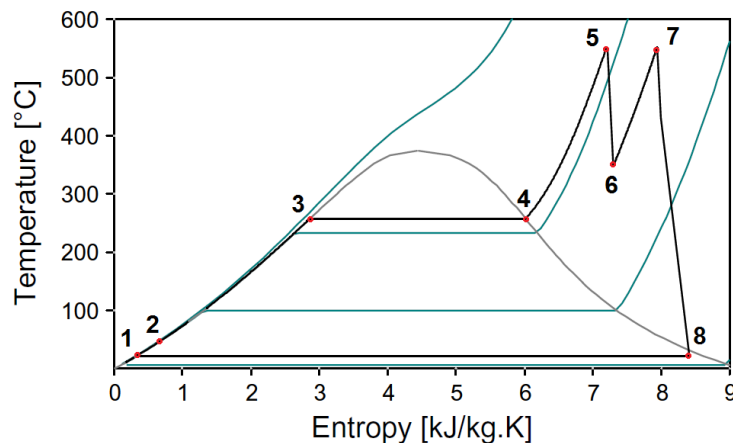


Abbildung 2.16: T,s-Diagramm eines 1 Druck GuD Prozesses [Wou10]

Demgegenüber zeigt das T,s-Diagramm in Abbildung 2.17 den Wasser-Dampfkreislauf eines 3-Druck GuD Prozesses, eindeutig erkennbar an den drei Druckstufen beim Verdampfen im Nassdampfgebiet.

Die einzelnen Zustandsänderungen der jeweiligen Druckstufen in Abbildung 2.17 können analog zu jenen der Abbildung 2.16 betrachtet werden:

- 1 → 2,3,4: Druckerhöhung auf ND (2), MD (3) und HD (4) Niveau und Erwärmung des Wassers in den Economizers auf die jeweilige Sättigungstemperatur
- 2 → 5: Verdampfen des Wassers im ND-Verdampfer
- 3 → 6: Verdampfen des Wassers im MD-Verdampfer
- 4 → 7: Verdampfen des Wassers im HD-Verdampfer
- 5 → 11: Überhitzen des ND-Dampfes
- 6 → 10: Überhitzen des MD-Dampfes
- 7 → 8: Überhitzen des HD-Dampfes auf Frischdampfniveau
- 11 → 12: Expansion des Dampfes in der ND-Dampfturbine

- 10 → 11: Expansion des Dampfes in der MD-Dampfturbine
- 8 → 9: Expansion des Dampfes in der HD-Dampfturbine
- 12 → 1: Kondensation des Abdampfes aus der ND DT im Kondensator

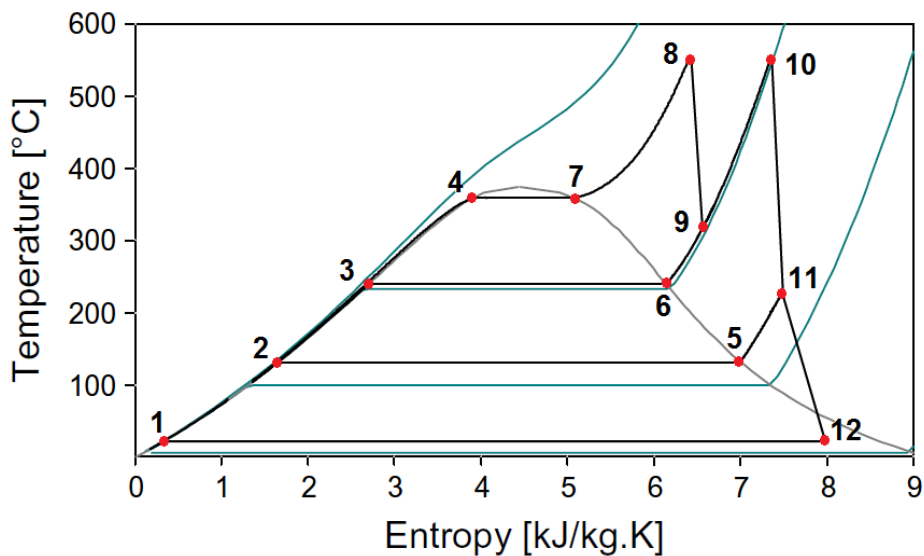


Abbildung 2.17: T,s-Diagramm eines 3 Druck GuD Prozesses [Wou10]

Für diese beiden T,s-Diagramme gelten folgende Druck- und Temperaturwerte:

Tabelle 2.2: Druck und Temperaturwerte der T,s-Diagramme [Wou10]

	Einheit	1-Druck	3-Druck
HD Temperatur	°C	550,0	550,4
HD Eintrittsdruck	bar	41,5	175
MD Temperatur	°C	550,2	552,3
MD Eintrittsdruck	bar	9,3	31,4
ND Temperatur	°C		226,7
ND Eintrittsdruck	bar		2,7
Kondensatordruck	bar	0,02643	0,02643

Um alle wichtigen Komponenten, welche für die jeweiligen Zustandsänderungen im Wasserdampf-Kreislauf verantwortlich sind erläutert zu haben, fehlen nur noch der Kondensator und die Dampfturbine:

Der Kondensator

Für die Schließung des Kreisprozesses ist der aus der Turbine kommende Dampf niederzuschlagen und dem Dampferzeuger wiederum als Speisewasser zuzuführen. Diese Aufgabe wird vom Kondensator erfüllt. Die Kondensation stellt physikalisch die Umkehrung des Verdampfungsprozesses dar. Dies ist ein Vorgang der mit einer großen Änderung des spezifischen Volumens verbunden ist. [Str09]

Dabei wird ein möglichst niedriger Kondensatordruck angestrebt, um einen guten Wirkungsgrad des Dampfprozesses zu erreichen. Der Kondensatordruck und die dazugehörige Kondensatortemperatur werden durch die Kühlmediumtemperatur (Luft oder Wasser) eingeschränkt, wodurch das Kondensat nicht weiter abgekühlt werden kann.

Bei Gas- und Dampfkraftwerken werden vorwiegend folgende drei Kondensatortypen angewendet [Keh09]:

- Frischwasser- bzw. Durchlaufkühlung
- Kreislaufkühlung mit Nass- oder Hybridkühlturm
- Direkt luftgekühlter Kondensator (Luko)

Die Frischwasser- bzw. Durchlaufkühlung

Überall dort, wo Wasser in ausreichendem Maße zur Verfügung steht, ist die Durchlaufkühlung die wirtschaftlichste Form der Kühlung. Dabei wird Oberflächenwasser aus dem Meer, einem Fluss, einem See oder Kanal entnommen, zu den Turbinenkondensatoren (Hauptkühlkreislauf) bzw. den Kühlern der Nebenkühlkreisläufe geführt und anschließend wieder seinem Ursprung zurückgegeben. Der Wasserbedarf liegt hierbei um ca. 40 bis 60 mal höher als jener bei den Verdunstungskühlsystemen. Die wasserrechtliche Genehmigung zur Entnahme und Wiedereinleitung von Kühlwasser kann zum Beispiel an folgende Auflagen gebunden sein:

- Begrenzung des Wasserstromes bei Entnahme aus einem Fluss,
- Begrenzung der Aufwärmung des entnommenen Wassers,
- Begrenzung der Einleittemperatur.

Kreislaufkühlung mit Nasskühlturm und Hybridkühlturm

Im Nasskühlturm kommen Kühlwasser und Luft in direkten Kontakt, wobei die abzuführende Wärme durch Konvektion und durch Verdunstung von Kühlwasser übertragen wird. Der Anteil des Wärmeaustausches durch Verdunstung ist nicht konstant, er verschiebt sich mit steigender Lufttemperatur zu größeren Werten. Das bedeutet, dass der verdunstende Wassermassenstrom mit steigender Lufttemperatur zunimmt. Um zu vermeiden, dass durch den Verdunstungsverlust die Salzkonzentration im Kühlwasserkreislauf auf unzulässige Werte ansteigt, muss in den Kühlkreislauf mehr Wasser von besserer Qualität nachgespeist werden, als durch Verdunstung verloren geht.

Nasskühltürme können entweder als Naturzugkühlturm oder als zwangsbelüftete Kühltürme ausgeführt werden. Der Luftdurchsatz bei Naturzugkühltürmen wird durch den Auftrieb erzeugt, der durch den Dichteunterschied der Luft und die Höhendifferenz zwischen Luftaustritt und Luft Eintritt entsteht. Die kompakte Bauweise von zwangsbelüfteten Kühltürmen wird durch elektrisch angetriebene Ventilatoren ermöglicht, die anstelle des Auftriebes für den Luftdurchsatz durch den Kühlturm sorgen. Gas- und Dampfkraftwerke werden mehrheitlich mit zwangsbelüfteten Nasskühltürmen in Zellenbauweise ausgeführt. [Seu10]

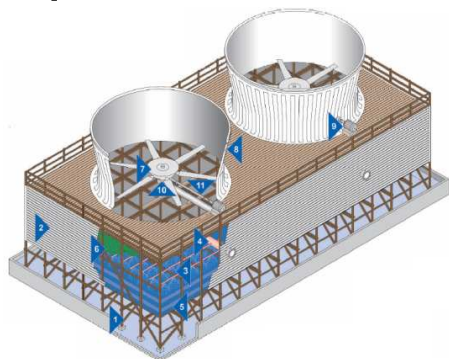


Abbildung 2.18: Zwangsbelüfteter Nasskühlturm in Zellenbauweise [Seu10]

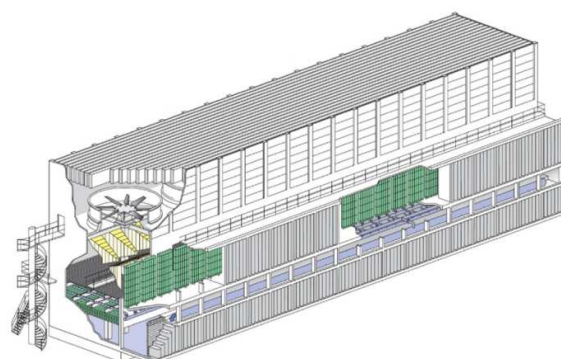


Abbildung 2.19: Zwangsbelüfteter Hybridzellenkühlturm [Seu10]

Bei dem niedrig bauenden Nasskühlturm in Zellenbauweise kann es bei Wetterlagen, die eine Schwadenbildung hervorrufen, unter Windeinfluss zu einer direkten ungewollten Beeinflussung des Umfeldes kommen. Soll auf eine Kühlung mit Nutzung der Wärmeübertragung durch Verdunstung nicht verzichtet werden, so kann eine Vermeidung bzw. Reduktion der sichtbaren Schwaden erforderlich werden (Umweltauflage). Dies ist mit einem Hybridkühlturm möglich, einem Kühlturmtyp, der das Prinzip der Nasskühlung und Trockenkühlung kombiniert. Der prinzipielle Aufbau eines Hybridzellenkühlturmes ist in Abbildung 2.19 dargestellt. Im oberen Teil des Kühlturmes sind der Trockenteil und darunter der Nassteil angeordnet.

Das vom Kondensator kommende warme Kühlwasser wird zunächst durch die aussenberippten Kühlelemente des Trockenteiles geleitet und gelangt anschließend in die Wasserverteilung des Nassteils. Der oberhalb des Trockenteiles angeordnete Ventilator saugt Umgebungsluft durch Trockenteil und Nassteil. [Seu10]

Direkt luftgekühlter Kondensator (Luko)

Für den Betrieb eines Nasskühlturmes muss an dessen Standort eine ausreichende Wassermenge zur Verfügung stehen. Ist dies jedoch nicht der Fall, so muss für die Übertragung der Kondensationswärme des Abdampfes an die Umgebungsluft ein Trockenkühlturm eingesetzt werden. Bei diesen kommen das zu kühlende Medium und die Umgebungsluft nicht direkt miteinander in Kontakt, wodurch kein Stoffaustausch stattfindet. Dieser Kondensatortyp benötigt somit auch kein Zusatzwasser und erzeugt auch keine sichtbaren Schwaden am Kühlturmaustritt. Der Wärmeaustausch erfolgt nur durch die Erwärmung der Umgebungsluft. Im Vergleich zum indirekten Trockenkühlturm gibt es keinen Zwischenkühlkreis und die Kondensationswärme des Abdampfes wird direkt an die Umgebungsluft übertragen. Eine Abdampfleitung verbindet die Dampfturbine mit dem Luko, wobei ein Modul aus mehreren dachförmigen Kühlelementen mit einem Ventilator an der Basis besteht. Diese Ventilatoren liefern bezüglich der Gesamtschallemission des Kraftwerkes einen beachtlichen Anteil. Nachteilig sind ebenfalls der hohe Eigenbedarf, die hohen Kosten und der höhere Kondensationsdruck. [Seu10]

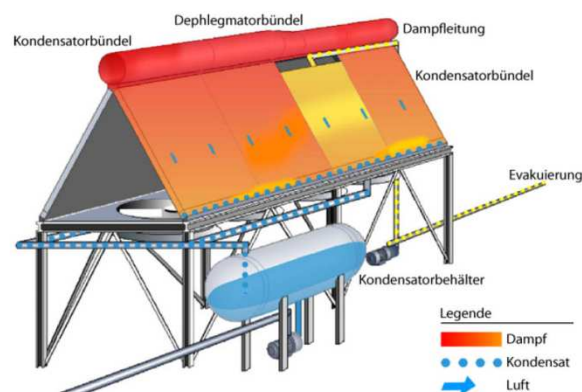


Abbildung 2.20: Luftgekühlter Kondensator [Seu 10]

Die Dampfturbine

Im Unterschied zum konventionellen Dampfkraftwerk (DKW) nimmt beim GuD-Kraftwerk mit mehreren Druckstufen die Dampfmenge zu, da einerseits die Dampfanzapfung wegfällt und andererseits im Abhitzeessel auf niedrigem Druckniveau ein zusätzlicher Massenstrom erzeugt wird. Der eintretende Dampfmassenstrom in die Hochdruckbeschaufelung eines konventionellen Dampfkraftwerkes reduziert sich bis zur Endstufe um einen Anteil von ca. 40%. Im Gegensatz dazu, vergrößert sich die Dampfmenge eines 2 Druck GuD-Prozesses von der ersten bis zur letzten Turbinenschaufel um ca. 20% und bei einem 3 Druck GuD-Prozess sogar um ca. 30-35%.

Die unterschiedlichen Dampfparameter bei üblichen DKW- bzw. GuD-Kraftwerksprozessen zeigt Tabelle 2.3.

Anders als in Dampfkraftwerken, bei denen eine erhöhte Dampfeintrittstemperatur der wesentliche Parameter für eine Steigerung des Wirkungsgrades ist, ist dies bei GuD-Prozessen nicht so eindeutig. Hierbei muss eine Gesamtoptimierung unter Berücksichtigung aller betroffenen Komponenten des GuD-Prozesses angestrebt werden. [vgl. Seu10]

Tabelle 2.3: Übliche Dampfparameter bei DKW und GuD Kraftwerken [Seu10]

	[bar]	[°C]
Frischdampf		
DKW	170 - 280	540 - 600
GuD	80 - 180	540 - 600
Dampf nach der Zwischenüberhitzung		
DKW	40 - 60	540 - 620
GuD	25 - 40	540 - 600
Dampfeintritt in Niederdruck DT		
DKW und GuD	3 - 10	< 360
Kondensatorvakua		
Frischwasserkühlung	0,02 - 0,08	
Nasskühlturm	0,04 - 0,10	
Luftgekühlter Kondensator und Trockenkühlturm	0,09 - 0,25	

Eine Übersicht der prinzipiellen Bauformen der in GuD-Kraftwerken eingesetzten Dampfturbinen gibt Abbildung 2.21. Die symbolhafte Anordnung der Schaufelfluten ist nur exemplarisch, da insbesondere bei kombinierten Mittel-Niederdruckturbinen unterschiedliche Strömungsrichtungen am Markt präsent sind (Gleich- oder Gegenstromprinzip). [Seu10]

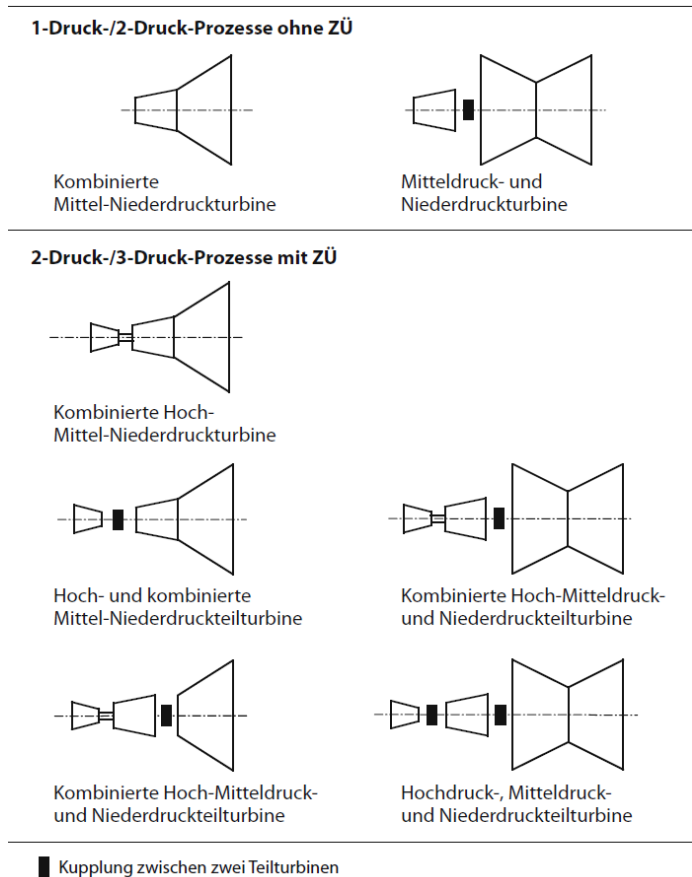


Abbildung 2.21: Bauformen der Dampfturbinen in GuD Kraftwerken [Seu10]

Zu guter Letzt sei in Tabelle 2.4 noch ein interessanter zusammenfassender Vergleich zwischen einer Gasturbine und einer Dampfturbine angegeben. Wie man daraus entnehmen kann, arbeitet die Dampfturbine bei wesentlich höheren Drücken, kleineren Temperaturen und größerer spezifischer Stutzenarbeit, woraus sich eine größere Stufenzahl ergibt.

Tabelle 2.4: Vergleich zwischen Dampf- und Gasturbine [Boh04]

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

2.2 Kraft-Wärme-Kopplung

Die Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) bezeichnet die gleichzeitige Gewinnung von mechanischer und thermischer Nutzenergie aus den verschiedensten Energieformen mittels eines thermodynamischen Prozesses in einer technischen Anlage. Die mechanische Energie wird in den meisten Fällen direkt über einen Generator in elektrische Energie umgewandelt, die thermische Energie (Wärme) wird weiter für Heizzwecke oder als Prozesswärme verwendet.

Trotz stetiger Verbesserungen der Technologien bei kalorischen Großkraftwerken liegt der elektrische Wirkungsgrad von modernen GuD-Anlagen bei 50% (Kohle) bzw. 60% (Gas). Somit wird selbst bei solch modernen Großkraftwerken die Brennstoffenergie nur zur Hälfte genutzt und der Rest geht als Abwärme an die Umgebung (Luft/Kühlwasser) verloren. Nicht so bei Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen, welche diese Abwärme noch nutzen und somit den Brennstoffnutzungsgrad auf bis zu über 80% anheben. [Sch10]

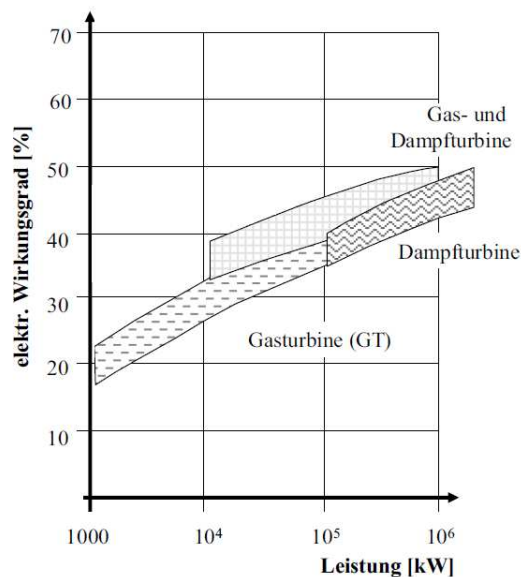


Abbildung 2.22: Der elektrische Wirkungsgrad konventioneller Kraftwerke [vgl. Wat09]

Bei optimaler Konzeption und optimalem Betrieb einer KWK-Anlage lässt sich bis zu einem Drittel der Primärenergie einsparen, die für die getrennte Erzeugung der elektrischen und der thermischen Nutzenergie aufzuwenden wäre. Bei der gekoppelten Erzeugung nach Abbildung 2.23 werden statt 135,5 % (60,5 + 75) nur noch 100% Brennstoff zur Deckung des Bedarfs von 54 % Wärme und 27 % Strom eingesetzt. [vgl. Sch10]

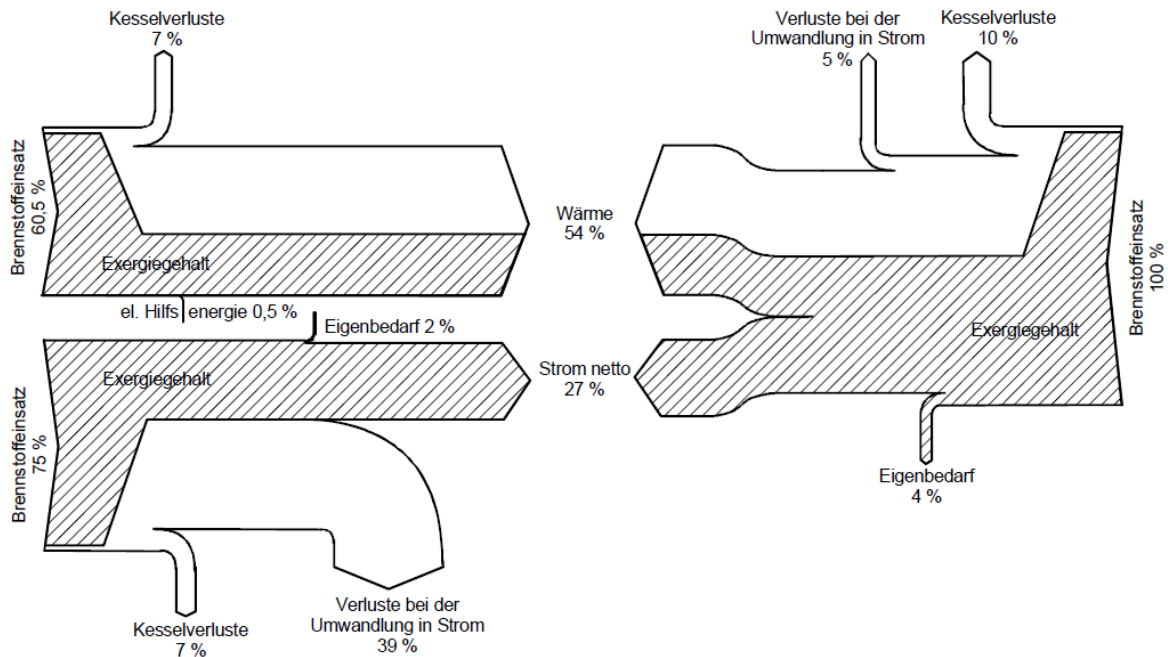


Abbildung 2.23: Energiefluss für getrennte und gekoppelte Erzeugung [Sch10]

Somit erreicht man durch die gekoppelte Erzeugung nicht nur eine Schonung wertvoller Ressourcen, wie zum Beispiel Erdgas, Erdöl und Kohle, sondern auch eine Schonung der Umwelt.

2.2.1 Kennwerte und Begriffe für KWK-Anlagen

Im Folgenden werden wichtige Kennwerte und Begriffe für KWK-Anlagen näher erläutert.

Elektrischer Wirkungsgrad η_{el}

Der elektrische Wirkungsgrad beschreibt das Verhältnis aus elektrischer Leistung zur zugeführten Brennstoffenergie

$$\eta_{el} = \frac{P_{el,KWK}}{\dot{m}_B \cdot H_u}$$

Thermischer Wirkungsgrad η_{th}

Der thermische Wirkungsgrad beschreibt das Verhältnis aus thermischer Leistung zur zugeführten Brennstoffenergie

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{th,KWK}}{\dot{m}_B \cdot H_u}$$

Brennstoffnutzungsgrad ω

Der Brennstoffnutzungsgrad beschreibt das Verhältnis aus Summe der abgegebenen Zielenergien zur zugeführten Brennstoffenergie

$$\omega = \frac{\dot{Q}_{th,KWK} + P_{el,KWK}}{\dot{m}_B \cdot H_u}$$

Stromkennzahl ρ

Die Stromkennzahl beschreibt das Verhältnis aus der elektrischen Leistung zur Nutzwärme

$$\rho = \frac{P_{el,KWK}}{\dot{Q}_{th,KWK}}$$

Stromverlustkennziffer β

Werden gegenüber der Stromkennzahl nicht die Leistungen sondern die entsprechenden Arbeiten ins Verhältnis gesetzt, erhält man die Stromverlustkennziffer (oder auch Stromeinbuße).

$$\beta = \frac{\Delta W_{el}}{Q_{th,KWK}}$$

Diese gibt an, wie viel Stromerzeugung ΔW_{el} durch die Auskopplung von Wärme im Vergleich zum Kondensationsbetrieb verloren geht.

Abwärme

Alle thermischen Energieströme, welche den Bilanzraum „Kraftwerk“ verlassen, sind Abwärme. Dazu gehören die thermischen Enthalpien austretender Stoffströme, sowie Konvektions-, Leitungs- und Strahlungsverluste. Die Abwärme kann für einen weiteren Wärmeprozess gezielt genutzt werden.

Fortwärme

Die Fortwärme ist jene Abwärme, welche für einen weiteren Wärmeprozess nicht mehr genutzt werden kann und an die Umgebung abgegeben wird.

Fernwärme

Die Fernwärme ist jene Abwärme, welche für die Wärmeversorgung von Nutzern verwendet wird. Sie wird meistens mit dem Energieträger Wasser, seltener mit dem Energieträger Dampf vom Heizkraftwerk zu den Verbrauchern gebracht.

2.2.2 Anlagenübersicht

Man kann KWK-Anlagen nach den verschiedensten Gesichtspunkten unterteilen.

Eine für diese Masterarbeit sinnvolle Unterteilung ist folgende:

- Blockheizkraftwerke (BHKW) und
- Heizkraftwerke

2.2.2.1 Blockheizkraftwerke

Als ein Blockheizkraftwerk bezeichnet man eine dezentrale KWK-Anlage, welche die elektrische und thermische Energie direkt am Ort des Verbrauches erzeugt. Desweiteren haben Blockheizkraftwerke mit einer elektrischen Leistung von 5kW bis 5MW eine viel geringere Leistung als Heizkraftwerke. Für den Antrieb des Generators für die Stromerzeugung werden bei BHKW folgende Maschinen eingesetzt: [Hof10]

- Verbrennungsmotoren (Diesel- und Ottomotor)
- Stirlingmotor
- Gasturbine

2.2.2.2 Heizkraftwerke

Ein Heizkraftwerk ist eine industrielle Anlage zur Erzeugung von Strom und Wärme für Industriebetriebe und ganzen Stadtbezirken. Man kann eine Vielzahl von konventionellen, aber auch modernen Kraftwerkstypen als KWK Anlage ausführen:

- Dampfturbinenkraftwerke
- Gasturbinenkraftwerke
- Gas- und Dampfturbinenkraftwerke
- Organic Rankine Cycle (ORC) Kraftwerke
- Kalina Kraftwerke
- Geothermie Kraftwerke (bedingt)

Wie bereits schon erwähnt, wird in dieser Masterarbeit als KWK-Anlage ein Gas- und Dampfkraftwerk herangezogen, wobei die Wärmeauskopplung nur wasserseitig betrachtet wird, da bei zusätzlichem Heranziehen der rauchgasseitigen nutzbaren Wärme für die Auskopplung die Komplexität den Rahmen dieser Masterarbeit sprengen würde.

Der Bau von KWK-Anlagen auf Basis von Dampfturbinenkraftwerken ist in letzter Zeit, aufgrund von hohen spezifischen Investitionen bei mittleren und kleineren Anlagen gegenüber jenen mit Gasturbinenkraftwerke bzw. mit Gas- und Dampfkraftwerke etwas rückläufig. Weitere Begründungen sind unter anderem auch der Wegfall von teuren Anlagenkomponenten bei reinen Gasturbinenkraftwerken (z.B. Dampferzeuger, Kondensator Speisewasseraufbereitung) und der höhere Wirkungsgrad bei Gas- und Dampfturbinenkraftwerken.

In Tabelle 2.5 sieht man das enorme Gewinnpotential, wenn man ein Kraftwerk mit KWK gegenüber eines mit nur reiner Stromerzeugung vergleicht.

Tabelle 2.5: Vergleich von einigen Kraftwerken mit und ohne KWK [Sch10]

Kraftwerkskonzept	Nettowirkungsgrad im Kondensationsbetrieb	Nutzungsgrad bei voller Wärmeauskopplung (Kühldampfbetrieb)
- Steinkohlebefeuetes Dampfkraftwerk	43 %	89 %
- Erdgas-/kohlebefeuetes Kombikraftwerk	47 %	90 %
- Erdgasbefeuetes-Gas- u. Dampfturbinen-Kraftwerk	57 %	92 %
- Kohlegasbefeuetes-Gas- u. Dampfturbinen-Kraftwerk	47 %	88 %

Schaltungsvarianten

Bei den Dampfkraftwerken ohne KWK wird der im Dampferzeuger produzierte Frischdampf in der Dampfturbine auf sehr niedrige Drücke (ca. 0,04-0,06bar absolut) entspannt. Der Abdampf wird in einem Kondensator niedergeschlagen, indem die Umgebungsluft oder das Kühlwasser erwärmt wird. Dieser Betrieb wird auch als „Kondensationsbetrieb“ genannt, wobei die dem Abdampf abgeführte Wärme nicht mehr weiter genutzt werden kann.

Möchte man jedoch Wärme für einen Kraft-Wärme-Kopplungsbetrieb auskoppeln, so muss diese Wärme angehoben werden, wobei man hierbei zwei Varianten unterscheidet: [Hof10]

- **Gegendruckturbine**

Bei dieser wird der gesamte durch die Turbine durchströmende Dampf auf ein Temperatur- und Druckniveau entspannt (gehoben), welches oberhalb des Umgebungsniveaus liegt. Dieser Abdampf der Turbine wird anschließend in einem Heizkondensator für die Heißwasserproduktion genutzt oder direkt in Dampfschienen dem Verbraucher zugeführt. Durch die Auskopplung von Wärme sinkt der elektrische Wirkungsgrad, da der Dampf nicht mehr vollständig entspannt wird, jedoch steigt der Brennstoffnutzungsgrad. Bei dieser Variante sind Strom- und Wärmeproduktion direkt miteinander gekoppelt, was bedeutet, dass solch ein Heizkraftwerk nicht ohne Wärmeanbieter betrieben werden kann. Der Vorteil besteht in der vergleichsweise preiswerten Variante.

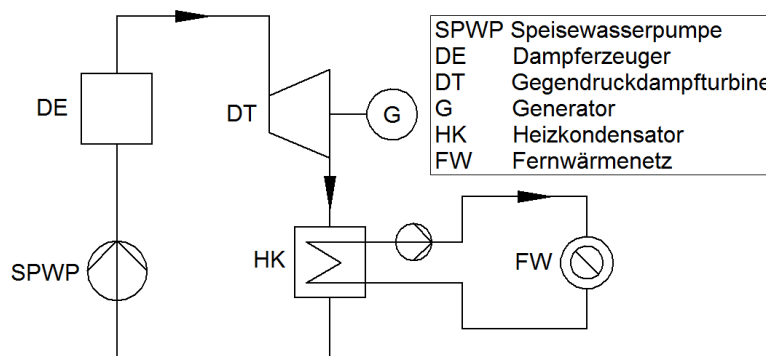


Abbildung 2.24: Prinzipschaltbild eines Heizkraftwerkes mit Gegendruckturbine [Hof10]

- **Entnahmekondensation**

Wie der Name schon sagt, wird ein Teil des Dampfes zwischen Turbineneintritt und Kondensator auf einer oder mehreren Druckstufen, dem entsprechendem Druckniveau, entnommen. Der Vorteil der Entnahmekondensation liegt darin, dass Strom- und Wärmeproduktion entkoppelbar sind, indem man z.B. im Extremfall keinen Dampf für die Wärmeproduktion entnimmt und die Anlage als konventionelles Dampfkraftwerk im Kondensationsbetrieb arbeitet. Selbstverständlich reduziert sich auch hier der elektrische Wirkungsgrad bei Auskopplung der Wärme (Dampfentnahme), wobei wiederum der Brennstoffnutzungsgrad steigt.

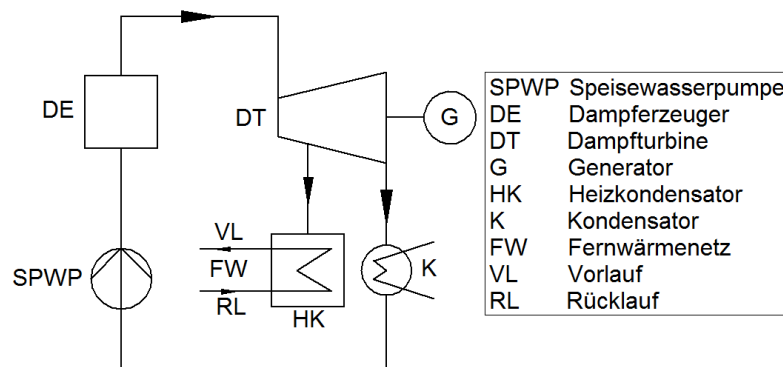


Abbildung 2.25: Prinzipschaltbild eines Heizkraftwerkes mit Entnahmekondensation [Hof10]

2.2.2.3 Wärmeauskopplung aus großen GuD-Anlagen

Auch wenn eine Wärmekopplung vorgesehen ist, liegt der Schwerpunkt bei großen Kraftwerksblöcken auf der reinen Stromerzeugung. Solche Kraftwerke bieten eine so große Wärmeauskopplung, dass die verfügbaren Wärmemengen nur an sehr wenigen Standorten voll genutzt werden können. Im Bereich der Wärmeauskopplung für große GuD-Anlagen mit einer größeren Leistung als 200MW_{el} , kommen heute folgende zwei Standardkonzepte zur Anwendung: [Sch10]

- Einwellen-Variante (1 auf 1 = 1 GT, 1 DT und 1 Generator auf einer gemeinsamer Welle)
- Mehrwellen-Variante (2 auf 1 = 2 GT mit je 1 Generator und 1 DT mit 1 Generator)

Abbildung 2.26 zeigt das Prinzipschaltbild der Einwellen-Variante auf Basis einer 3-Druck GuD-Anlage mit Fernwärmeauskopplungsmöglichkeit und einer elektrische Leistung von 400MW . Der Heizdampf für den Heizkondensator wird vor der Niederdruckdampfturbine aus der ND-Dampfleitung bei 230°C und 3bar mit einer maximalen thermischen Leistung von 35MW entnommen. Der Fernwärmavorlauf beträgt 88°C , während der Rücklauf 60°C beträgt. Gibt es im Fernwärmenetz einen Lastanstieg und kann dieser nicht mehr durch den Heizdampf aus der ND-Leitung bewältigt werden, so wird zusätzlich Heizdampf direkt nach

der Hochdruckturbine bei 360°C und 30bar entnommen. Die dargestellte Fernwärmeauskopplung erfolgt einstufig.

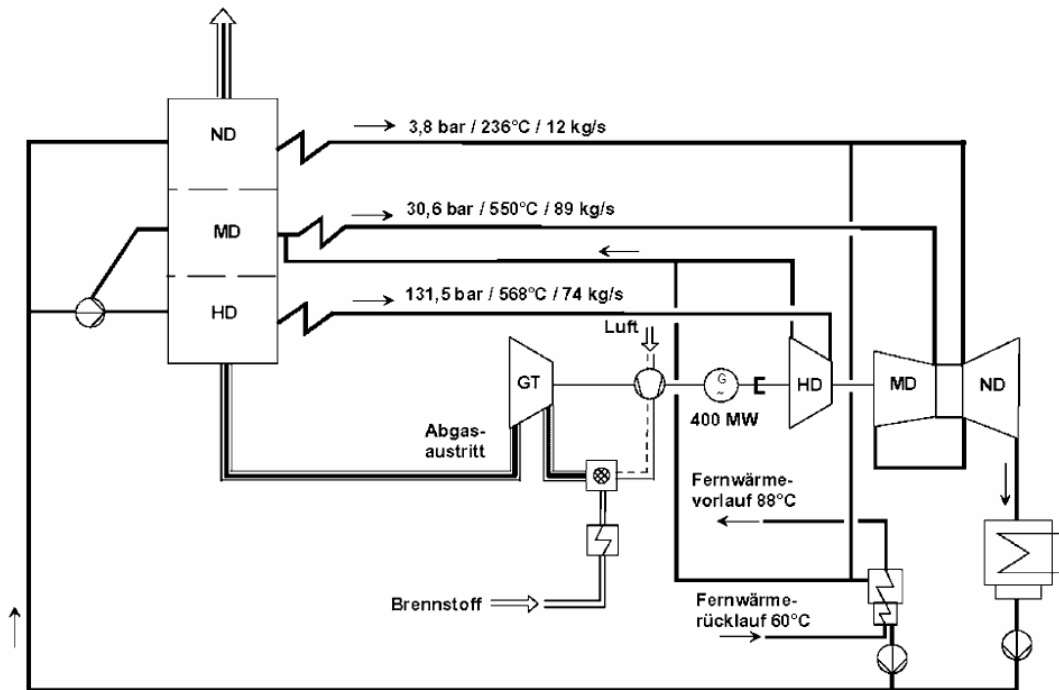


Abbildung 2.26: Prinzipschaltbild der Einwellen-Variante [Sch10]

Demgegenüber stellt die Abbildung 2.27 das Prinzipschaltbild einer Mehrwellen-Variante mit einer elektrischen Leistung von 800MW dar. Diese Anlage besteht aus zwei Gasturbinen und einer Dampfturbine und hat deswegen die zweifache Leistung gegenüber der vorigen Anlage mit nur einer Gasturbine. Folgedessen hat auch die ND-Dampfleitung die doppelte Wärmeleistung gegenüber der 1 Wellenanlage. Hier betragen die Dampfparameter der ND-Leitung 240°C und 5,7bar. Sollte die Wärmeleistung aus der ND-Leitung für das Fernwärmenetz nicht ausreichen, so wird zusätzlich Dampf nach der Mitteldruckturbine mit 280°C und 4bar entnommen.

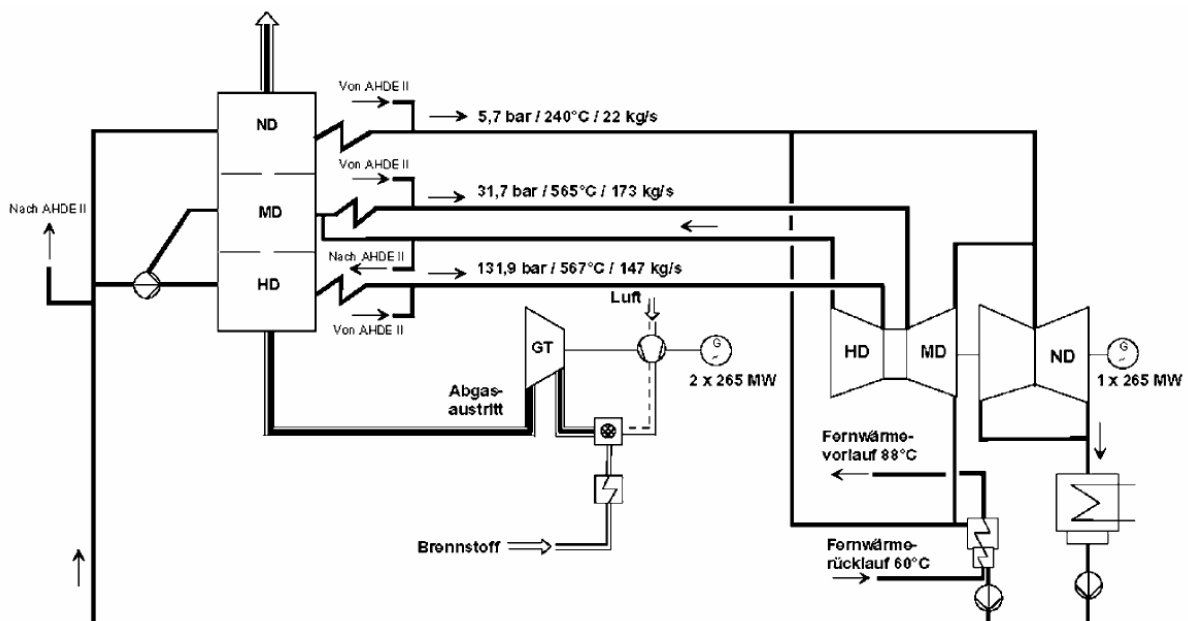


Abbildung 2.27: Prinzipschaltbild einer Mehrwellen-Anlage [Sch10]

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die jeweiligen Verläufe von Stromverlustkennziffer, elektrischen Wirkungsgrad und Effizienz in Abhängigkeit zur Fernwärmelast. Die in diesen Abbildungen mit einbezogene „Optimierte Anlage“ ist eine Einwellen-Variante, bei welcher die Fernwärmeauskopplung mehrstufig ausgeführt wurde, wodurch die Aufwärmung des Fernwärmewassers optimiert wird.

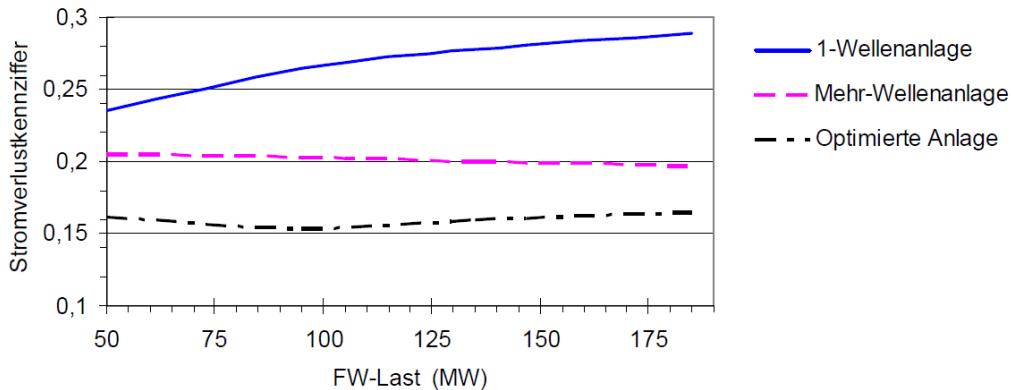


Abbildung 2.28: GuD Stromverlustkennziffer für verschiedene FW-Lasten [Sch10]

In Abbildung 2.28 erkennt man, dass bei der 1-Wellenanlage die Stromverlustkennziffer mit steigender Fernwärmelast immer mehr zunimmt. Dies ist dadurch begründet, dass bei höheren Lasten zusätzlich der exergetisch hochwertige Heizdampf nach der HD-Turbine entnommen werden muss. Bei den anderen beiden Anlagentypen bleibt die Stromverlustkennziffer unabhängig der Fernwärmelast ziemlich konstant, da die exergetische Wertigkeit des Heizdampfes in fast allen Lastbereichen ungefähr gleich hoch ist.

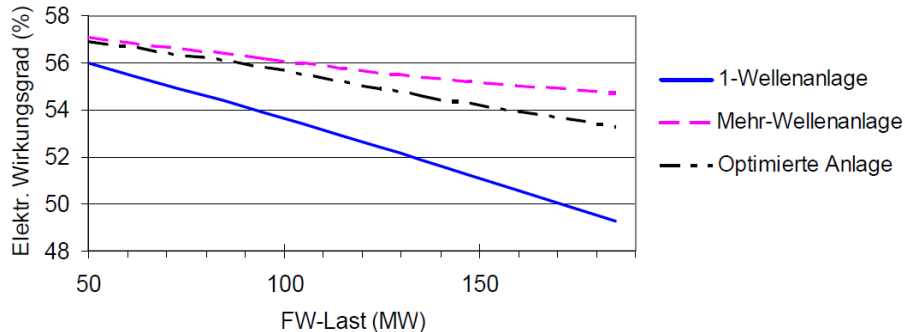


Abbildung 2.29: elektr. GuD-Wirkungsgrad für verschiedene FW-Lasten [Sch10]

Zwar führt die Wärmeauskopplung immer zu einem schlechteren Wirkungsgrad (Abb. 2.29), jedoch steigt in Summe die Effizienz der Anlage (Abb. 2.30). Erst bei höheren Fernwärmelasten ergeben sich deutliche Unterschiede zwischen den 3 Varianten.

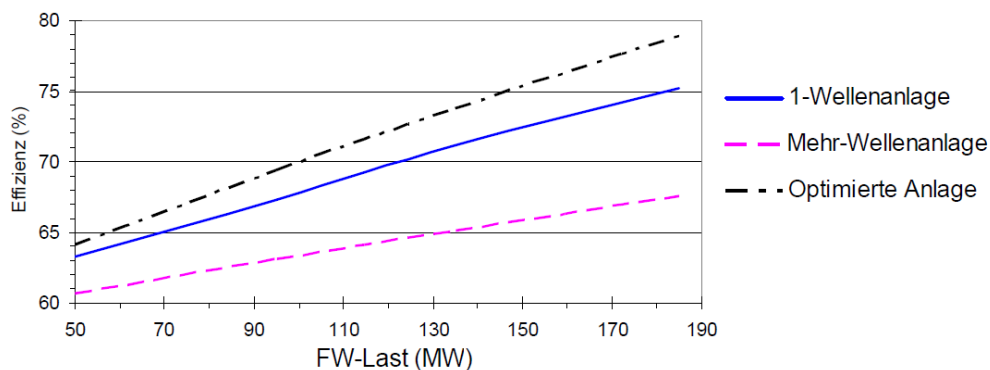


Abbildung 2.30: Gesamteffizienz für verschiedene FW-Lasten [Sch10]

2.3 Wärmespeicher

Ein Wärmespeicher ist ein technischer Apparat oder eine geologische Struktur zur Speicherung von Energie, welche in Form von Wärme in den Speicher ein- und ausfließt. Das Wort „Wärmespeicher“ ist in dieser Hinsicht etwas schlecht gewählt, da Wärme als Prozessgröße nur eine Zustandsänderung bewirken und somit nicht direkt gespeichert werden kann. Vielmehr wird der, durch die Prozessgröße Wärme, veränderte Zustand eines Systems gespeichert. Somit benötigt man für die „Wärmespeicherung“ immer einen Stoff, welcher die Zustandsänderung mitmacht und den neuen Zustand speichert. Da sich jedoch der Begriff Wärmespeicher in der Fachsprache eingebürgert hat, wird dieser in Folge beibehalten. [Fis05]

Wärmespeicher lassen sich nach verschiedenen Kriterien charakterisieren: [Her09]

Thermophysikalische Einteilung:

- Sensible Wärmespeicher
- Latente Wärmespeicher
- Chemische Wärmespeicher

Einteilung nach der Speicherdauer:

- Kurzzeitspeicher (Stunden oder Tage)
- Langzeitspeicher (Wochen bis Monate)

Einteilung nach den Temperaturbereichen:

- Niedertemperaturspeicher (<100°C)
- Mitteltemperaturspeicher (100 bis 500°C)
- Hochtemperaturspeicher (>500°C)

Die sensiblen Wärmespeicher, in welchen die Wärmeenergie durch Temperaturerhöhung eines Stoffes gespeichert wird, werden heutzutage am meisten eingesetzt, wobei die Speichermedien Wasser und Gestein dominieren.

Speicher für latente Wärme, welche die Schmelz- oder Verdampfungswärme eines Stoffes ausnutzen, haben im Vergleich zu Speicher mit fühlbarer Wärme aufgrund wirtschaftlicher und ökologischer Kriterien noch eine eher untergeordnete Rolle. Wobei diese bei Anforderungen an eine hohe Energiedichte bzw. an eine Be- und Entladung bei nahezu konstanter Temperatur eingesetzt werden.

Chemische Energiespeicher finden aufgrund ihres komplexen Aufbaus und dem vergleichsweise hohen Preis der Speichermaterialien derzeit nur bei Spezialanwendungen ihren Einsatz. [vgl. Fis05]

2.3.1 Sensible Wärmespeicher

Sensible Wärmespeicher verändern beim Be- und Entladevorgang ihre „fühlbare“ Temperatur. Beim Beladen bewirkt die zugeführte sensible Wärme eine Temperaturerhöhung und dadurch eine Erhöhung der inneren Energie des Speichermaterials - beim Entladen geschieht genau das Gegenteil.

Folgende Gleichung beschreibt den Zusammenhang zwischen der zu- oder abgeführten sensiblen Wärmemenge Q_{Sp} und der Temperaturänderung ($T_2 - T_1$) [vgl. Her09]:

$$Q_{Sp} = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (2-19)$$

Wie man aus dieser Gleichung erkennen kann, ist die Wärmemenge nicht nur von der Temperaturdifferenz, sondern auch von der Stoffmasse m und der spezifischen Wärmekapazität c_p des Stoffes abhängig. Je höher die spezifische Wärmekapazität des Stoffes bei gleichbleibender Wärmemenge und Temperaturdifferenz ist, umso weniger Masse muss für die Speicherung verwendet werden. Das am gebräuchlichsten verwendete Speichermedium Wasser hat mit einer spezifischen Wärmekapazität von 4,19 kJ/kg einen der höchsten Werte. Da für die Wärmespeicherung nicht die Masse, sondern das Volumen und somit die Baugröße ausschlaggebender ist, sind in Tabelle 2.6 auch die volumetrischen Wärmekapazitäten angeführt.

Tabelle 2.6: Spez. und vol. Wärmekapazitäten einiger Speichermaterialien (20°C) [Fis05]

Medium	Temperaturbereich	Spez. Wärmekapazität	Vol. Wärmekapazität	Dichte
Einheit	°C	kJ/kgK	kJ/m³K	kg/m³
Wasser	0 – 100	4,19	4.184	998
Kies, Sand	0 - 800	0,71	1.278 – 1.420	1.800 – 2.000
Granit	0 - 800	0,75	2.062	2.750
Beton	0 - 500	0,88	1.672 – 2.074	1.900 – 2.300
Ziegelstein	0 – 1.000	0,84	1.176 – 1.596	1.400 – 1.900
Eisen	0 - 800	0,47	3.655	7.860
Wärmeträgeröl	0 - 400	1,6 – 1,8	1.360 – 1.620	850 – 900
Kies-Wasser-Schüttung	0 - 100	1,32	2.904	2.200
Salzschmelze	150 – 450	1,3	1.970 – 1.725	2.561 – 2.243
Natrium	100 - 800	1,3	925 - 750	1.203 - 975

Sand, Kies und Gestein finden vorwiegend in Erdreich-Wärmespeichern ihre Anwendung, Wasser in großen Fernwärmespeicher und Wärmeträgeröl vor allem in Solaranlagen als Wärmeträger, aber auch als Speichermedium selbst. Bei hohen Temperaturen werden zurzeit intensive Forschungs- und Entwicklungsarbeiten mit Flüssigspeichern durchgeführt.

Trotz des einfachen Speicherprinzips, ist der Wärmeverlust des sensiblen Wärmespeichers, vor allem bei großen Temperaturdifferenzen und langer Speicherdauer ein wesentlicher Nachteil. Der Wärmeverlust an die Umgebung ist proportional zur Oberfläche der Speicherform und zur Temperaturdifferenz, wobei die eingespeicherte Wärme proportional zum Volumen des Speichers ist. Daher werden Speicherformen angestrebt, welche ein möglichst kleines Oberflächen-Volumen Verhältnis besitzen (optimalste Form: Kugel). [Fis05]

2.3.2 Latente Wärmespeicher

Als latente Wärme bezeichnet man die bei einem Phasenübergang aufgenommene oder abgegebene Wärmemenge. Sie wird auch als „versteckte Wärme“ bezeichnet, da die Aufnahme bzw. Abgabe dieser Wärme zu keiner merklichen Temperaturänderung führt. Die Ausnutzung des Phasenübergangs fest-flüssig ist dabei das am häufigsten genutzte Prinzip. Hierbei beruht die Wirkungsweise auf der Bindung und Freisetzung von Phasenänderungsenergie beim Schmelzen bzw. Erstarren des Speichermediums. Während dieser Vorgang (für Reinstoffe) bei konstanter Temperatur abläuft, wird häufig trotzdem eine gewisse Temperaturspreizung realisiert, um eine Unterkühlung des Feststoffes bzw. eine Überhitzung der Flüssigkeit zu erreichen. Da der Phasenübergang reversibel verläuft, wird stets die gleiche Wärmemenge (Schmelz- bzw. Verdampfungswärme) abgegeben bzw. aufgenommen – somit ist diese Speicherart gegenüber der Sensiblen verlustfrei. Für das Latentspeichermaterial wird auch oft die englische Abkürzung PCM (Phase Change Material) verwendet [Fis05].

Im Folgenden wird mithilfe Abbildung 2.31 das große Potential der latenten Wärme anhand von Wasser näher gebracht. Im festen Zustand (Eis) beträgt die spezifische Wärmekapazität 2,1 kJ/kg und die Temperatur steigt bei Wärmezufuhr kontinuierlich an. Wird die Schmelztemperatur von 0°C erreicht, bleibt diese trotz weiterer Wärmezufuhr bis zum vollständigen Schmelzen konstant. Die eingebrachte Schmelzwärme beträgt 335 kJ/kg – dies entspricht in etwa jener Wärmemenge, mit welcher man die gleiche Menge Wasser von 0 auf 80°C erwärmen könnte. Aufgrund der doppelt so großen spezifischen Wärmekapazität im flüssigen Zustand, ändert sich die Temperatur bei Wärmezufuhr langsamer als im festen Zustand. Für die Verdampfung müssen zirka 2.250 kJ/kg zugeführt werden, dies entspricht der 5,4-fachen Wärmemenge, die für das Aufheizen der gleichen Menge Wasser von 0 auf 100°C erforderlich ist. Da jedoch beim Verdampfen von Wasser das Volumen um das tausendfache ansteigt, ist diese latente Wärme für die Wärmespeicherung nur bedingt geeignet.

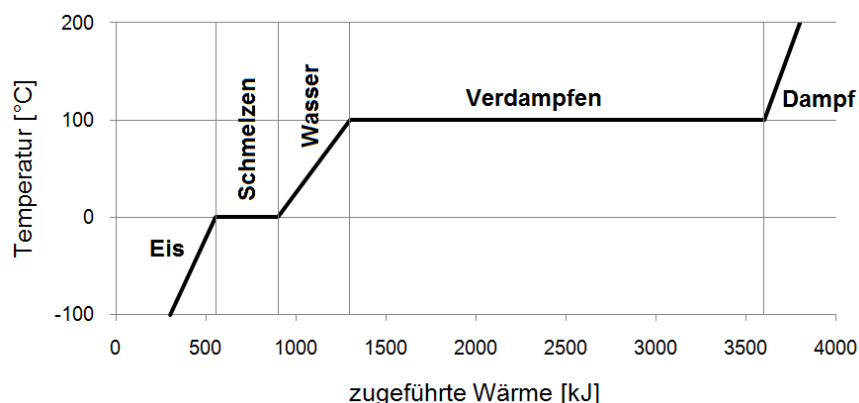


Abbildung 2.31: T-Q Diagramm von Wasser

In folgender Gleichung wird jene Wärmemenge angegeben, welche in einer Masse eines PCM gespeichert werden kann:

$$Q_{Sp} = m \cdot [c_{p1} \cdot (T_U - T_1) + \Delta h_U + c_{p2} \cdot (T_2 - T_U)] \quad (2-20)$$

Diese, zwischen den Temperaturen T_1 und T_2 , in einem PCM gespeicherte Wärme setzt sich aus der sensiblen Wärme unter- und oberhalb der Umwandlungstemperatur T_U und der

Umwandlungswärme Δh_U selbst zusammen. Die bereits erwähnte Temperaturspreizung ($T_2 - T_1$) wird klein gewählt, da hauptsächlich die latente Wärme und nicht die sensible Wärme des PCM ausgenutzt werden soll.

Tabelle 2.7: Umwandlungstemperatur und -wärme einiger PCM [Fis05]

Medium	Umwandlung	Umwandlungs- temperatur	Umwandlungs- wärme	Spez. Wärme- kapazität
		°C	kJ/kg	kJ/kgK
Wasser	fest / flüssig	0	335	2,1 / 4,19
	flüssig / gasförmig	100	2.540	4,19 / 1,86
Paraffine				
Eicosan	fest / flüssig	36,6	243	1,94 / 2,08
Rohparaffin	fest / flüssig	34,3	142	
Fettsäuren				
Laurinsäure	fest / flüssig	44	183	1,8 / 2,16
Myristinsäure	fest / flüssig	54	187	
Stearinsäure	fest / flüssig			
-rein		69,7	221	1,83 / 2,3
-technisch		64,8	203	
Salzhydrate				
Na ₂ SO ₄ ·10H ₂ O	fest / flüssig	32	241	
Na ₂ S ₂ O ₃ ·5H ₂ O	fest / flüssig	48	201,2	
Ba(OH) ₂ ·8H ₂ O	fest / flüssig	78	266,7	
Salzgemische				
48NaCl/52MgCl ₂	fest / flüssig	450	432	0,9 / 1,0
67NaF/33MgF ₂	fest / flüssig	832	618	1,42 / 1,38

Insbesondere für Anlagen, die Prozessdampf nutzen, bieten Latentwärmespeicher als Mitteltemperaturwärmespeicher eine zusätzlich Option für ein verbessertes Energiemanagement. Hierbei sind Umwandlungstemperaturen in einem Bereich von >100 bis 250°C für die industrielle Prozesswärme und 200 bis 400°C für die Kraftwerkstechnik erforderlich. Für diesen Anwendungsbereich kommen im Wesentlichen nur Salzmischungen (Alkali- und Erdalkalisalze) als Latentwärmespeichermaterialien in Frage. Aufgrund der vielfältigen Mischkombination der Salze, kann man unterschiedliche Schmelztemperaturen des Latentwärmespeichers für den jeweiligen Anwendungsfall realisieren [vgl. Tam05].

Tabelle 2.8: Eigenschaften welche PCM aufweisen sollten

Thermische Eigenschaften	Physikalische Eigenschaften	Chemische Eigenschaften
Passende Phasenwechsel- temperaturen	Geringe Volumenänderung beim Phasenwechsel	Zyklenstabilität
Hohe Enthalpiedifferenz im Bereich der Anwendungs- temperatur	Hohe Dichte	Keine Phasentrennung (Entmischung)
Hohe thermische Leitfähigkeit (nicht immer erforderlich)	Keine oder geringe Unterkühlung	Kompatibilität mit Behältermaterial
		Ungiftig, nicht brennbar, ökologisch unbedenklich

Obwohl man mit Latentwärmespeicher große Wärmemengen verlustfrei speichern kann, gibt es unter anderem folgende Nachteile mit PCM, welche noch optimal gelöst werden müssen:

- PCM haben meist eine niedrige Wärmeleitfähigkeit, wodurch der Wärmetransport zwischen dem Wärmeträgerfluid und dem PCM unzureichend ist
- PCM ändern beim Phasenübergang ihr Volumen, dadurch entstehen in der Phase mit dem geringeren Volumen Hohlräume, welche den Wärmeübergang verschlechtern
- Einige PCM sind korrosiv, wodurch man Speicherbehälter aus teurem Edelstahl herstellen muss


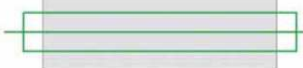
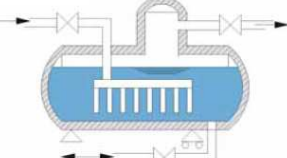

Aus diesen Gründen sind kommerzielle Latentwärmespeicher für Anwendungen über 100°C noch nicht verfügbar, da noch grundlegende Forschungs- und Entwicklungsarbeiten durchgeführt werden müssen.

2.3.3 Speicherkonzepte für Mitteltemperaturwärmespeicher

Aufbauend auf die Kapitel 2.3.1 Sensible Wärmespeicher und 2.3.2 Latente Wärmespeicher wird in diesem Kapitel eine Übersicht über die Speicherkonzepte für die Mitteltemperaturwärme ($100^{\circ}\text{C} < t < 500^{\circ}\text{C}$) aufgelistet.

Es ist ein charakteristisches Merkmal thermischer Energiespeicher, dass aufgrund stark variierender Anforderungsprofile jeweils spezifische, optimale Lösungen hinsichtlich Effizienz und Wirtschaftlichkeit gefunden werden müssen. Das hat zur Konsequenz, dass es nicht den einen optimalen Wärmespeicher für alle Anwendungen gibt. Entsprechend erfordert dieses Arbeitsgebiet den Umgang mit einem breiten Spektrum an Speichertechnologien, Materialien und Methoden. Übergeordnete Entwicklungsziele auf dem Gebiet Speichertechnik sind die Reduktion der spezifischen Investitionskosten und die Erhöhung von Effizienz und Zuverlässigkeit. Dabei stehen Materialaspekte, Auslegungsfragen und Systemintegration gleichermaßen im Fokus der Forschungsaktivitäten [Tam05].

Tabelle 2.9: Speicherkonzepte für Mitteltemperaturwärmespeicher [Tam05]

Speicherkonzept	Prinzip	Typische Speichermedien	Verfügbarkeit
Fluidspeicher 	Speicherung sensibler Wärme in flüssigem Speichermedium	Thermoöl Druckwasser Flüssigsalz	Umfangreiche Betriebserfahrung im konventionellen Bereich und Solarkraftwerken
Feststoffspeicher 	Festes Speichermedium mit integriertem Wärmeübertrager	Beton	Praxisnahe Erprobung in Kombination mit Solarkollektoren
Dampfspeicher 	Speicherung sensibler Wärme in Druckwasser, Phasenwechsel bei Be- und Entladung	Druckwasser	Umfangreiche Betriebserfahrung im konventionellen Bereich
Latentwärmespeicher 	Isotherme Speicherung in einem Medium mit Phasenwechsel während der Be- und Entladung	Technische Salze	Experimente im Labormaßstab, praxisnahe Erprobung in Kombination mit Solarkollektoren

Fluidspeicher nutzen ein flüssiges Medium zur Speicherung sensibler Wärme. Das Arbeitsmedium kann direkt gespeichert werden oder die Energie wird an ein flüssiges Speichermedium übertragen. Voraussetzung ist, dass das flüssige Medium in einem ausreichend breitem Temperaturbereich arbeiten kann und eine gute Wärmeleitfähigkeit aufweist. Hier bieten sich Flüssigsalze, Thermoöle bzw. Wasser unter entsprechendem Druck an. Bei Flüssigsalze und Thermoöle sind Investitionskosten, Sicherheits- und Umweltaspekte zu beachten. Während Wasser und Thermoöle im Nieder- und Mitteltemperaturbereich eingesetzt werden, können Flüssigsalze auch im Hochtemperaturbereich ($> 500^{\circ}\text{C}$) verwendet werden (s. siehe Tabelle 2.6).

Bei **Feststoffspeichern** wird die Energie zwischen dem Arbeitsmedium des Prozesses und einem festen Speichermedium übertragen. Der Wärmeübertrager ist dabei in das Speichermedium integriert. Wesentlich für eine wirtschaftliche Auslegung ist die Wahl eines kostengünstigen Speichermediums, das im Hinblick auf die erforderliche Wärmeübertragerfläche jedoch auch eine möglichst hohe Wärmeleitfähigkeit aufweisen sollte. In Hinblick auf Fertigungsaspekte eignet sich hier temperaturbeständiger Beton, der eine einfache Integration des Wärmeübertragers ermöglicht. Tabelle 2.9 zeigt einen Feststoffspeicher (vor Anbringen der äußeren Isolation) der gegenwärtig in Kombination mit Rinnenkollektoren bei Temperaturen bis zu 390 °C erprobt wird [Tam05].

Dampfspeicher nutzen die Speicherfähigkeit von flüssigem Wasser, um sensible Wärme zu speichern. Dabei wird der Dampfspeicher durch Zufuhr von Dampf beladen, der im Druckvolumen kondensiert wird. Die Wassertemperatur im Speicher entspricht der Siedetemperatur. Der Speicher gibt bei der Entladung Sattdampf ab, wobei der Druck abfällt. Dominanter Kostenfaktor ist der Druckbehälter. Charakteristisch für Dampfspeicher ist die schnelle Verfügbarkeit der gespeicherten Energie. Daher sind diese Systeme als Pufferspeicher zur Abdeckung von Leistungsspitzen geeignet. Als Energiespeicher sind sie nur sehr eingeschränkt verwendbar, da eine Bereitstellung von Wärme auf gleich bleibendem Temperatur- bzw. Druckniveau nicht möglich ist [Tam05].

Der für diese Masterarbeit gedachte Mitteltemperaturwärmespeicher für die Unterstützung der Dampfproduktion des GuD-Prozesses setzt sich aus drei Speicherkonzepten zusammen:

- einem Feststoffspeicher aus Beton – dieser hat bei der Dampfproduktion die Funktion eines Economizers und erwärmt das Wasser auf Sättigungstemperatur,
- einem Latentwärmespeicher – dieser dient als Verdampfer, wobei sich der große Vorteil ergibt, dass die Wärmeübertragung zwischen dem PCM und dem Wasser-Dampfgemisch bei konstantem Temperaturniveau stattfindet und
- einem Flüssigsalzspeicher – welcher den gesättigten Dampf überhitzt.

In Abbildung 2.32 kann man diesen sogenannten Entladungsvorgang, aber auch den Beladungsvorgang im T,s-Diagramm von Wasser gut nachvollziehen. Hierbei sei angemerkt, dass die drei grün eingezeichneten Speichertypen (Beton/PCM/Flüssigspeicher) aus verschiedenen Materialien bestehen und somit eigentlich nicht direkt im T,s-Diagramm von Wasser erscheinen können. Trotzdem wurden diese zur besseren Verständlichkeit und Übersicht mit eingezeichnet.

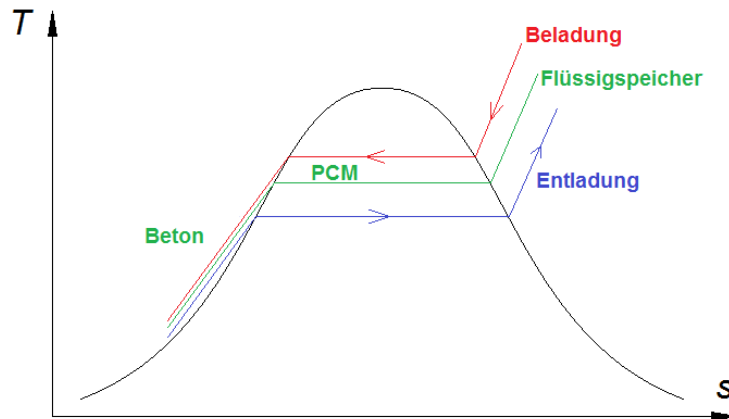


Abbildung 2.32: Be- und Entladungsvorgang eines Mitteltemperaturwärmespeicher

Aufgrund des 2. Hauptsatzes der Thermodynamik, nach welchem die Wärme nur vom Ort höherer Temperatur zum Ort niedrigerer Temperatur fließt, müssen die Temperaturen der Speichermaterialien (grün) niedriger als jene des Wärmetransportmediums bei Beladung (rot) und höher als jene Temperaturen bei der Entladung (blau) sein. Folgedessen liegt die Schmelztemperatur des PCM zwischen den Sättigungstemperaturen des Dampfes bei Be- und Entladung. Betrachtet man wasserseitig einen Druckbereich von 30 bis 100bar, so ergibt sich ein dazugehöriger Sättigungstemperaturbereich von ca. 230 bis 310°C, welcher auch ungefähr den Schmelztemperaturbereich des zu verwendeten PCM angibt.

Ein sehr häufig verwendetes Flüssigsalz für den Flüssigspeicher ist eine Mischung aus Natriumnitrat NaNO_3 (60%) und Kaliumnitrat KNO_3 (40%), welches einen sehr großen Arbeitsbereich von ca. 220°C (Schmelztemperatur) bis 600°C (Stabilitätsgrenze) aufweist [vgl. Cab10].

2.4 EnBiPro

Die Beschreibung des Simulationsprogrammes EnBiPro (**E**nergie **B**ilanz **P**rogramm) baut unter anderem auf dem Benutzerhandbuch des Instituts für Wärme- und Brennstofftechnik der Technischen Universität Braunschweig auf [Lei10].

2.4.1 Einleitung

Am Institut für Wärme- und Brennstofftechnik der Technischen Universität Braunschweig ist im Rahmen mehrerer Dissertationen das Programm EnBiPro mithilfe der Programmiersprache C++ entstanden, das verschiedene Teilgebiete der Kreislaufsimulation abdeckt:

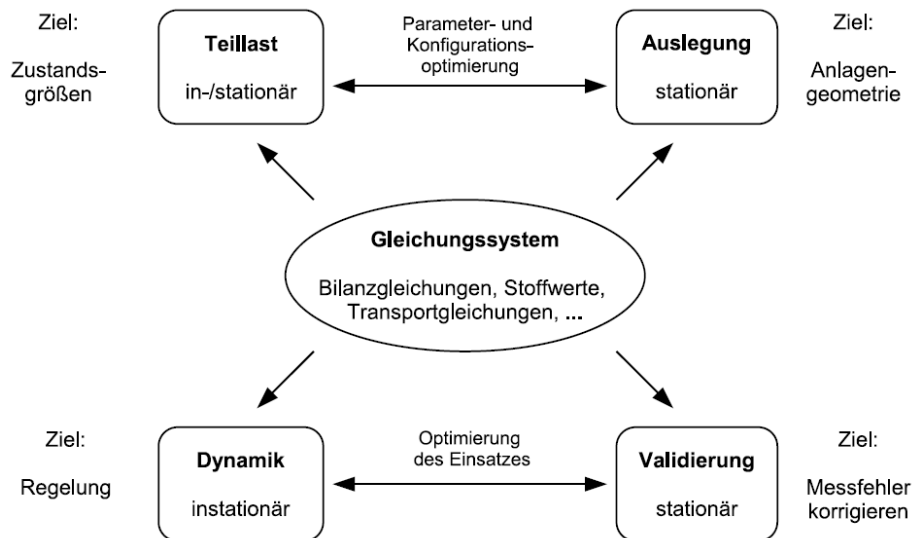


Abbildung 2.33: Anwendungsgebiete und Prinzipien von EnBiPro [Lei10]

In EnBiPro wird ein allgemeingültiges Gleichungssystem der Erhaltungssätze (Masse, Energie, Impuls), Transportgleichungen und Beziehungen für Stoffwerte aufgestellt und für die unterschiedlichsten Anwendungsfälle nach unterschiedlichen Größen gelöst.

Bei der stationär durchgeführten Auslegungs- bzw. Vollastrechnung werden die Stoffströme zwischen den einzelnen Kraftwerkskomponenten und deren Zustände als bekannt angegeben und daraus die Geometrie der Komponenten ermittelt. Dadurch können zunächst auf einfacher und schneller Weise die Geometriedaten der Komponenten generiert werden, welche wiederum die Grundlage für eine detaillierte Auslegung und Konstruktion darstellen.

Bei der Teillastrechnung hingegen wird die Ausgangslage umgedreht - die Geometriedaten der Komponenten (z.B. Flächen, Wärmedurchgangskoeffizienten, k-A Werte) und deren Verhalten bei verschiedenen Zuständen müssen nun bekannt sein. Aus diesen können dann die Zustände der einzelnen austretenden Stoffströme bei bekannten eintretenden Stoffströmen berechnet werden.

Die Validierung von Messwerten dient dazu, um die an einer realen Anlage gemessenen Werte mittels eines mathematischen Modells auf ihre Plausibilität zu überprüfen und somit über die Messtoleranz hinausgehende Ungenauigkeiten der Messung zu erkennen und zu eliminieren.

Die dynamische Berechnung ist als einzige der 4 Teilbereiche eine instationäre Berechnung und somit immer eine Teillastberechnung, da die gesamte Anlagengeometrie bekannt sein muss. Sie wird für die Regelung von Prozessen verwendet.

Gemeinsam haben alle Anwendungsfälle, dass die Komponenten aus verfahrenstechnischen Systemen über Stoff- und Energieströme miteinander gekoppelt sind. Für die Komponenten ist es notwendig die zentralen Bilanzen (Masse-, Energie- und Impuls), die charakteristischen geometrischen und die Materialgrößen sowie deren Teillastverhalten als Gleichungen zu hinterlegen. Diese Gleichungen ergeben über die Stoff- und Energieströme gekoppelt ein Gleichungssystem zur Beschreibung des gesamten verfahrenstechnischen Systems, das numerisch gelöst werden kann. Eine Möglichkeit dazu ist das Newton-Verfahren, welches ein Verfahren zur Lösung nicht-linearer impliziter Gleichungssysteme darstellt [Fid09].

2.4.2 Arbeiten mit EnBiPro

Die Benutzeroberfläche von EnBiPro (Abb. 2.34) wird in folgende Bereiche eingeteilt:

- Die Arbeitsoberfläche, in welcher die einzelnen Komponenten platziert und anschließend mittels Leitungen zu einer Anlage verbunden werden
- Die Bauteilbibliothek, in welcher die einzelnen Komponenten nach Funktionsprinzip eingeteilt sind und von dort direkt in die Arbeitsoberfläche geschoben werden können
- Das Ergebnisfenster, in welchem unter anderen der Rechenfortschritt, die Rechendauer, die korrekte Berechnung bzw. Fehler angezeigt werden
- Die Menüleiste
- Die Symbolleiste

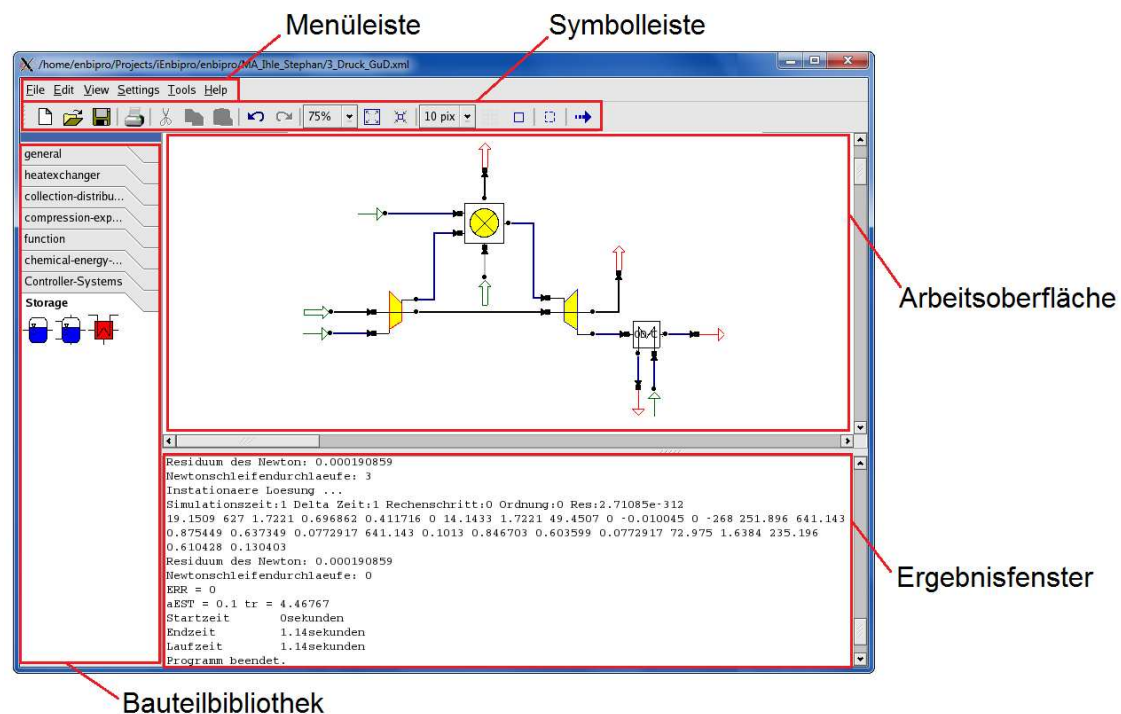


Abbildung 2.34: Die Benutzeroberfläche von EnBiPro

In Tabelle 2.10 werden alle Komponenten der Bauteilbibliothek übersichtlich dargestellt. Es sei darauf hingewiesen, dass dieses Programm stets mit neuen Komponenten erweitert wird.

Tabelle 2.10: Alle Komponenten der Bauteilbibliothek in EnBiPro

General					
	Source		Source-Energy		Duct
	Sink		Sink-Energy		Dateienvektor
Heatexchanger					
	Model OD Parallel		Model OD Counter		RG-Kondensator
Collection - Distribution					
	Collector		Energy-Input		Energy-Splitter
	Distributor		Energy-Output		Energy-Collector
	Precipator		Steamseparator		
Compression - Expansion					
	Compressor		Water-Turbine		Throttle
	Turbine		Water-Pump		
Function					
	Sum		And		Sinus
	Product		Or		Polynom
	Root				
Chemical – Energy - Devices					
	Combustor		Combustor Coal		
Controller - Systems					
	PID		Integrator		Derivative
	PT1		Splitter		Signal-Source
	Gain		MPGain		Measuring Device
	Property Demand		Set Cace		Energy Count
	Energy Demand		Pressure Valve		Limiter
	Max		Min		Sig2Qp
	Qp2Sig		Greater		
Storage					
	Mass		Steamdrum		Heatstorage OD

Mithilfe des folgenden Beispiels werden die wichtigsten Schritte dargestellt, um einen raschen Einstieg in EnBiPro zu erhalten. Dabei wird ein Überhitzer-Wärmetauscher eines Gas- und Dampfkraftwerkprozesses simuliert. Da dieser Überhitzer im Gegenstromprinzip geschaltet ist, muss man in der Bauteilbibliothek in der Kategorie „heatexchanger“ den mittleren Wärmetauscher mit der Bezeichnung „model0d-counter“ auswählen. Dieser Gegenstromwärmetauscher hat zwei Massenstromein- und zwei Massenstromausgänge. Wobei die Eingänge mit einem schwarzen Quadrat und die Ausgänge mit einem schwarzen Punkt gekennzeichnet sind. Verweilt man mit dem Mauszeiger über diese Symbole, erscheinen nähere Informationen – konkret für den Wärmetauscher sind dies: cold-in / cold-out / hot-in / hot-out.

Als nächstes müssen nun für die jeweiligen Ein- und Ausgänge des Wärmetauschers Massenstromquellen und –senken eingefügt werden. Dazu öffnet man in der Bauteilbibliothek die oberste Kategorie „generals“ und schiebt je zwei „source“- und „sink“-Pfeile in die Arbeitsoberfläche. In der Arbeitsoberfläche selbst können alle Bauteile nach Belieben an einen anderen Ort verschoben bzw. gedreht und gespiegelt werden.

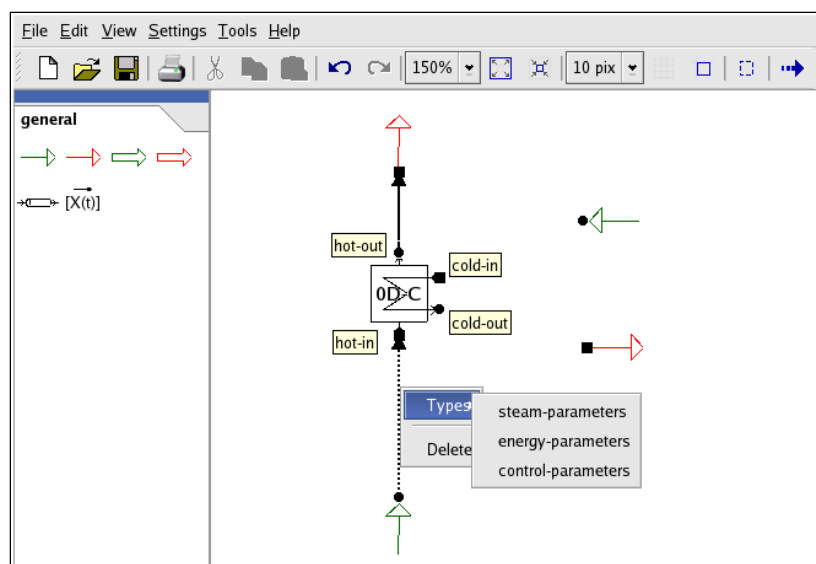


Abbildung 2.35: Simulationsaufbau eines Wärmetauschers in EnBiPro

Wenn ein „source“-Pfeil in die Arbeitsoberfläche eingefügt wurde, muss man stets sofort das Medium definieren, welches an dieser Stelle erzeugt werden soll. Dazu wird über einen Rechtsklick auf den grünen Pfeil der Button „Properties“ ausgewählt. Darauffolgend öffnet sich ein Fenster (Abbildung 2.36) in welchem man in der linken Spalte auf das Wort „medium“ klickt - in der rechten Spalte kann dann das Medium durch Angabe der Massen- bzw. Volumenzusammensetzung definiert werden. In dieser Masterarbeit erfolgt diese Definition stets mithilfe der Massenzusammensetzung. Nach fertiger Eingabe wird durch den Button „Save“ diese übernommen.

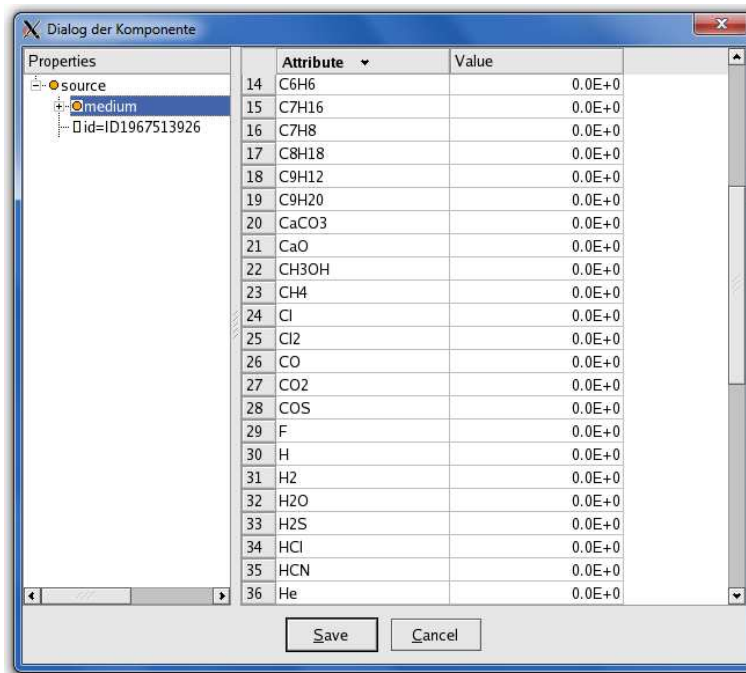


Abbildung 2.36: Darstellung des Fensters für die Mediumsdefinition

Jener „Source“-Pfeil, welcher mit dem „cold_in“ Eingang des Wärmetauschers verbunden wird, hat folgende Mediumsdefinition:

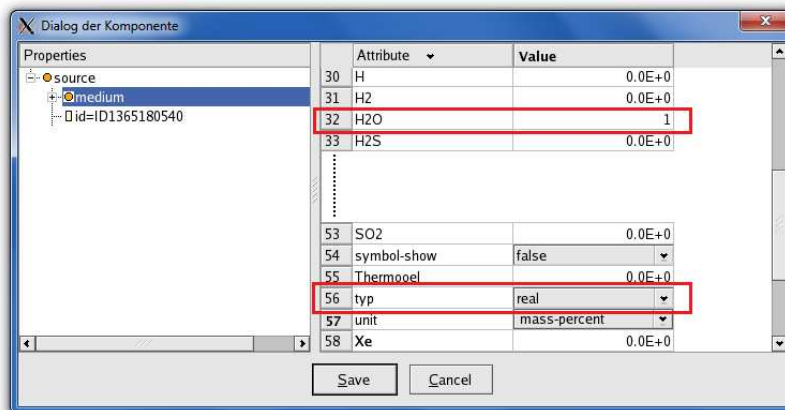


Abbildung 2.37: Eingabedaten für das Medium Wasser

Analog erfolgt die Mediumsdefinition beim anderen „Source“-Pfeil, in welchem das Medium Rauchgas folgendermaßen definiert wird:

Tabelle 2.11: Zusammensetzung von Rauchgas (mithilfe EnBiPro ermittelt)

CO2	H2O	N2	O2	Summe
0,07	0,06	0,73	0,14	1

Der Typ unter Nr. 56 bleibt bei der Einstellung auf „ideal“.

Sollte man diese Mediumsdefinition vergessen haben oder die Zusammensetzung ungleich 1 (100%) sein, wird sofort nach Berechnungsstart folgende Fehlermeldung im Ergebnisfenster ausgegeben:

```

File: comp/source.h
Line: 921
Fehler: Die Summe des realen oder idealen Medium ist kleiner eins
Programm fehlerhaft beendet! (in main.cc)

```

Abbildung 2.38: Fehlermeldung bei falscher Mediumsdefinition

Anschließend werden in der Arbeitsoberfläche immer ausgehend vom jeweiligen „schwarzen Punkt“ zum „schwarzen Quadrat“ die Verbindungsleitungen hergestellt. Diese müssen darauffolgend nach einen der drei möglichen Leitungstypen definiert werden (Abb. 2.35). Durch Rechtsklick auf die Leitung kann man den Leitungstyp auswählen, handelt es sich wie in diesem Fall um einen Massenstrom, dann wird der Typ „steam-parameters“ gewählt. Bei einer Leistungsangabe wird der Typ „energy-parameters“ und bei einer Regelung oder Signalweitergabe der Typ „control-parameters“ ausgewählt. Nach Auswahl des Types „steam-parameters“ ändert die Leitung seine Farbe von schwarz auf dunkelblau und es erscheinen in einem Kästchen folgende fünf Zustandsgrößen der Leitung:

- Massenstrom m $\left[\frac{kg}{s}\right]$
- Druck p [MPa]
- Temperatur t [kK]
- Spezifische Enthalpie h $\left[\frac{MJ}{kg}\right]$
- Dampfgehalt x [-]

Die Einheiten werden in kK, MPa, kg/s und MJ/kg angegeben. Das ist darin begründet, dass die Matrix der Residuumsfunktion in diesem Fall Werte zwischen null und zehn hat um einfacher berechnet zu werden. In der Komponente und in der Eingabe über der Oberfläche können aber auch andere als die genannten Einheiten benutzt werden. [Lei10]

Achtung: Die Zustandsgrößen von Wasser werden zwar im Programm aus einer integrierten Wasserdampf tabel herausgelesen, jedoch ist der Enthalpiewert, aus unbekannter Ursache in EnBiPro stets um 0,104MJ/kg kleiner als jener aus der tatsächlichen Wasserdampf tabel.

Durch Rechtsklick auf dieses Kästchen und Auswahl des Button „Properties“ öffnet sich ein kleines Fenster (Abbildung 2.39), in welchem man die Werte der Zustandsgrößen ändern (Nr. 16), sowie die Zustandsgrößen je nach Berechnungsfall fixieren kann (Nr. 14). Hierbei werden in dieser Masterarbeit nur die Typen „estimated“ und „fixed“ verwendet. Im Kästchen mit den fünf Zustandsgrößen wird vor der Größe, dessen Wert fixiert wurde, ein Rautezeichen (#) zur Erkennung vorgestellt (siehe Abbildung 2.40).

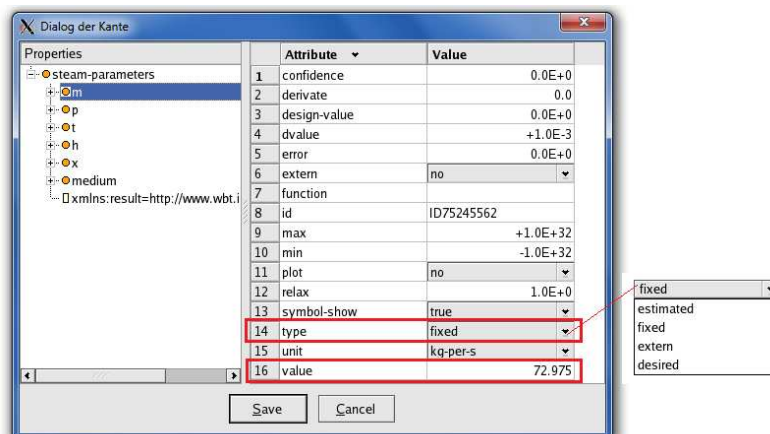


Abbildung 2.39: Eingabemöglichkeiten für den Leitungstyp "steam parameters"

In diesem Fall soll es sich um eine Auslegungsberechnung handeln, wodurch die Zustandsgrößen der Eingänge festgelegt und somit fixiert werden. Zusätzlich muss noch an einem der beiden Ausgänge die Temperatur oder die Enthalpie fixiert werden. Wichtig hierbei ist, dass die nicht fixierten Variablen, welche vom Programm berechnet werden, trotzdem einen Wert zugewiesen bekommen, welcher ungefähr in der gleichen Größenordnung liegt, wie jener der dann tatsächlich berechneten Variable. Dadurch können mögliche Probleme bei der Berechnung vermieden werden.

Als letztes, bevor man die Berechnung erfolgreich starten kann, müssen noch einige Größen des Wärmetauschers fixiert werden, um für das Gleichungssystem gleich viel freie (estimated) Variablen wie Gleichungen zu erhalten. Hierbei gelangt man durch einen Rechtsklick auf den Wärmetauscher und Auswahl des Button Properties in das Eigenschaftsfenster, welches wie jenes Fenster in Abbildung 2.39, nur mit anderen Zustandsgrößen aufgebaut ist. Hierbei werden nur noch die Druckverluste „delta-p-hot“ und „delta-p-cold“ als Werte eingegeben und fixiert. Durch nochmaligen Rechtsklick auf den Wärmetauscher in der Arbeitsoberfläche und Auswahl von „Insert ID Label“ erscheint analog zu den Verbindungsleitung ein Kästchen mit den Zustandsgrößen des Wärmetauschers.

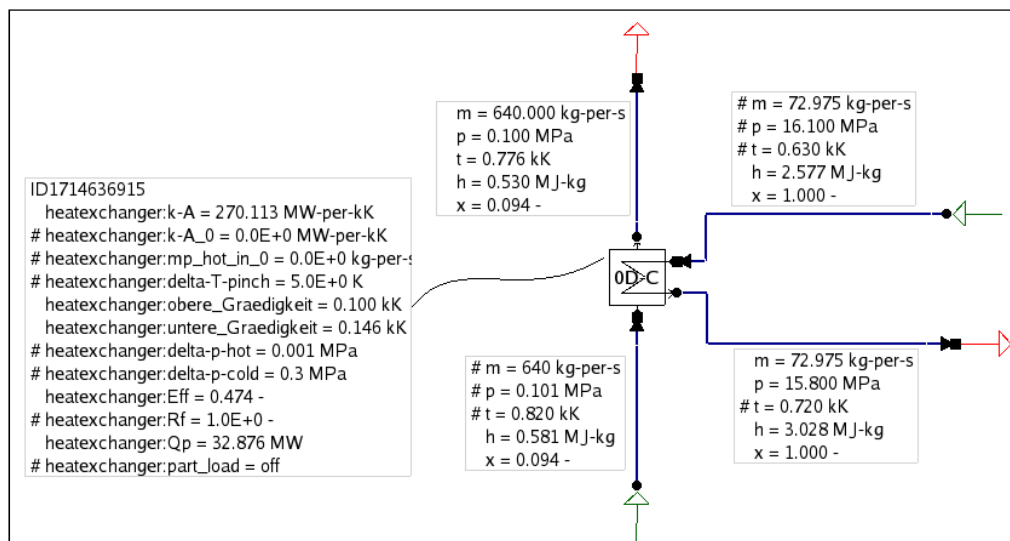


Abbildung 2.40: Fertig aufgebauter und berechneter Wärmetauscherprozess in EnBiPro

Nun kann die Berechnung durch Drücken des „Run“ Button in der Symbolleiste oder über die Menüleiste: Tools => Run gestartet werden.

Im Ergebnisfenster wird der Rechenfortschritt angezeigt und nach erfolgreicher Berechnung ganz unten folgender Text ausgegeben:

```

DocName = /home/enbipro/Projects/iEnbipro/enbipro/MA_Ihle_Stephan/MA_theorie_heatexchanger.xml
Reale Stoffdatenbank wird geladen
Stationäre Lösung ...
0.581 0.094 2.577 1 640 0.1 0.776 0.53 0.094 72.975 15.8 3.028 1 32.876 270.113 0.474 0.1 0.146
Residuum des Newton: 6.45349
Residuum des Newton: 3.58226e-05
Newtonschleifendurchläufe: 1
Instationäre Lösung ...
Simulationszeit:1 Delta Zeit:1 Rechenschritt:0 Ordnung:0 Res:2.71085e-312
0.58122 0.0942014 2.57727 1 640 0.1 0.776358 0.529851 0.0942014 72.975 15.8 3.02778 1 32.8758 270.113 0.473684
Residuum des Newton: 3.58226e-05
Newtonschleifendurchläufe: 0
ERR = 0
aEST = 0.1 tr = 4.46767
Startzeit 0sekunden
Endzeit 0.46sekunden
Laufzeit 0.46sekunden
Programm beendet.

```

Abbildung 2.41: Darstellung des Ergebnisfensters bei erfolgreicher Simulation

Die berechneten freien Variablen werden anschließend in den Kästchen der Arbeitsoberfläche aktualisiert.

Werden zu viele oder zu wenige Variablen fixiert, wird dies sofort nach dem Drücken des „Run“ Button im Ergebnisfenster eindeutig angezeigt:

```
DocName = /home/enbipro/Projects/iEnbipro/enbipro/MA_Ihle_Stephan/MA_theorie_heatexchanger.xml
Reale Stoffdatenbank wird geladen
Y, Variablen21
Gleichungen18
XML-Parser aufgeräumt.
File: DynamicEqnSystem.h
Line: 39
Fehler: Anzahl der Variablen ist ungleich der Anzahl der Gleichungen!
Programm fehlerhaft beendet! (in main.cc)
```

Abbildung 2.42: Darstellung des Ergebnisfensters bei zu viel fixierten Variablen

Desweiteren muss man darauf achten, dass die Gleichungen, auf welchen die einzelnen Komponenten aufgebaut sind nicht überbestimmt werden. (Diese Gleichungen werden ausführlich in der Literatur [Lei10] angegeben.) Wenn man zum Beispiel im dargestellten Fall in Abbildung 2.40 zusätzlich, statt einer anderen fixierten Größe, den Austrittsmassenstrom des Wassers fixiert bzw. sogar einen anderen Wert angibt, wird die Massenbilanz verletzt und das Programm meldet im Ergebnisfenster, dass die Jacobimatrix singular ist. Bei dieser Art von Fehler ist die Ursachenforschung schwierig, da die Fehlermeldung keinen konkreten Hinweis darauf gibt, welche Komponenten betroffen sind.

Daher sollte man beim Aufbau einer größeren Anlage in EnBiPro Schritt für Schritt vorgehen, indem man immer nach Einfügen einer neuen Komponente eine Berechnung durchführt, um zu überprüfen, ob diese neue Komponente korrekt zugeschaltet wurde.

Tabelle 2.12 gibt fünf sinnvolle Möglichkeiten an, um die Variablen eines Wärmetauschers zu fixieren.

Statt der spezifischen Enthalpie h kann auch die Temperatur t herangezogen werden.

Hierbei bedeutet der Index: 1: cold-in / 2: cold-out / 3: hot-in / 4: hot-out

Tabelle 2.12: Sinnvolle Fixierungen der Variablen eines Wärmetauschers [Lei10]

	\dot{m}_1	p_1	h_1	\dot{m}_2	p_2	h_2	\dot{m}_3	p_3	h_3	\dot{m}_4	p_4	h_4	\dot{Q}_p	kA
Fall 1	#	#	#			#	#	#	#					
Fall 2			#	#	#	#				#	#	#		
Fall 3				#	#	#			#	#	#		#	
Fall 4				#	#	#			#	#	#			#
Fall 5	#	#					#	#	#				#	#

Im dargestellten Wärmetauscherbeispiel wurde der Fall 1 herangezogen, wobei statt der Enthalpie h die Temperatur t fixiert wurde. (vgl. Abbildung 2.40)

3 Simulation des 3-Druck GuD Prozesses

In diesem Kapitel wird der Aufbau des 3-Druck GuD Prozesses in EnBiPro näher erläutert. Als Ausgangslage wurde der 3-Druck GuD Prozess aus der Literatur [Mig10] bei Auslegungsbedingungen herangezogen. Begonnen wird mit der Simulation der Gasturbine, danach folgt ein Überblick über den Aufbau des Abhitzekessels.

3.1 Simulation der Gasturbine GE 9FA

Für die Simulation des 3-Druck GuD Prozesses wird die Gasturbine 9FA der Firma General Electric verwendet. Diese hat folgende technische Eckdaten im Auslegungszustand:

Tabelle 3.1: Technische Daten der Gasturbine GE 9FA [2]

Turbine Model	S109FA
Pressure Ratio	17,0:1
Mass Flow	641 kg/s
Exhaust Temperature	602 °C
Output	256 MW
Net Plant Output	391 MW
Net Plant Efficiency	56,7 %

Der Verdichter besitzt ein Verdichtungsverhältnis von 17:1 was bedeutet, dass die angesaugte Frischluft bei einem Umgebungsdruck von 1bar auf 17bar verdichtet wird. In der Brennkammer wird die verdichtet Frischluft mit dem zugeführten Brennstoff verbrannt. Das entstandene Rauchgas strömt mit einem Massenstrom von 641kg/s durch die Turbine und hat eine Austrittstemperatur von 602°C, wobei die Turbine eine Leistung von 256MW erzeugt. Bei Verwendung dieser Gasturbine in einem Gas- und Dampfkraftwerk erreicht man eine Gesamtleistung von 391 MW bei einem Gesamtwirkungsgrad von 56,7%.

Für den Simulationsaufbau der Gasturbine in EnBiPro werden die drei wichtigen Gasturbinenkomponenten Verdichter, Brennkammer und Turbine benötigt. In der Bauteilbibliothek findet man diese Komponenten unter den Kategorien „compression-expansion“ und „chemical-energy-devices“.

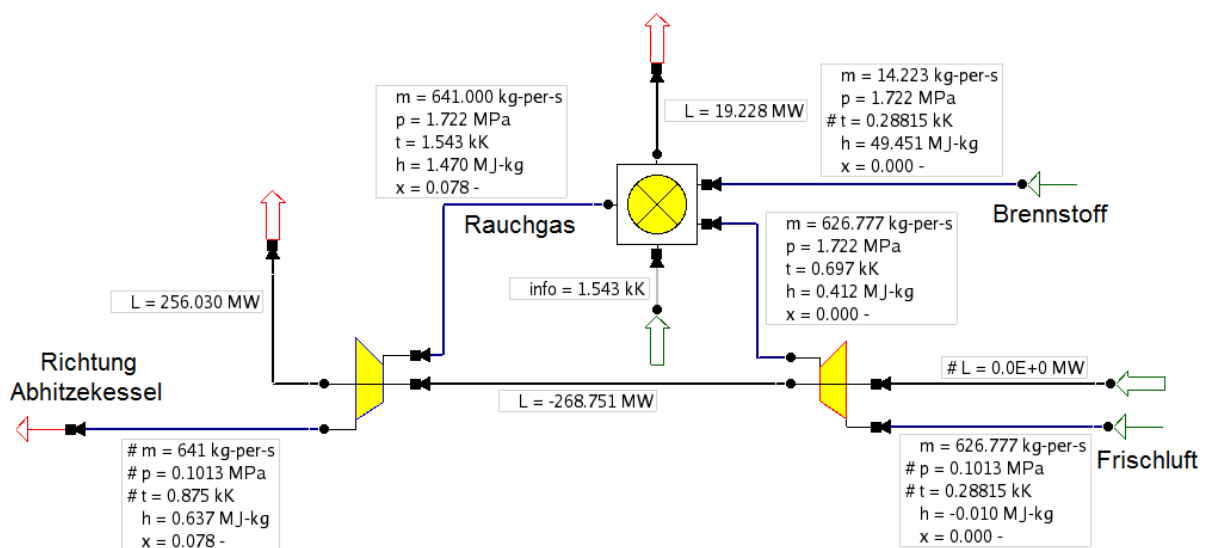


Abbildung 3.1: Fertig aufgebaute und simulierte Gasturbine

Für manche Bauteilein- und –ausgänge werden aus der Bauteilbibliothek noch einige Komponenten der Kategorie „Generals“ benötigt (Abbildung 3.1). Für die Frischluft- bzw. Brennstoffquelle, wurde jeweils folgende Mediumsdefinition eingegeben:

Tabelle 3.2: Zusammensetzung der Frischluft und des Brennstoffes

Zusammensetzung	Massenanteil	Zusammensetzung	Massenanteil
Frischluft		Erdgas H	
Argon Ar	1,289%	Propan C3H8	1%
Kohlenstoffdioxid (CO2)	0,058%	Methan CH4	98%
Stickstoff (N2)	75,518%	Stickstoff N2	1%
Sauerstoff (O2)	23,135%	Summe	100%
Summe	100,000%		

Hinweis: Bei der Mediumsdefinition (Abbildung 2.36) gibt es unter der Nummer 50 das Medium „reale Luft“ – dieses kann im vorliegenden Fall nicht verwendet werden, da das Programm für die Verbrennungsrechnung in der Brennkammer die einzelnen Luftbestandteile benötigt, daher muss man diese einzeln eingeben. Desweiteren werden beide Zusammensetzungen als ideal betrachtet.

Nach erfolgter Verbindung der einzelnen Komponenten zueinander, werden die Leitungstypen ausgewählt (Abbildung 2.35), wobei alle drei Typen verwendet werden müssen. Folgende Zustandsgrößen bzw. Werte sind für die Simulation des Gasturbinenprozesses in EnBiPro wichtig:

- Brennstofftemperatur (15°C)
- Frischlufttemperatur (15°C)
- Frischluftdruck (Umgebungsdruck)
- Verdichtungsverhältnis von 17:1
- Rauchgasmassenstrom (641 kg/s)
- Turbinenaustrittstemperatur (602°C)
- Gasturbinenleistung (256MW)

Nach Eingabe dieser bekannten Größen und weiterer logischer Wahl von Variablen der drei wichtigen Gasturbinekomponenten, konnten die vorgegebenen Werte sehr genau nachsimuliert werden. Kleine Abweichungen dürften dadurch zustande kommen, da manche Komponentenvariablen wie z.B. der mechanische Wirkungsgrad der Gasturbine oder die Verbrennungsverluste in der Brennkammer nicht exakt bekannt sind. Ausschlaggebend für diese Masterarbeit sind jedoch die korrekt nachgebildeten Austrittszustände des Rauchgases aus der Gasturbine die Leistungen. In Abbildung 3.1 können alle berechneten und fixierten Werte dieses Prozesses abgelesen werden.

Es ergeben sich ein Frischluftmassenstrom von ca. 627kg/s und ein Brennstoffmassenstrom von ca. 14,2kg/s, wodurch das während der Verbrennung entstandene Rauchgas eine Turbineneintrittstemperatur von 1270°C erreicht.

Die Gasturbine in Teillast [Seu 10]

Die vom Hersteller General Electric in Tabelle 3.1 angegebenen charakteristischen Kennwerte der Gasturbine GE 9FA gelten nur für einen ganz bestimmten Referenzzustand, und zwar bei jenem unter ISO-Bedingungen ($T_U = 15^\circ\text{C}$ und $p_U = 1,013\text{bar}$). Nur in den seltensten Fällen wird bzw. kann die Gasturbine in diesem Referenzzustand gefahren werden. Einflussparameter welche dafür sorgen, dass die Gasturbine von diesem Zustand abweicht sind unter anderem die Umgebungstemperatur, der barometrische Druck, die relative Feuchte und zum Beispiel auch eine etwas andere Brennstoffzusammensetzung. Die Umgebungstemperatur, welche somit die Ansaugtemperatur vorgibt, beeinflusst die Gasturbinenparameter am stärksten, da diese abhängig vom Aufstellungsort der Gasturbine sehr stark variieren kann. Eine Änderung der Ansaugtemperatur bewirkt eine Änderung der Dichte und demzufolge gemäß der Verdichtercharakteristik bei konstantem Ansaugvolumenstrom eine Änderung des Ansaugmassenstromes und schlussendlich auch eine des Rauchgasmassenstromes durch die Gasturbine. Wird nun der Massenstrom durch die Gasturbine vom Betriebsverhalten des Verdichters vorgegeben und die Turbineneintrittstemperatur durch die Auslegung festgelegt, so bleibt nur noch als freier Parameter der Turbineneintrittsdruck. Der Druck vor der Turbine und damit auch das Verdichterdruckverhältnis ergeben sich somit aus der Abstimmung des Turbinenschluckvermögens auf die Massenstromcharakteristik des Verdichters. In Abbildung 3.2 kann man den Einfluss der Umgebungstemperatur auf die unterschiedlichsten Betriebsparameter einer Gasturbine erkennen.

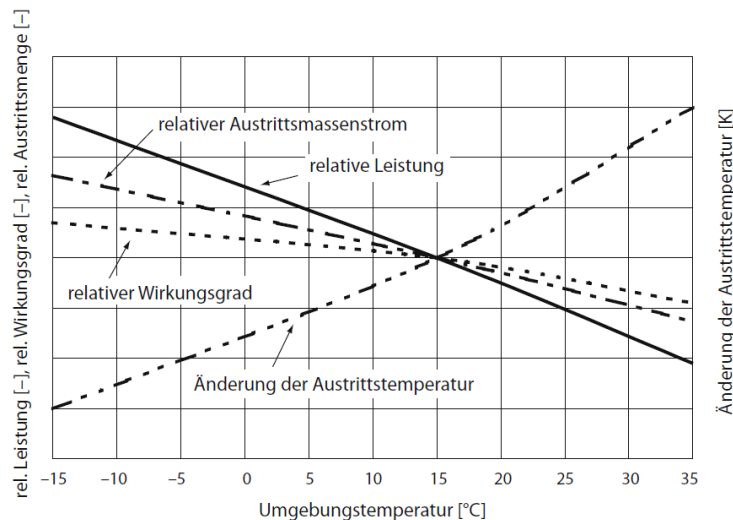


Abbildung 3.2: Einfluss der Umgebungstemperatur auf einige GT Parameter [Seu10]

Für diese Masterarbeit werden für einen Vergleich folgenden Umgebungstemperaturwerte herangezogen:

- 15°C (ISO Bedingungen – unter diesen wird der GuD- Prozess im Auslegungsfall simuliert)
- 30°C und
- 45°C

Während der Gasturbinenschaltplan in Abbildung 3.1 unter ISO Bedingungen berechnet wurde (Frischlufftemperatur $15^\circ\text{C} = 288,15\text{K}$), wird bei jenen in den Abbildungen 3.3 und 3.4 die beiden anderen Temperaturwerten verwendet. Wie man sieht sinkt bei erhöhter Umgebungstemperatur neben dem Rauchgasmassenstrom und dem Turbineneintrittsdruck auch die Turbinenleistung. Die Teillastparameter wurden aus der Literatur [Mig10] entnommen.

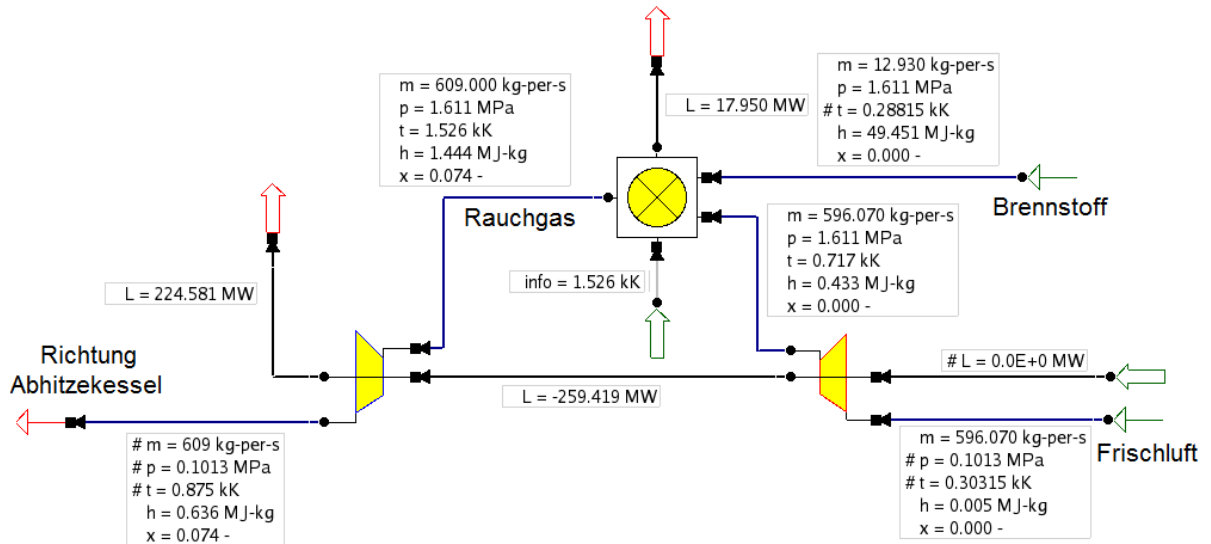


Abbildung 3.3: Die Gasturbine bei 30°C Umgebungstemperatur

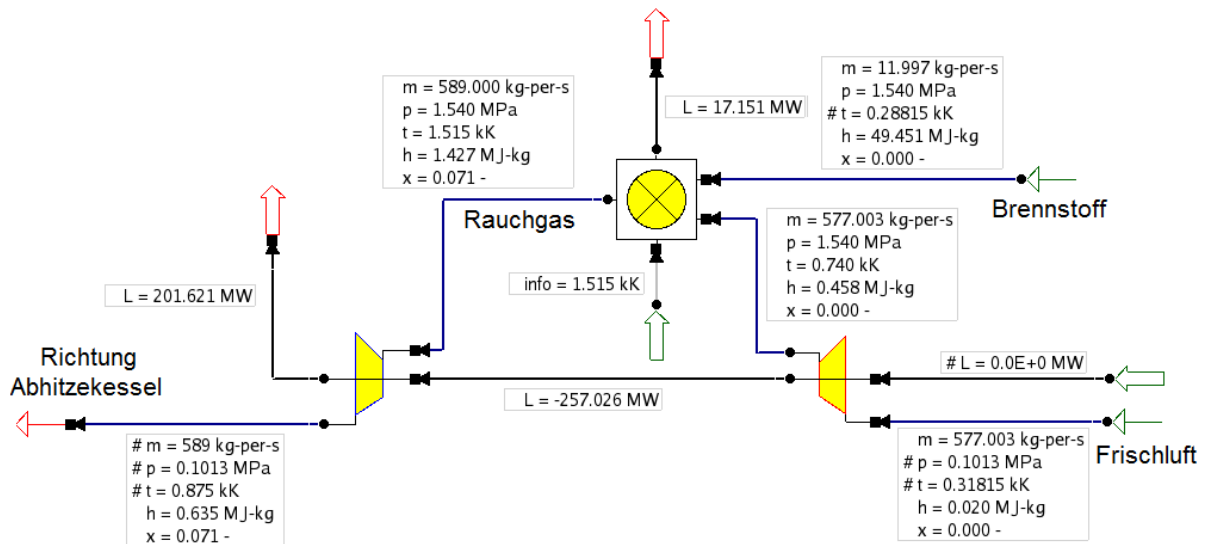


Abbildung 3.4: Die Gasturbine bei 45°C Umgebungstemperatur

3.2 Simulation des 3-Druck GuD Prozesses in Auslegung

Der zu modellierende 3-Druck GuD Prozess besteht aus drei Druckstufen, in welchen das Wasser vorgewärmt, verdampft und schlussendlich für die Dampfturbinen überhitzt wird. Die Hochdruckstufe im Abhitzekeessel, welche bei einem Druck von 155bar arbeitet, besteht aus zwei Economizer, einem Verdampfer und zwei Überhitzerheizflächen. Die Mitteldruckstufe (34bar) besteht aus einem Economizer, einem Verdampfer und drei Überhitzerheizflächen und die Niederdruckstufe (4,7bar) aus einem Verdampfer und einer Überhitzerheizfläche. Alle drei Druckstufen besitzen den gleichen Kondensatvorwärmer, welcher die letzte Heizfläche im Abhitzekeessel darstellt. Während der Restdampf nach der Hochdruckturbine und nach dem Vermischen mit dem Mitteldruckdampf nochmals auf Frischdampfniveau überhitzt wird, gelangt der Restdampf nach der Mitteldruckturbine und dem Vermischen mit dem Niederdruckdampf direkt ohne weitere Wärmebehandlung in die Niederdruckturbine. Somit wird die Niederdruckturbine mit dem gesamten Dampfmassenstrom beaufschlagt und die anderen beiden nur von Teildampfmassenströme. In Abbildung 3.5, in welcher die Heizflächen nach den drei Druckstufen farblich und schriftlich gekennzeichnet sind, kann man diesen Sachverhalt sehr gut nachvollziehen. Im Folgenden werden die wichtigsten Schritte zur Simulation dieses Prozesses in EnBiPro sowie die wesentlichsten verwendeten Bauteile näher erläutert. Wie schon in Kapitel 2.4.2 beschrieben, sollte man beim Aufbau einer größeren Anlage in EnBiPro nach jeder neu eingefügten Komponente eine Berechnung durchführen, um den korrekten Einbau dieser zu überprüfen. Der Aufbau dieses Prozesses erfolgte im Anschluss zur Gasturbine analog der Rauchgasstrecke, beginnend mit dem Einbau des Endüberhizers der Hochdruckstufe bis hin zur letzten Heizfläche, dem Kondensatvorwärmer.

In diesem Fall handelt es sich um eine Auslegungsrechnung, da die Zustandsgrößen der einströmenden Stoffe und Leistungen bekannt sind.

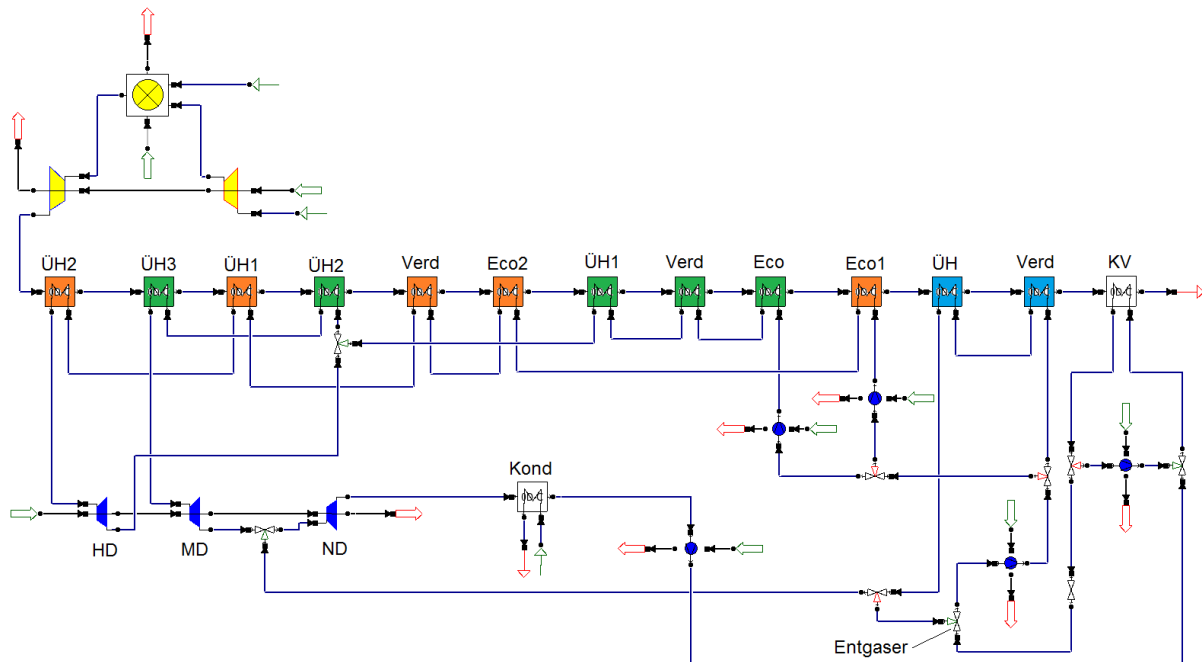


Abbildung 3.5: Fertig aufgebauter 3-Druck GuD Prozess in EnBiPro

Hinzufügen einzelner Heizflächen

Alle Heizflächen im Abhitzekessel sind Gegenstromwärmetauscher, welche schrittweise beginnend beim Endüberhitzer einzeln hinzugefügt werden, wobei jeweils die rauchgas- und wasserseitigen Eintrittsgrößen bekannt bzw. vorgegeben sind. Bei den Austrittsgrößen wird stets nur die wasserseitige Enthalpie angegeben, sprich fixiert (Abbildung 3.6).

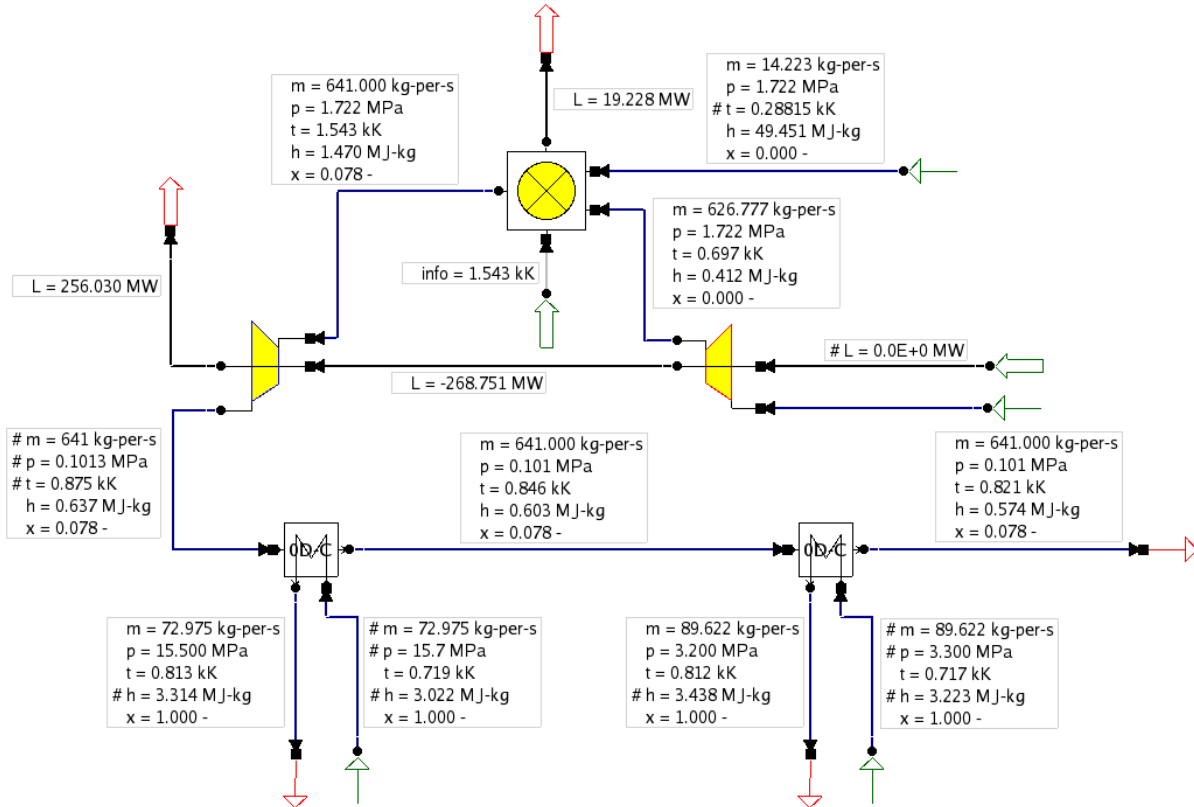


Abbildung 3.6: Schrittweises Hinzufügen der Heizflächen des Abhitzekessels

Die Variablen aller Wärmetauscher des Abhitzekessels sind sehr ähnlich aufgebaut – siehe Abbildung 3.7. Es müssen nur noch die Druckverluste (rot markiert) im Wärmetauscher auf der kalten (Wasser) und warmen (Rauchgas) Seite angegeben werden. Auf der Rauchgasseite beträgt dies meist ca. 0,001bar und auf der Wasserseite liegt dieser im Bereich von 1 bis 3bar. Die einzige Sache, welche bei der Berechnung Probleme bezüglich dem Pinch Point machen könnte, ist der Wert „delta-T-pinch“ (blau markiert). Dieser sollte vor allem bei den Verdampfer- und Economizer-Wärmetauschern zwischen 2 und 5 K gewählt werden, sodass die Berechnung fehlerfrei verläuft.

```

HD:UH2
  heatexchanger:k-A = 234.353 MW-per-kK
  # heatexchanger:k-A_0 = 0.00 MW-per-kK
  # heatexchanger:mp_hot_in_0 = 0.0 kg-per-s
  # heatexchanger:delta-T-pinch = 50.0E+0 K
  heatexchanger:obere_Graedigkeit = 0.062 kK
  heatexchanger:untere_Graedigkeit = 0.128 kK
  # heatexchanger:delta-p-hot = 0.0001 MPa
  # heatexchanger:delta-p-cold = 0.3 MPa
  heatexchanger:Eff = 0.604 -
  # heatexchanger:Rf = 1.0E+0 -
  heatexchanger:Qp = 21.309 MW
  # heatexchanger:part_load = off
  
```

Abbildung 3.7: Zu fixierende Größen und Werte eines Wärmetauschers im Abhitzekessel

Beim Durchführen der Simulation werden dann unter anderem der k-A Wert, die obere und unter Grädigkeit des Wärmetauschers, sowie die Austrittswerte des Rauchgases ermittelt. Diese Austrittswerte werden dann für den nächst einzufügendem Wärmetauscher benötigt.

Sollen zwei Wärmetauscher wasserseitig miteinander verbunden werden, ist es ratsam zunächst diese Verbindung aufzubrechen, da es dann keine Rückkopplung gibt und die Berechnung schneller konvergiert. Anschließend sollte man die Werte auf beiden Seiten anpassen und danach die Verbindung herstellen (Abbildung 3.8). Diese Vorgangsweise sollte auch bei anderen Komponentenverbindungen, sowie bei einer Kreislaufkonstruktion angewendet werden.

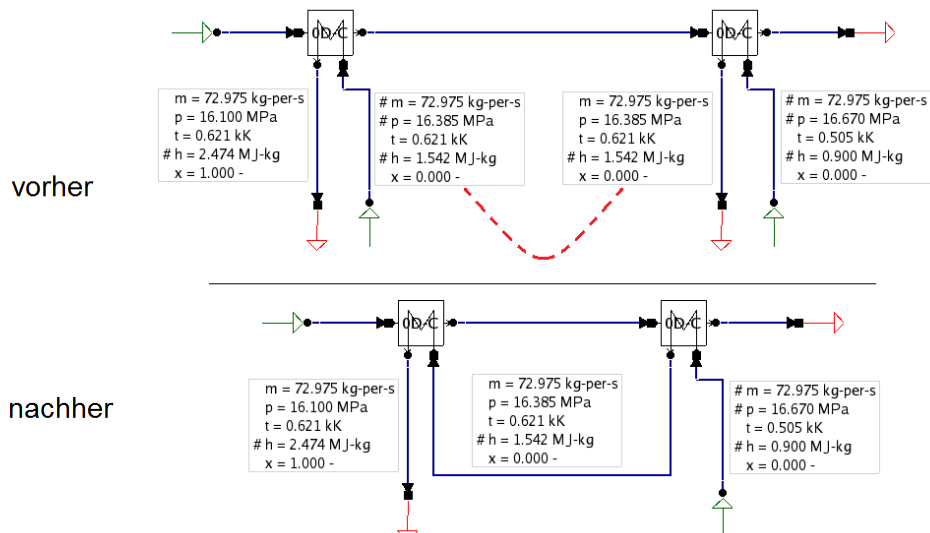


Abbildung 3.8: Verbindung zweier Leitungen

Da der Aufbau der Zwangsumlaufverdampfer in EnBiPro mit der Komponente „Steamdrum“ für diesen Anwendungsfall nicht praktikabel gewesen wäre, hier hätte man eine Regelung für den Wasserstand in der Trommel integrieren müssen, wurden diese einfach als Zwangsdurchlaufverdampfer simuliert. Dieser Schritt ist gerechtfertigt, da für das Verdampfen des Wassers ein- und dieselbe Wärmemenge dem Rauchgas entzogen wird. In diesem Fall wurde wasserseitig nach dem Verdampfer jener Enthalpiewert angegeben, bei welchem der Dampf gesättigt ist. (siehe z.B. Abbildung 3.8 linker Wärmetauscher)

Simulation weiterer wichtiger Bauteile

Die Dampfturbine

Die Dampfturbine wird stets dem Endüberhitzer der jeweiligen Druckstufe nachgeschaltet und von dessen Frischdampfmassenstrom versorgt. Die Dampfturbinenkomponente befindet sich in der Bauteilbibliothek unter der Kategorie „compression-expansion“. Da alle drei Dampfturbinen des GuD-Prozesses über einer Welle miteinander verbunden sind, werden diese ebenfalls in EnBiPro über die „power-in“-Eingänge und „power-out“-Ausgänge mithilfe dem Leitungstyp „energy-parameters“ miteinander verbunden (Abbildung 3.5). Bei der neu in die Arbeitsoberfläche eingefügten Dampfturbine müssen nur noch unter Eigenschaften die Wirkungsgrade auf einen realen Wert eingestellt und der isentrope Wirkungsgrad fixiert werden (Abbildung 3.9). Das nicht fixierte Druckverhältnis P_i wird durch den vorgegebenen Ein- und Ausgangsdruck berechnet.

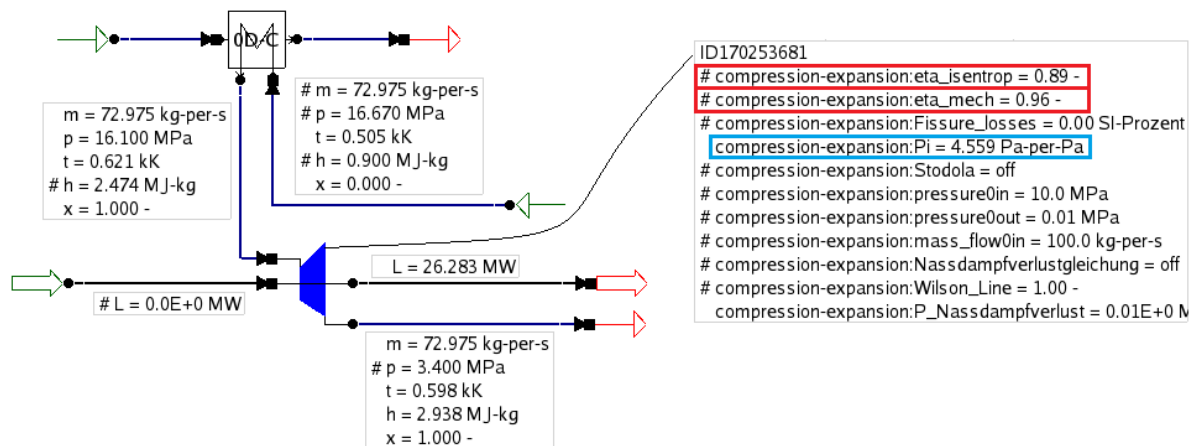


Abbildung 3.9: Variablen und Werte einer Dampfturbine in EnBiPro

Der Entgaser

Aus demselben Grund wie beim Verdampfer, wurde der Entgaser nicht mit der Komponente Steamdrum simuliert, sondern mit der Komponente „collector“ der Kategorie „collection-distribution“. Ebenfalls gerechtfertigt, da die Massenströme und Temperaturwerte dadurch unverändert bleiben. In Abbildung 3.5 ist der „Entgaser“ gekennzeichnet, welcher einen sehr kleinen Massenstrom aus der ND-Leitung für die Entgasung des vorgewärmten Kondensats bezieht.

Die Kondensatzirkulation

In Abbildung 3.5 sieht man, dass bei der letzten Wärmetauscherfläche im Abhitzekeessel, dem Kondensatvorwärmer, eine Rezirkulation des vorgewärmten Kondensats stattfindet. Dies muss durchgeführt werden um die Rauchgastaupunkttemperatur nicht zu unterschreiten. Im vorliegenden Fall wurde die Temperatur des in den Kondensatvorwärmer eintretenden Kondensatmassenstromes auf solch einem Niveau vorgegeben, sodass die Taupunkttemperatur des Rauchgases nicht unterschritten wird. Die Pumpe dient dazu um die Druckdifferenz, aufgrund des Druckverlustes im Kondensatvorwärmer, auszugleichen.

In den Abbildung 3.10 und 3.11 kann man den kompletten, fertig durchgerechneten GuD Schaltplan im Auslegungsfall mit allen fixierten und berechneten Werten betrachten. Vergleicht man die Werte aus dem Schaltplan mit jenen aus Tabelle 3.1, in welcher die wichtigsten Eckdaten der simulierten Gasturbine angegeben sind, erkennt man, dass diese eine nur sehr geringe Abweichung haben.

Dieser Auslegungszustand mit allen ermittelten Werten ist nun die Grundlage für die folgende Erstellung des Teillastfalles im nächsten Kapitel.

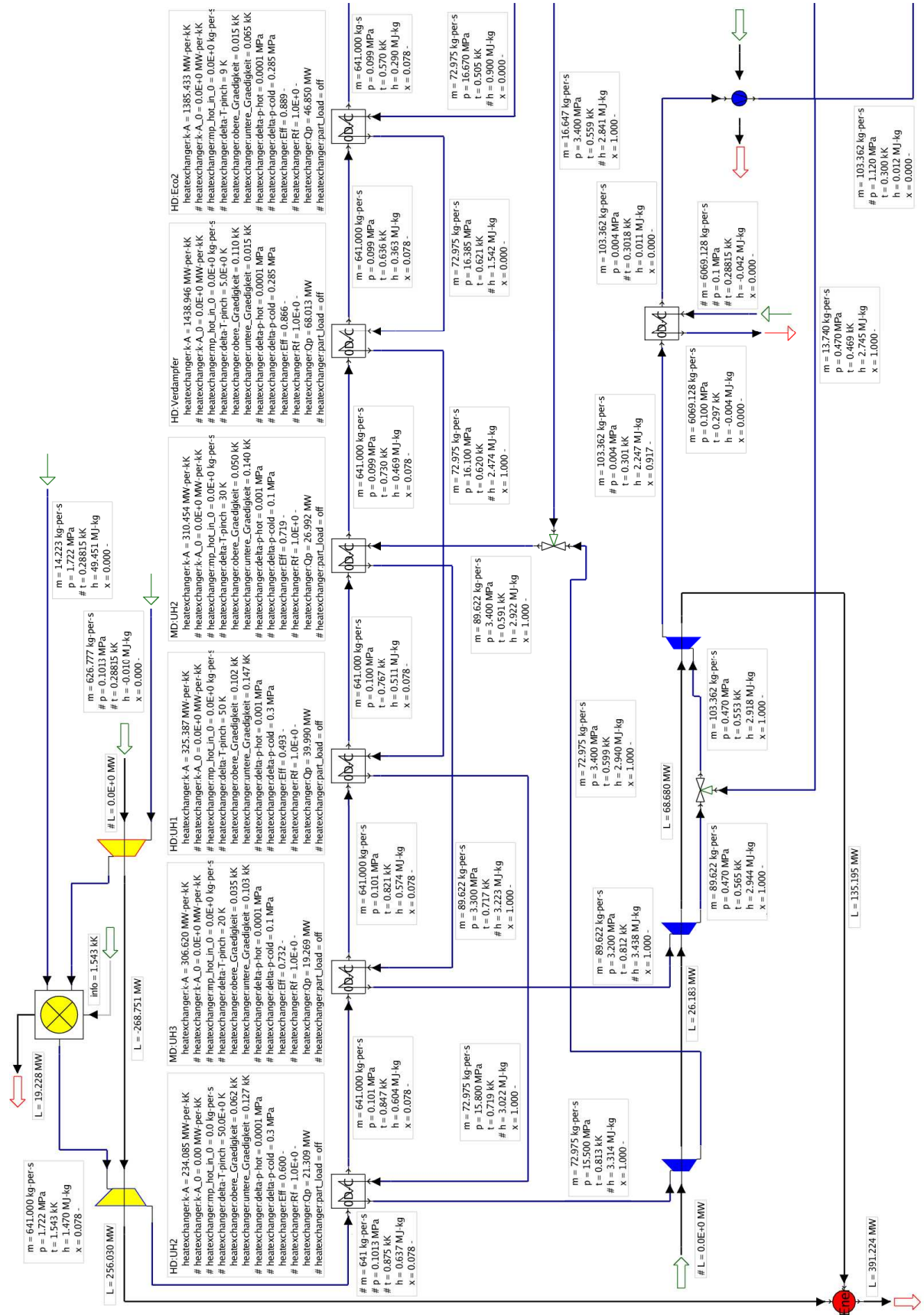


Abbildung 3.10: Fertig simulierter Auslegungsfall Teil 1

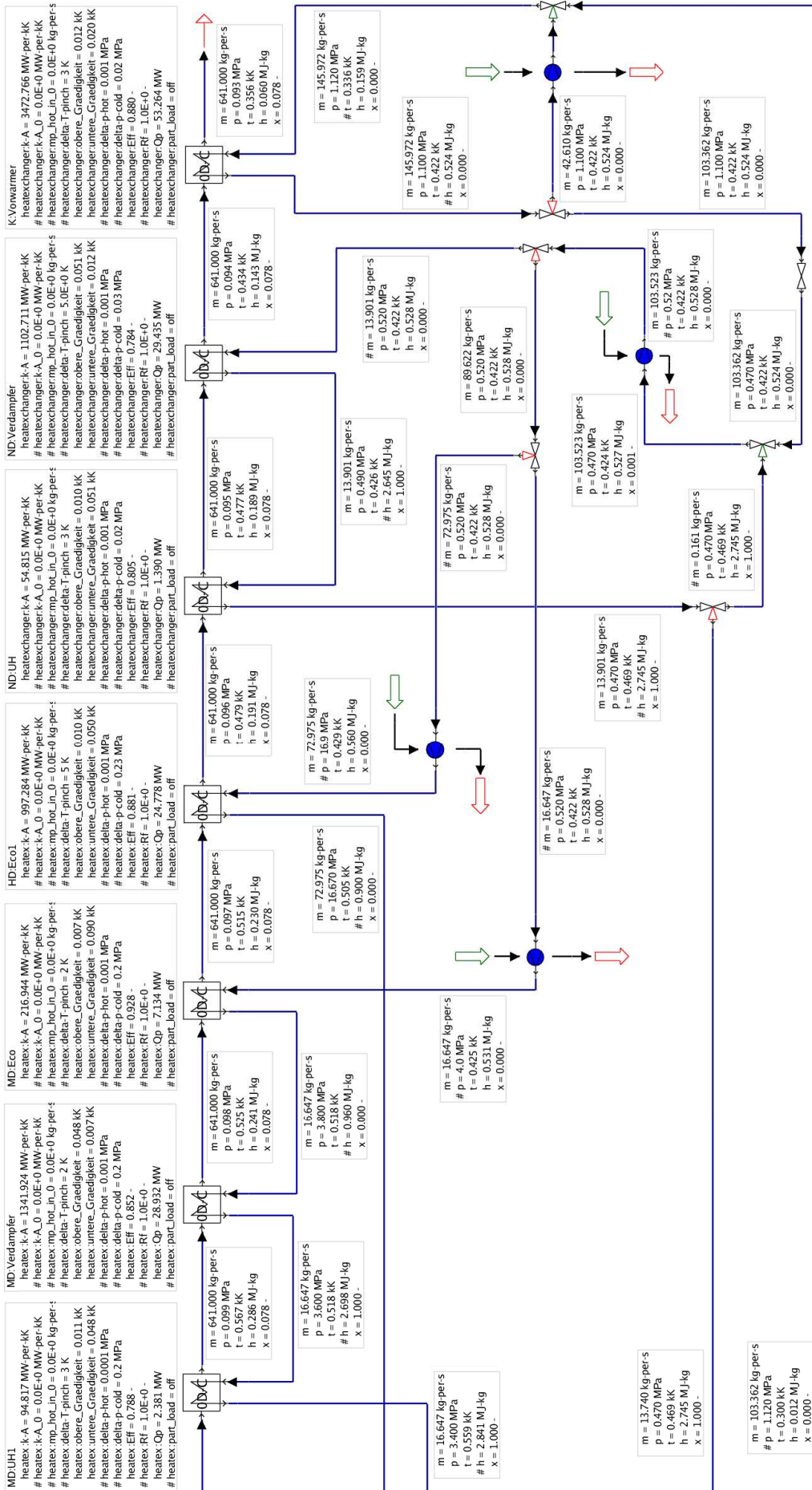


Abbildung 3.11: Fertiger simulierter Auslegungsfall Teil 2

3.3 Simulation des 3-Druck GuD Prozesses in Teillast

In diesem Kapitel werden ausgehend von Kapitel 3.2 die wichtigsten Änderungen und Einstellungen erläutert, um vom Auslegungsfall in den Teillastfall zu gelangen. Ziel soll es sein, den vorhandenen 3 Druck GuD Prozess auch bei anderen Temperaturwerten bzw. Rauchgasmassenströme problemlos simulieren zu können.

Der Wärmetauscher

Im Auslegungsfall waren die Eintritt- und einige Austrittszustände der Stoffströme bekannt, sodass der kA -Wert, welcher die Geometrie des Wärmetauschers bestimmt, berechnet werden konnte. In der Teillast wird dieser Wert dadurch fixiert, indem man unter Eigenschaften des Wärmetauschers den berechneten kA -Wert im Auslegungszustand als kA_0 -Wert angibt (Abbildung 3.12). Der anschließende Index „_0“ nach einer Variable kennzeichnet, dass man für diese stets den Wert im Auslegungszustand angeben muss. Somit muss man beim Wärmetauscher in weiterer Folge auch den Rauchgasmassenstrom im Auslegungszustand bei der Variable „ $mp_hot_in_0$ “ angeben. Als letztes muss man unter den Eigenschaften des Wärmetauschers noch den Unterpunkt „ $part_load$ “ von „off“ auf „on“ stellen. Da nun alle kA -Werte der Wärmetauscher durch Angabe des kA_0 -Wertes fixiert wurden, müssen nun im Gegensatz dazu genauso viele Größen wieder frei gegeben werden, sodass das Gleichungssystem nicht überbestimmt wird. Dafür werden im GuD-Schaltplan nach jedem Wärmetauscher die im Auslegungsfall fixierten Enthalpie-Werte wieder frei gegeben.

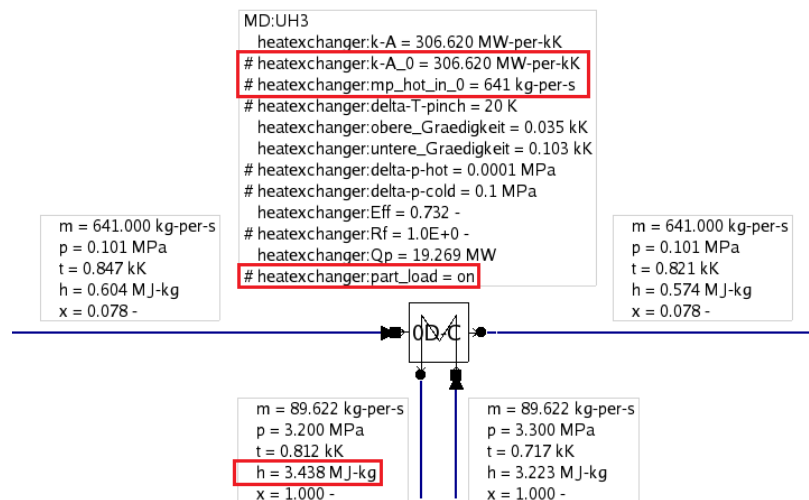


Abbildung 3.12: Eingaben für einen Wärmetauscher in Teillast

Die Dampfturbine

Ähnlich wie beim Wärmetauscher müssen bei den drei Dampfturbinen ebenfalls unter Eigenschaften einige Werte vom Auslegungsfall eingegeben werden. Diese sind

- der Eintrittsdruck „ $pressure0in$ “
- der Austrittsdruck „ $presssure0out$ “ und
- der Dampfmassenstrom „ $mass_flow0in$ “.

Diese Größen werden vor allem dazu verwendet, um in der Teillast mithilfe des Kegelgesetzes von Stodola die jeweiligen Drücke in Abhängigkeit der Dampfmassenströme ermitteln zu können. Hierzu muss man noch bei allen drei Dampfturbinen unter Eigenschaften den Unterpunkt „Stodola“ auf „on“ ändern, wodurch man pro Dampfturbine einen fixierten Wert wiederum frei geben muss. Dies ist jeweils der fixierte Druck vor der jeweiligen Dampfturbine, auch wenn dieser etwas „weiter weg“ liegt – betrachtet man den Schaltplan in den Abbildung 3.10 und 3.11, wurde zum Beispiel die Druckfixierung „vor“ der Hochdruckdampfturbine schon vor dem Hochdruck-Economizer 1 (HD Eco 1) durchgeführt.

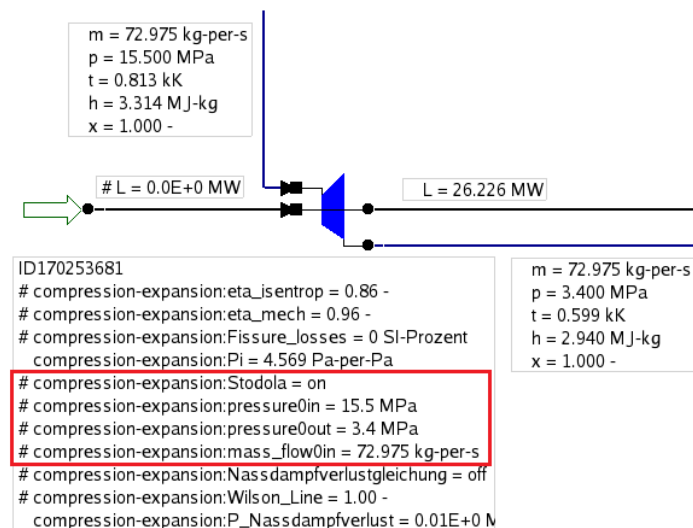


Abbildung 3.13: Eingaben für eine Dampfturbine in Teillast

Zu guter Letzt muss man noch für die Teillast die drei fixierten Massenströme der einzelnen Druckstufen, im Schaltplan kurz nach dem Entgaser frei geben, da in der Teillast der Dampfmassenstrom in allen drei Druckstufen sinkt. Im Gegenzug dazu, wird der Dampfgehalt nach jedem der drei Verdampfer mit dem Wert 0,999 fixiert, wodurch dann das Programm den jeweiligen notwendigen Massenstrom selbst ermittelt. Der Dampfgehalt mit dem Wert 0,999 wurde bewusst so gewählt, da bei einem fixierten Wert von 1 das Programm Probleme mit der Berechnung hatte.

In den Abbildung 3.14 und 3.15 sieht man den gesamten Schaltplan für die Teillast mit den jeweiligen fixierten und berechneten Werten. Durch Vergleich mit jenen Schaltplan für den Auslegungsfall in Abbildung 3.10 und 3.11 kann man sehr gut die vorgenommenen veränderten Einstellung nachvollziehen. Vermutlich durch die Fixierung des Dampfgehaltes nach jedem Verdampfer änderten sich trotz gleichbleibenden Rauchgasmassenstroms die Massenströme und dadurch auch die Drücke in den Druckstufen minimal gegenüber dem Auslegungsfall.

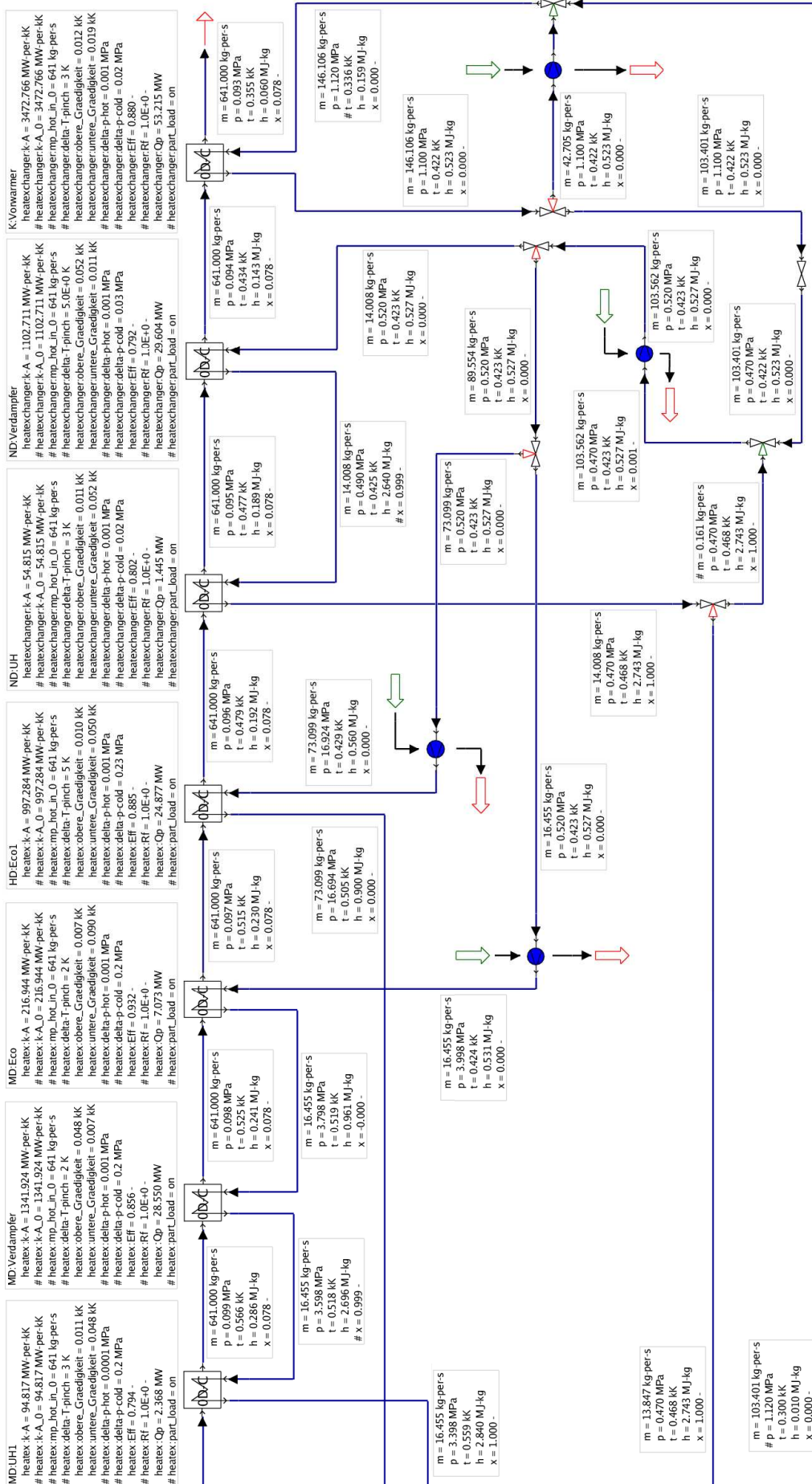


Abbildung 3.15: Fertig simulierter teillastfähiger Prozess bei ISO Bedingungen Teil 2

4 Integration eines thermischen Speichers

4.1 Niedertemperaturwärmespeicher

In diesem Kapitel wird die Integration eines Niedertemperaturwärmespeichers in den simulierten teillastfähigen GuD-Prozess als Kraft-Wärme-Kopplungsanlage näher untersucht, um die Fernwärme (FW)-Produktion zu unterstützen. In GuD-Kraftwerken als KWK Anlagen sind die Strom- und Wärmeproduktion bei konstant bleibender GT-Leistung direkt voneinander abhängig, wie in weiterer Folge Abbildung 4.2 zeigen wird. Um diese direkte Abhängigkeit in einem gewissen Ausmaß zu lösen wird der Niedertemperaturwärmespeicher integriert. Es sei darauf hingewiesen, dass eine sich variierende GT-Leistung zwar ebenfalls diese Abhängigkeit etwas lösen würde, jedoch möchte man einerseits die Auswirkung des FW-Speichers alleine untersuchen und andererseits würde dies den Simulationsrahmen in EnBiPro sprengen.

4.1.1 Die KWK-Anlage ohne Speicher

Ausgangslage für den GuD-Prozess als Kraft-Wärme-Kopplung ist eine FW-Rücklauf Temperatur von 65°C und eine Vorlauftemperatur von 120°C. Das Fernwärmewasser soll nur einstufig mithilfe dem Dampf aus der Niederdruckstufe, welcher vor der ND-Dampfturbine entnommen wird, aufgewärmt werden, wobei mindestens 25% des nominellen Dampfmassenstromes noch durch die ND-Dampfturbine strömen müssen.

In Abbildung 4.1 ist der GuD-Schaltplan mit der Fernwärmeauskopplung dargestellt. Der Heizkondensator wird in EnBiPro durch die Bauelemente „Energy_Input“ und „Energy_Output“ simuliert.

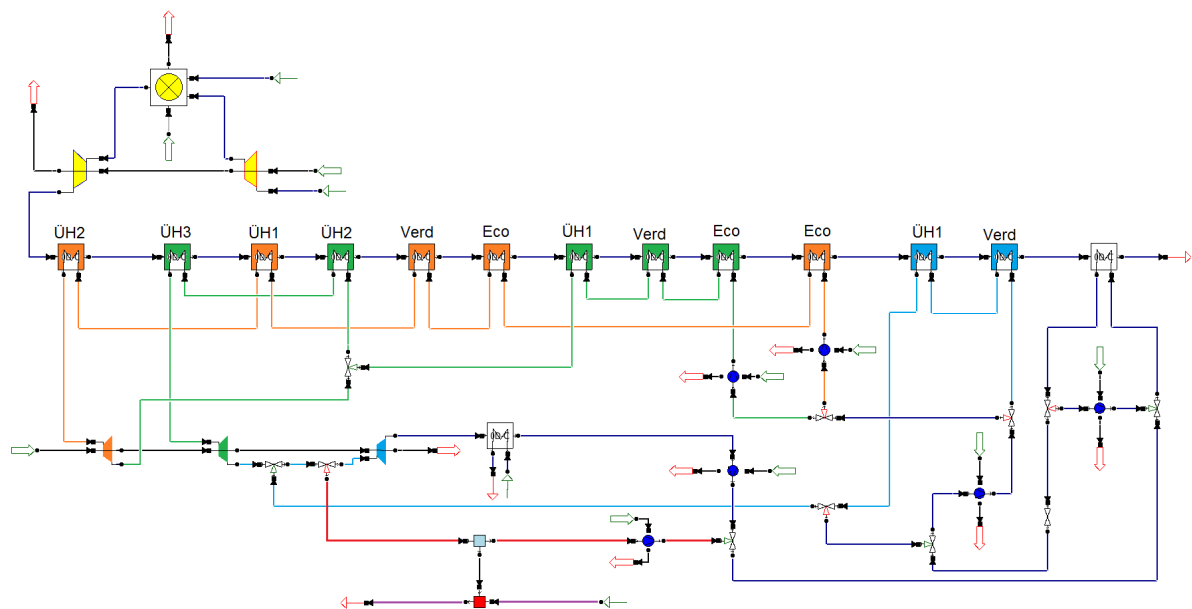


Abbildung 4.1: Einfacher Schaltplan der KWK-Anlage ohne Speicher

Als nächstes wird ermittelt, welche maximale FW-Last mit dem größtmöglichen zu entnehmenden Dampfmassenstrom erreicht werden kann. Unter Auslegungsbedingungen strömt durch die Niederdruckdampfturbine ein nomineller Dampfmassenstrom von 103,5kg/s – hierbei dürfen maximal 75% entnommen werden, sodass mindestens noch 25% des nominellen Dampfmassenstromes durch die Dampfturbine strömen. Somit steht ein

maximaler Niederdruck-Dampfmassenstrom von ca. 78kg/s für die Erwärmung des FW-Wassers von 65 auf 120°C zur Verfügung.

Nach Eingabe dieser bekannten Eckdaten in das Simulationsprogramm, errechnet dieses eine dazugehörigen ebenfalls maximal möglichen FW-Massenstrom von 843,8kg/s.

Dies ergibt nun mit folgender Formel die maximale FW-Last von ca. 195MW:

$$\dot{Q}_{FW} = \dot{m}_{FW} \cdot c_{p_m} \cdot (T_{VL} - T_{RL}) = 843,8 \frac{kg}{s} \cdot 4,206 \frac{kJ}{kgK} \cdot (393,15 - 338,15)K = 195.196,254kW \quad (4-1)$$

Im Simulationsprogramm wurde beim Heizkondensator direkt die FW-Last in 40MW-Schritten ausgehend von 0MW bis auf 200MW erhöht und jeweils eine Simulation durchgeführt. In Tabelle 4.1 werden zur jeweiligen FW-Last die Gesamtleistung des GuD-Kraftwerkes, sowie der Niederdruckdampfmassenstrom und der FW-Massenstrom angegeben. Wie man ebenfalls in Abbildung 4.2 sehr gut erkennen kann, nimmt die GuD-Leistung mit zunehmender FW-Last ab, da immer mehr Niederdruckdampf vor der Dampfturbine für die Erwärmung des FW-Wassers entnommen werden muss. Somit sind die Stromproduktion und die Wärmeproduktion direkt voneinander abhängig. In Tabelle 4.1 ist zusätzlich noch der Dampfmassenstrom angegeben, welcher den FW-Massenstrom von 65 auf 120°C erwärmt.

Tabelle 4.1: FW-Last mit dazugehörige Leistung und Massenströme

FW-Last	GuD P	ND-m	FW-m
MW	MW	kg/s	kg/s
0	391,4	0	0
40	382,2	14,9	172,7
80	373,6	30,2	345,5
120	365,8	46,0	518,3
160	359,4	62,4	691,0
200	355,4	80,0	863,8

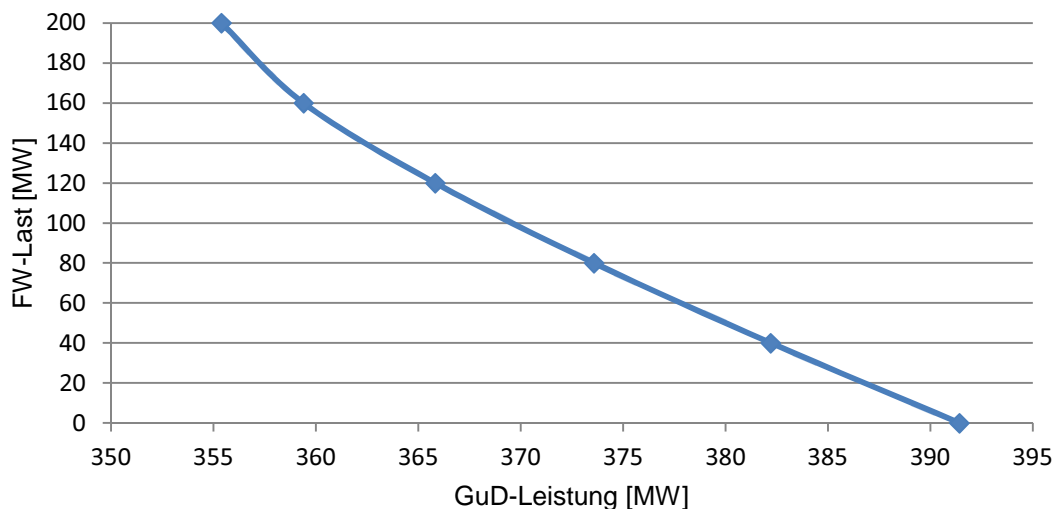


Abbildung 4.2: Direkte Abhängigkeit zwischen FW-Last und GuD-Leistung

Durch die Dampfentnahme vor der Niederdruckdampfturbine werden lediglich die Leistung dieser und die Leistung der Mitteldruckdampfturbine beeinflusst. Jene der Gasturbine und der Hochdruckdampfturbine bleiben unverändert. Betrachtet man Abbildung 4.3 erkennt man, dass durch die Dampfentnahme vor der Niederdruckdampfturbine folgerichtig dessen Leistung linear mit zunehmender Dampfentnahme und FW-Last abfällt. Währenddessen die Leistung der Mitteldruckdampfturbine ansteigt, da der Austrittsdruck aus dieser durch den sinkenden Eintrittsdruck in die Niederdruckdampfturbine, bedingt durch den geringer werdenden Dampfmassenstrom (Kegelgesetz von Stodola), vorgegeben wird. Somit steigt bei größer werdender FW-Last die Druckdifferenz und dadurch die Leistung der Mitteldruckdampfturbine.

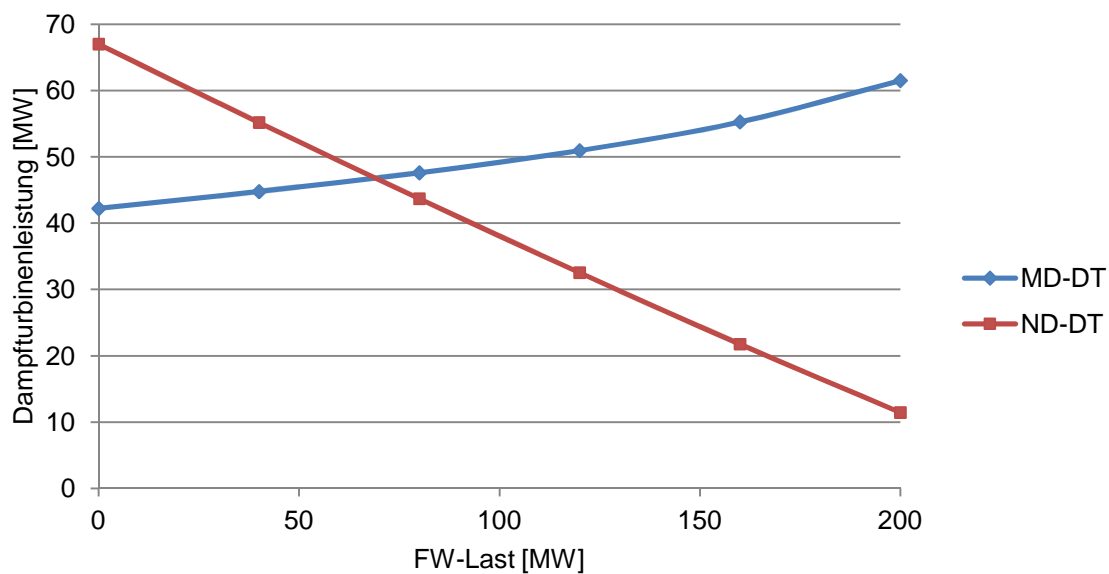


Abbildung 4.3: Dampfturbinen-Leistungsverlauf in Abhängigkeit zur FW-Last

In Tabelle 4.2 werden einige wichtige bzw. interessante KWK-Anlagen-Kennzahlen, welche in Kapitel 2.2.1 näher erläutert wurden, in Abhängigkeit zur FW-Last übersichtlich dargestellt. Während der Brennstoffmassenstrom (14,223kg/s) und der Heizwert des Erdgases (50.015kJ/kg) unabhängig zur FW-Last konstant bleiben, können die weiteren Größen für die Berechnung der Kennzahlen aus der Tabelle 4.1 herausgelesen werden, wobei $\dot{Q}_{th,KWK}$ die FW-Last und P_{el} der Gesamtleistung des GuD-Kraftwerkes entsprechen.

Tabelle 4.2: Wichtige KWK-Anlagen Kennzahlen

FW-Last	η_{el}	η_{th}	ω	ρ
MW	%	%	%	-
0	55,01	0	55,02	-
40	53,73	5,62	59,35	9,5
80	52,52	11,25	63,76	4,7
120	51,43	16,87	68,29	3,0
160	50,52	22,49	73,02	2,2
200	49,96	28,12	78,07	1,8

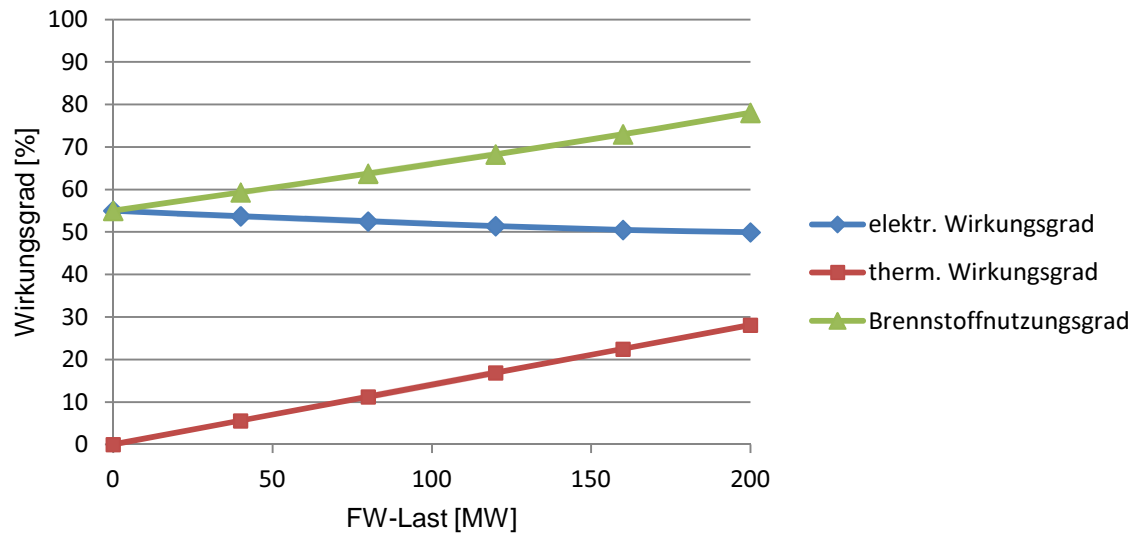


Abbildung 4.4: Einige Kennzahlen in Abhängigkeit zur FW-Last

Wie bereits in Kapitel 2.2 erwähnt wurde, sinkt zwar bei steigender Wärmeproduktion der elektrische Wirkungsgrad, jedoch steigt im Gegensatz dazu der Brennstoffnutzungsgrad. Im vorliegenden Beispiel erreicht man bei maximaler FW-Last einen sehr guten Brennstoffnutzungsgrad von fast 80%. Der thermische Wirkungsgrad hängt rein von der Wärmeleistung ab und steigt mit zunehmender FW-Last.

4.1.2 Die KWK-Anlage mit Speicher

Wie Abbildung 4.2 zeigte, sind die Stromproduktion und die Wärmeproduktion direkt voneinander abhängig, sodass es zu einer jeden gegebenen GuD-Leistung stets eine bestimmte FW-Last existiert. Um diese starre Kopplung zu lösen wird nun ein Fernwärmespeicher in diesem bestehenden KWK-Anlagenprozess integriert. Hierbei wird ein Niedertemperaturwärmespeicher benötigt, welcher in einem Temperaturbereich von ca. 100°C die notwendige Wärme speichert, um einerseits bei geringer FW-Last überschüssige Wärme aufzunehmen und andererseits bei FW-Spitzenlasten die Wärme für die Unterstützung wieder abgibt.

Als Niedertemperaturwärmespeicher wird ein druckloser Wasserspeicher aus folgenden Gründen herangezogen [Fis05]:

- Wasser ist überall verfügbar, billig und leicht zu transportieren
- Es ist nicht giftig und aggressiv
- Es liegen große Erfahrungen im Umgang mit Wasser vor
- Wasser besitzt eine hohe spezifische Wärmekapazität, eine geringe Wärmeleitfähigkeit und eine mit der Temperatur zunehmende Dichte – dies erlaubt Wasser mit unterschiedlichen Temperaturen so zu schichten, dass sich heißes und kaltes Wasser nicht vermischen
- Wasser ist zugleich Speicher- und Transportmedium – dies erlaubt sehr hohe Be- und Entladeleistungen und man benötigt keinen Wärmetauscher
- Es werden keine Druckbehälter mit damit verbundenen Sicherheitseinrichtungen und –vorkehrungen benötigt.

Als Ausgangslage wird der bestehende Schaltplan von Abbildung 4.1 herangezogen und ein sogenanntes Zweispeichersystem eingebaut, bei welchen es einen kalten und einen warmen Speicher gibt. Da es sich um einen drucklosen Speicher handelt wird die Speichertemperatur auf 98°C festgelegt.

Wärmeeinspeicherung in den warmen Wasserspeicher findet dann statt, wenn mehr Wärme erzeugt, als im FW-Netz benötigt wird. Dadurch kann mithilfe der überschüssigen Wärme der Speicher folgendermaßen befüllt werden (siehe Abbildung 4.5):

Der FW-Rücklaufmassenstrom x wird mit dem Massenstrom y aus dem kalten Speicher vermischt und in der ersten Stufe des Heizkondensators zunächst auf 98°C erwärmt. Danach wird wieder der Massenstrom y abgezweigt und dem warmen Speicher zugeführt. Der verbleibende Massenstrom x wird in der zweiten Stufe des Heizkondensators auf die erforderlichen 120°C erwärmt und in das FW-Netz weiter geleitet.

Umgekehrt bei Wärmeauspeicherung und FW-Unterstützung (Abbildung 4.6) wird dem Rücklaufmassenstrom x ein Teilmassenstrom y entnommen, um den kalten Speicher wieder aufzufüllen. Der gleiche entnommene Massenstrom y wird durch den warmen Speicher (98°C) wiederum zugeführt. Dadurch hebt man je nach Höhe des Massenstromes y die Wassertemperatur vor dem Heizkondensator an, wodurch schlussendlich nicht mehr so viel Niederdruckdampf für die Erwärmung des FW-Wassers auf 120°C notwendig ist und die Stromproduktion steigt.

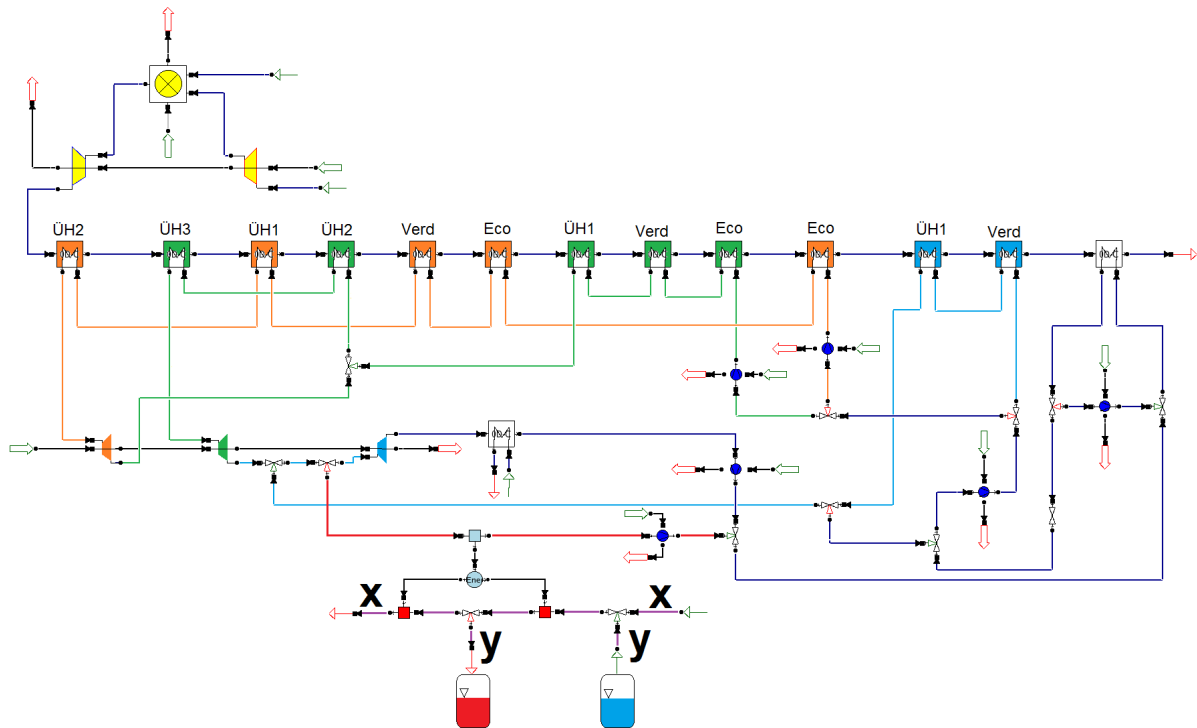


Abbildung 4.5: Einfacher KWK-Schaltplan mit Speicher bei Wärmeeinspeicherung

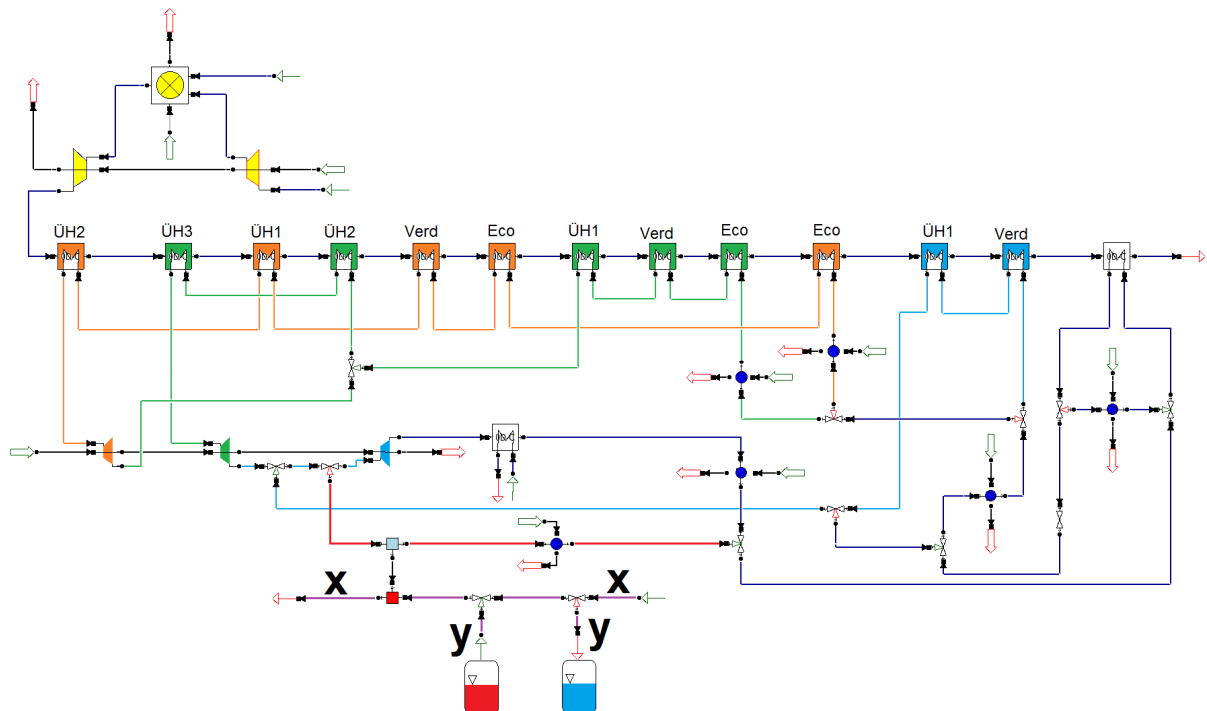


Abbildung 4.6: Einfacher KWK-Schaltplan mit Speicher bei Wärmeauspeicherung

Um dieses Integrationsszenario näher untersuchen und beurteilen zu können, wird nun folgendes konkretes Szenario herangezogen:

Es wird von einer konstanten FW-Last mit 90MW ausgegangen, bei welcher die Stromproduktion durch Einsatz des Speichersystems flexibilisiert werden soll. Hierbei wird, um eine gewisse Übersicht zu behalten, einfach der ein- und auspeichernde Wassermassenstrom y aus dem Wärmespeicher schrittweise verändert, um daraus die jeweilige mögliche Stromproduktion mithilfe von EnBiPro berechnen zu können.

Eingangsdaten bzw. fixierte Variablen im Simulationsprogramm sind unter anderem der in bzw. aus dem Speicher strömende Massenstrom \dot{m} und der in das FW-Netz abgegebene Vorlaufmassenstrom(=Rücklaufmassenstrom), welcher sich aus folgender Gleichung ergibt:

$$\dot{Q}_{FW} = \dot{m}_{FW} \cdot c_{p_{FW}} \cdot (T_{VL} - T_{RL}) \Rightarrow \dot{m}_{FW} = \frac{\dot{Q}_{FW}}{c_{p_{FW}} \cdot (T_{VL} - T_{RL})} = \frac{90 \text{ MW}}{4,21 \text{ kJ/kgK} \cdot 55 \text{ K}} = 388,7 \text{ kg/s} \quad (4-2)$$

Unter anderem bleiben folgende Werte unverändert:

- Rauchgasmassenstrom: 641 kg/s
- Brennstoffmassenstrom: 14,223 kg/s
- Gasturbinenleistung: 256 MW
- FW-Last: 90 MW – daraus resultierend der
- FW-Massenstromvorlauf und –rücklauf: 388,7 kg/s

In Tabelle 4.3 sind die Ergebnisse dieser Simulation zusammengestellt. Bei der Wärmeabspiegelung wird der Massenstrom $\dot{m}_{\text{Speicher}}$ dem Warmspeicher entnommen, sodass weniger Dampfmassestrom \dot{m}_{NDDampf} dem Heizkondensator zugeführt werden muss, daher das negative Vorzeichen in der Tabelle. Dadurch ist die Dampfturbinenleistung höher, um dessen Wert sich auch die Gesamtleistung des Kraftwerkes erhöht.

Umgekehrt erkennt man, dass bei Wärmeeinspeicherung mehr Dampfmassestrom \dot{m}_{NDDampf} benötigt wird und die Dampfturbinenleistung analog zur Gesamtleistung abnimmt.

Tabelle 4.3: Leistungen und Dampfmassestrom in Abhängigkeit zum Speichermassenstrom

	$\dot{m}_{\text{Speicher}}$	DT P	GuD P	\dot{m}_{NDDampf}
	kg/s	MW	MW	kg/s
Wärme- abspiegelung	-388	127,02	383,05	13,49
	-300	124,301	380,331	18,135
	-200	121,282	377,312	23,413
	-100	118,356	374,386	28,738
	0	115,517	371,547	34,116
Wärme- einspeicherung	100	112,879	368,909	39,456
	200	110,288	366,318	44,959
	300	107,85	363,88	50,539
	400	105,614	361,644	56,211

In Abbildung 4.7 wird der Verlauf der Dampfturbinenleistung über dem Speichermassenstrom dargestellt, wobei der Verlauf linear ist, da die Leistung der Dampfturbine linear mit dem durchströmenden Dampfmassestrom zusammenhängt.

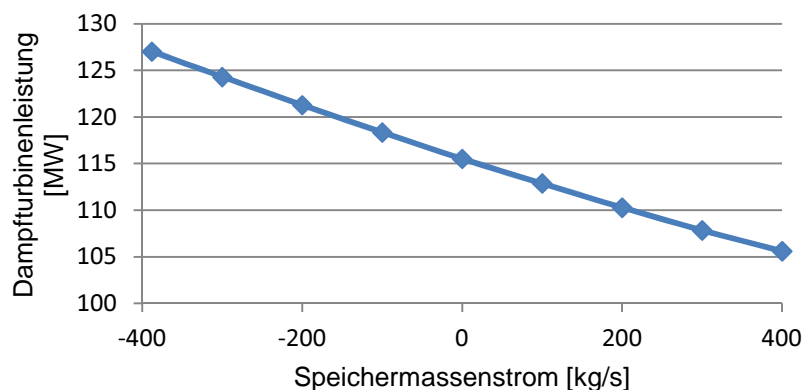


Abbildung 4.7: Dampfturbinenleistung in Abhängigkeit zum Speichermassenstrom

Um in gewisser Maßen einen Bezug zum maximalen Speichermassenstrom zu erhalten, wird jene Speicherdimension ermittelt, welche zum Beispiel benötigt wird um 4 Stunden lang den maximalen Speichermassenstrom zur Verfügung zu stellen. Hierfür muss der Speicher folgende Wassermasse speichern können:

$$m_W = \dot{m}_{\text{Speicher}} \cdot t = 400 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 3600\text{s} \cdot 4\text{h} = 5.760.000\text{kg} \quad (4-3)$$

Daraus ergibt sich mithilfe der Dichte von Wasser bei 98°C folgendes Speichervolumen:

$$V_{\text{Speicher}} = \frac{m_W}{\rho_{98^\circ\text{C}}} = \frac{5.760.000\text{kg}}{959,8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 6.001\text{m}^3 \quad (4-4)$$

Dieses Speichervolumen würde eine zylindrische Form mit einen Durchmesser von 25m und einer Höhe von 12,5m besitzen:

$$V_{\text{Zyl}} = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \cdot h = \frac{25\text{m}^2 \cdot \pi}{4} \cdot 12,5\text{m} = 6.136\text{m}^3 \quad (4-5)$$

Im Diagramm der Abbildung 4.8 wird ein Vergleich zwischen jenem Verlauf der KWK-Anlage ohne Speicher (blau) und mit Speicher (rot) dargestellt.

Während man ohne Speicher bei einer FW-Leistung von 90MW nur eine fix dazugehörige Stromproduktion von 371,5MW decken kann, wird diese durch verwenden eines Fernwärmespeichers auf einen Bereich von 361 bis 383MW erweitert und somit flexibilisiert. Die maximale erreichbare Leistung von 383MW kann mithilfe der Tabelle 4.3 und dem FW-Massenstrom von 388kg/s erläutert werden. Hierbei fließt der 65°C-FW-Rücklauf von 388kg/s vollständig in den kalten Speicher und wird durch den 98°C warmen Speichermassenstrom ersetzt - dies ist nun die maximal mögliche FW-Unterstützung. Somit muss dieser Speichermassenstrom von 98°C noch auf 1 20°C im Heizkondensator erwärmt werden, wofür weiterhin ein gewisser Niederdruckdampf notwendig ist und man dadurch die höchstmögliche Kraftwerksleistung von 391MW nicht ganz erreichen kann.

Die untere Grenze der erreichbaren Stromproduktion von 361MW bei einer konstanten FW-Last von 90MW ist durch zwei folgende Tatsachen gegeben: Primär durch den maximal entnehmbaren Niederdruck-Dampfmassenstrom und sekundär durch den maximal möglichen Einspeichermassenstrom in den Wärmespeicher – dieser wurde in diesem Szenario mit eben 400kg/s angenommen.

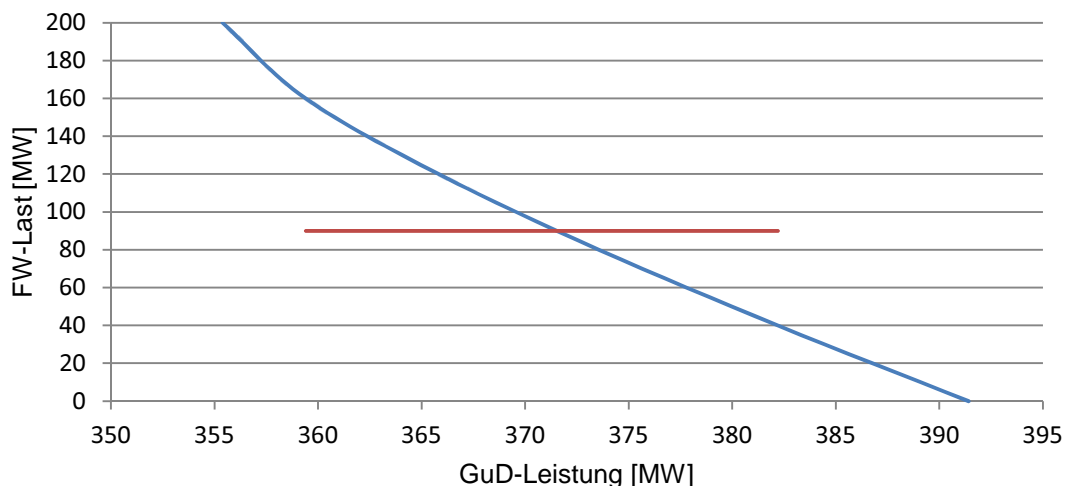


Abbildung 4.8: Vergleich der Verläufe mit (rot) und ohne (blau) Speicher

4.1.3 Zusammenfassung für den Niedertemperaturwärmespeicher

Wie man gesehen hat, bringt die Integration eines Fernwärmespeichers Vorteile im Hinblick auf eine weitere Flexibilisierung des Anlagenbetriebs. Vor allem hat man im hier gezeigten Szenario gesehen, dass man die Stromproduktion bei konstanter Fernwärme sehr gut und vor allem durch eine sehr einfache Art und Weise flexibilisieren kann. Dementsprechend könnte man das Szenario mit konstanter FW-Last genauso gut auch umdrehen und bei konstanter Stromproduktion die Fernwärme in einem zu ermittelnden Bereich variieren lassen.

Was hierbei jedoch immer beachtet werden muss ist, dass man stets die Ein- und Ausspeicherung optimal, sinnvoll und vor allem vorausschauend kombinieren muss. Vor allem im Winter könnte man zum Beispiel die am Nachmittag etwas niedrigere Stromnachfrage nutzen, um den Wärmespeicher zu füllen, sodass am Abend, bei wieder hoher Stromnachfrage auch die hohe Wärmenachfrage gedeckt werden kann.

Eine weitere sinnvolle und optimale Anwendung des drucklosen Wasserspeichers mit einer Speichertemperatur von 98°C, welche hier in der Zusammenfassung nur kurz aufgegriffen wird, wäre die Übergangszeit Herbst bzw. Frühling, in welchen weniger Fernwärme und somit eine geringere FW-Vorlaufemperatur benötigt wird. Dadurch muss man nicht das gespeicherte FW-Wasser zusätzlich noch auf 120°C vorwärmen, sondern kann es gleich direkt aus dem Speicher in das FW-Netz leiten, wodurch in diesem Fall kein Dampf dem Kraftwerksprozess entnommen werden muss. Die Stromproduktion und FW-Versorgung wären dann für den Zeitraum bis zur kompletten Leerung des Wärmespeichers vollständig entkoppelt und voneinander unabhängig.

Abgesehen vom soeben erwähnten Szenario ist die Verwendung eines drucklosen Speichers mit einer maximal möglichen Speichertemperatur von 98°C ein gewisser Nachteil, da bei erforderlicher höherer Vorlaufemperatur man gezwungen ist einen Teildampfmassenstrom dem Kraftwerksprozess zu entnehmen, um das gespeicherte Wasser auf das notwendige Temperaturniveau zu bringen. Um dieses Problem zu umgehen, könnte man einen Druckspeicher verwenden, welcher das Wasser gleich auf dem Temperaturniveau speichert, welches für das FW-Netz benötigt wird. Dadurch ist es möglich bei Wärmeausspeicherung die FW-Versorgung vollständig durch den Druckspeicher zu decken, ohne jegliche Wärme dem „Stromproduktionsprozess“ zu entnehmen. Jedoch wiederum nachteilig beim Druckspeicher sind die notwendigen Druckbehälter, verbunden mit höheren Sicherheitsvorkehrungen.

4.2 Mitteltemperaturwärmespeicher

In diesem Kapitel wird eine sinnvolle Integration eines Mitteltemperaturwärmespeichers in den bestehenden GuD-Prozess dargestellt und näher erläutert. In den meisten Fällen wird ein GuD-Kraftwerk als Grundlastkraftwerk für die kontinuierliche Stromerzeugung eingesetzt. Vor allem aufgrund der Abhängigkeit der Gasturbine zur Umgebungstemperatur kann das Kraftwerk nur durch einen energetisch betrachteten nicht optimalen Betrieb eine konstante Leistung erzeugen (siehe unter anderem Kapitel 3.1).

Gasturbinen arbeiten bei konstantem Volumenstrom daher wird bei niedrigen Umgebungstemperaturen durch den Verdichter mehr Luftmasse ansaugt, verdichtet und der Brennkammer zugeführt, wodurch die Gasturbinenleistung, die Dampfproduktion und damit verbunden die Dampfturbinenleistung hoch sind. Umgekehrt kann der Verdichter bei hohen Umgebungstemperaturen weniger Luftmasse ansaugen, wodurch schlussendlich auch die Gas- und Dampfturbinenleistung sinken. Daraus resultiert, dass die Dampfturbine bei hohen Umgebungstemperaturen meist unterhalb ihrer eigentlichen Nennlast betrieben wird. [Seu10]

Um diese Leistungsabhängigkeit des Gas- und Dampfkraftwerkes zur Umgebungstemperatur zu kompensieren, wird ein Mitteltemperaturwärmespeicher eingesetzt, welcher die Dampfproduktion unterstützt und dadurch bei hohen Umgebungstemperaturen die Dampfturbinenleistung anhebt.

4.2.1 Der GuD Prozess ohne Wärmespeicher

Wie schon in Kapitel 3.1 ausführlich dargestellt und erklärt, ist die Gasturbinenleistung sehr stark von der Umgebungstemperatur abhängig. Sinkt bei erhöhter Temperatur der Rauchgasmassenstrom durch den Abhitzeessel, kann somit dieser weniger Dampf produzieren und die Dampfturbinenleistung geht zurück. Diese Tatsache kann man sehr gut durch Vergleich der Abbildungen 3.14/3.15 (15°C) und 7.9/7.10 (45°C) erkennen. Tabelle 4.4 und das dazugehörige Diagramm in Abbildung 4.9 verdeutlichen dies, in welchen weitere simulierte Temperaturwerte mitberücksichtigt worden sind:

Tabelle 4.4: Leistungsverlauf und RG-Massenstrom abhängig zur Umgebungstemperatur

Tu	GT P	DT P	GuD P	RGm
°C	MW	MW	MW	kg/s
15	256,0	135,3	391,3	641
20	245,2	132,9	378,1	630
25	234,7	130,4	365,1	619
30	225,1	127,9	353,0	609
35	216,7	126,5	343,2	601
40	209,7	125,2	334,9	595
45	202,6	123,8	326,4	589

Das Leistungsverhältnis von ca. 64% der Gasturbine und 36% der Dampfturbine bleibt ohne große Abweichungen bei jeder Umgebungstemperatur bestehen.

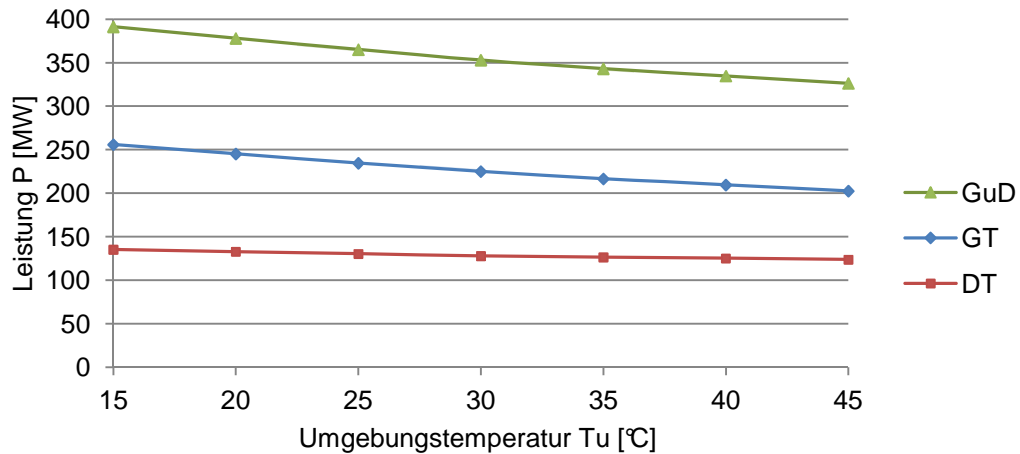


Abbildung 4.9: Leistungsverlauf in Abhängigkeit zur Umgebungstemperatur

Bei geringer werdenden Dampfmassenstrom durch die jeweilige Dampfturbine sinkt auch der Turbineneintrittsdruck aufgrund des Kegelgesetzes von Stodola. Dies zeigt zusammenfassend sehr schön Tabelle 4.5:

Tabelle 4.5: Dampfturbinenwerte in Abhängigkeit zur Umgebungstemperatur

Tu °C	HD DT			MD DT			ND DT		
	p bar	m kg/s	P MW	p bar	m kg/s	P MW	p bar	m kg/s	P MW
15	155,0	73,0	26,2	32,0	89,6	42,1	4,80	103,64	67,1
20	152,2	71,7	25,8	31,4	88,0	41,4	4,72	101,74	65,7
25	149,4	70,3	25,5	30,9	86,4	40,7	4,63	99,84	64,3
30	146,7	68,9	25,0	30,2	84,7	39,9	4,55	98,06	63,0
35	145,9	68,5	24,9	29,9	83,9	39,6	4,48	96,67	61,9
40	144,5	67,8	24,7	29,6	83,0	39,2	4,43	95,61	61,2
45	143,2	67,2	24,6	29,3	82,1	38,9	4,38	94,56	60,4

Da in einem GuD-Prozess der Dampfmassenstrom ausgehend von der Hochdruckdampfturbine zunimmt, ist auch der Dampfmassenstrom durch die Niederdruckdampfturbine am höchsten und somit auch deren erzeugte Leistung.

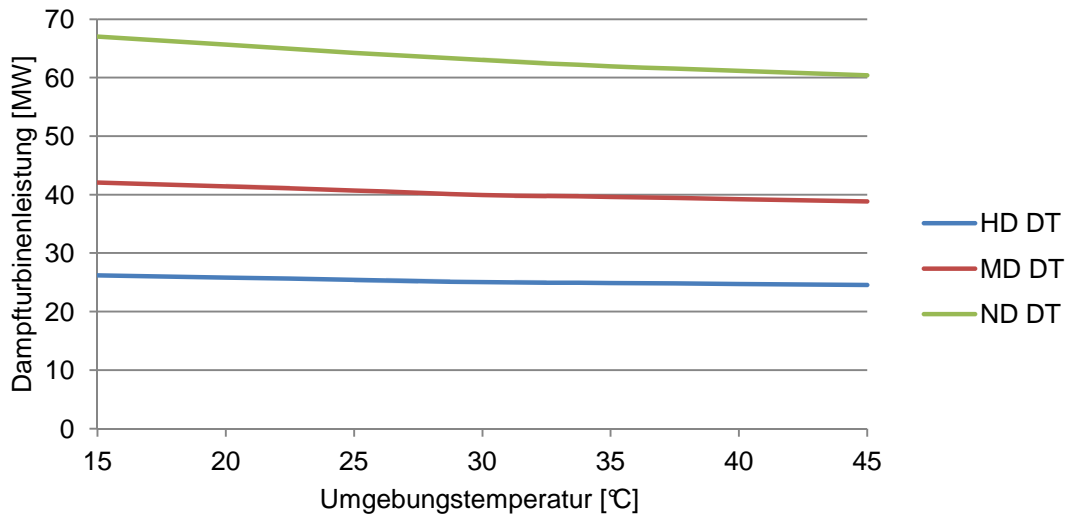


Abbildung 4.10: Dampfturbinen-Leistungsverlauf über der Umgebungstemperatur

Das Diagramm in Abbildung 4.10 stellt den Verlauf der Dampfturbinenleistung der Druckstufen in Abhängigkeit zur Umgebungstemperatur dar. Bei der Niederdruckdampfturbine fällt die Leistung am stärksten ab, da bei dieser auch der Dampfmassenstrom am stärksten mit zunehmender Umgebungstemperatur abnimmt.

Der elektrische Wirkungsgrad einer GuD-Anlage ist definiert als das Verhältnis zwischen der gesamten produzierten elektrischen Leistung und der zugeführten Brennstoffenergie:

$$\eta_{el} = \frac{P_{GuD}}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (4-6)$$

Konkret für den gegebenen GuD-Prozess ergibt sich bei einer Umgebungstemperatur von 15°C folgender elektrischer Wirkungsgrad:

$$\eta_{el} = \frac{391,235 \text{ MW}}{14,223 \text{ kg/s} \cdot 50,015 \text{ MJ/kg}} = 55,01\% \quad (4-7)$$

Die weiteren Wirkungsgradwerte bei der jeweiligen Umgebungstemperatur sind in Tabelle 4.6 dargestellt:

Tabelle 4.6: Der elektrische Wirkungsgrad und weitere dazugehörige Werte

Tu	GuD P	m_B	η
°C	MW	kg/s	%
15	391,325	14,223	55,01
20	378,125	13,779	54,87
25	365,167	13,343	54,72
30	353,093	12,942	54,55
35	343,211	12,596	54,48
40	334,866	12,309	54,39
45	326,434	12,02	54,30

4.2.2 Der GuD Prozess mit Wärmespeicher

Wie bereits in Kapitel 2.3.3 näher erläutert setzt sich der Mitteltemperaturwärmespeicher aus drei Speichertypen zusammen:

- Betonspeicher
- Latentspeicher mit dem PCM (Natriumnitrat NaNO_3)
- Flüssigsalzspeicher (NaNO_3 [60%] und KNO_3 [40%])

Diese drei Speichertypen wurden in EnBiPro mithilfe der Bauteile „Energy-Input“ für die Wärmeauspeicherung und „Energy-Output“ für die Wärmeeinspeicherung simuliert.

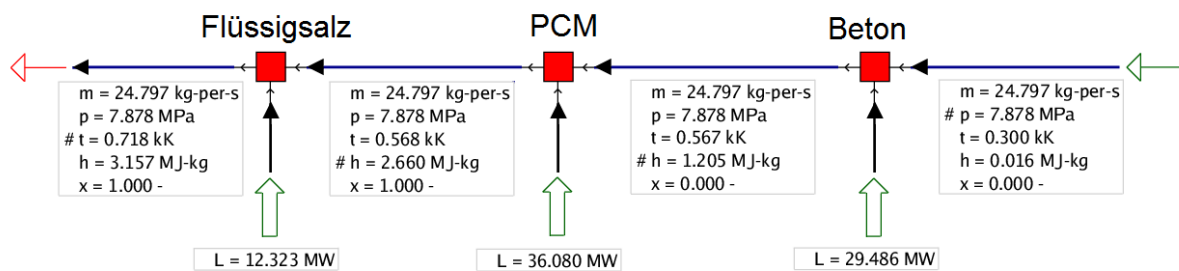


Abbildung 4.11: Wärmeauspeicherung und Erzeugung von Dampf

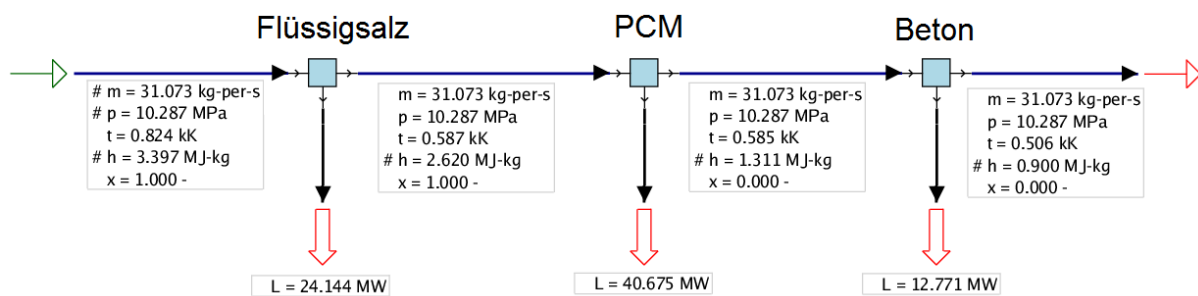


Abbildung 4.12: Wärmeeinspeicherung und Kondensation des Dampfes

Anmerkung: Anhand dieser Simulation ist der Mitteltemperaturwärmespeicher eine Art „Blackbox“, welcher nur dem Wasser Wärme zu- bzw. abführt ohne weitere speichertypische Eigenschaften oder Merkmale zu besitzen. In einer neueren Version von EnBiPro gibt es bereits den Bauteil „Salzspeicher“, welcher in einer Studienarbeit von Herrn Fidorra [Fid09] modelliert und erstellt wurde.

4.2.2.1 Integration des Wärmespeichers in den GuD-Prozess

Als nächstes erfolgt eine Überlegung und Darstellung der Integrationsart des Mitteltemperaturwärmespeichers in den bestehenden GuD Prozess. Einerseits muss für die Wärmeeinspeicherung in den Speicher Dampf auf geeignetem Niveau dem Prozess entnommen und danach das entstandene Kondensat wieder diesem optimal zurückgeführt werden.

Andererseits muss bei Wärmeauspeicherung für die Dampfproduktionsunterstützung Wasser aus dem Prozess entnommen und nach dem Überhitzen im Wärmespeicher einer Dampfturbine zugeführt werden.

Integration für die Wärmeeinspeicherung

Für das Latentspeichermaterial (PCM) wird Natriumnitrat NaNO_3 , welches eine Schmelztemperatur von 306°C besitzt, herangezogen. Diese Schmelztemperatur stellt einen wesentlichen Ausgangspunkt für die Überlegungen zur Integration des Speichers dar. Für die Wärmeeinspeicherung muss nun die Kondensationstemperatur des Dampfes höher als die Schmelztemperatur des PCM sein. Betrachtet man nun das Druckniveau der Mitteldruckstufe mit 34bar bei ISO Bedingungen, ergibt sich mithilfe der Wasserdampf-tafel eine Kondensationstemperatur von $237,5^\circ\text{C}$, womit Dampf aus dieser Stufe für die Wärmeeinspeicherung nicht verwendet werden kann. Jene Kondensationstemperatur der Hochdruckstufe bei 155bar beträgt $344,8^\circ\text{C}$, womit Dampf aus dieser Stufe für das PCM optimal geeignet ist, da die Temperaturdifferenz für eine gute Wärmeübertragung zwischen dem Dampf-Wassergemisch und dem PCM ungefähr 40°C beträgt. Abbildung 4.13 stellt den Sachverhalt dieser Überlegung eindeutig dar.

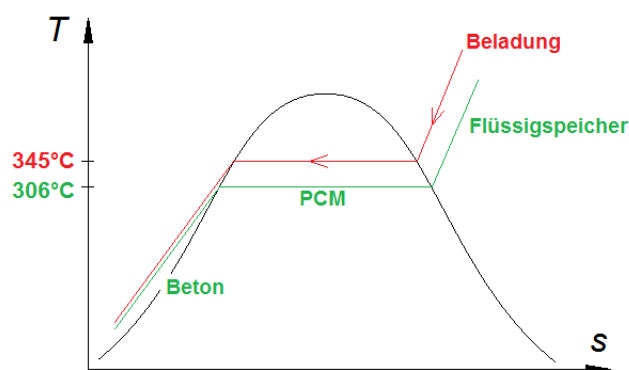


Abbildung 4.13: Wärmeeinspeicherung betrachtet im T,s-Diagramm

Als nächster Schritt muss nun untersucht werden, an welcher Stelle das Kondensat, welches den Betonwärmespeicher verlässt, dem GuD-Prozess wieder zurückgeführt werden soll. Es ergeben sich zwei Möglichkeiten – Zurückführung vor den

- MD Economizer oder den
- HD Economizer.

Um die bessere Wahl zu treffen, werden beide Varianten stichprobenartig näher untersucht und gegenübergestellt. Hauptaugenmerk ist die Frage, wie stark sich die Gesamtleistung des GuD-Prozesses beider Varianten verändert.

Um gleiche Voraussetzungen zu schaffen, wird ein konstanter Entnahmedampfmassenstrom vor der Hochdruckdampfturbine von 10kg/s gewählt und dieser nach dem Wärmespeicher einmal vor den HD-Economizer und ein anderes Mal vor den MD-Economizer zurückgespeist. In Abhängigkeit zum Rauchgasmassenstrom (analog zur Umgebungstemperatur) werden die im Programm berechneten Werte der GuD-Gesamtleistung in der Tabelle 4.7 gegenübergestellt.

Tabelle 4.7: Vergleich der GuD-Gesamtleistung bei unterschiedlicher Zurückspeisung

RG-m	HD	MD	Diff
kg/s	MW	MW	MW
641	378,36	377,79	0,57
630	371,94	371,31	0,63
610	360,29	359,57	0,72
590	348,65	347,83	0,82

Da die Gesamtleistung des GuD-Prozesses bei Zurückspeisung vor den MD-Economizer etwas stärker als jene bei Zurückspeisung vor den HD-Economizer abnimmt, wird die zweite Methode für die Integration herangezogen. Bei höher werdendem Entnahmemassenstrom ist diese Tendenz noch stärker ausgeprägt. Den stärkeren Abfall bei Zurückspeisung vor den MD-Economizer kann durch den Druckunterschied der beiden Druckstufen begründet werden. Der entnommene Dampf vor der HD-Dampfturbine hat bei ISO-Bedingungen einen Druck von 155bar. Wird dieser vor den HD Economizer zurückgespeist, muss der Kondensatdruck aufgrund des Druckverlustes beim Durchlaufen des Wärmespeichers wieder auf das HD-Niveau gepumpt werden. Dieser Energieaufwand ist jedoch kleiner als jener Verlust, wenn man den Kondensatdruck auf das MD-Niveau von ca. 34bar drosseln würde.

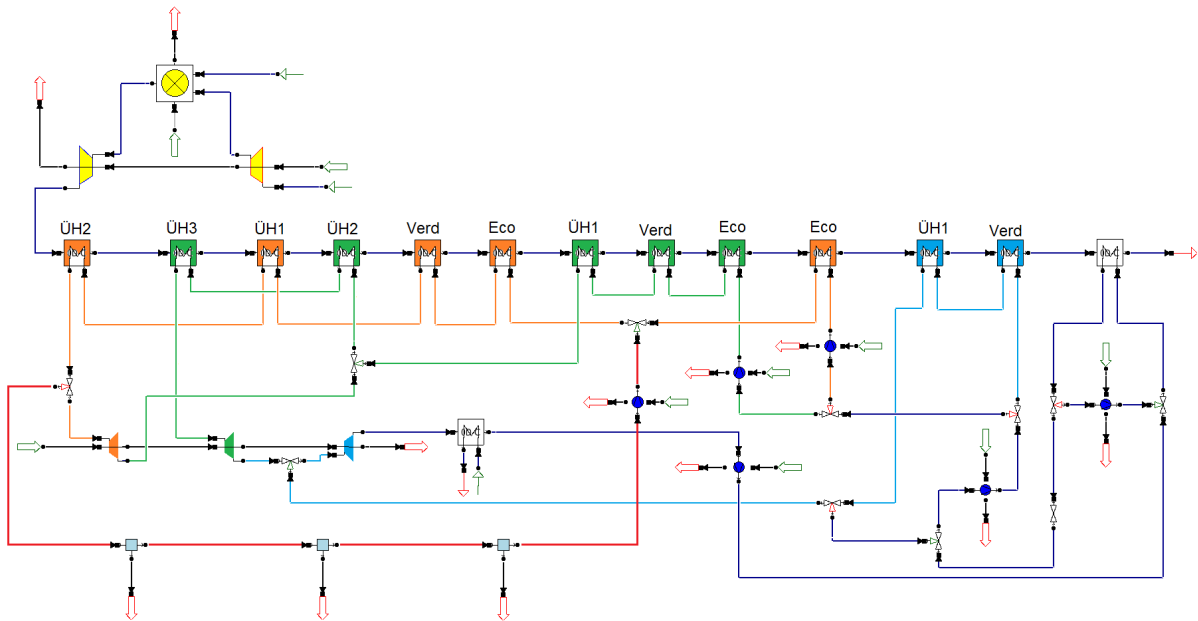


Abbildung 4.14: Einfacher Schaltplan bei Wärmeeinspeicherung

Integration für die Wärmeauspeicherung

Ausgangslage für die Wärmeauspeicherung und Dampfproduktion ist wiederum das PCM mit einer Schmelztemperatur von 306°C. Dieses muss bei der Dampfproduktion seine Wärme an das Wasser-Dampf-Gemisch abgeben, weshalb die Siedetemperatur des Wassers bei 286°C und somit um ca. 20°C tiefer liegen soll (siehe Abbildung 4.15). Mithilfe der Wasserdampf tafel ergibt sich bei dieser Siedetemperatur ein dazugehöriger Sättigungsdampfdruck von 70bar. Wie man sieht ist nun der Dampfdruck durch die Wahl des PCM vorgegeben.

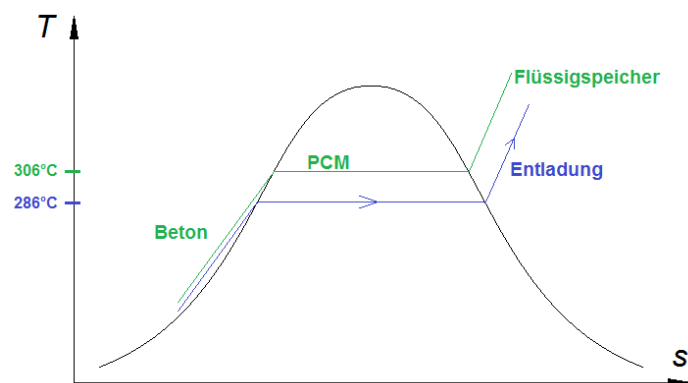


Abbildung 4.15: Wärmeauspeicherung betrachtet im T,s-Diagramm

Als nächstes findet eine einfache Überlegung statt in welche Dampfturbine und an welcher Stelle der erzeugte Dampf für die Unterstützung zugeführt werden soll. Da der Dampf einen Druck von 70bar hat, kann nur die HD-Dampfturbine in Frage kommen, da der Eintrittsdruck der MD-Dampfturbine mit 34bar zu niedrig ist. An jener Stelle der HD-Dampfturbine, an welcher der Dampf bereits auf ein Niveau von 70bar entspannt wurde, wird nun der Dampf vom Wärmespeicher hinzu gegeben. Es sei darauf hingewiesen, dass für diese Möglichkeit nur ein Neubau beziehungsweise eine spezielle dafür vorgesehene Hochdruckdampfturbine in Frage kommt. Im Simulationsprogramm EnBiPro, wird dies dadurch bewerkstelligt, indem man die HD-Turbine in zwei Turbinen aufteilt, wobei nach der Ersten das genannte Druckniveau von 70bar vorliegt.

Das mit dem Mitteltemperaturwärmespeicher zu verdampfende Wasser wird direkt nach dem Kondensator dem GuD-Prozess entnommen, mithilfe einer Pumpe auf etwas mehr als 70bar gebracht und nacheinander den einzelnen Wärmespeichertypen zugeführt.

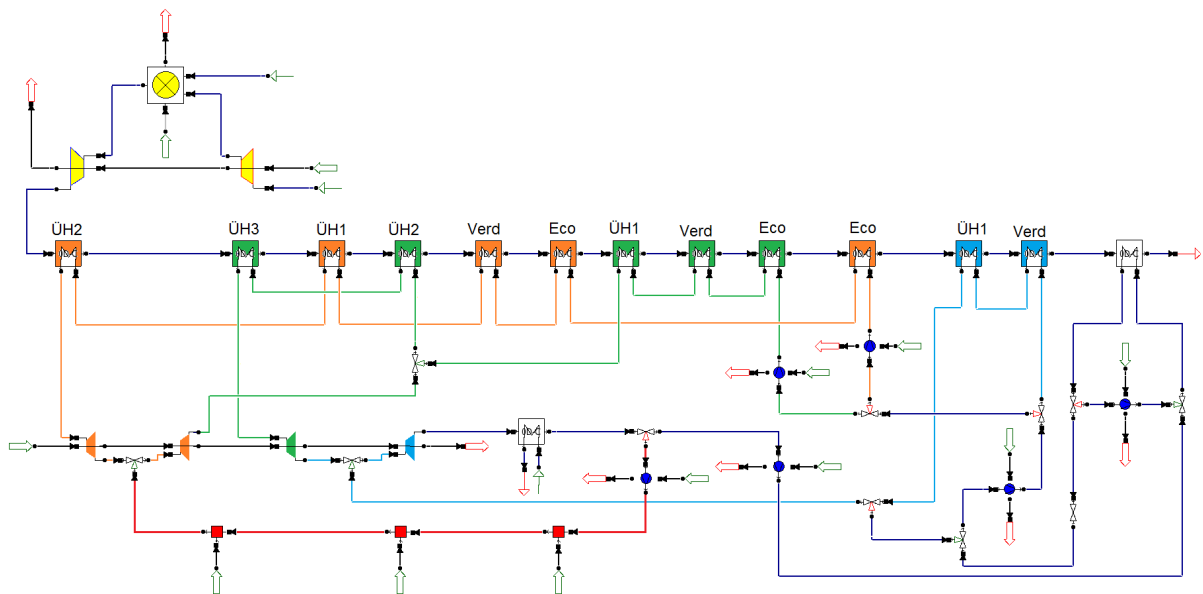


Abbildung 4.16: Einfacher Schaltplan bei Wärmeauspeicherung

Ermitteln der konstanten GuD-Leistung

Als nächstes erfolgt die Ermittlung jener konstanten Gesamtleistung des GuD-Kraftwerkes, welche trotz sich ändernder Umgebungstemperatur mithilfe des Mitteltemperaturwärmespeichers beibehalten werden soll. Hierbei muss darauf geachtet werden, dass in diesem Integrationsszenario die beiden Vorgänge Wärmeeinspeicherung und -auspeicherung mitberücksichtigt werden müssen.

Somit muss bei hoher Umgebungstemperatur die Wärmeauspeicherung, sprich die Dampfproduktionsunterstützung und bei niedrigen Umgebungstemperaturen die Wärmeeinspeicherung, sprich die Dampfantnahme stattfinden.

Wie in Kapitel 4.2.1 in Tabelle 4.4 bereits dargestellt, schwankt die Gesamtleistung des GuD-Kraftwerkes in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur zwischen 391,3 und 326,4MW, was einen Mittelwert von ca. 358MW entspricht. Somit könnte man diese Leistung als Konstante heranziehen. Jedoch kann man, wie sich in späterer Folge zeigen lässt, durch leichtes herabsetzen dieser Leistung von 358 auf 353MW die Wärmeverluste des Wärmespeichers in gewissermaßen indirekt mitberücksichtigen.

Das bedeutet nun, dass bei niedrigeren Umgebungstemperaturen, bei welchen ohne Wärmespeicher die Gesamtleistung höher als 353MW liegen würde, Dampf vor der HD-

Dampfturbine für die Wärmeeinspeicherung entnommen und dadurch die Gesamtleistung auf 353MW herabgesetzt wird.

Andersrum wird bei hohen Umgebungstemperaturen bei welchen die Gesamtleistung ohne Wärmespeicher unterhalb von 353MW liegen würde, so viel zusätzlicher Dampf mit dem Wärmespeicher produziert, sodass die Gesamtleistung auf 353MW angehoben wird.

Maximal notwendiger Dampfmassenstrom aus dem Wärmespeicher

Bei nun bekannter konstanter Leistung von 353MW kann mithilfe des Simulationsprogramms jener zusätzliche maximale Dampfmassenstrom ermittelt werden, welcher bei der hier am höchsten gewählten Umgebungstemperatur von 45°C mit Hilfe des Wärmespeichers erzeugt werden muss.

Wie man dem Schaltplan in Abbildung 7.13 und 7.14 entnehmen kann, wurden unter anderem folgende Einstellungen vorgenommen:

- Die Frischlufttemperatur wurde mit 318,15K (45°C) und
- die Gesamtleistung von Gas- und Dampfturbine mit 353MW fixiert

Daraus ermittelte das Simulationsprogramm einen Dampfmassenstrom von knapp 25kg/s, welcher vom Mitteltemperaturwärmespeicher erzeugt und der HD-Dampfturbine zugeführt werden muss.

Da einerseits ein numerisches Problem beim Verdampfen (Phasenübergang) und andererseits ein physikalisches Problem im Bereich des Kondensatvorwärmers aufgetreten ist, wurden jeweils die Verdampfer- und Economizer-Wärmetauscher der Hoch- und Mitteldruckstufe durch die Bauteile „Energy_input“ und „Energy_output“ ersetzt, sowie der Bereich um den Kondensatvorwärmer zur Gänze weg gelassen. Dies ist gerechtfertigt, da einerseits die Energiebilanz rauchgas- und wasserseitig unverändert bleibt und der Kondensatvorwärmer kaum die drei Druckstufen beeinflusst. Des Weiteren sei an dieser Stelle noch erwähnt, dass durch das Weglassen der Kondensatzirkulation die Berechnungsdauer nur noch ein Fünftel der Ursprünglichen betrug.

Maximal notwendiger Dampfmassenstrom aus dem GuD-Prozess

Nun wird jener maximale Dampfmassenstrom bei einer Umgebungstemperatur von 15°C ermittelt, welchen man dem GuD-Prozess entnehmen und dem Wärmespeicher zuführen muss, sodass die Gesamtleistung auf 353MW herabfällt. Im Schaltplan der Abbildung 7.11 und 7.12 können alle dazu notwendigen Einstellungen, unter anderem die fixierte Gesamtleistung und Frischlufttemperatur abgelesen werden. Die Simulation berechnet einen dazu notwendigen Dampfmassenstrom von 31kg/s, welcher vor der HD-Dampfturbine für den Wärmespeicher entnommen werden muss.

Vergleicht man nun jenen Dampfmassenstrom für die Wärmeeinspeicherung von 31kg/s mit jenem bei Wärmeauspeicherung von 25kg/s ergibt sich eine Differenz, welche indirekt den oben erwähnten Wärmeverlust berücksichtigt, da mehr Dampf für die Einspeicherung benötigt wird, als danach erzeugt werden kann.

In weiterer Folge wurden auch bei den anderen Umgebungstemperaturwerten Simulationen durchgeführt, bei welchen die Gesamtleistung mit 353MW fixiert wurde und unter anderem die Dampfmassenströme, welche entnommen oder zugegeben werden müssen, ermittelt.

Darstellung und Auswertung der Ergebnisse

Da durch die Integration des Mitteltemperaturwärmespeichers die Gasturbine in keinstenr Weise selbst beeinflusst wird, bleiben die Gasturbinenwerte wie zum Beispiel der Brennstoffmassenstrom, der Rauchgasmassenstrom durch den Abhitzekeessel und auch die Gasturbinenleistung in Abhängigkeit zur Umgebungstemperatur unverändert. Es wird einzig der wasserseitige Kreislauf bzw. konkreter die Dampfturbinenleistung beeinflusst. Dies erkennt man unter anderem, wenn man die Werte der Tabellen 4.4 und 4.8 miteinander vergleicht.

Tabelle 4.8: Leistungs- und Massenstromverläufe in Abhängigkeit zur Umgebungstemperatur

Tu	GT P	DT P	GuD P	m_B	m_RG
°C	MW	MW	MW	kg/s	kg/s
15	256,0	97,0	353	14,223	641
20	245,2	107,7	353	13,779	630
25	234,7	118,2	353	13,343	619
30	225,1	127,9	353	12,942	609
35	216,7	136,3	353	12,596	601
40	209,7	143,3	353	12,309	595
45	202,6	150,4	353	12,02	589

In Abbildung 4.17 ist ebenfalls gut erkennbar, dass der Abfall der Gasturbinenleistung bei zunehmender Umgebungstemperatur durch beeinflussen der Dampfturbinenleistung derartig kompensiert wird, dass man eine konstante GuD-Leistung erhält.

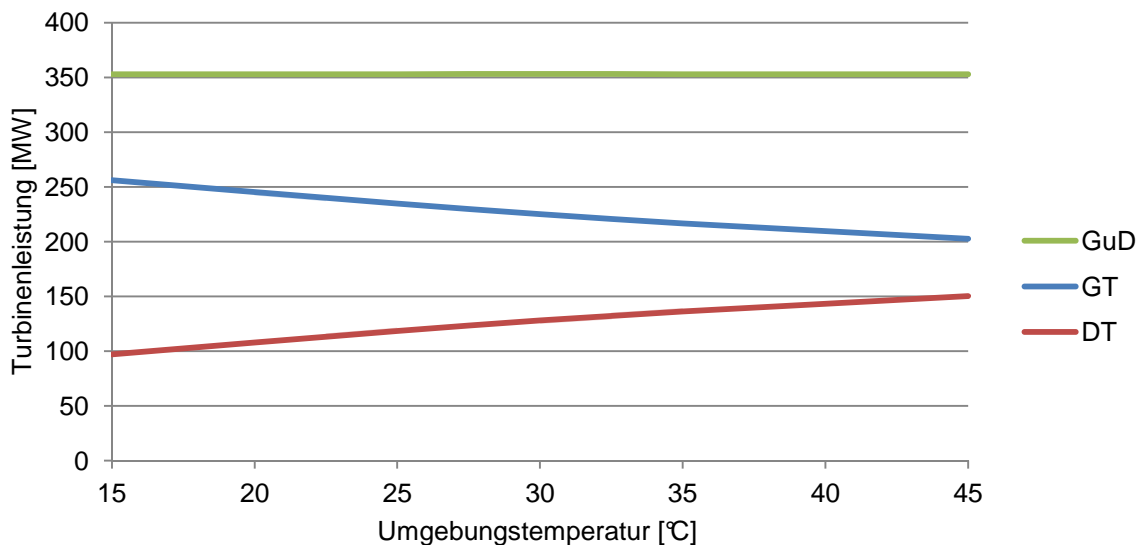


Abbildung 4.17: Leistungsverläufe in Abhängigkeit zur Umgebungstemperatur

Betrachtet man nun Tabelle 4.9 und das dazugehörige Diagramm in Abbildung 4.18 sieht man, dass in einem Temperaturbereich von 15 bis 30°C eine Dampfantnahme und in einem Temperaturbereich von 30 bis 45°C eine Dampfzugabe erfolgt. Durch die Wahl einer konstanten Gesamtleistung von 353MW ergab die Simulation bei einer Umgebungstemperatur von 30°C, dass das GuD-Kraftwerk ohne Zuschaltung des Wärmetauschers betrieben werden kann, dem Prozess somit kein Dampf entnommen oder zugegeben wird.

Tabelle 4.9: Einzelleistungen und Entnahme- bzw. Zugabedampfmassenstrom

Tu	HD DT	MD DT	ND DT	DT	m_Ent	m_Zu
°C	MW	MW	MW	MW	kg/s	kg/s
15	17,4	29,7	49,9	97,0	31,073	0
20	20,1	33,4	54,2	107,7	20,643	0
25	22,7	36,9	58,6	118,2	10,155	0
30	25,0	39,9	63,0	127,9	0	0
35	25,2	43,1	68,0	136,3	0	9,32
40	25,3	45,6	72,4	143,3	0	17,071
45	25,4	48,1	76,9	150,4	0	24,797

Vergleicht man vor allem die Leistungen der Mittel- und Niederdruckdampfturbine einmal mit und einmal ohne Wärmespeicher in Abbildung 4.18, erkennt man sehr gut, dass unterhalb von 30°C durch Dampfentnahme die Dampfturbinenleistungen vermindert und umgekehrt oberhalb von 30°C die Leistungen durch Dampfzugabe aus dem Wärmespeicher angehoben werden. Da bei exakt 30°C kein Dampf zugegeben bzw. entnommen wird befindet sich genau an dieser Stelle der Schnittpunkt.

Der Hochdruckdampfturbine, welche einen Eintrittsdruck von 155bar hat, wird der Dampf aus dem Wärmespeicher erst bei einem Druckniveau von 70bar zugeführt, wodurch der Leistungsanstieg bei dieser viel schwächer ausgeprägt ist.

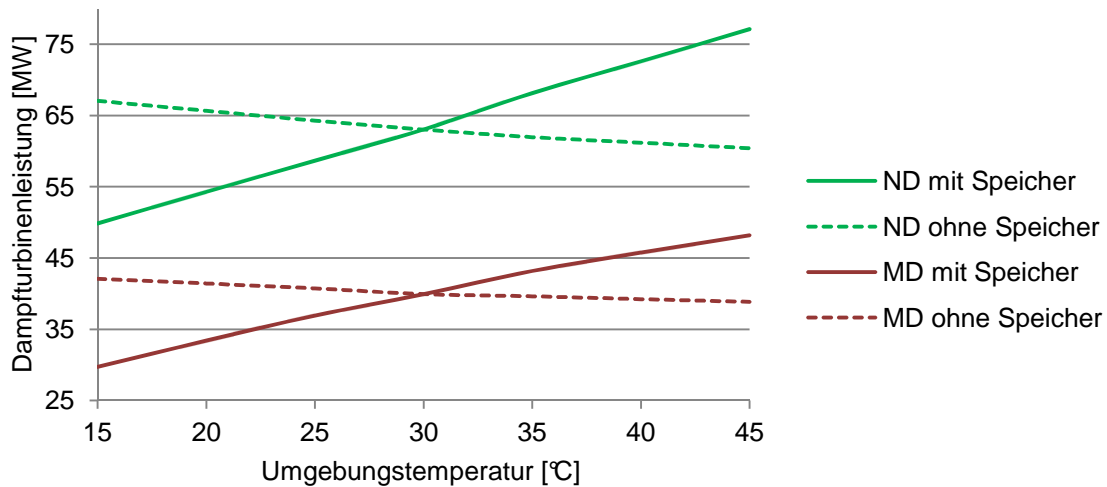


Abbildung 4.18: Vergleich der Leistungsverläufe mit und ohne Wärmespeicher

In Abbildung 4.19 werden die der Hochdruckdampfturbine für die Wärmeeinspeicherung entnommenen und für Wärmeauspeicherung zugeführten Dampfmassenströme gegenübergestellt. Die Prozentangaben beziehen stets den jeweiligen Massenstrom auf den nominellen Dampfmassenstrom der Hochdruckdampfturbine von ca. 73kg/s. Betrachtet man die 30°C als vertikale Symmetrielinie und vergleicht jeweils die Massenstromwerte der symmetrisch zusammengehörenden Temperaturen ist erkennbar, dass der entnommene Massenstrom stets etwas höher liegt als der Zugeführte. Wodurch, wie bereits erwähnt, die Wärmeverlust des Speichersystems indirekt berücksichtigt werden.

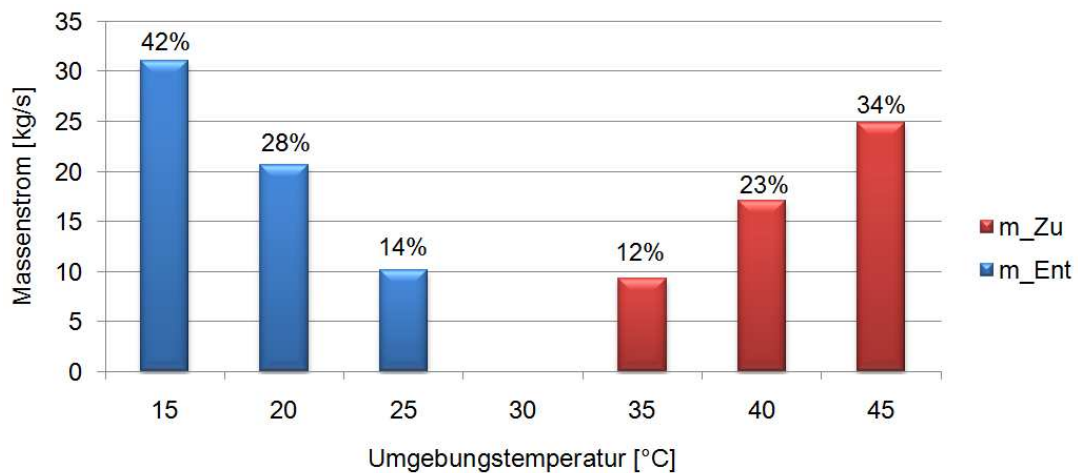


Abbildung 4.19: Gegenüberstellung des Entnahme- und Zugabedampfmassenstroms

Überlagert man die Turbinenleistungen ohne Wärmespeicher mit jenen mit Wärmespeicher, erhält man Abbildung 4.20:

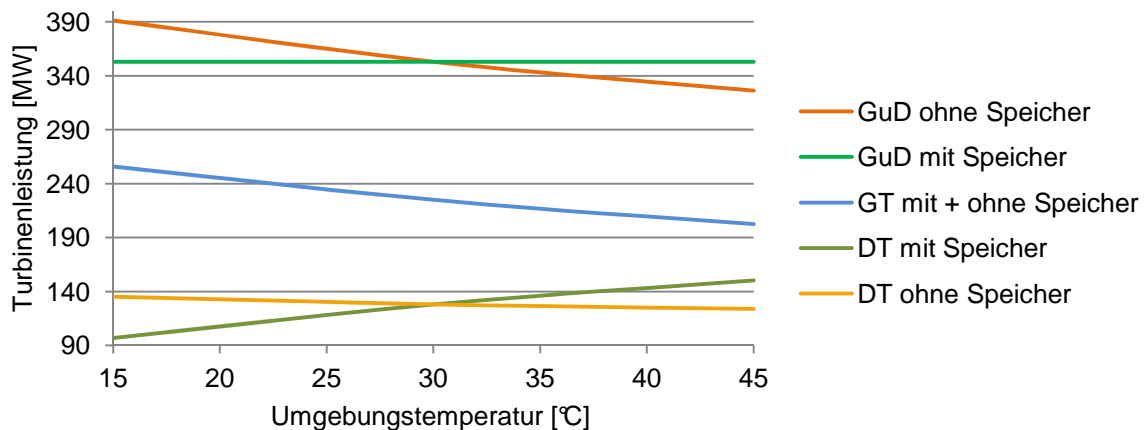


Abbildung 4.20: Vergleich der Leistungsverläufe mit und ohne Speicher

Durch die Darstellung des in den Speicher einfließenden und ausfließenden Gesamtwärmestrom in Abhängigkeit zur Umgebungstemperatur in Tabelle 4.10, erkennt man ebenfalls sehr schön, dass man durch die Wahl der konstanten Gesamtleistung von 353MW etwas mehr Wärmemenge ein- als auspeichert, wenn man sich die 30°C als Symmetrielinie vorstellt.

Tabelle 4.10: Ein- bzw. ausfließender Gesamtwärmestrom in bzw. aus dem Speicher

	einfließend				ausfließend		
Temp. [°C]	15	20	25	30	35	40	45
\dot{Q} [MW]	77,75	53,10	28,40	-	26,90	52,28	77,53

Betrachtet man das ausgeführte Szenario genauer, erkennt man dass es sich um einen Kraftwerksneubau handelt, da konventionelle Hochdruckdampfturbinen in einem GuD-Kraftwerk keinen Dampfzugabestutzen besitzen und für solch eine Möglichkeit nicht ausgelegt sind. Sollte man ein bestehendes GuD-Kraftwerk mit einem derartigen Mitteltemperaturwärmespeicher nachrüsten, könnte man zusätzlich eine für den Wärmespeicher eigens vorgesehene kleine Dampfturbine installieren, welche alleine vom produzierten Dampf des Wärmespeichers versorgt wird und für die zusätzliche Leistung sorgt.

4.2.3 Energetischer Vergleich zwischen 15 und 35°C

Beim vorangegangenen Kapitel 4.2.2 wurde ein stationäres Szenario herangezogen, bei welchem die Umgebungstemperatur zwischen 15 und 45°C pendelte. Da solche Temperaturschwankungen mit einer Differenz von 30°C an einem ganzen Tag nur größtenteils in Wüstenregionen vorkommen, wird daraus ein weiteres Szenario abgeleitet, bei dem ein energetischer Vergleich angestellt wird.

Ausgangslage hierbei ist eine maximale Tagestemperaturschwankung von 20°C, wobei es in der Nacht auf 15°C abkühlt und am Tag die Umgebungstemperatur auf 35°C steigt. Es soll in der Nacht bei kühlen Temperaturen und geringer Stromnachfrage Wärme eingespeichert und diese am Tag bei höchster Temperatur und Stromnachfrage für die Unterstützung der Dampfproduktion verwendet werden. Diesem Szenario wird der energetische Ertrag mit gleichen Rahmenbedingungen und zwar ohne Wärmespeicher gegenübergestellt.

Für diesen Vergleich wird einfachheitshalber sowohl bei einer Umgebungstemperatur von 15°C als auch bei 35°C ein Zeitraum von einer Stunde gewählt.

4.2.3.1 Ohne Speicher

Die Werte ohne Speicher bei den Temperaturen von 15°C und 35°C können eins zu eins von Kapitel 4.2.1 entnommen werden. Hierbei ergaben sich nach der jeweiligen Simulation folgende Werte der Gesamtleistung des GuD-Kraftwerkes:

Tabelle 4.11: Gesamtleistung und Arbeit in Abhängigkeit zur Temperatur

Tu	GuD-P	W
15°C	391,2MW	391.200kWh
35°C	343,3MW	343.300kWh
	Summe:	734.500kWh

Wird nun zur bekannten Kraftwerksleistung die Zeit mit einer Stunde angegeben, in welcher die Leistung bezogen wird, kann die daraus erhaltene Arbeit in kWh mit folgender einfacher Formel berechnet werden:

$$P = \frac{W}{t} \Rightarrow W = P \cdot t = 391,2MW \cdot 1h = 391.200kWh \quad (4-8)$$

Werden nun beide Arbeiten, welche zu je einer Stunde bei der jeweiligen Temperatur erzeugt wurden addiert, ergibt sich daraus eine Gesamtarbeit von 734.500kWh.

Mit Speicher

Als nächstes wird das fast gleiche Szenario nochmals durchgespielt, wobei jedoch in der Nacht bei 15°C eine Stunde lang Wärme eingespeichert wird und dadurch die Gesamtleistung des GuD-Kraftwerkes von ursprünglichen 391,2MW auf 353MW herabfällt. Diese eingespeicherte Wärme wird am Tag bei 35°C genutzt, um eine Stunde lang die Stromproduktion anzuheben. Das 15°C-Szenario wurde bereits schon in Kapitel 4.2.2 simuliert und die dazugehörigen Werte werden nochmals in Tabelle 4.12 übersichtlich dargestellt:

Tabelle 4.12: Gesamtleistung und Speicherwärmestrom in Abhängigkeit zur Temperatur

Tu	GuD-P	$\dot{Q}_{\text{Speicher}}$
15°C	353MW	+77,75MW
35°C	368MW	-77,75MW · 0,9

Der bei 15°C eingespeicherte Wärmestrom von 77,75MW wird nun bei 35°C wiederum ausgespeichert, wobei ein Speicherverlust von 10% berücksichtigt wird und somit nur noch ein Wärmestrom von 70MW zur Verfügung steht. Deshalb wurde in einer Simulation bei 35°C beim Wärmespeicher ein Gesamtwärmestrom von 70 MW als fix angegeben und die dadurch erreichbare Gesamtleistung mit 368MW errechnet.

Mit den nun bekannten Gesamtleistungen bei den jeweiligen Temperaturen kann nun analog zum vorigen Abschnitt die Arbeit berechnet werden:

Tabelle 4.13: Gesamtleistung und Arbeit in Abhängigkeit zur Temperatur

Tu	GuD-P	W
15°C	353MW	353.000kWh
35°C	368MW	368.000kWh
Summe:		721.000kWh

4.2.3.2 Zusammenfassung des Vergleiches

Betrachtet man Abbildung 4.21 kann man sehr gut den mithilfe des Wärmespeichers erzielten Effekt erkennen. Bei 15°C wird die GuD-Leistung von 391MW auf 353MW reduziert und bei 35°C von 343MW auf 368MW erhöht - es findet somit eine Leistungsverschiebung statt.

Die strichlierte Linie stellt den Leistungsverlauf des GuD-Kraftwerkes in Abhängigkeit zur Umgebungstemperatur ohne Verwendung des Speichers dar.

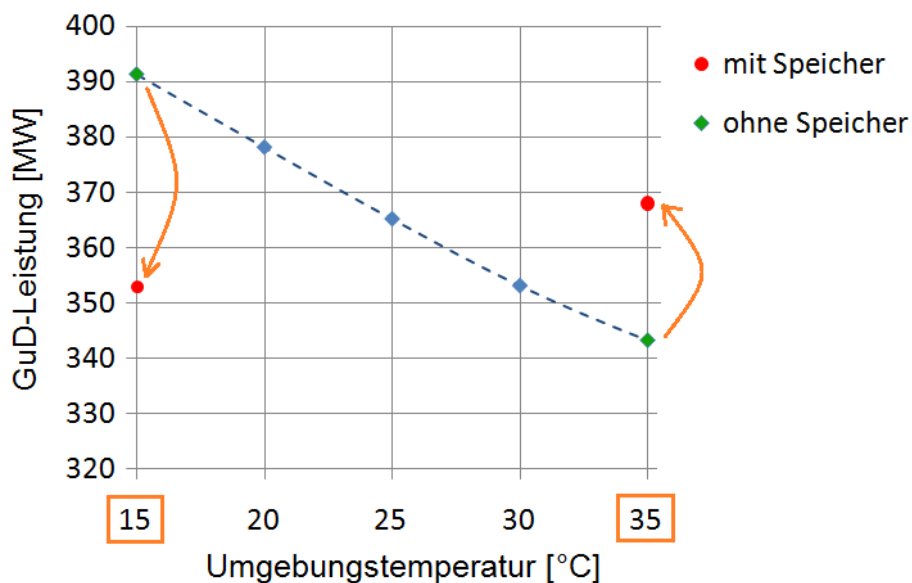


Abbildung 4.21: GuD-Leistung mit und ohne Speicher abhängig zur Temperatur

Der energetische Vergleich wird mithilfe der erzeugten Gesamtarbeit einmal ohne und einmal mit Speicher dargestellt. In Tabelle 4.14 sind die Werte nochmals angeschrieben und in Prozent umgerechnet. Wie man sieht erhält man in jenem Szenario mit Speicher eine

geringere Arbeit von 13.500kWh, was einem Verlust von nur 1,84% gegenüber jener Gesamtarbeit ohne Speicher entspricht.

Tabelle 4.14: Vergleich der Arbeiten

Szenario	Arbeit W [kWh]	Arbeit W [%]
Ohne Speicher	734.500	100%
Mit Speicher	721.000	98,16%
Differenz	13.500	1,84%

Fazit: Zwar entsteht aufgrund des grob angenommenen Wärmeverlust von 10% eine Reduzierung der erreichbaren Leistung bzw. Arbeit, jedoch ist diese im Prinzip vernachlässigbar klein, wodurch sich die Verwendung eines Mitteltemperaturspeichers energetisch betrachtet voll auszahlt. Dadurch kann der Kraftwerksbetrieb viel flexibler gestaltet werden und auf einfacher Art der jeweiligen Stromnachfrage angepasst werden. Selbstverständlich muss hierbei der betriebliche Einsatz des Wärmespeichers gut vorausgedacht werden, sodass dieser zur richtigen Zeit optimal und energetisch sinnvoll Einfluss auf den Kraftwerksprozess nimmt.

In Abbildung 4.22 werden die Gas- und Dampfturbinenleistungen in Abhängigkeit des jeweiligen Szenarios und der Umgebungstemperatur übersichtlich dargestellt. Wie bereits des Öfteren erwähnt, wird die Gasturbinenleistung nicht durch den Wärmespeicher beeinflusst und ist nur von der Umgebungstemperatur abhängig. Die Dampfturbinenleistung ist ebenfalls, indirekt über die Gasturbine, von der Umgebungstemperatur abhängig und wird zusätzlich bei verwenden des Speichers weiter beeinflusst.

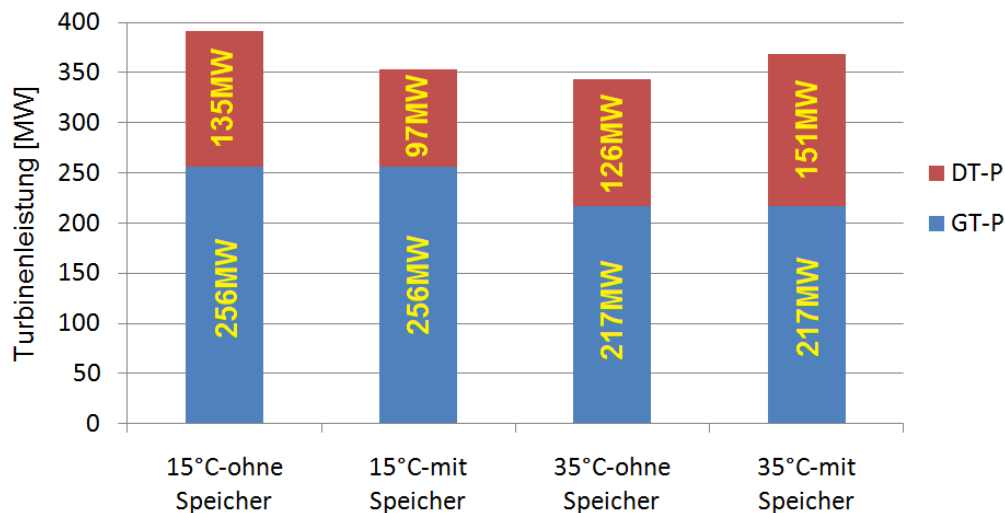


Abbildung 4.22: Aufteilung der GT- und DT-Leistung

4.2.4 Weiteres Szenario für Mitteltemperaturwärmespeicher

Ein weiteres interessantes Szenario, welches hier nur noch kurz angesprochen werden soll, ist die Wärmeeinspeicherung in den Mitteltemperaturwärmespeicher bei Mindestlast des GuD-Kraftwerkes. In der Nacht ist der Strombedarf am geringsten und daher wird die Gasturbine und folgedessen auch die Dampfturbine auf Mindestlast gefahren. Um die Stromproduktion noch weiter absenken zu können, wird der Hochdruckdampfturbine ein Teildampfmassenstrom für die Wärmeeinspeicherung abgezweigt. Während dem Tag kann dann diese in der Nacht eingespeicherte Wärme genutzt werden um bei Spitzenlasten für zusätzliche Leistung zu sorgen.

Aufgrund dieser Mindestlast, dem sich daraus ergebenden viel geringeren Hochdampfdruck und dazugehöriger niedrigeren Kondensationstemperatur, muss nun auch die Schmelztemperatur des Latentspeichermaterials etwas niedriger liegen als in den vorangegangenen beiden Szenarien mit ca. 306°C (vgl. Abbildung 4.13).

Das Simulationsprogramm ergab bei Mindestlast (~70% des nominellen Rauchgasmassenstromes) einen Druck von ca. 110bar, was einer Kondensationstemperatur von 310°C entspricht. Somit sollte für diese Anwendung ein Latentspeichermaterial mit einer Schmelztemperatur von ca. 280°C gewählt werden, mit welchem wiederum ein Sattdampf mit einer Temperatur von ca. 260°C und dazugehörigen Druck von 47bar erzeugt werden kann. Mit diesem Dampf könnte zum Beispiel die Hochdruckdampfturbine oder eventuell auch die Mitteldruckdampfturbine versorgt werden, um höhere Leistungen zu erzeugen.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Integration eines thermischen Speichers in ein Gas- und Dampfkraftwerk.

Für die Simulation des GuD-Kraftwerkes wurde das Simulationsprogramm EnBiPro, welches von der TU Braunschweig entwickelt wurde, verwendet. Dieses Programm ist im Aufbau der Arbeitsoberfläche sehr einfach und benutzerfreundlich gestaltet, die Verwendung der einzelnen Komponenten, wie z.B. Wärmetauscher, Pumpen, Turbinen, usw. selbsterklärend. Bezüglich den Fehlermeldungen konnte meistens die Fehlerquelle leider nicht eindeutig lokalisiert werden, sodass man diese manchmal erst mit einem größeren Zeitaufwand ausfindig machen konnte. Bei der Simulation traten vorwiegend bei den Phasenübergängen (Verdampfer und Kondensator) numerische Probleme auf, welche jedoch schlussendlich eliminiert werden konnten. Die durchschnittliche Rechenzeit eines GuD-Prozesses dauerte zirka 5 Minuten.

Zunächst wurde ein bestehender GuD-Prozess mit EnBiPro im Auslegungsfall simuliert und ausgehend von diesem in weiterer Folge auf ein teillastfähiges Modell übergegangen. Dieses war Ausgangspunkt für die Integration eines thermischen Speichers.

Für die Simulation eines Niedertemperaturwärmespeichers, welcher die Fernwärmeversorgung unterstützen soll, wurde als Fernwärmespeicher ein druckloser Wasserspeicher herangezogen. (Begründung siehe Kapitel 4.1.2) Zuerst wurde der GuD-Prozess als KWK-Anlage ohne Speicher und als Vergleich dazu mit dem erwähnten Fernwärmespeicher simuliert. Es zeigte sich, dass man die starre Kopplung von Wärme- und Stromproduktion durch Verwenden eines Speichers auf einfache Art und Weise lösen konnte. Während bei starrer Kopplung die Stromproduktion bei einer konstanten Fernwärmelast von 90MW fix bei 371,5MW lag, konnte durch Einsatz eines Fernwärmespeichers die Stromproduktion auf einen Bereich von 362 bis 383MW flexibilisiert werden. Nachteilig bei Verwendung eines drucklosen Wasserspeichers ist die nach oben begrenzte Speichertemperatur von ca. 98°C. Dadurch musste trotz vollkommener Fernwärmeunterstützung aus dem Speicher alleine, dessen Wasser mit einem Teildampfmassenstrom aus der Niederdruckstufe des GuD-Prozesses auf die erforderlichen 120°C erwärmt werden. Somit konnte der GuD-Prozess und die Fernwärmeversorgung nicht vollständig entkoppelt werden.

Als möglichen Lösungsansatz zu dieser Tatsache wurden kurz die Verwendung eines Druckspeichers bzw. die direkte Verwendung des 98°C warmen Speicherwassers während den Übergangszeiten (Frühling und Herbst) in Kapitel 4.1.3 diskutiert.

Als zweites Integrationsszenario wurde ein Mitteltemperaturwärmespeicher herangezogen, um die Dampfproduktion des GuD-Prozesses für die Stromproduktion zu unterstützen. Bei der Simulation des konventionellen GuD-Prozesses ohne Wärmespeicher, zeigte sich eine Abhängigkeit der Gesamtleistung zur Umgebungstemperatur, bei welcher die Leistung mit zunehmender Temperatur von 391MW auf 326MW abfiel. Diese Abhängigkeit wurde durch die Verwendung eines Mitteltemperaturwärmespeichers, bestehend aus den Speichertypen Betonspeicher, Latentspeicher und Flüssigsalzspeicher, eliminiert, indem man in einem Temperaturbereich von 15 bis 30°C jeweils so viel Dampf dem GuD-Prozess für die Wärmeeinspeicherung entnahm, dass die Gesamtleistung auf 353MW reduziert und dieser Wert konstant gehalten wurde. Bei höheren Umgebungstemperaturen von 30 bis 45°C wurde

wiederum diese eingespeicherte Wärme genutzt, um zusätzlichen Dampf zu produzieren, sodass die Gesamtleistung angehoben und weiterhin beim konstanten Wert von 353MW blieb.

Ein weiterer konkret abgeleiteter Vergleich dieses Integrationsszenarios, bei welchen die Leistungsabgabe ohne Speicher mit jener Leistungsabgabe mit Speicher simuliert wurde, zeigte eine nur sehr kleine Leistungseinbuße mit Speicher, jedoch eine sehr große Flexibilität aufgrund der wählbaren Leistungsverschiebung, wenn die Stromnachfrage nicht der optimal möglichen Stromproduktion entsprach.

In Kapitel 4.2.4 wurde noch kurz für den Mitteltemperaturwärmespeicher ein weiteres interessantes Szenario beschrieben, in welchem in der Nacht bei geringer Stromnachfrage und gefahrener Mindestlast noch zusätzlich die Stromproduktion weiter herabgesetzt wird, indem Dampf für die Wärmeeinspeicherung abgezweigt wird. Am Tag kann dann diese gespeicherte Wärme für zusätzliche Leistungserhöhung verwendet werden.

Zu guter Letzt sei nochmals daran erinnert, dass bei Mittel- und Hochtemperaturwärmespeicher noch sehr viel an Forschungs- und Entwicklungsarbeiten getan werden muss, um einen einwandfreien und technisch ausgereiften Einsatz zu ermöglichen. Das Hauptaugenmerk liegt aktuell an der gegenwertigen unzureichenden Wärmeleitfähigkeit der Latenspeichermaterialien.

Vor allem bei solarthermischen Kraftwerken erhofft man sich durch Einsatz eines Wärmespeichers die Stromproduktion bis in die Nachtstunden hinein weiterhin unbeschränkt betreiben zu können, bzw. in den Sommermonaten sogar einen 24 Stunden Betrieb zu erreichen. Zurzeit werden einige Demonstrationsanlagen mit Mitteltemperaturwärmespeicher betrieben, unter anderem zum Beispiel das Andasol-Parabolrinnenkraftwerk in Spanien, das größte Solarkraftwerk in Europa. Hier sorgt ein Flüssigsalzspeicher aus Kalium-Natrium-Nitratsalzen für eine flexiblere Stromproduktion.

Für die Speicherung existieren ein kalter und ein warmer Tank (siehe Abbildung 5.1), welche das Salz über mehrere Wochen hinweg warm halten können. Ein voller Salzspeicher kann die Kraftwerksturbine etwa 7 Stunden lang betreiben.



Abbildung 5.1: Flüssigsalz-Kalt- und Warmspeicher des Kraftwerkes Andasol [Rel09]

6 Verzeichnisse

6.1 Literaturverzeichnis

- [Boh04] Willi Bohl, Wolfgang Elmendorf. *Strömungsmaschinen 1, Aufbau und Wirkungsweise*. Vogel, 2004.
- [Cab10] Luisa F. Cabeza. *State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2-Case studies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 14, Issue 1, Pages 56-72, January 2010.
- [Dol01] Richard Dolezal. *Kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke*. Springer, 2001.
- [Fid09] Nicolas Fidorra. *Implementierung eines Wärmespeichers zur Simulation solarthermischer Kraftwerke in EnBiPro*. Studienarbeit TU Braunschweig, 2009.
- [Fis05] Norbert Fisch, Michael Bodmann, Lars Kühl. *Wärmespeicher*. TÜV, 2005.
- [Her09] Heinz Herwig, Andreas Moschallski. *Wärmeübertragung*. Vieweg+Teubner, 2009
- [Hof10] Hermann Hofbauer. *Brennstoff- und Energietechnologie*. VO-Skriptum, TU Wien, 2010.
- [Keh92] Rolf Kehlhofer. *Gasturbinenkraftwerke, Kombikraftwerke, Heizkraftwerke und Industriekraftwerke*. Technischer Verlag Resch, 1992.
- [Keh09] Rolf Kehlhofer, Bert Rukes, Frank Hannemann. *Combined-Cycle Gas Steam Turbine Power Plants*. PennWell, 2009.
- [Lei10] Reinhard Leithner. *ENBIPRO (ENERgie – Bilanz - PROgramm) Benutzerhandbuch*. TU Braunschweig, 2010.
- [Mig10] Andrea Miguez da Rocha. *Analysis on Solar Retrofit in Combined Cycle Power Plants*. Master Thesis TU Wien, 2010.
- [Rel09] Sergio Relloso. *Experience with molten salt thermal storage in a commercial parabolic trough plant. Andasol-1 commissioning and operation*. 2009.
- [Sch10] Gunter Schaumann, Karl W. Schmitz. *Kraft-Wärme-Kopplung*. Springer, 2010.
- [Seu10] Jörg Seume, Christof Lechner. *Stationäre Gasturbinen*. Springer, 2010.
- [Str09] Karl Strauß. *Kraftwerkstechnik*. Springer, 2009.
- [Tam05] Rainer Tamme. *Speicherung für Hochtemperaturwärme*. In: *Wärme und Kälte – Energie aus Sonne und Erde*. Köln. September 2005. S.126 – 130.
- [Wat09] Holger Watter. *Nachhaltige Energiesysteme*. Springer, 2009.
- [Wou10] Nico Woudstra. *Thermodynamic evaluation of combined cycle plants*. Energy Conversion and Management, Volume 51, Issue 5, Pages 1099-1110, May 2010.
- [Zah09] Richard A. Zahoransky. *Energietechnik*. Springer, 2009.

6.1.1 Weiterführende Literatur

- [Hug10] Robert A. Huggins. *Energy Storage*. Springer, 2010.

6.1.2 Internet

- [1] http://de.wikipedia.org/wiki/Kraftwerk_Irsching Zugriff am 20.Mai 2011
- [2] http://www.ge-energy.com/products_and_services/products/...gas_turbines_heavy_duty/9FA_heavy_duty_gas_turbine.jsp Zugriff am 5.Mai 2011

6.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Prinzipielle Darstellung des T,S-Diagrammes eines GuD Prozesses	3
Abbildung 2.2: Die wichtigsten Komponenten einer Gasturbine [Zah09].....	4
Abbildung 2.3: Prinzipschaltbild eines offenen Gasturbinenprozesses [vgl. Boh04].....	5
Abbildung 2.4: T,s und p,v Diagramm des offenen Gasturbinenprozesses [vgl. Boh04]	5
Abbildung 2.5: Theoretischer Prozesswirkungsgrad abhängig vom Druckverhältnis [Boh04].	6
Abbildung 2.6: Spezifisches Arbeitsvermögen [Boh04].....	7
Abbildung 2.7: Realer Kreisprozess [Boh04]	8
Abbildung 2.8: Heizflächenkämmung verschiedener Heizflächen [Seu10].....	10
Abbildung 2.9: a) horizontaler AHK mit Naturumlauf b) vertikaler AHK mit Naturumlauf c) vertikaler AHK mit Zwangsumlauf [Seu10].....	11
Abbildung 2.10: Definition des Pinch Point im T-Q Diagramm [Seu10]	12
Abbildung 2.11: Definition Approach-Temperaturdifferenz im T-Q Diagramm [Seu10].....	12
Abbildung 2.12: Kondensatvorwärmer eines vertikalen AHK mit Rezirkulation [Seu10]	13
Abbildung 2.13: T-Q Diagramm eines idealen Wärmetauschers [vgl. Keh92]	13
Abbildung 2.14: Wirkungsgradsteigerung im GuD Prozess [Seu10]	14
Abbildung 2.15: Heizflächenanordnung der einzelnen Druckstufen [Seu10]	15
Abbildung 2.16: T,s-Diagramm eines 1 Druck GuD Prozesses [Wou10].....	16
Abbildung 2.17: T,s-Diagramm eines 3 Druck GuD Prozesses [Wou10].....	17
Abbildung 2.18: Zwangsbelüfteter Nasskühlturm in Zellenbauweise [Seu10]	18
Abbildung 2.19: Zwangsbelüfteter Hybridzellenkühlturm [Seu10]	18
Abbildung 2.20: Luftgekühlter Kondensator [Seu 10].....	19
Abbildung 2.21: Bauformen der Dampfturbinen in GuD Kraftwerken [Seu10]	21
Abbildung 2.22: Der elektrische Wirkungsgrad konventioneller Kraftwerke [vgl. Wat09]	22
Abbildung 2.23: Energiefluss für getrennte und gekoppelte Erzeugung [Sch10].....	23
Abbildung 2.24: Prinzipschaltbild eines Heizkraftwerkes mit Gegendruckturbine [Hof10]	26
Abbildung 2.25: Prinzipschaltbild eines Heizkraftwerkes mit Entnahmekondensation [Hof10]	26
Abbildung 2.26: Prinzipschaltbild der Einwellen-Variante [Sch10]	27
Abbildung 2.27: Prinzipschaltbild einer Mehrwellen-Anlage [Sch10].....	27
Abbildung 2.28: GuD Stormverlustkennziffer für verschiedene FW-Lasten [Sch10].....	28
Abbildung 2.29: elektr. GuD-Wirkungsgrad für verschiedene FW-Lasten [Sch10]	28
Abbildung 2.30: Gesamteffizienz für verschiedene FW-Lasten [Sch10].....	28
Abbildung 2.31: T-Q Diagramm von Wasser	31
Abbildung 2.32: Be- und Entladungsvorgang eines Mitteltemperaturwärmespeicher.....	36
Abbildung 2.33: Anwendungsgebiete und Prinzipien von EnBiPro [Lei10].....	37
Abbildung 2.34: Die Benutzeroberfläche von EnBiPro	38
Abbildung 2.35: Simulationsaufbau eines Wärmetauschers in EnBiPro.....	40
Abbildung 2.36: Darstellung des Fensters für die Mediumsdefinition	41
Abbildung 2.37: Eingabedaten für das Medium Wasser	41
Abbildung 2.38: Fehlermeldung bei falscher Mediumsdefinition	42
Abbildung 2.39: Eingabemöglichkeiten für den Leitungstyp "steam parameters"	42
Abbildung 2.40: Fertig aufgebaute und berechneter Wärmetauscherprozess in EnBiPro	43
Abbildung 2.41: Darstellung des Ergebnisfensters bei erfolgreicher Simulation.....	43
Abbildung 2.42: Darstellung des Ergebnisfensters bei zu viel fixierten Variablen.....	44
Abbildung 3.1: Fertig aufgebaute und simulierte Gasturbine.....	45
Abbildung 3.2: Einfluss der Umgebungstemperatur auf einige GT Parameter [Seu10].....	47
Abbildung 3.3: Die Gasturbine bei 30°C Umgebungstemperatur	48

Abbildung 3.4: Die Gasturbine bei 45°C Umgebungstemperatur	48
Abbildung 3.5: Fertig aufgebauter 3-Druck GuD Prozess in EnBiPro.....	49
Abbildung 3.6: Schrittweises Hinzufügen der Heizflächen des Abhitzekessels	50
Abbildung 3.7: Zu fixierende Größen und Werte eines Wärmetauschers im Abhitzekessel ..	50
Abbildung 3.8: Verbindung zweier Leitungen.....	51
Abbildung 3.9: Variablen und Werte einer Dampfturbine in EnBiPro.....	52
Abbildung 3.10: Fertig simulierter Auslegungsfall Teil 1.....	53
Abbildung 3.11: Fertiger simulierter Auslegungsfall Teil 2	54
Abbildung 3.12: Eingaben für einen Wärmetauscher in Teillast.....	55
Abbildung 3.13: Eingaben für eine Dampfturbine in Teillast.....	56
Abbildung 3.14: Fertig simulierter teillastfähiger Prozess bei ISO Bedingungen Teil 1	57
Abbildung 3.15: Fertig simulierter teillastfähiger Prozess bei ISO Bedingungen Teil 2	58
Abbildung 4.1: Einfacher Schaltplan der KWK-Anlage ohne Speicher.....	59
Abbildung 4.2: Direkte Abhängigkeit zwischen FW-Last und GuD-Leistung	60
Abbildung 4.3: Dampfturbinen-Leistungsverlauf in Abhängigkeit zur FW-Last	61
Abbildung 4.4: Einige Kennzahlen in Abhängigkeit zur FW-Last.....	62
Abbildung 4.5: Einfacher KWK-Schaltplan mit Speicher bei Wärmeeinspeicherung	64
Abbildung 4.6: Einfacher KWK-Schaltplan mit Speicher bei Wärmeausspeicherung	64
Abbildung 4.7: Dampfturbinenleistung in Abhängigkeit zum Speichermassenstrom	65
Abbildung 4.8: Vergleich der Verläufe mit (rot) und ohne (blau) Speicher.....	66
Abbildung 4.9: Leistungsverlauf in Abhängigkeit zur Umgebungstemperatur.....	69
Abbildung 4.10: Dampfturbinen-Leistungsverlauf über der Umgebungstemperatur	70
Abbildung 4.11: Wärmeausspeicherung und Erzeugung von Dampf	71
Abbildung 4.12: Wärmeeinspeicherung und Kondensation des Dampfes	71
Abbildung 4.13: Wärmeeinspeicherung betrachtet im T,s-Diagramm	72
Abbildung 4.14: Einfacher Schaltplan bei Wärmeeinspeicherung	73
Abbildung 4.15: Wärmeausspeicherung betrachtet im T,s-Diagramm	73
Abbildung 4.16: Einfacher Schaltplan bei Wärmeausspeicherung	74
Abbildung 4.17: Leistungsverläufe in Abhängigkeit zur Umgebungstemperatur.....	76
Abbildung 4.18: Vergleich der Leistungsverläufe mit und ohne Wärmespeicher	77
Abbildung 4.19: Gegenüberstellung des Entnahme- und Zugabedampfmassestroms	78
Abbildung 4.20: Vergleich der Leistungsverläufe mit und ohne Speicher.....	78
Abbildung 4.21: GuD-Leistung mit und ohne Speicher abhängig zur Temperatur.....	80
Abbildung 4.22: Aufteilung der GT- und DT-Leistung	81
Abbildung 5.1: Flüssigsalz-Kalt- und Warmspeicher des Kraftwerkes Andasol [Rel09].....	84

6.3 Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Wirkungsgradsteigerung im GuD Prozess durch mehrere Druckstufen [Seu10]	14
Tabelle 2.2: Druck und Temperaturwerte der T,s-Diagramme [Wou10]	17
Tabelle 2.3: Übliche Dampfparameter bei DKW und GuD Kraftwerken [Seu10]	20
Tabelle 2.4: Vergleich zwischen Dampf- und Gasturbine [Boh04]	21
Tabelle 2.5: Vergleich von einigen Kraftwerken mit und ohne KWK [Sch10]	25
Tabelle 2.6: Spez. und vol. Wärmekapazitäten einiger Speichermaterialien (20°C) [Fis05]	30
Tabelle 2.7: Umwandlungstemperatur und -wärme einiger PCM [Fis05]	32
Tabelle 2.8: Eigenschaften welche PCM aufweisen sollten	32
Tabelle 2.9: Speicherkonzepte für Mitteltemperaturwärmespeicher [Tam05]	34
Tabelle 2.10: Alle Komponenten der Bauteilbibliothek in EnBiPro	39
Tabelle 2.11: Zusammensetzung von Rauchgas (mithilfe EnBiPro ermittelt)	41
Tabelle 2.12: Sinnvolle Fixierungen der Variablen eines Wärmetauschers [Lei10]	44
Tabelle 3.1: Technische Daten der Gasturbine GE 9FA [2]	45
Tabelle 3.2: Zusammensetzung der Frischluft und des Brennstoffes	46
Tabelle 4.1: FW-Last mit dazugehörige Leistung und Massenströme	60
Tabelle 4.2: Wichtige KWK-Anlagen Kennzahlen	61
Tabelle 4.3: Leistungen und Dampfmassenstrom in Abhängigkeit zum Speichermassenstrom	65
Tabelle 4.4: Leistungsverlauf und RG-Massenstrom abhängig zur Umgebungstemperatur	68
Tabelle 4.5: Dampfturbinenwerte in Abhängigkeit zur Umgebungstemperatur	69
Tabelle 4.6: Der elektrische Wirkungsgrad und weitere dazugehörige Werte	70
Tabelle 4.7: Vergleich der GuD-Gesamtleistung bei unterschiedlicher Zurückspeisung	72
Tabelle 4.8: Leistungs- und Massenstromverläufe in Abhängigkeit zur Umgebungstemperatur	76
Tabelle 4.9: Einzelleistungen und Entnahme- bzw. Zugabedampfmassenstrom	77
Tabelle 4.10: Ein- bzw. ausfließender Gesamtwärmestrom in bzw. aus dem Speicher	78
Tabelle 4.11: Gesamtleistung und Arbeit in Abhängigkeit zur Temperatur	79
Tabelle 4.12: Gesamtleistung und Speicherwärmestrom in Abhängigkeit zur Temperatur	80
Tabelle 4.13: Gesamtleistung und Arbeit in Abhängigkeit zur Temperatur	80
Tabelle 4.14: Vergleich der Arbeiten	81

7 Anhang

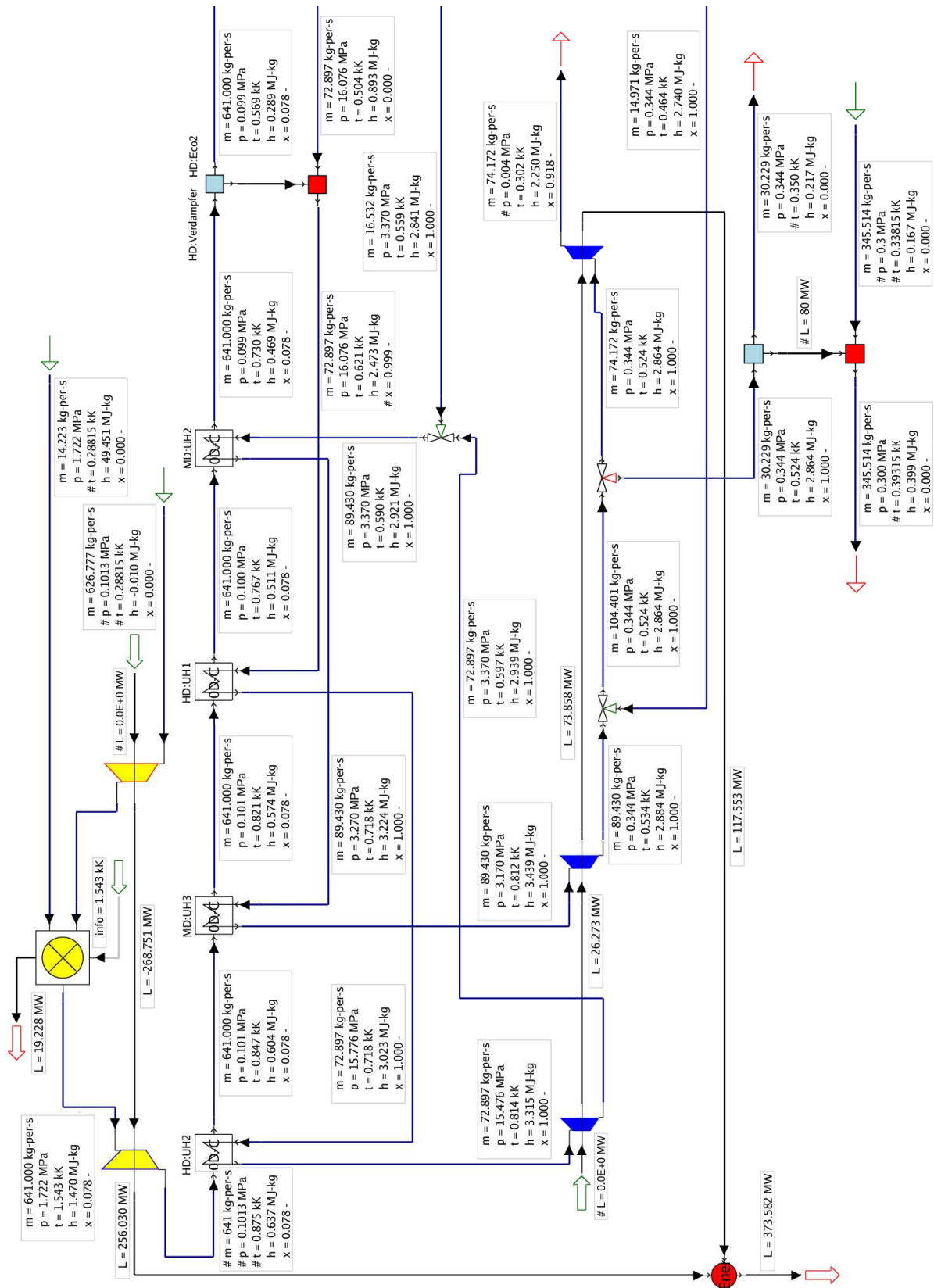


Abbildung 7.1: Fernwärmeauskopplung ohne Speicher mit FW-Last von 80MW Teil 1

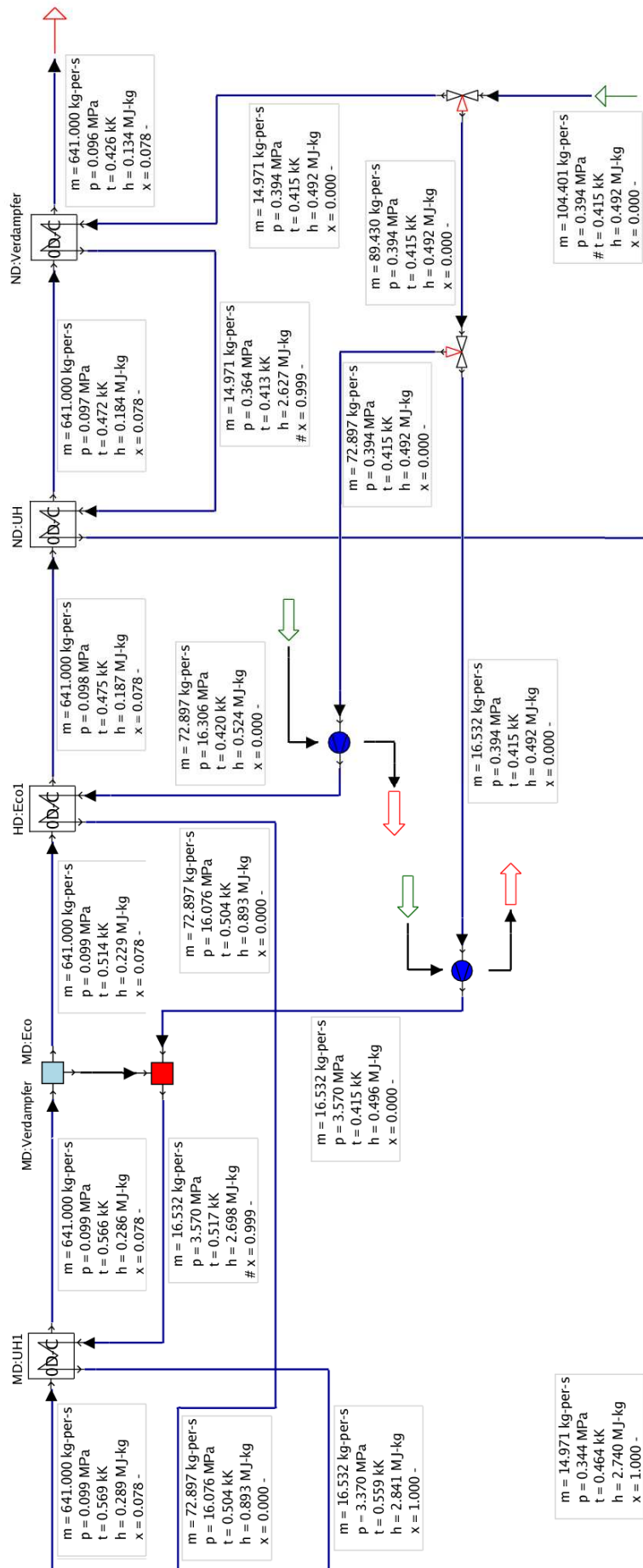


Abbildung 7.2: Fernwärmeauskopplung ohne Speicher mit FW-Last von 80MW Teil 2

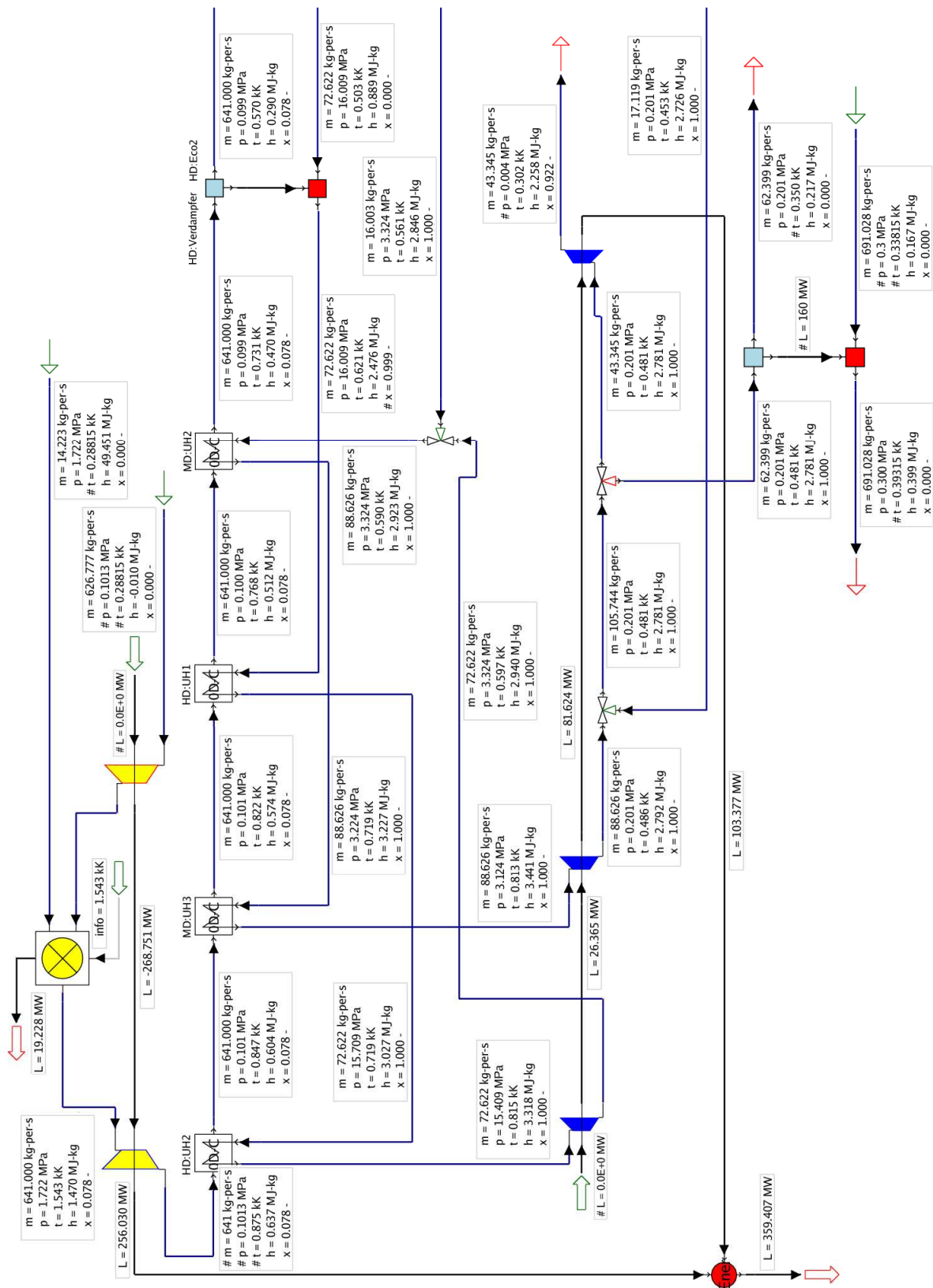


Abbildung 7.3: Fernwärmeauskopplung ohne Speicher mit FW-Last von 160MW Teil 1

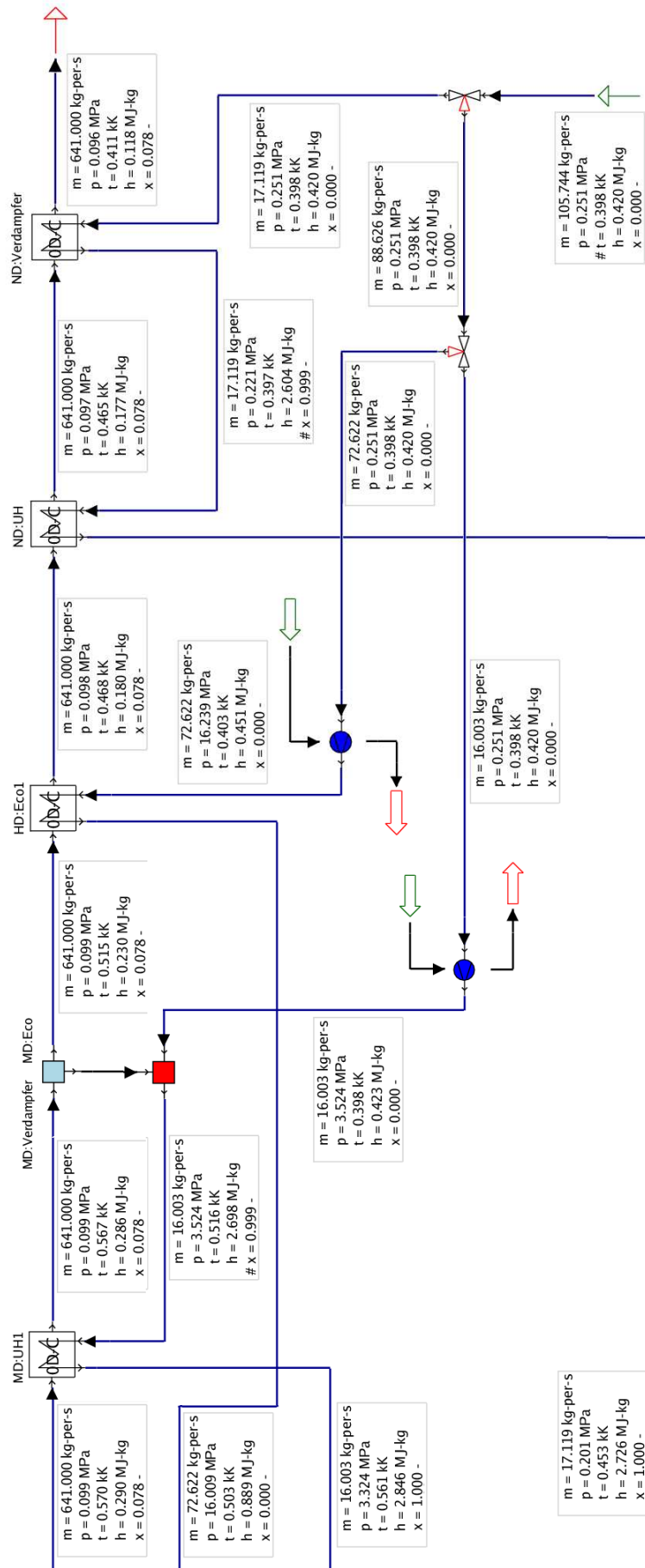


Abbildung 7.4: Fernwärmeauskopplung ohne Speicher mit FW-Last von 160MW Teil 2

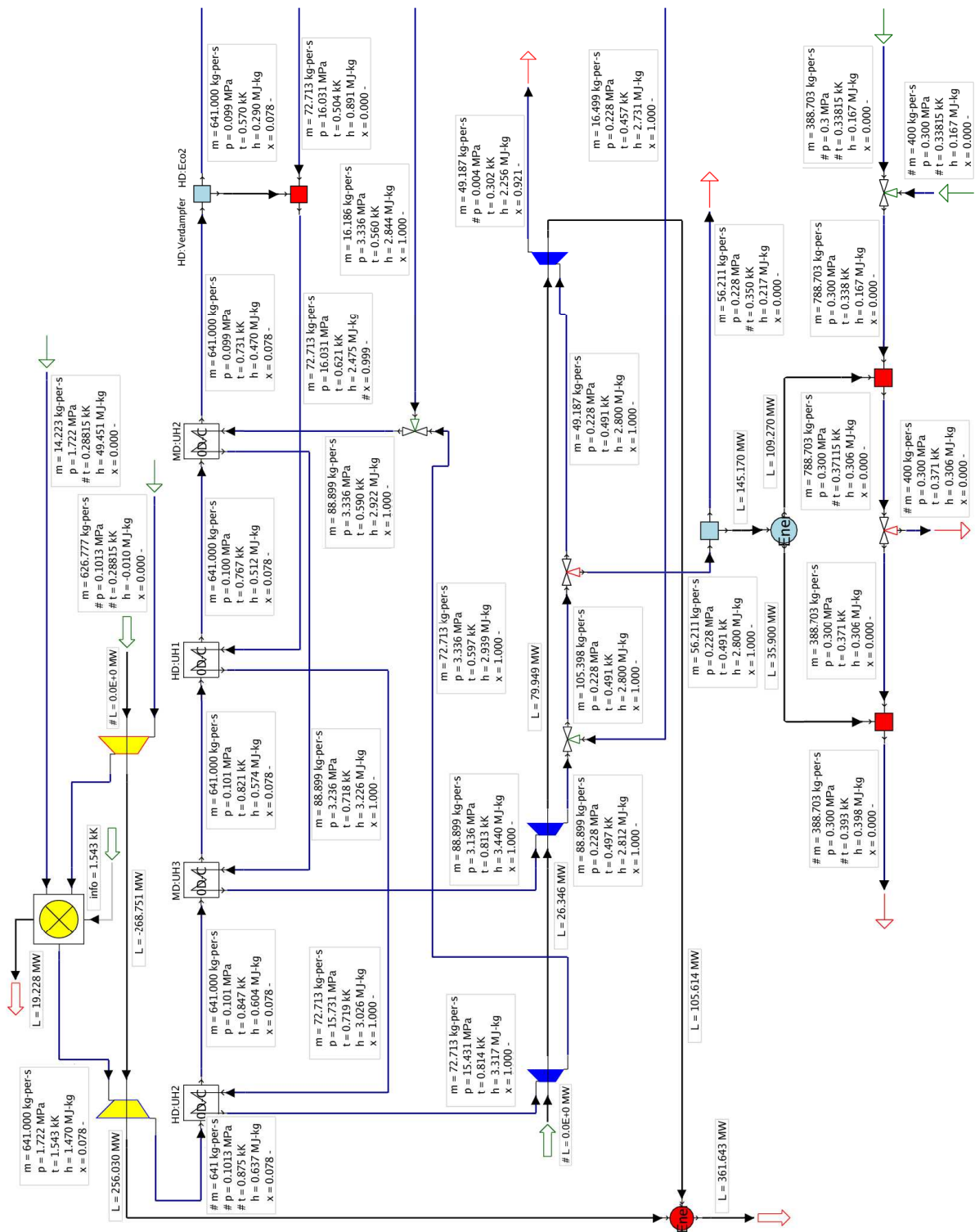


Abbildung 7.5: Fernwärmeauskopplung mit Speicher – maximale Wärmeeinspeicherung Teil 1

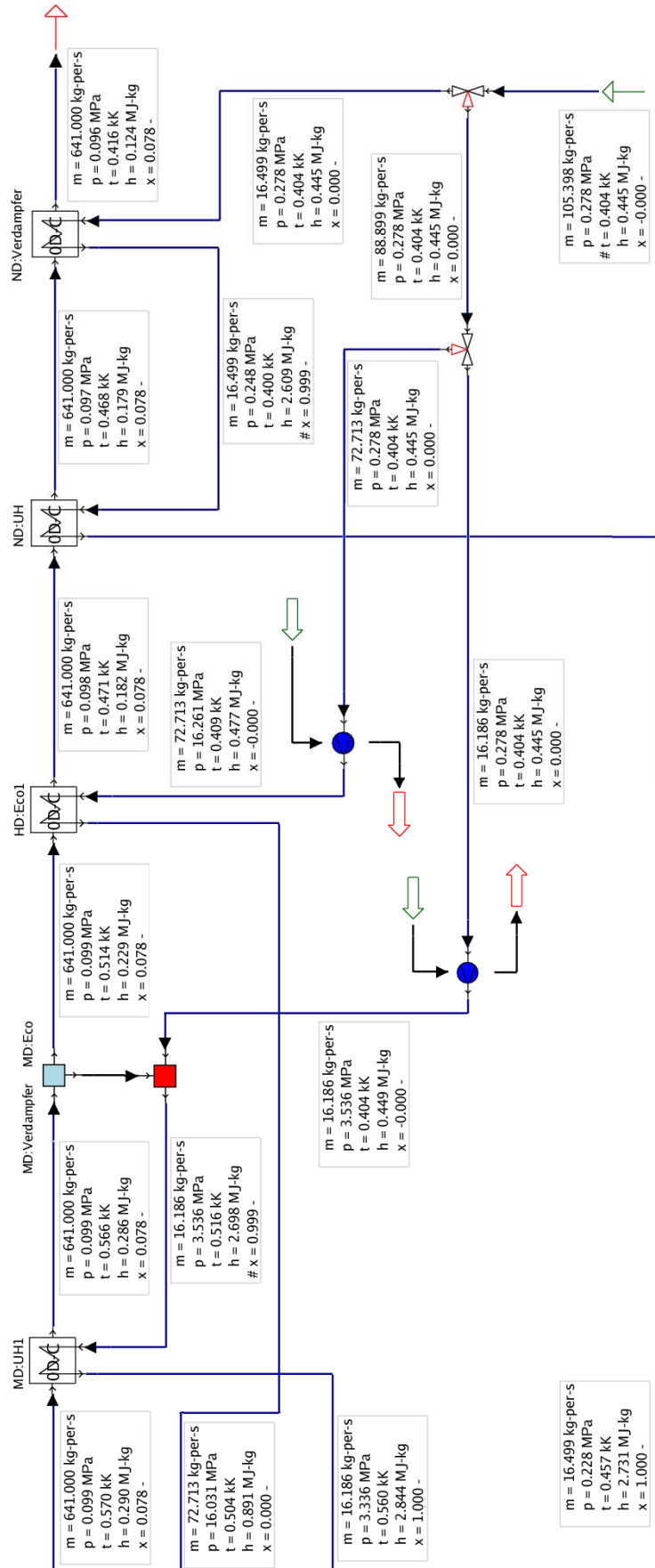


Abbildung 7.6: Fernwärmeauskopplung mit Speicher – maximale Wärmeeinspeicherung Teil 2

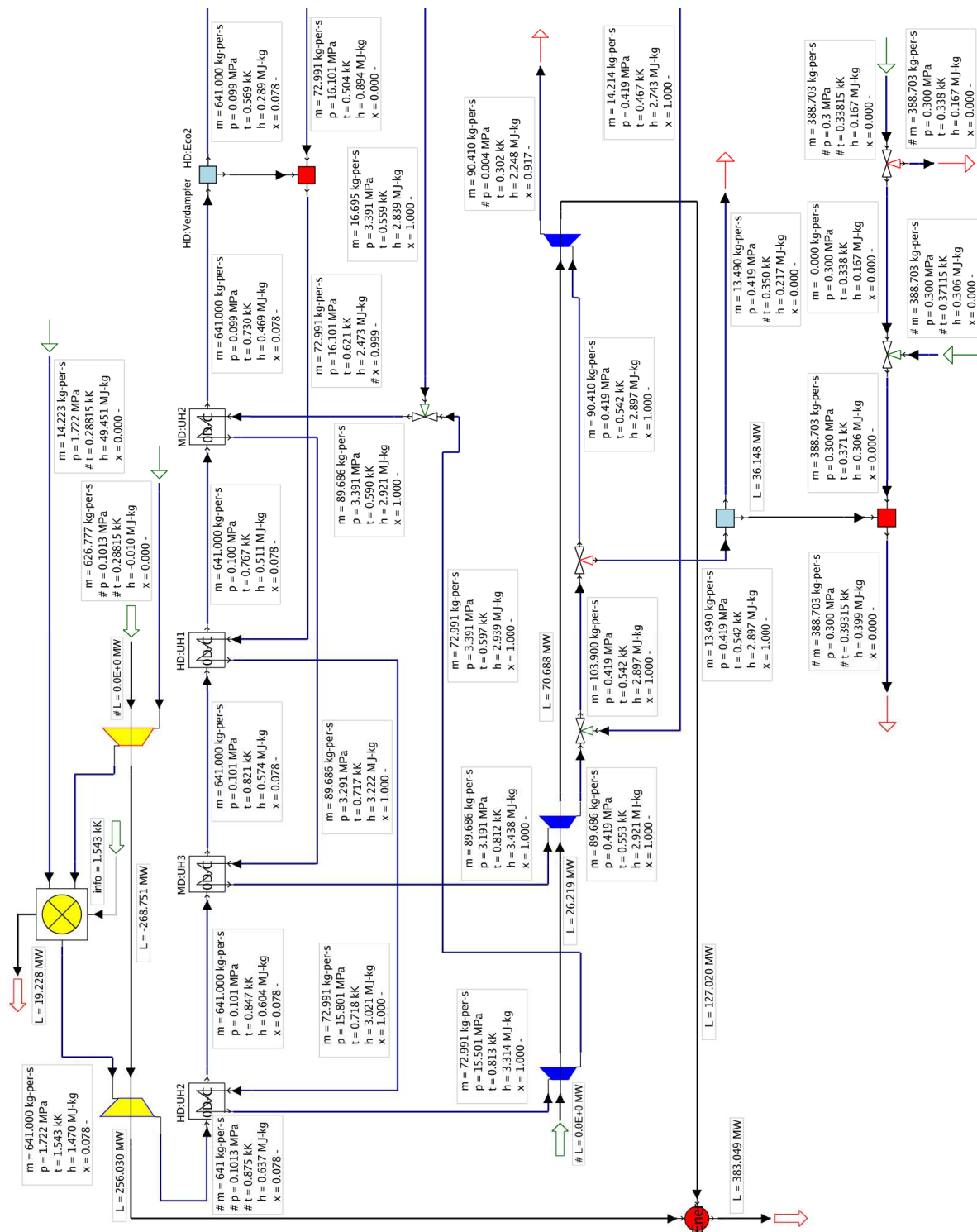


Abbildung 7.7: Fernwärmeauskopplung mit Speicher – maximale Wärmeauspeicherung Teil 1

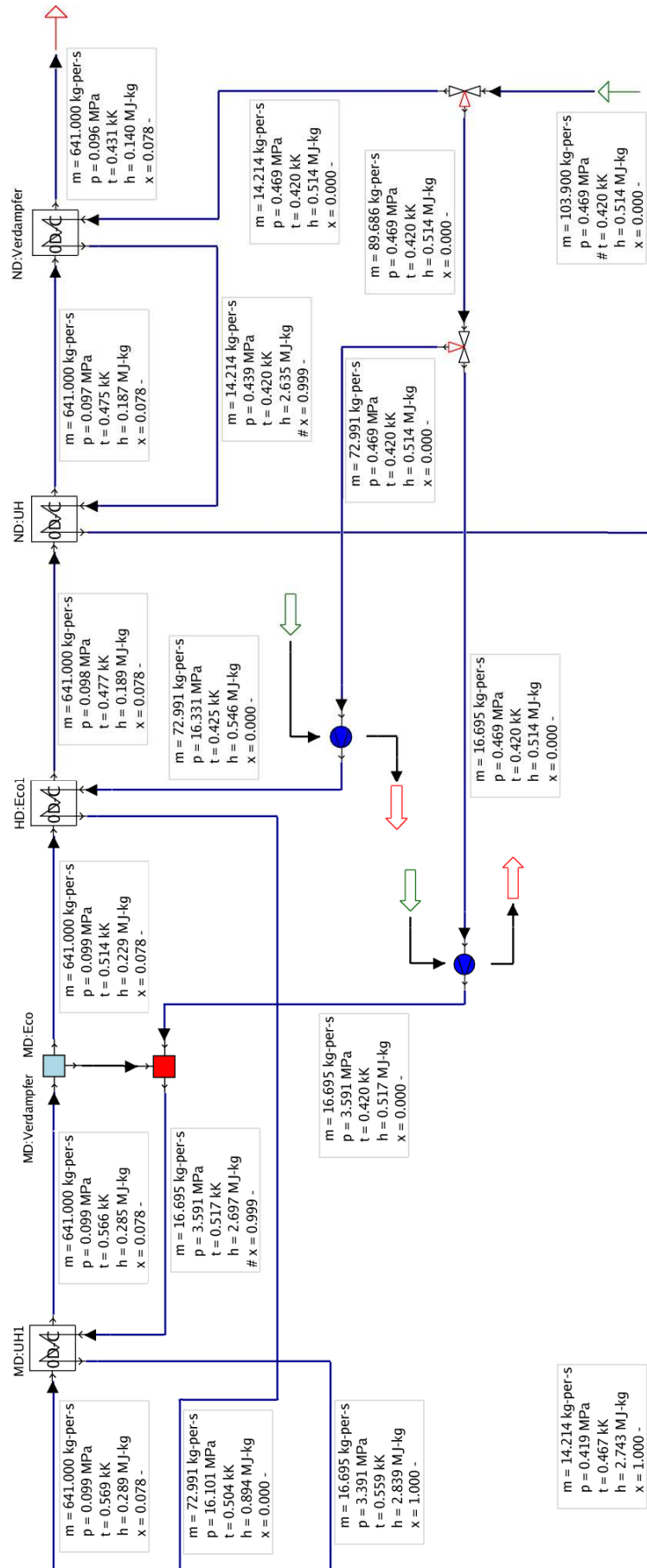


Abbildung 7.8: Fernwärmeauskopplung mit Speicher – maximale Wärmeauspeicherung Teil 2

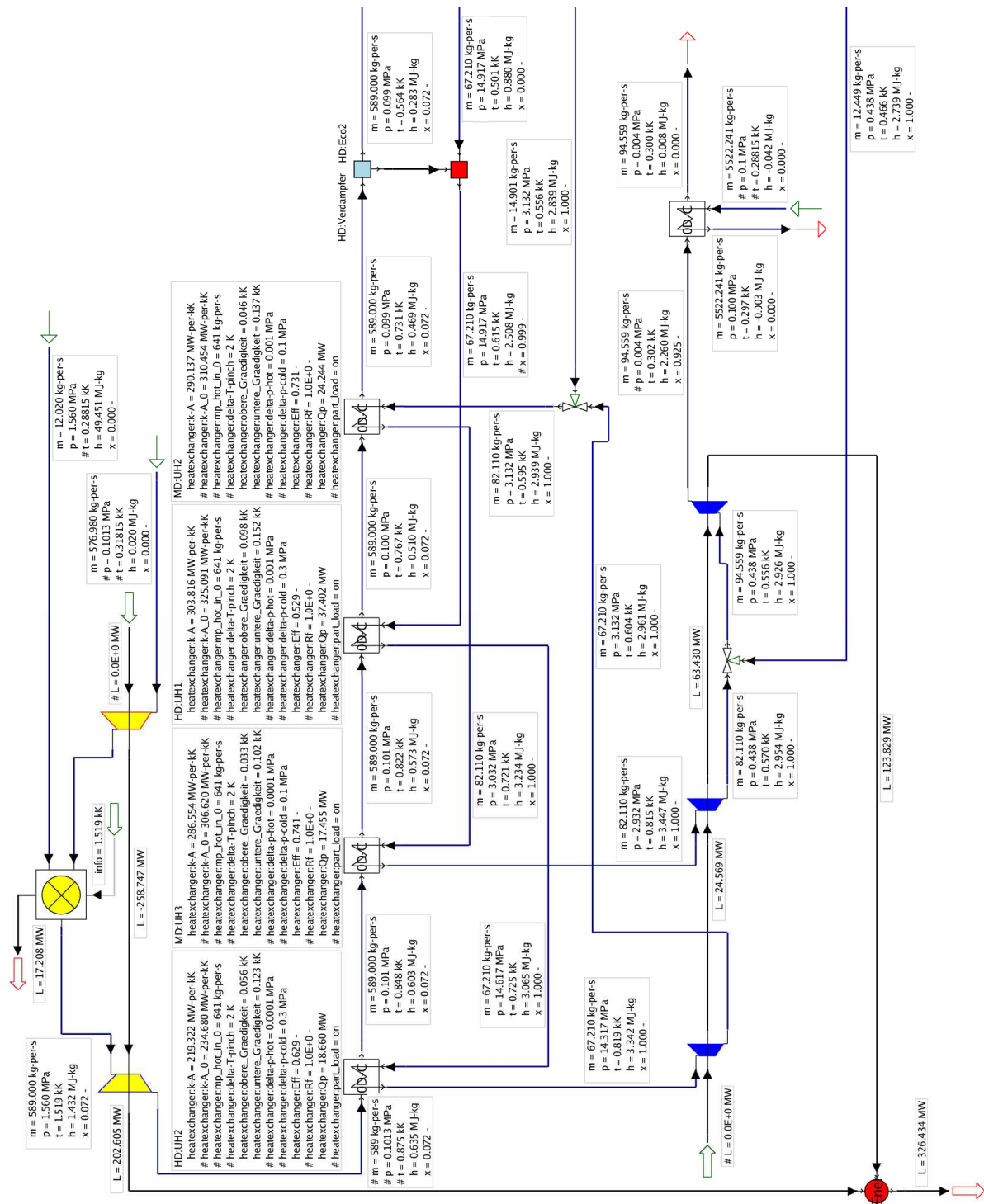


Abbildung 7.9: GuD-Kraftwerk bei 45°C Umgebungstemperatur Teil 1

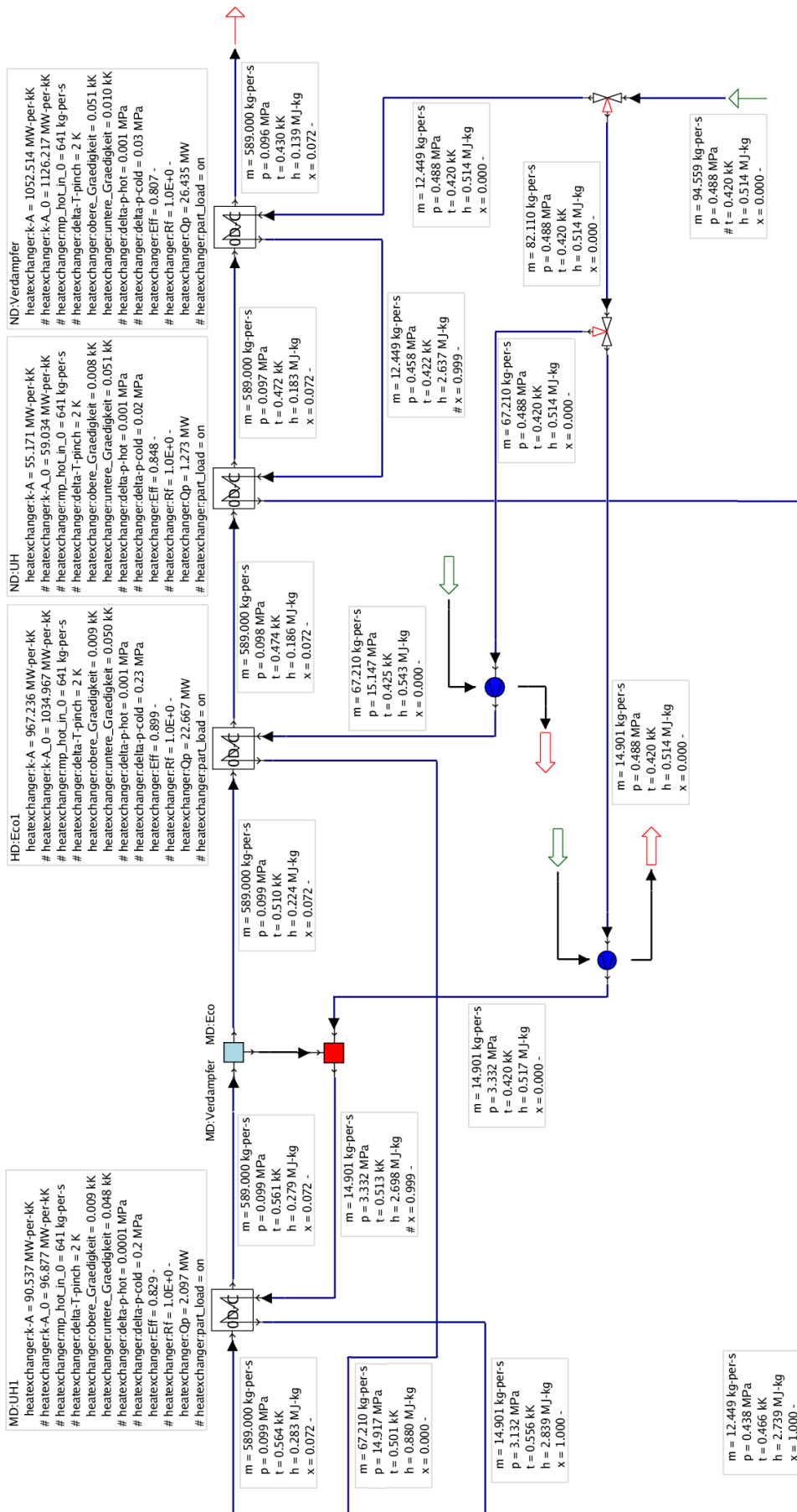


Abbildung 7.10: GuD-Kraftwerk bei 45°C Umgebungstemperatur Teil 2

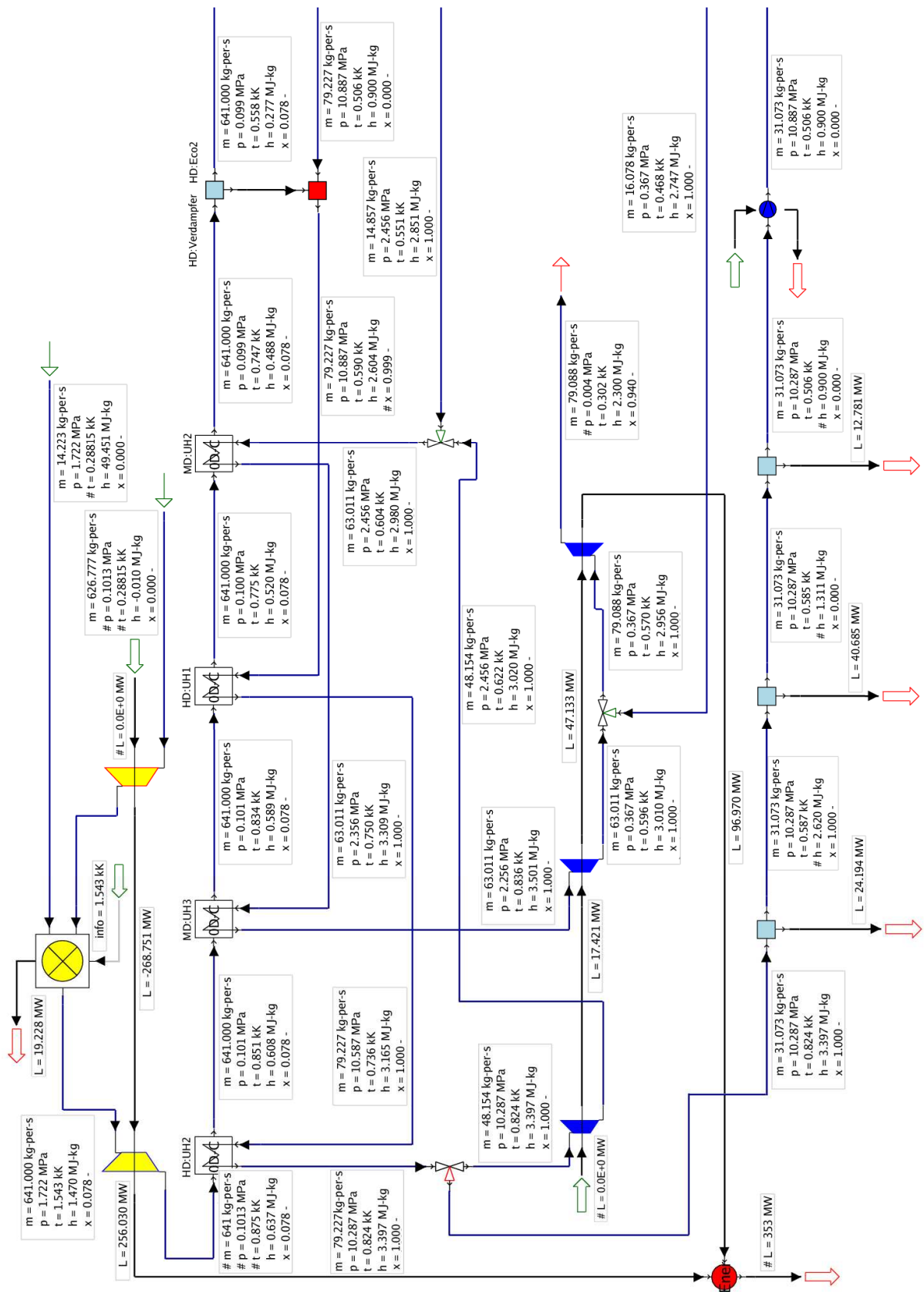


Abbildung 7.11: GuD-Kraftwerk mit Mitteltemperaturwärmespeicher bei 15°C und Wärmeeinspeicherung Teil 1

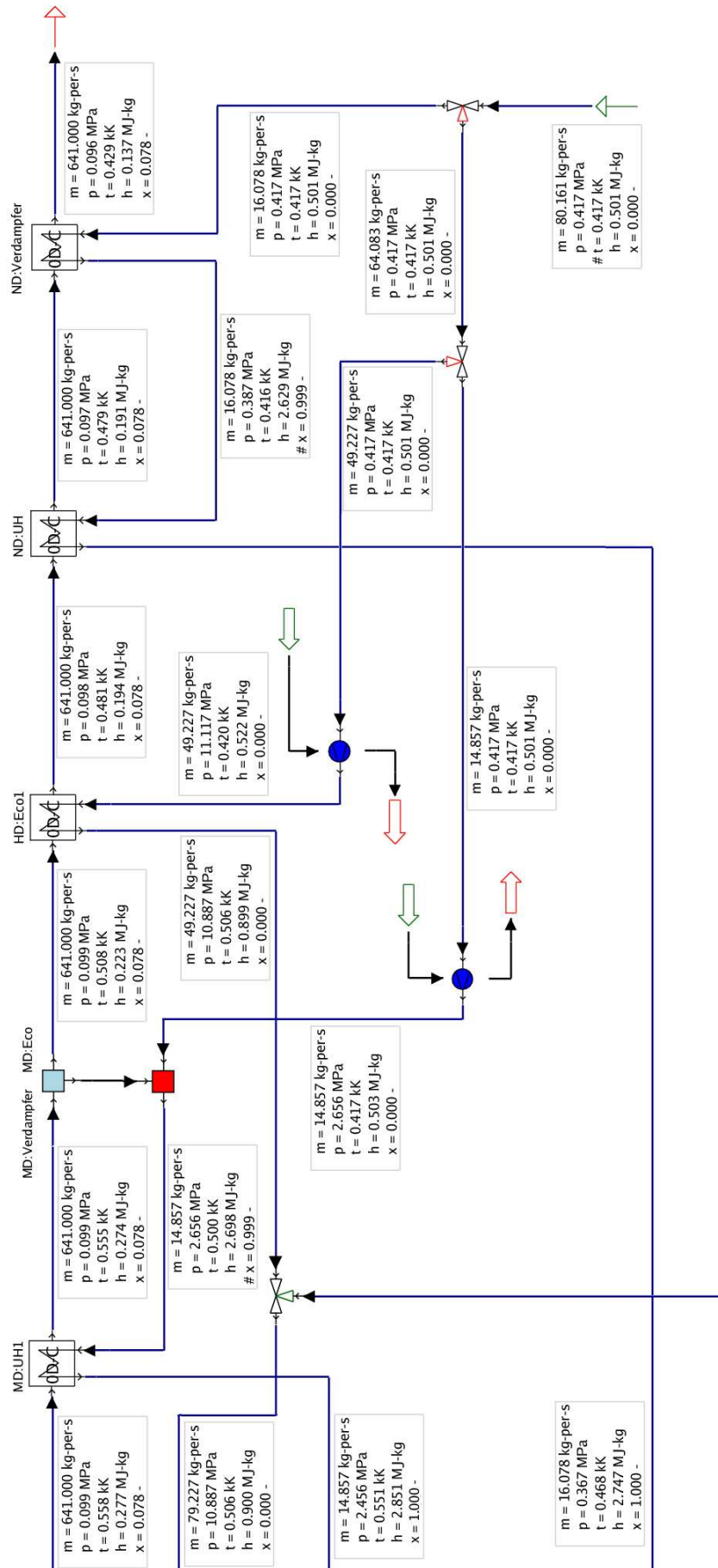


Abbildung 7.12: GuD-Kraftwerk mit Mitteltemperaturwärmespeicher bei 15°C und Wärmeeinspeicherung Teil 2

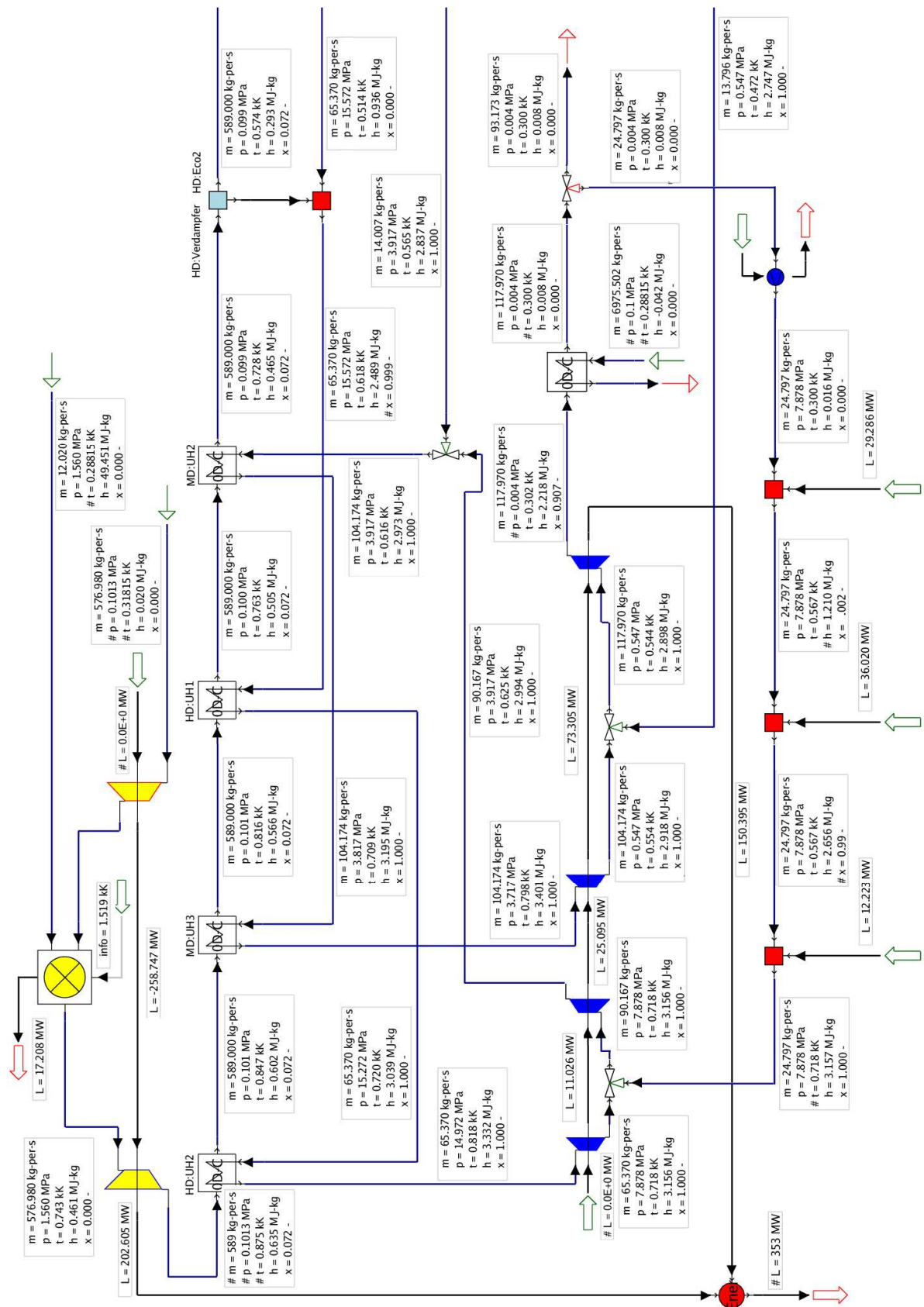


Abbildung 7.13: GuD-Kraftwerk mit Mitteltemperaturwärmespeicher bei 45°C und Wärmeauspeicherung Teil 1

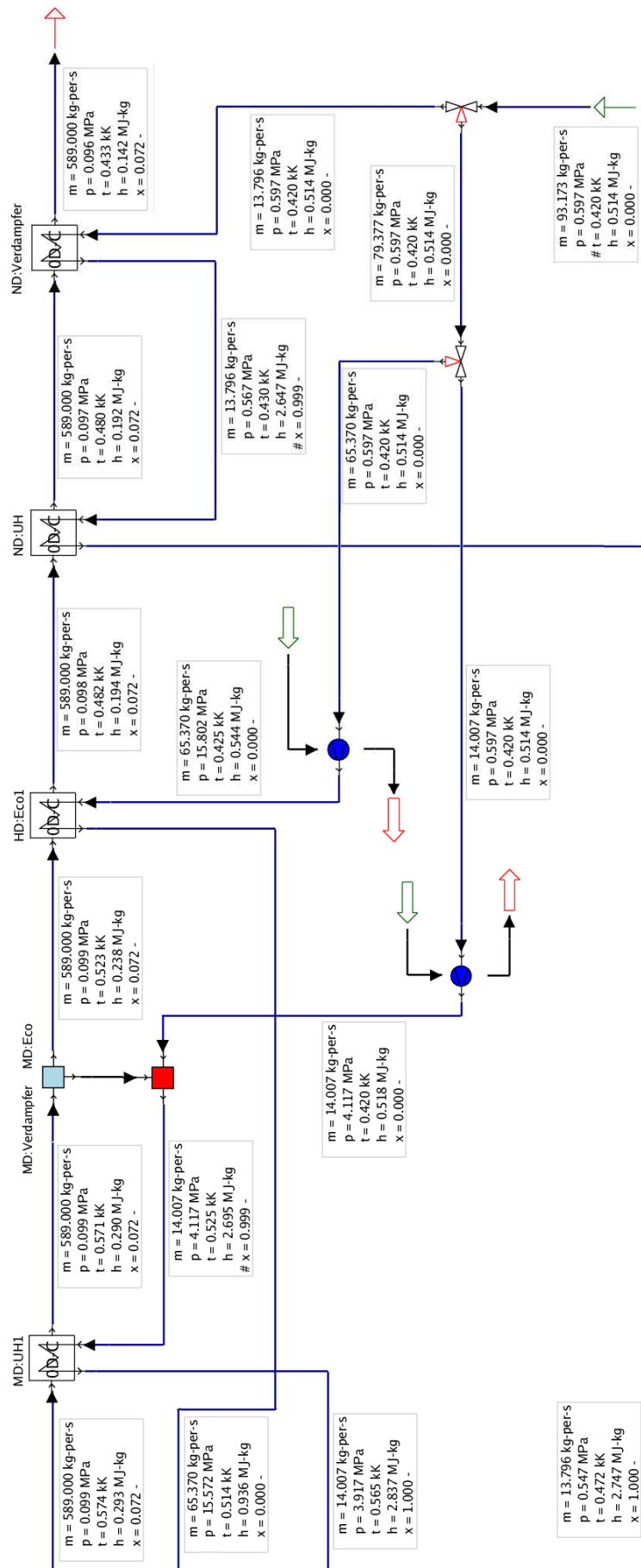


Abbildung 7.14: GuD-Kraftwerk mit Mitteltemperaturwärmespeicher bei 45°C und Wärmeausspeicherung Teil 2