



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Masterthesis

Vor- und Zuname geb. am in: Matr.-Nr.:

Marcel Reich

Titel:

Untersuchung zur effizienteren Brennstoffausnutzung durch Rauchgaskondensation in verschiedenen KWK-Anlagen mit anschließender Verwendung der Kondensationswärme in einer Wärmepumpe

Abgabedatum:
16.09.2020

Betreuender Professor: Prof. Dr. Armin Gregorzewski

Zweiter Prüfer: Master of Science Herbert Morales Zimmermann

Fakultät Life Science

Department Renewable Energy Systems

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich all jenen danken, die mich im Rahmen dieser Masterarbeit begleitet haben.

Ich bedanke mich bei Prof. Dr. Armin Gregorzewski, meinem betreuenden Professor, von der HAW Hamburg für die kompetente Unterstützung. Trotz großer Auslastung hat er sich die Zeit für die Umsetzung dieses umfangreichen Themas genommen und Ungereimtheiten geklärt.

Mein Dank gilt auch dem Ingenieurbüro der Afry Deutschland GmbH in Hamburg, das mir die Gelegenheit ermöglichte die Masterarbeit dort zu erstellen. Mein ganz besonderer Dank gilt dabei meinem Betreuer Herbert Morales Zimmermann, der mir stets bei jedem noch so kleinen Problem in Bezug auf das Simulationsprogramm oder allgemein technischen Fragen zur Hilfe kam und wertvolle Denkanstöße zur Ausarbeitung gegeben hat.

Nicht zuletzt gebührt meinen Eltern und Großeltern Dank, die mich erst ermutigt haben Abitur auf dem zweiten Bildungsweg zu machen, um noch die Möglichkeit zu haben ein Studium zu absolvieren und mich dabei stets mit allen Mitteln unterstützt haben.

Marcel Reich

Eidesstattliche Versicherung

Hiermit versichere ich, Marcel Reich, dass ich die vorliegende Masterarbeit mit dem Titel „Untersuchung zur effizienteren Brennstoffausnutzung durch Rauchgaskondensation in verschiedenen KWK-Anlagen mit anschließender Verwendung der Kondensationswärme in einer Wärmepumpe“ ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

Hamburg, den 15.09.2020

Marcel Reich

I. Inhaltsverzeichnis

I.	Inhaltsverzeichnis.....	I
II.	Abbildungsverzeichnis	III
III.	Tabellenverzeichnis.....	V
IV.	Abkürzungsverzeichnis	VII
1	Einleitung.....	1
1.1	Problemstellung und Relevanz des Themas	1
1.2	Zielsetzung	3
2	Grundlagen	4
2.1	Thermodynamische Grundlagen	4
2.2	Beschreibung der KWK-Anlagen	6
2.2.1	Heizkraftwerk	6
2.2.2	Blockheizkraftwerk.....	7
2.2.3	Gas- und Dampfturbinenprozess	8
2.2.4	Biomasseheizkraftwerk.....	9
2.3	Rauchgaskondensation	10
2.4	Wärmepumpen	13
2.4.1	Grundlagen der Wärmepumpen	13
2.4.2	Kompressionswärmepumpe	16
2.4.3	Absorptionswärmepumpe	17
2.5	Marktübersicht der Wärmepumpen.....	18
3	Material und Methodik.....	21
3.1	Werkzeug	21
3.2	Vorgehensweise.....	21
4	Untersuchung der thermodynamischen Einflüsse auf den Wärmekraft-Prozess.....	23
4.1	Rauchgaskondensation und Integration der Wärmepumpe	24
4.1.1	Auslegung der Rauchgaskondensation	24
4.1.2	Integration der Wärmepumpe.....	25
4.2	Heizkraftwerk.....	26
4.2.1	Auslegung des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb.....	26
4.2.2	Vergleich ohne Wärmepumpe / mit Wärmepumpe	27
4.2.3	Auslegung des Heizkraftwerkes im Kondensationsbetrieb.....	29
4.2.4	Vergleich Gegendruck- / Kondensationsbetrieb	31

4.2.5	Vergleich Änderung der Fernwärmeverlaufttemperaturen	33
4.2.6	Vergleich Änderung der Brennstoffzusammensetzung	37
4.2.7	Vergleich Änderung der Taupunkttemperatur nach der Rauchgaskondensation und des COP	39
4.2.8	Vergleich Änderung der Austrittstemperatur der Kondensatorseite der WP und des COP	42
4.3	Blockheizkraftwerk	44
4.3.1	Auslegung des Blockheizkraftwerkes	44
4.3.2	Vergleich ohne Wärmepumpe / mit Wärmepumpe	46
4.3.3	Vergleich Blockheizkraftwerk / Heizkraftwerk	48
4.4	Gas- und Dampfturbinenprozess	50
4.4.1	Auslegung des Gas- und Dampfturbinenprozesses	50
4.4.2	Vergleich ohne Wärmepumpe / mit Wärmepumpe	51
4.4.3	Vergleich Gas- und Dampfturbinenprozess / Heizkraftwerk	53
4.5	Biomasseheizkraftwerk	55
4.5.1	Auslegung des Biomasseheizkraftwerkes	55
4.5.2	Vergleich ohne Wärmepumpe / mit Wärmepumpe	57
4.5.3	Vergleich Änderung des Wassergehaltes im Brennstoff	60
4.5.4	Vergleich mit Abgaswäscher / ohne Abgaswäscher	62
4.5.5	Vergleich Biomasseheizkraftwerk / Heizkraftwerk	65
5	Konstruktive Integration der Brennwertnutzung	67
5.1	Integration der RGK im Abhitzeessel	67
5.2	Mögliche Beeinträchtigungen durch Integration oder Nachrüstung einer RGK	70
6	Risiken der Brennwertnutzung	73
6.1	Korrosion	73
6.2	Kamindurchfeuchtung	73
7	Ökonomische Bewertung der Brennwertnutzung	75
7.1	Berechnung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten der KWK-Anlagen	75
7.2	Berechnung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten der KWK-Anlagen bei Betrieb der Wärmepumpen	79
7.3	Auswertung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten	81
8	Fazit und Ausblick	88
V.	Literaturverzeichnis	VIII
VI.	Anhang	XI

II. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Entwicklung von Primärenergieverbrauch, Stromerzeugung und Energieeffizienz (Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, 2019)	2
Abbildung 2.1: Energiebilanzschema einer KWK-Anlage	4
Abbildung 2.2: Blockschaltbild Heizkraftwerk (gasgefeuert)	7
Abbildung 2.3: Blockschaltbild Blockheizkraftwerk	8
Abbildung 2.4: Blockschaltbild Gas- und Dampfturbinenprozess	9
Abbildung 2.5: Blockschaltbild Biomasseheizkraftwerk.....	10
Abbildung 2.6: h,x-Diagramm von Mollier (Junglas, 2020).....	12
Abbildung 2.7: Linkslaufender Kreisprozess im T,s-Diagramm	14
Abbildung 2.8: COP-Werte in Abhängigkeit des Temperaturhubes mit Gütegrad von 0,5	16
Abbildung 2.9: Kompressionswärmepumpe (Wolf, 2016)	17
Abbildung 2.10: Absorptionswärmepumpe (Wolf, 2016)	18
Abbildung 4.1: Ausschnitt der Rauchgaskondensation beim Heizkraftwerk im Gegendruckbetrieb bei Betrieb der elektrischen Wärmepumpe.....	24
Abbildung 4.2: Ausschnitt der Dampfantnahme aus der Dampfturbine als Antriebsmedium bei Betrieb der thermischen Wärmepumpe	25
Abbildung 4.3: Anlagenschema Heizkraftwerk im Gegendruckbetrieb ohne Betrieb der Wärmepumpe.....	26
Abbildung 4.4: Anlagenschema Heizkraftwerk im Kondensationsbetrieb ohne Betrieb der Wärmepumpe.....	29
Abbildung 4.5: Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Fernwärmeverlauftemperatur	36
Abbildung 4.6: Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Taupunkttemperatur nach der Rauchgaskondensation.....	41
Abbildung 4.7: Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Kondensatoraustrittstemperatur der Wärmepumpe.....	43
Abbildung 4.8: Anlagenschema Blockheizkraftwerk ohne Betrieb der Wärmepumpe	44
Abbildung 4.9: Anlagenschema Blockheizkraftwerk mit Betrieb der Wärmepumpe	46
Abbildung 4.10: Anlagenschema Gas- und Dampfturbinenprozess im Gegendruckbetrieb ohne Betrieb der Wärmepumpe	50
Abbildung 4.11: Anlagenschema Biomasseheizkraftwerk im Gegendruckbetrieb ohne Wärmepumpe.....	55
Abbildung 4.12: Anlagenschema Biomasseheizkraftwerk im Gegendruckbetrieb mit Betrieb der elektrischen Wärmepumpe	57

Abbildung 4.13: Ausschnitt der Wassergehaltregelung beim Biomasseheizkraftwerk	57
Abbildung 4.14: Wirkungsgrade in Abhängigkeit des Wassergehaltes im Brennstoff	61
Abbildung 4.15: Anlagenschema Biomasseheizkraftwerk mit Abgaswäscher und Betrieb thermischer Wärmepumpe	62
Abbildung 4.16: Ausschnitt der Wassergehaltregelung beim Biomasseheizkraftwerk	62
Abbildung 5.1: Anlagenschema Abhitzeessel bei falscher Integration der Rauchgaskondensation.....	67
Abbildung 5.2: Anlagenschema Abhitzeessel mit versetztem Rauchgaskondensator zum Rauchgasaustritt.....	68
Abbildung 5.3: Anlagenschema Betrieb des Abhitzeessels bei Umfahrung der RGK.....	69
Abbildung 5.4: Anlagenschema komplette rauchgasseitige Umfahrung des Abhitzeessels und der Rauchgaskondensation	70
Abbildung 5.5: elektrische Wärmepumpe von Friotherm.....	71
Abbildung 5.6: thermische Wärmepumpe von Johnson Controls	72
Abbildung 7.1: Stündliche Strompreise im Jahr 2020 (EPEX SPOT, 2020)	80
Abbildung 7.2: spezifische Wärmeerzeugungskosten für Energieerzeuger in Abhängigkeit des Strompreises (Zimmermann, 2018)	81
Abbildung 7.3: spezifische Wärmeerzeugungskosten des HKW ohne und mit Betrieb der Wärmepumpen (Zimmermann, 2018).....	82
Abbildung 7.4: spezifische Wärmeerzeugungskosten des HKW bei sich ändernder Fernwärmeverlauftemperatur (Zimmermann, 2018).....	83
Abbildung 7.5: spezifische Wärmeerzeugungskosten des HKW bei sich ändernder Taupunkttemperatur nach der RGK (Zimmermann, 2018).....	84
Abbildung 7.6: spezifische Wärmeerzeugungskosten des HKW bei sich ändernder Kondensatoraustrittstemperatur der Wärmepumpe (Zimmermann, 2018)	85
Abbildung 7.7: spezifische Wärmeerzeugungskosten des BHKW, ohne und mit Betrieb der elektrischen Wärmepumpe (Zimmermann, 2018)	86
Abbildung 7.8: spezifische Wärmeerzeugungskosten des GuD-Prozesses, ohne und mit Betrieb der Wärmepumpen (Zimmermann, 2018)	87

III. Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Übersicht geeigneter Industrierwärmepumpen.....	18
Tabelle 2.2: Kältemittelübersicht mit Eigenschaften (Arpagus, 2017).....	20
Tabelle 3.1: Übersicht der KWK-Anlagen mit zu untersuchenden Varianten.....	22
Tabelle 4.1: Ausgangsparameter für das Heizkraftwerk.....	26
Tabelle 4.2: verwendete Wärmepumpentypen	27
Tabelle 4.3: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb ohne Wärmepumpe und mit Wärmepumpe	28
Tabelle 4.4: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruck- und Kondensationsbetrieb ohne Wärmepumpe und mit Wärmepumpe	31
Tabelle 4.5: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb ohne Wärmepumpe bei sich ändernder Fernwärmeverlauftemperatur (Referenzlastfälle).....	33
Tabelle 4.6: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb mit elektrischer Wärmepumpe bei sich ändernder Fernwärmeverlauftemperatur	34
Tabelle 4.7: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb mit thermischer Wärmepumpe bei sich ändernder Fernwärmeverlauftemperatur	35
Tabelle 4.8: Gaszusammensetzungen (Babel, 2020)	37
Tabelle 4.9: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb bei sich ändernder Brennstoffzusammensetzung	38
Tabelle 4.10: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb bei Änderung der Taupunkttemperatur nach der Rauchgaskondensation	39
Tabelle 4.11: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb bei Änderung der Kondensatoraustrittstemperaturen der Wärmepumpe	42
Tabelle 4.12: Ausgangsparameter für das Blockheizkraftwerk.....	45
Tabelle 4.13: verwendeter Wärmepumpentyp	46
Tabelle 4.14: Simulationsergebnisse des Blockheizkraftwerkes ohne Wärmepumpe und mit elektrischer Wärmepumpe.....	47
Tabelle 4.15: Simulationsergebnisse des Blockheizkraftwerkes und des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb.....	48
Tabelle 4.16: Ausgangsparameter für den Gas- und Dampfturbinenprozess.....	50
Tabelle 4.17: verwendete Wärmepumpentypen	51
Tabelle 4.18: Simulationsergebnisse des Gas- und Dampfturbinenprozesses im Gegendruckbetrieb ohne Wärmepumpe und mit Wärmepumpe	52

Tabelle 4.19: Simulationsergebnisse des Gas- und Dampfturbinenprozesses und des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb	53
Tabelle 4.20: Ausgangsparameter für das Biomasseheizkraftwerk.....	55
Tabelle 4.21: chemische Zusammensetzung von Fichtenholz mit Rinde	56
Tabelle 4.22: verwendete Wärmepumpentypen	58
Tabelle 4.23: Simulationsergebnisse des Biomasseheizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb ohne Wärmepumpe und mit Wärmepumpe.....	58
Tabelle 4.24: Simulationsergebnisse des Biomasseheizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb bei Änderung des Wassergehaltes im Brennstoff.....	60
Tabelle 4.25: Simulationsergebnisse des Biomasseheizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb mit Abgaswäscher und ohne Abgaswäscher	63
Tabelle 4.26: Simulationsergebnisse des Biomasseheizkraftwerkes und des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb.....	65
Tabelle 7.1: Randbedingungen zur Ermittlung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten	78
Tabelle 7.2: Wirkungsgrade der KWK-Technologien ohne Betrieb der Wärmepumpen.....	78
Tabelle 7.3: Ermittelte $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ der KWK-Technologien mit Betrieb der Wärmepumpen	80
Tabelle 7.4: $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ des HKW bei den Prozessparametervariationen	80

IV. Abkürzungsverzeichnis

BHKW.....	<i>Blockheizkraftwerk</i>
BMHKW	<i>Biomasseheizkraftwerk</i>
COP.....	<i>Coefficient of Performance</i>
DE	<i>Dampferzeuger</i>
Epsilon.....	<i>Epsilon @Professional</i>
FW-RL	<i>Fernwärmerücklauf</i>
FW-RLT.....	<i>Fernwärmerücklauftemperatur</i>
FW-VL	<i>Fernwärmeverlauf</i>
FW-VLT.....	<i>Fernwärmeverlauftemperatur,</i>
GT	<i>Gasturbine</i>
GuD.....	<i>Gas-und-Dampfturbine</i>
HeiKo	<i>Heizkondensator</i>
HKW	<i>Heizkraftwerk, Heizkraftwerk</i>
KWK.....	<i>Kraft-Wärme-Kopplung</i>
RGK.....	<i>Raughgaskondensation</i>
RG-WT.....	<i>Raughgaswärmetauscher</i>
WP.....	<i>Wärmepumpe</i>

1 Einleitung

1.1 Problemstellung und Relevanz des Themas

Um die Energiewende weiter voran zu treiben, sollte unter anderem effizienter mit der Erzeugung von Strom und Wärme verfahren werden und der verbleibende Bedarf mit regenerativen Energien gedeckt werden. Da ein geringerer Ressourcenverbrauch und weniger Emissionen zu einem Kostenvorteil führen (obwohl durch zukünftig steigende CO₂-Preise die Strom- und Wärmekosten nicht genau absehbar sind), macht höhere Energieeffizienz auch die deutsche Wirtschaft im industriellen Bereich (z.B. Automobilindustrie etc.) international wettbewerbsfähiger. Wer energieeffizient wirtschaftet, stößt weniger CO₂ - Emissionen aus, was auch eine entscheidende Rolle bei der Erreichung nationaler und internationaler CO₂ - Reduktionsziele spielt. (Kube, 2016)

In Abbildung 1.1 ist in einem Zeitraum von 1990 bis 2018 die Entwicklung von Primärenergieverbrauch, Stromerzeugung und Energieeffizienz vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgeführt. Das Jahr 1990 wird dabei als Start mit dem Referenzwert 100 angenommen. Dabei zeigt sich, dass bei einem Anstieg der Bruttostromerzeugung von ca. 20 %, eine Reduktion des Primärenergieverbrauches um ca. 10 %, bei einer gleichzeitigen Steigerung der Energieeffizienz um ca. 75 % auftrat. Falls sich diese Entwicklung fortsetzen sollte bedeutet das, dass bei zukünftig steigendem Strombedarf die Energieeffizienz weiter stetig steigen muss, um einer Erhöhung des Primärenergieverbrauches vorzubeugen. Auf der anderen Seite wäre es möglich, bei konstantem Strombedarf und stetig weiter steigender Energieeffizienz, den Primärenergieverbrauch weiter zu senken und damit die noch vorhandenen Ressourcen effizienter zu nutzen.

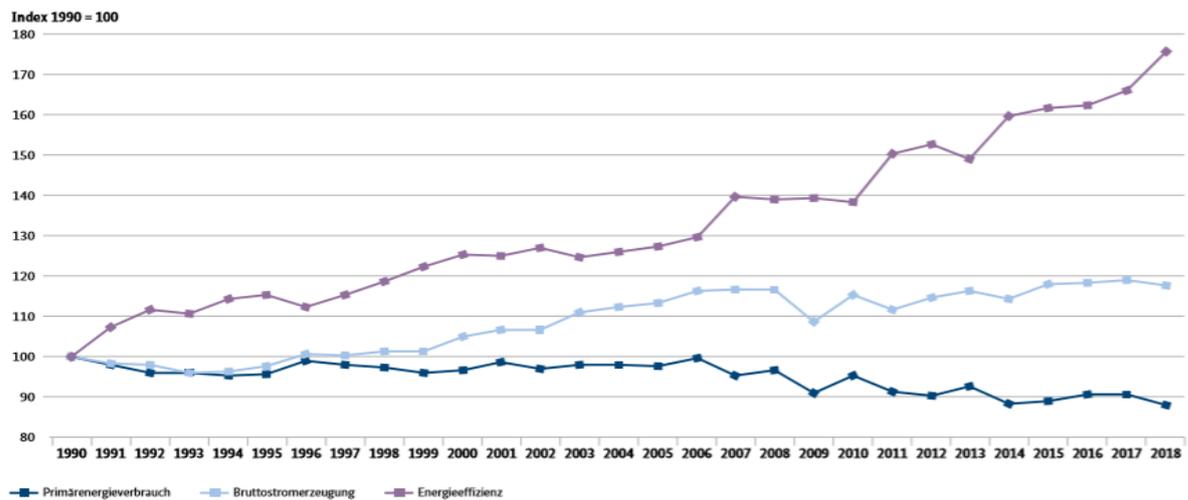


Abbildung 1.1: Entwicklung von Primärenergieverbrauch, Stromerzeugung und Energieeffizienz (Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, 2019)

Eine Herausforderung beim Kohleausstieg und um die Energiewende weiter voran zu treiben ist, vor allem für die Fernwärmeerzeugung, der Ersatz der großen Kohleheizkraftwerke durch effizientere und umweltschonendere Anlagen. Aufgrund der großen Wärmeleistung dieser Kohleheizkraftwerke sind regenerative, dezentrale Ersatzlösungen meist nicht einfach umzusetzen. Das liegt daran, dass regenerative Energieerzeuger vornehmlich zur Stromerzeugung eingesetzt werden und verhältnismäßig wenig zur Wärmeerzeugung. Alternativen für solch große Ersatzanlagen sind Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen (KWK) wie z. B. gasgefeuerte Heizkraftwerke (HKW), Blockheizkraftwerke (BHKW), Gas-und-Dampf-Kombikraftwerke (GuD), oder Biomasseheizkraftwerke (BMHKW).

Die derzeit in Deutschland eingesetzten KWK-Technologien nutzen selten den Brennwerteffekt, da die gängigen Rücklauftemperaturen der Fernwärme mit 50-60 °C keine Rauchgaskondensation (RGK) erlauben. Hier besteht jedoch ein Potential, den Brennstoffnutzungsgrad durch Ausnutzen des Brennwerteffektes erhöhen zu können. Neben der bei der Verbrennung freiwerdenden Wärme wird hierbei auch von der so genannten latenten Wärme (Kondensationswärme) im Abgas profitiert. Dies kann mit Wärmepumpen (WP) realisiert werden, da durch deren Einsatz ein ausreichend tiefes Temperaturniveau erzeugt wird, um die Rauchgase unterhalb des Taupunktes abzukühlen und so die Kondensationswärme zu nutzen.

Übliche Brennstoffnutzungsgrade bei den heutigen KWK-Prozessen liegen bei ca. 90 %. Durch die Prozessoptimierung mit Hilfe einer RGK, ist eine Erhöhung des Brennstoffnutzungsgrades möglich. (Müller, 2018)

1.2 Zielsetzung

Im Rahmen der Masterthesis wird untersucht, wie sich verschiedene KWK-Prozesse durch eine RGK mit anschließender Verwendung der Kondensationswärme in einer WP thermodynamisch verändern. Untersucht werden verschiedene KWK-Anlagen wie HKW, BHKW, GuD und BMHKW mit verschiedenen Wärmepumpentechnologien (elektrisch und thermisch). Die verschiedenen Anlagentypen werden zum Zwecke dieser Arbeit in Epsilon®Professional modelliert und anschließend ausgewertet.

Ziel der Masterthesis ist es die prozesstechnischen Eigenschaften wie

- elektrischer Wirkungsgrad
- thermischer Wirkungsgrad
- Brennstoffnutzungsgrad

bei Einsatz unterschiedlicher Wärmepumpentypen zu untersuchen. In die Untersuchung werden zudem verschiedene Einflussfaktoren wie beispielsweise Bauart der Turbine (Kondensationsturbine, Gegendruckturbine), Fernwärmeverlauftemperatur (FW-VLT), Taupunkttemperatur mit einbezogen.

Anschließend soll anhand der Ergebnisse eine Aussage über die spezifischen Wärmeerzeugungskosten der WP getroffen werden. Anhand der spezifischen Wärmekosten sollen die verschiedenen Wärmepumpenarten dann mit konventionellen KWK-Anlagen verglichen werden.

2 Grundlagen

2.1 Thermodynamische Grundlagen

Kraft-Wärme-Kopplung bezeichnet die gleichzeitige Gewinnung elektrischer Energie und nutzbarer Wärme. In Abbildung 2.1 ist die Energiebilanz einer KWK-Anlage schematisch mit Beispielwerten aufgeführt. Im Folgenden werden der Brennstoffnutzungsgrad und die Stromkennzahl anhand des Beispiels näher erläutert.

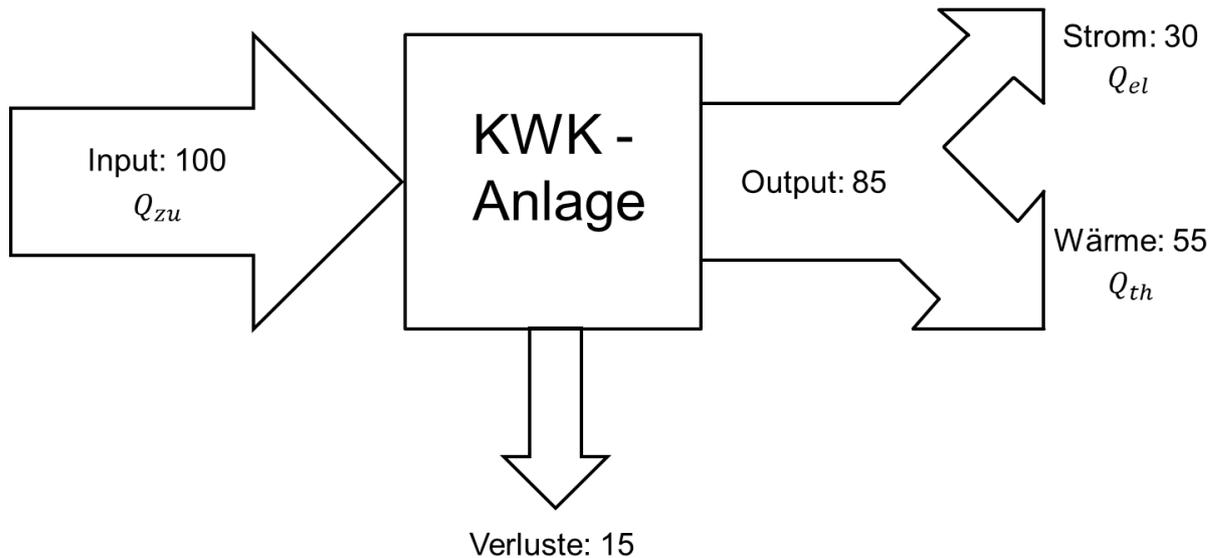


Abbildung 2.1: Energiebilanzschema einer KWK-Anlage

Brennstoffnutzungsgrad

Bei der Berechnung des Brennstoffnutzungsgrades, der den Gesamtwirkungsgrad der Anlage darstellt (siehe Formel 1), sind die elektrische Energie und die nutzbare Wärme gleichgesetzt. Zur Beurteilung der Güte einer Anlage ist dies jedoch nicht geeignet, da Strom im Gegensatz zu Wärme höherwertig anzusehen ist durch die höhere Exergie. (Zahoransky, 2007)

$$\eta_{Bst} = \frac{Q_{el} + Q_{th}}{Q_{zu}} \quad (1)$$

η_{Bst}	: Brennstoffnutzungsgrad	[%]
Q_{el}	: elektrische Energie	[kWh]
Q_{th}	: nutzbare Wärme	[kWh]
Q_{zu}	: zugeführte Energie	[kWh]

Brennstoffnutzungsgrad anhand des Beispiels: $\eta_{Bst} = \frac{30 + 55}{100} = 0,85$

Der Brennstoffnutzungsgrad sagt aus, wieviel der eingesetzten Energie in nutzbare Energie (Strom und Wärme) umgewandelt wird.

Stromkennzahl

Die Stromkennzahl gibt das Verhältnis von nutzbarer elektrischer Energie zu nutzbarer thermischer Energie an (siehe Formel 2).

$$\sigma = \frac{Q_{el}}{Q_{th}} \quad (2)$$

σ	: Stromkennzahl	[-]
Q_{el}	: elektrische Energie	[kWh]
Q_{th}	: nutzbare Wärme	[kWh]

Stromkennzahl anhand des Beispiels: $\sigma = \frac{30}{55} = 0,54$

Die Stromkennzahl hängt dabei von der Betriebsweise und Art der Anlage ab. Bei einem stromgeführten Betrieb oder bei einem reinen Kondensationsbetrieb tritt ein höherer elektrischer Wirkungsgrad auf. Eine hohe Stromkennzahl ist meist von Vorteil, da elektrische Energie wegen des höheren Exergieanteiles als höherwertig anzusehen ist. Jedoch werden KWK-Anlagen heutzutage primär zur Deckung des Wärmebedarfes eingesetzt und eine hohe Stromkennzahl ist nur dann von Vorteil, wenn die wirtschaftlichen Randbedingungen stimmen (z.B. hoher Strompreis). Eine niedrige Stromkennzahl ist wünschenswert, wenn der Strompreis niedrig oder sogar negativ ist. Allerdings hat die Stromkennzahl allein keine große Aussagekraft auf die Energieeffizienz, da sie z.B. auch steigt, wenn der thermische Wirkungsgrad sinkt. Um die Güte einer Anlage zu beschreiben müssen die Stromkennzahl und der Brennstoffnutzungsgrad in Kombination betrachtet werden. (Paschotta, RP-Energie-Lexikon: Stromkennzahl, 2020)

2.2 Beschreibung der KWK-Anlagen

2.2.1 Heizkraftwerk

Ein gasgefeuertes HKW (siehe Abbildung 2.2) erzeugt gleichzeitig Strom und Wärme und nutzt damit das Prinzip der Kraft-Wärme-Kopplung mit Hilfe eines Wasser-Dampf-Kreislaufes. Dem Wasser-Dampf-Kreislauf wird dabei durch Verbrennung eines Brennstoffes Wärme zugeführt, wobei Wasser verdampft und im Überhitzer auf eine möglichst hohe Temperatur gebracht wird. Dieser Frischdampf wird in der Dampfturbine (DT) in Strom umgesetzt. Der Abdampf wird in dieser Arbeit, anders als bei einer Kondensationsturbine, im Gegendruckbetrieb mittels eines Heizkondensators (HeiKo) entspannt, um die Energie für ein Fernwärmenetz bereit zu stellen. Je höher der Gegendruck der Turbine und je mehr Dampf zu Heizzwecken entnommen wird, desto weniger mechanische Arbeit kann dieser in der DT verrichten.

Ein HKW ist meist ein zentraler Wärmeerzeuger und kann über Nah- oder Fernwärmenetze von seinem Standort aus ganze Wohneinheiten bis hin zu Städten mit Strom und Wärme versorgen.

Vorteile von HKW im Allgemeinen sind die große Vielfalt an unterschiedlichen Brennstoffen wie z.B. Gas, Kohle, Biomasse, etc. und vor allem, dass diese vergleichsweise günstig und in großen Leistungsklassen verfügbar sind. Werden zentrale Anlagen genutzt, werden die Schadstoffe in einer Abgasreinigung reduziert, was sich bei dezentralen Anlagen schwieriger gestalten lässt. Nachteile dagegen sind, dass der elektrische Wirkungsgrad und die Stromkennzahl beispielsweise im Vergleich zum BHKW sehr gering sind, da es sich um einen einfachen Clausius-Rankine-Prozess handelt. Jedoch muss es sich dabei nicht zwingend um einen Nachteil handeln, da oft die Deckung des Wärmebedarfes im Vordergrund steht oder wenn Strom beispielsweise einen negativen Strompreis hat.

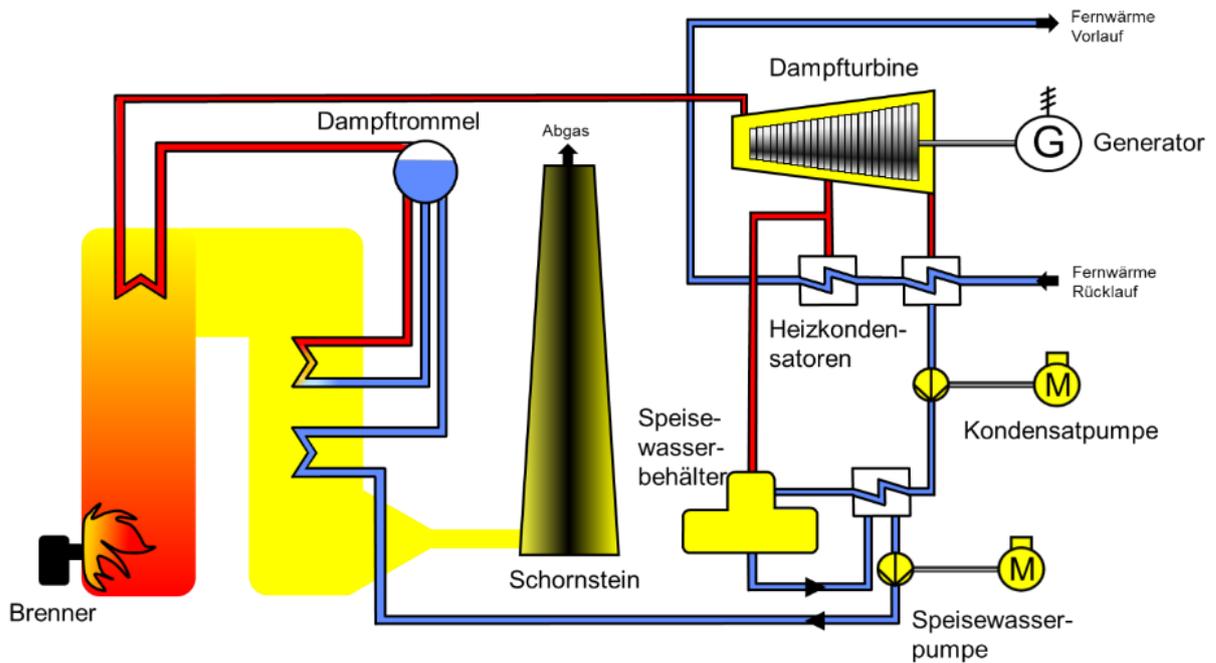


Abbildung 2.2: Blockschaltbild Heizkraftwerk (gasgefeuert)

2.2.2 Blockheizkraftwerk

BHKW (siehe Abbildung 2.3) sind HKW geringerer Leistung im Bereich zwischen einigen hundert kW bis mehreren MW. Durch die gute Einsetzbarkeit zur Dezentralisierung der Energieversorgung, können erhebliche Einsparungen im Transportaufwand und Transportverluste für Kraft und Wärme erreicht werden. (Wieczorek, 1993)

Verglichen mit einem herkömmlichen HKW (ca. 25 %) weisen sie auch mit ca. 40 % deutlich höhere elektrische Wirkungsgrade auf.

Ein BHKW besteht aus einem Verbrennungsmotor, der chemische Energie in mechanische Energie umwandelt. Dabei wird ein Gemisch aus Brennstoff und Luft verdichtet, verbrannt und verdrängt dadurch den Kolben. Wasser dient als Motorkühlung und die entstandenen heißen Rauchgase beim Verbrennungsprozess erwärmen das Wasser in einem Rauchgaswärmetauscher (RG-WT) weiter, bevor es als Abgas das BHKW verlässt.

Typische Anwendungsfelder für BHKW sind die Stromversorgung, sowie die Beheizung und Warmwasserversorgung von Wohn-, Büro- und gewerblichen Gebäuden. Häufig basieren BHKW auf einem mit Erd- oder Biogas betriebenen Gas- oder Dieselmotor, der einen Generator antreibt. Ebenso können umgerüstete Motoren mit erneuerbaren Brennstoffen wie z.B. Rapsöl oder Palmöl betrieben werden. Größere Anlagen von z.B. 1 MW können mit

mehreren Motor-/Generatoreinheiten betrieben werden und sind dadurch zusätzlich regelbar in Bezug auf den Leistungsbedarf durch Abschaltung der Einheiten. (Paschotta, RP-Energie-Lexikon: Blockheizkraftwerk, 2020)

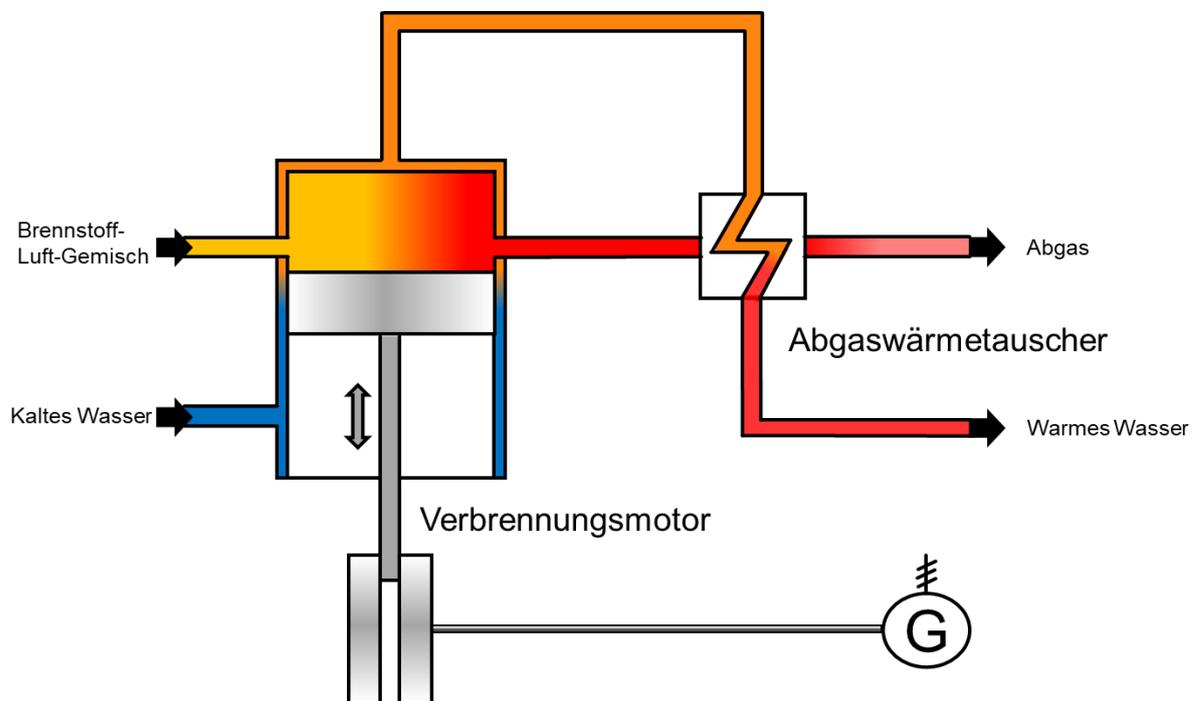


Abbildung 2.3: Blockschaltbild Blockheizkraftwerk

2.2.3 Gas- und Dampfturbinenprozess

Gasturbinen (GT) erzeugen einerseits Strom und andererseits heiße Rauchgase (ca. 400-600 °C) mit hohem Sauerstoffgehalt (ca. 15 %) . Mit Hilfe einer vorgeschalteten Zusatzfeuerung des Abhitzekeessels lässt sich der Brennstoffnutzungsgrad durch höhere Dampfdrücke, höhere Dampftemperaturen und geringeren Abgasverlusten weiter steigern.

Bei einem GuD-Prozess (siehe Abbildung 2.4) werden die entstandenen heißen Abgase der GT mit nachgeschalteter Zusatzfeuerung durch den Abhitzekeessell geleitet, der wiederum als Dampferzeuger (DE) für die DT wirkt. Der Wasser-Dampf-Kreislauf ist dabei so aufgebaut wie der des HKW (siehe Kapitel 2.2.1).

Der kombinierte GuD-Prozess ist gekennzeichnet durch eine vergleichsweise höhere Stromkennzahl (aufgrund der zusätzlichen Verstromung der heißen Rauchgase der GT) als bei reinen Gasturbinenheizkraftwerken oder einem normalen HKW (siehe Kapitel 2.2.1).

Taupunkt, aufgrund des von Natur aus relativ feuchten Brennstoffes Holz in Kombination mit dem Abgaswäscher (der direkt Wasser in das Abgas eindüst), das zur Folge ein sehr hohes Potential für WP aufweist. Auf der anderen Seite bedeutet ein BMHKW eine sehr aufwendige Abgasreinigung, in der Zyclone und Filteranlagen eine wichtige Rolle spielen. Zyclone (Fliehkraftabscheider) werden zur Abtrennung von in Gasen enthaltenen festen oder flüssigen Partikeln eingesetzt. In der nachgeschalteten Filteranlage wird mit Hilfe eines Elektro- oder Gewebefilter das Abgas weiter entstaubt. Ein Abgaswäscher kann je nach Erfordernis aus den geforderten Emissionsgrenzwerten und Brennstoffeigenschaften eingesetzt werden, in dem durch Quenchen beim Eindüsen und Verdampfen von Wasser das Abgas annähernd auf Sättigungstemperatur abgekühlt wird. Neben der Abkühlung der Gase werden saure Schadstoffe absorbiert, gasförmige Schadstoffe kondensiert und mit der Waschflüssigkeit abgeschieden.

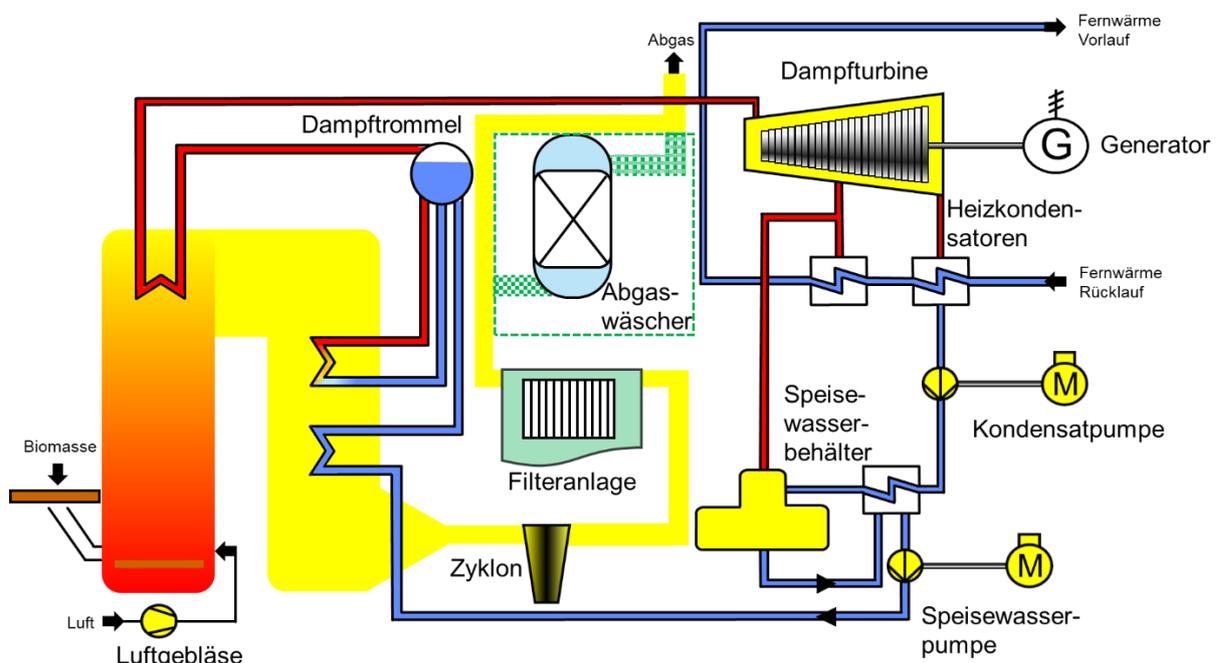


Abbildung 2.5: Blockschaltbild Biomasseheizkraftwerk

2.3 Rauchgaskondensation

Bei der RGK, die bei konstantem Druck abläuft, wird das im Rauchgas befindliche Wasser von der gasförmigen in die flüssige Phase überführt. Dadurch wird bei einer Taupunkttemperatur von beispielsweise 50 °C und dem dazugehörigen Dampfdruck von 0,12 bar(a), eine

Kondensationsenthalpie von ca. 2380 kJ/kg freigesetzt. Nach der Temperaturerhöhung in einer WP kann diese Wärme ins Fernwärmenetz eingespeist werden. Bei der RGK werden verschiedene Arten von Wärme freigesetzt:

- Sensible Wärme des Rauchgases:
 - Der Gewinn an Nutzwärme verläuft linear mit Abnahme der Temperatur.
- Sensible Wärme des Wasserdampfes
 - Der Gewinn an Nutzwärme verläuft bis zum Taupunkt linear mit Abnahme der Temperatur. Unter dem Taupunkt jedoch folgt eine stetige Abnahme der Wärmegewinnung durch Verringerung des Wassergehaltes (aufgrund der Kondensation des Wasseranteils im Rauchgas).
- Sensible Wärme des kondensierten Wassers
 - Der Gewinn an Nutzwärme erfolgt durch weitere Abkühlung des bereits kondensierten Wassers.
- Latente Wärme der Wasserdampfkondensation
 - Hier fällt der größte Gewinn an Nutzwärme in der RGK an und tritt ab Erreichen und Unterschreiten des Taupunktes auf. Durch die Abnahme der Wasserdampfmenge (aufgrund der Auskondensation) folgt jedoch später eine Abflachung des Wärmegewinnes.

Entscheidend, um die latente Wärme zu gewinnen, ist mit dem Kühlmedium der kalten Seite unter den Taupunkt des Rauchgases zu gelangen, um das dampfförmige Wasser im Rauchgas zu kondensieren. Bei Erreichen des Taupunktes beginnt die Kondensation, da die relative Feuchte im Rauchgas dort 100 % beträgt. Der Taupunkt hängt dabei vom Wassergehalt des Rauchgases und vom Luftdruck (geografische Höhe des Standortes) ab. Der Wassergehalt wiederum hängt von den folgenden Parametern ab:

- Zusammensetzung des Brennstoffes (Umwandlung des chemisch gebundenen Wasserstoffes in Wasser durch die Verbrennungsreaktion)
- Wassergehalt des Brennstoffes
- Wassergehalt der Luft und Luftüberschuss

Abbildung 2.6 zeigt ein Diagramm von Mollier mit 4 markierten Taupunkten, den dazugehörigen Enthalpien und den dazugehörigen Wasserbeladungen x in Luft bei einer Wasserdampfsättigung φ von 100%:

- 1 → Taupunkt: 15°C ; Enthalpie: 42 kJ/kg ; x : 11 g/kg ; $\varphi=1$
- 2 → Taupunkt: 25°C ; Enthalpie: 77 kJ/kg ; x : 20 g/kg ; $\varphi=1$
- 3 → Taupunkt: 35°C ; Enthalpie: 129 kJ/kg ; x : 37 g/kg ; $\varphi=1$
- 4 → Taupunkt: 45°C ; Enthalpie: 213 kJ/kg ; x : 65 g/kg ; $\varphi=1$

Es wird deutlich, dass Enthalpie- und Wasserdampfbeladung stark überproportional mit der Temperatur steigen, das Potential der RGK also mit der Höhe der Taupunkttemperatur stark zunimmt.

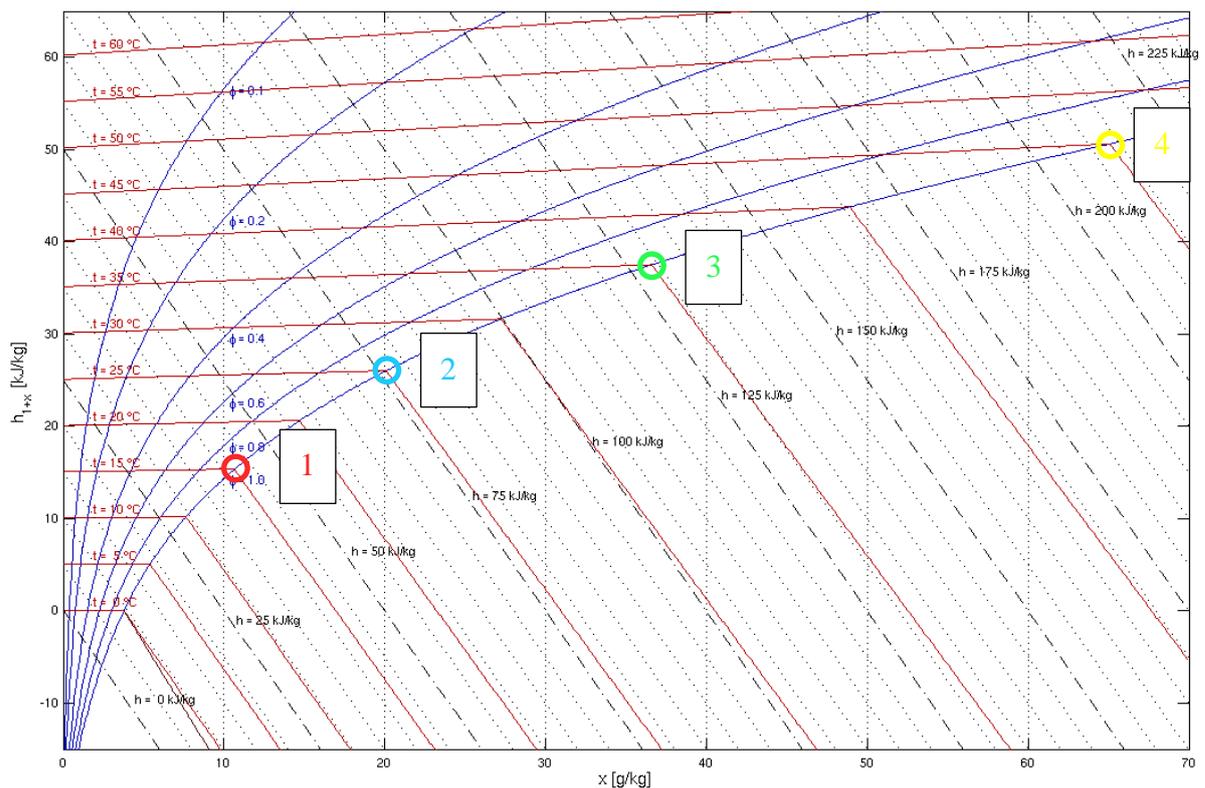


Abbildung 2.6: h,x -Diagramm von Mollier (Junglas, 2020)

2.4 Wärmepumpen

2.4.1 Grundlagen der Wärmepumpen

Eine WP, die mit einem linkslaufenden Kreisprozess arbeitet, nimmt Wärme auf einem niedrigen Temperaturniveau aus einer Wärmequelle auf. In einer WP wird die Temperatur der Wärme unter Zuführung hochwertiger Energie angehoben und dann auf einem höheren Temperaturniveau an eine Wärmesenke wieder abgegeben (siehe Formel 3).

$$Q_o = Q_U + W \quad (3)$$

Q_o	: nutzbare Wärme (oberes Temperaturniveau)	[kWh]
Q_U	: zugeführte Wärme (unteres Temperaturniveau)	[kWh]
W	: zugeführte Arbeit	[kWh]

In Abbildung 2.7 ist ein linkslaufender Carnot-Prozess im T,s-Diagramm dargestellt, der als Referenz für den realen Wärmepumpenprozess dient.

- 1 → 2: Isotherme Wärmezufuhr, bei der Wärme aus der Umgebung aufgenommen und das flüssige Kältemittel verdampft wird
- 2 → 3: Isentrope Verdichtung, bei der das Kältemittelgas komprimiert und so auf das maximale Temperaturniveau gehoben wird
- 3 → 4: Isotherme Wärmeabfuhr, bei der die Wärme auf einem nutzbaren Niveau wieder abgegeben wird
- 4 → 1: Isentrope Entspannung, bei der das Kältemittel entspannt wird, um es bei einer erneuten Wärmezufuhr aus der Umgebung wieder zu verdampfen

Die nutzbare Wärme Q_o ergibt sich dabei, wie schon in Formel 3 beschrieben, aus der Summe der Fläche der zugeführten Wärme Q_U und der Fläche der verrichteten Arbeit W .

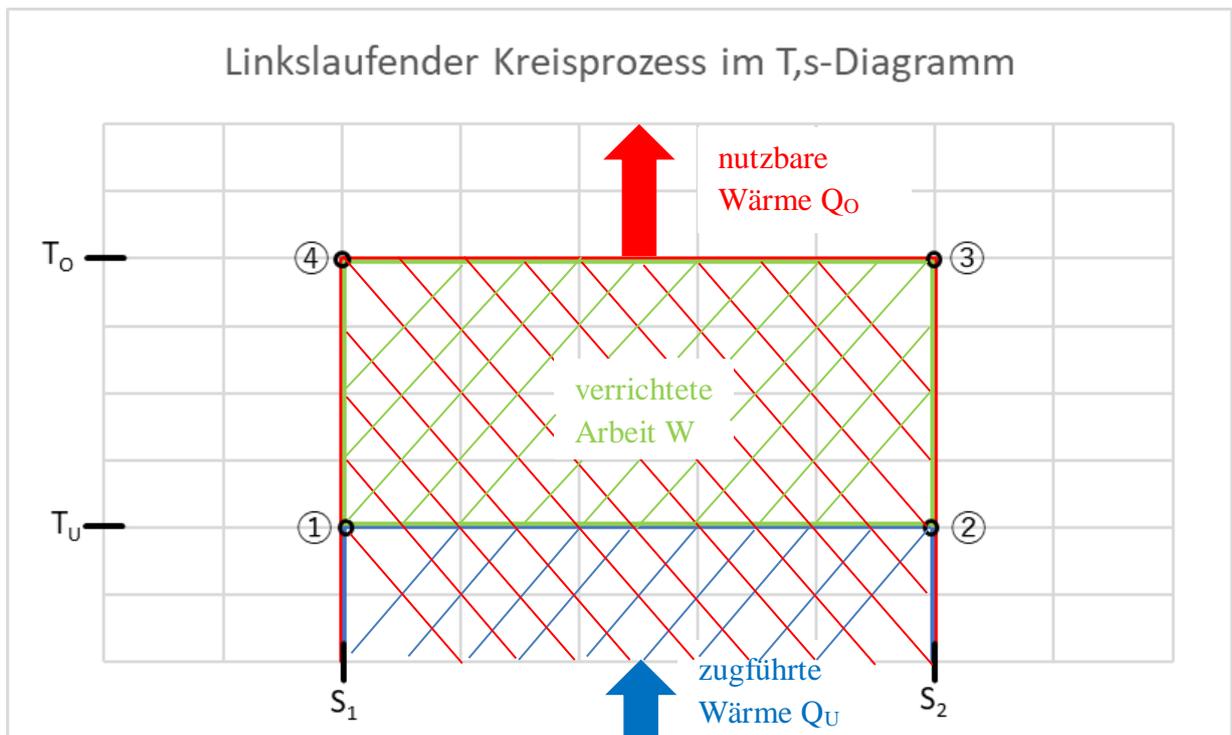


Abbildung 2.7: Linkslaufender Kreisprozess im T,s-Diagramm

Reale Leistungszahl

Die reale Leistungszahl ε , auch Coefficient of Performance (COP) genannt, beschreibt die Effizienz einer WP (siehe Formel 4) und gibt das Verhältnis von nutzbarer Wärme zur aufgenommenen Arbeit an. (Wolf, 2016)

$$\varepsilon = \frac{Q_o}{W} \quad (4)$$

ε	: reale Leistungszahl	[-]
Q_o	: nutzbare Wärme	[kWh]
W	: zugeführte Arbeit	[kWh]

Theoretische Leistungszahl

Dabei wird zwischen realer Leistungszahl ε (COP) und theoretischer Leistungszahl ε_{th} (COP_{Carnot}) unterschieden. Für WP gilt der linksläufige Carnot-Kreisprozess. Gemäß des 2. Hauptsatzes der Thermodynamik ist die theoretische Leistungszahl auf den Kehrwert des Carnot-Wirkungsgrades begrenzt (siehe Formel 5). (Wolf, 2016)

$$\varepsilon_{th} = \frac{1}{\eta_c} = \frac{T_o}{T_o - T_u} \quad (5)$$

ε_{th}	: theoretische Leistungszahl	[-]
η_c	: Carnot-Wirkungsgrad	[-]
T_o	: obere Prozesstemperatur	[K]
T_u	: untere Prozesstemperatur	[K]

Gütegrad

Der Gütegrad einer WP ist das Verhältnis von realer Leistungszahl ε zu theoretischer Leistungszahl ε_{th} (siehe Formel 6) und bestimmt damit die internen Verluste einer WP. (Wolf, 2016)

$$\eta_g = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{th}} \quad (6)$$

η_g	: Gütegrad	[-]
ε	: reale Leistungszahl	[-]
ε_{th}	: theoretische Leistungszahl	[-]

Bei Annahme eines Gütegrades mit bekannten Prozesstemperaturen lässt sich die Leistungszahl ε der WP gut abschätzen (siehe Formel 7). Gütegrade liegen meist zwischen 0,45 und 0,65. (Wolf, 2016)

$$\varepsilon = \eta_g * \varepsilon_{th} = \eta_g * \frac{T_o}{T_o - T_u} \quad (7)$$

ε	: reale Leistungszahl	[-]
η_g	: Gütegrad	[-]
ε_{th}	: theoretische Leistungszahl	[-]
T_o	: obere Prozesstemperatur	[K]
T_u	: untere Prozesstemperatur	[K]

Temperaturhub

Der Temperaturhub (siehe Formel 8) ist die Temperaturdifferenz von Wärmequelle (aufgenommene Wärme) und Wärmesenke (abgegebene Wärme). Bei WP gilt gemäß Formel 7: je größer die Temperaturdifferenz zwischen oberer und unterer Prozesstemperatur, desto

niedriger die Leistungszahl (siehe Abbildung 2.8). Gleichzeitig gilt: je niedriger die untere Prozesstemperatur, desto niedriger die Leistungszahl. (Wolf, 2016)

$$T_{H\cup b} = T_o - T_u \quad (8)$$

$T_{H\cup b}$: Temperaturhub [K]
 T_o : obere Prozesstemperatur [K]
 T_u : untere Prozesstemperatur [K]

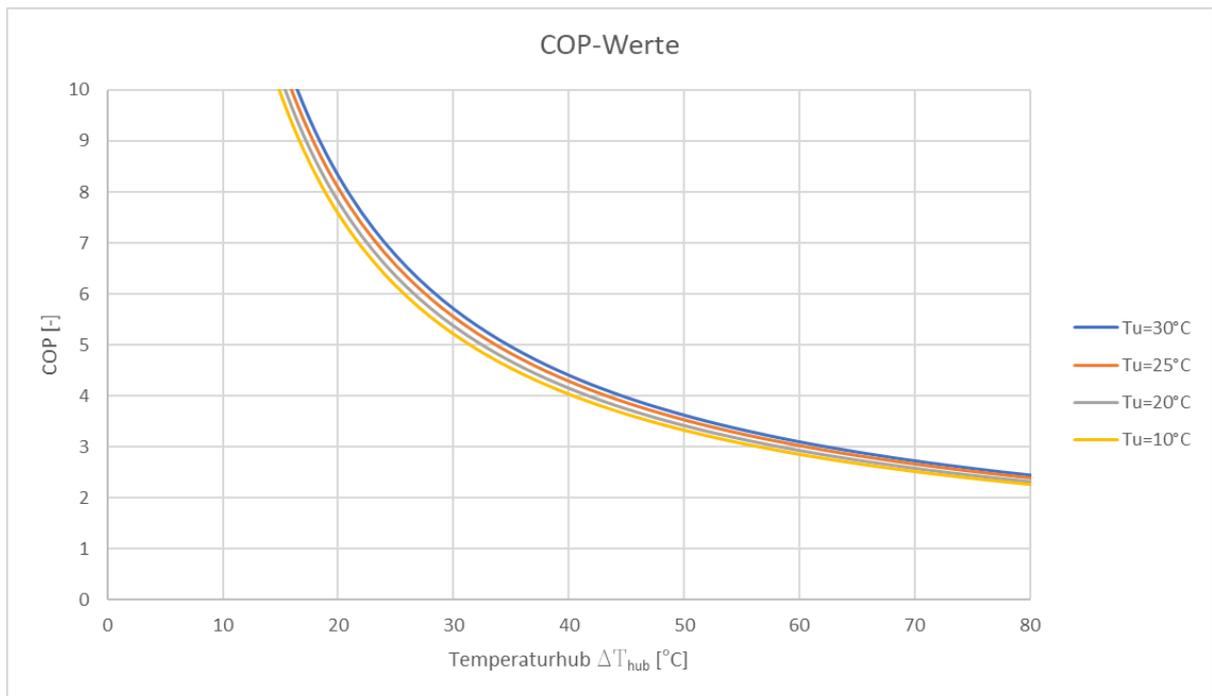


Abbildung 2.8: COP-Werte in Abhängigkeit des Temperaturhubes mit Gütegrad von 0,5

2.4.2 Kompressionswärmepumpe

In Abbildung 2.9 ist eine Kompressionswärmepumpe schematisch dargestellt. Im ① Verdampfer wird mit Hilfe einer Wärmequelle das flüssige Kältemittel verdampft. Das verdampfte Kältemittel wird anschließend mittels Antriebsleistung von außen im ② Verdichter komprimiert und so das Temperatur- und Druckniveau weiter angehoben. Im ③ Verflüssiger wird das komprimierte dampfförmige Kältemittel wieder kondensiert und gibt die Wärme an den zu heizenden Kreislauf ab. Anschließend wird das flüssige immer noch unter Druck

stehende Kältemittel im ④ Expansionsventil entspannt, wodurch das Kältemittel zu siedend und der Prozess von Neuem beginnt. (Wolf, 2016)

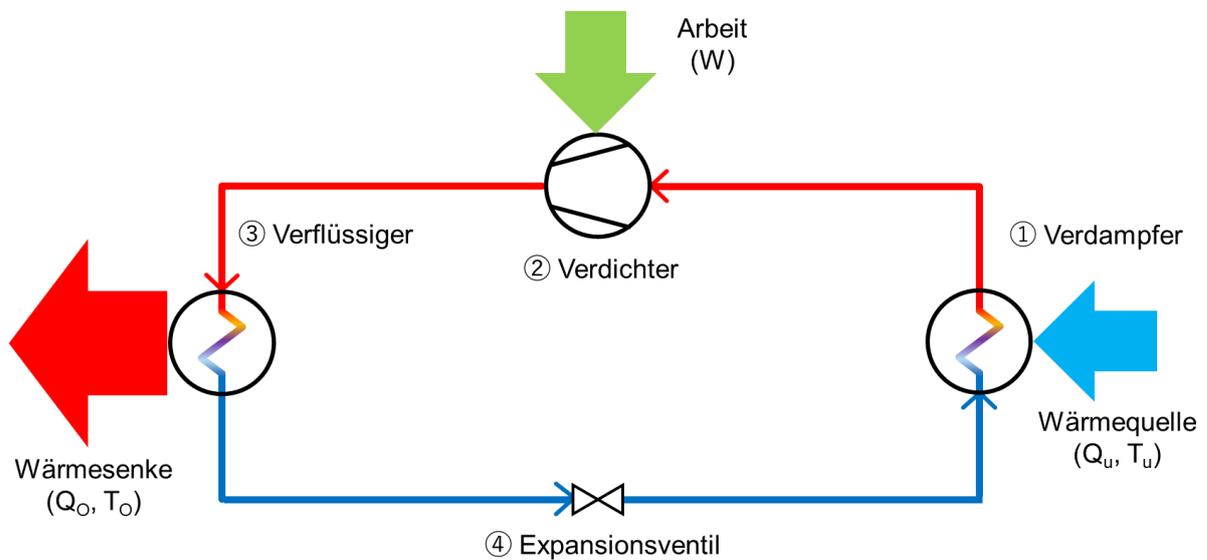


Abbildung 2.9: Kompressionswärmepumpe (Wolf, 2016)

2.4.3 Absorptionswärmepumpe

In Abbildung 2.10 ist eine Absorptionswärmepumpe schematisch dargestellt. Im ① Verdampfer wird mit Hilfe einer Wärmequelle das flüssige Kältemittel verdampft. Das verdampfte Kältemittel (Sorbktiv) löst sich anschließend im ② Absorber in einer Flüssigkeit (Sorbens) unter Freisetzung von Absorptionswärme. Anschließend wird der Druck der Lösung (Sorbit) durch die ③ Pumpe erhöht. Mit Hilfe eines ⑧ Wärmeübertragers wird die reiche Lösung (reich, aufgrund der hohen Konzentration des Sorbats) vorgewärmt und gelangt in den ④ Austreiber. Mittels Antriebswärme von außen verdampft das Sorptiv aus der Lösung und das Sorbens bleibt auf Grund des höheren Siedepunktes flüssig. Im ⑤ Verflüssiger wird das verdampfte Kältemittel kondensiert und gibt die Wärme an den zu heizenden Kreislauf ab. Anschließend wird das flüssige Kältemittel im ⑥ Expansionsventil entspannt und kann im ① Verdampfer wieder Energie aus der Wärmequelle aufnehmen. Die arme Lösung im ④ Austreiber gibt im ⑧ Wärmeübertrager Wärme an die reiche Lösung ab und wird über das ⑦ Expansionsventil in den ② Absorber zurückentspannt. (Wolf, 2016)

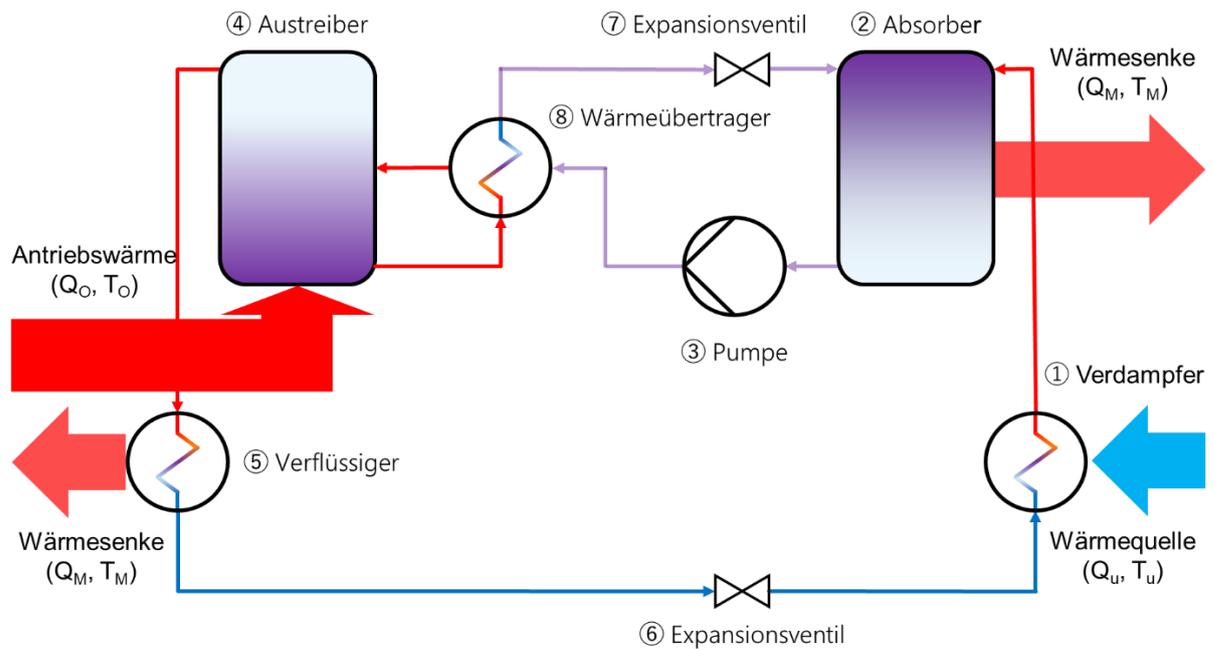


Abbildung 2.10: Absorptionswärmepumpe (Wolf, 2016)

2.5 Marktübersicht der Wärmepumpen

In Tabelle 2.1 ist beispielhaft eine Auswahl von Industrierwärmepumpen aufgeführt, die für die Anwendungsfälle im Rahmen dieser Arbeit in Frage kommen.

Tabelle 2.1: Übersicht geeigneter Industrierwärmepumpen

Hersteller	Produkt	Kältemittel	Verdampferseite		Kondensatorseite		Leistungs- aufnahme [kW]	COP _{Carnot}	Gütegrad	COP
			Ein/Austritts- temperaturen [°C]	Kälteleistung [kW]	Ein/Austritts- temperaturen [°C]	Heizleistung [kW]				
elektrisch										
Friotherm	UNITOP 28/22BY-8107U	HFO-R1234ze	32/28	4.000	65/90	5.570	1.633	5,38	0,63	3,41
Friotherm	UNITOP 22/22BY-7085U	HFO-R1234ze	30/26	2.000	55/90	2.780	805	5,23	0,66	3,45
GEA	MX PP1300 NH3	R717	30/23	2.000	55/82	2.787	787	5,51	0,64	3,50
SABROE	DualPAC 112-W	R717	30/20	2.190	50/70	2.777	584	6,18	0,76	4,70
Johnson Controls	DualPAC SMC116SV	R717	13/7	1.021	60/90	1.455	482	4,11	0,73	3,02
York	YVWA	R134a/R513a	15/10	1.250	?/65			5,59	0,60	3,38
York	YMC2	R134a	30/25	3.000	?/65			7,42	0,65	4,82
thermisch										
Johnson Controls	YHAP-C2000EXW4S		30/26	10.123	55/87	6.600	4.000	5,42	0,30	1,65
Johnson Controls	YHAU-C2000EXW4S-331	Lithiumbromid	25/20	10.060	50/80	6.640	4.000	5,40	0,31	1,66
Johnson Controls	YHAP-C2000EXW4S		30/22	10.008	55/80	6.680	4.000	5,56	0,30	1,67

Die rot hinterlegten Austrittstemperaturen auf der Verdampferseite bei den elektrischen WP von York sind Annahmen, da im technischen Datenblatt keine Angaben dazu gemacht wurden.

Der COP_{Carnot} wird in diesem Fall mit einer Grädigkeit von 3 Kelvin auf der Verdampferseite, sowie 3 Kelvin auf der Kondensatorseite berechnet (siehe Formel 5). Gemäß der angegebenen Hersteller COP und dem berechneten COP_{Carnot} wird der Gütegrad für die th und die el WP berechnet (siehe Formel 6). Eine Übersicht der daraus resultierenden Gütegrade ist Tabelle 2.1 zu entnehmen.

Für die Simulationen wird der elektrischen WP ein Gütegrad von 0,65 vorgegeben. Der thermischen WP wird ein Gütegrad von 0,30 vorgegeben. Diese Gütegrade werden angenommen auf Basis der berechneten Gütegrade aus Tabelle 2.1.

Die Auswahl dieser WP wurde getroffen auf Grund der Tatsachen dass,

1. die Austrittstemperaturen der Verdampferseite niedrig genug sind ($< 35^{\circ}\text{C}$ Austritt kalte Seite), um unter den Taupunkt der Rauchgase zu gelangen,
2. die Austrittstemperaturen der Kondensatorseite auf einem ausreichend hohem Niveau sind ($>65^{\circ}\text{C}$), um das Fernwärmenetz mit Heißwasser zu unterstützen und
3. die Heizleistungen sich im Megawattbereich befinden, da es sich bei den zu untersuchenden Anlagen dieser Arbeit um industrielle Großanlagen handelt.

Wie in Tabelle 2.1 zu erkennen, ist der COP bei elektrischen WP erkennbar höher als bei thermischen WP. Dies liegt an der höheren Exergie (höhere Wertigkeit), die Strom im Gegensatz zu Wärme besitzt.

Die Auswahl des Kältemittels ist sehr komplex, da es viele Auswahlmöglichkeiten und gleichzeitig viele Auswahlkriterien gibt.

1. Die oberste Anwendungsgrenze eines Kältemittels ist die kritische Temperatur, oberhalb derer die Verflüssigung nicht mehr möglich ist.
2. Des Weiteren sollte das Kältemittel nicht umweltgefährdend sein ($ODP=0$) und ein geringes GWP haben, was bald gesetzlich vorgeschrieben ist (Kyoto Protokoll 1997).
3. Sicherheitstechnisch betrachtet sollte das Kältemittel nicht leicht entflammbar und nicht toxisch sein.

4. Weitere wichtige Kriterien sind unter anderem: Verfügbarkeit, COP, Druckverhältnis volumetrische Kälteleistung, Verdichtungstemperatur, thermische Stabilität des Kältemittel-Öl-Gemisches, Schmiereigenschaften bei hohen Temperaturen.

In Tabelle 2.2 sind Kältemittel mit den wichtigsten Eigenschaften aufgeführt.

- T_{krit} : kritische Temperatur
 p_{krit} : kritischer Druck
 ODP : Ozone Depletion Potential (Ozonabbaupotential mit Basis R11 = 1.0)
 GWP : Global Warming Potential (Treibhauspotential bezogen auf $CO_2 = 1.0$)
 SG : Sicherheitsgruppe (Einteilung nach DIN EN 378-1)
 Sdp. : Siedepunkt

(Arpagus, 2017)

Tabelle 2.2: Kältemittelübersicht mit Eigenschaften (Arpagus, 2017)

Kältemittel	Chemische Bezeichnung	T_{krit} [°C]	p_{krit} [bar]	ODP [-]	GWP [-]	SG	Sdp. [°C]
Ethanreihe							
R113	1,1,2-Trichlor-1,2,2-trifluorethan	214,0	33,9	0,8	4800	A1	47,6
R114	1,2-Dichlor-1,1,2,2-tetrafluorethan	145,7	32,6	1,0	9800	A1	3,8
R134a	1,1,1,2-Tetrafluorethan	101,1	40,6	0	1430	A1	-26,1
R152a (HFKW)	1,1-Difluorethan	113,3	45,2	0	124	A2	-24,0
Propanreihe							
R245ca	1,1,2,2,3-Pentafluorpropan	174,4	39,3	0	693	n.v.	25,1
R245fa	1,1,3,3,3-Pentafluorpropan	154,0	36,5	0	858	B1	14,9
R236fa	1,1,1,3,3,3-Hexafluorpropan	124,9	32,0	0	9810	A1	-1,4
R227ea	1,1,1,2,3,3,3-Heptafluorpropan	101,8	29,3	0	3220	A1	-15,6
R290	Propan	96,7	42,5	0	3	A3	-42,1
R1270	Propen	91,1	45,6	0	2	A3	-47,6
Butanreihe							
R365mfc	1,1,1,3,3-Pentafluorbutan	186,9	32,7	0	804	A2	40,2
SES36	Pentafluorbutan	177,6	28,5	0	3126	A2	35,6
Kohlenwasserstoffe							
R601	Pentan	196,6	33,7	0	20	A3	36,1
R600	Butan	152,0	38,0	0	20	A3	-0,5
R600a	Isobutan	134,7	36,3	0	3	A3	-11,8
Kältemittel-Gemische							
R410A	R32/R125 (50/50)	72,6	49,0	0	2088	A1	-51,5
Hydrofluorolefine (HFO, HCFO)							
R1336mzz(Z)	1,1,1,4,4,4-Hexafluorbut-2-en	171,3	29,0	0	2	A1	33,4
R1233zd(E)	Tetrafluorpropen	166,5	36,2	0	1	A1	18,0
R1234ze(Z)	cis-1,3,3,3-Tetrafluorprop-1-en	150,1	35,3	0	<1	A2	9,8
R1234ze(E)	trans-1,3,3,3-Tetrafluorprop-1-en	109,4	36,4	0	7	A2L	-19,0
R1234yf	2,3,3,3-Tetrafluorprop-1-en	94,7	33,8	0	4	A2L	-29,5
DR-14	HFO	111,6	39,6	0	380	A1	-20,5
DR-12	HFO	137,7	30,0	0	32	A1	7,5
andere organische Verbindungen							
LG6 (R1336mzz)	n.v.	169,0	n.v.	0	1	n.v.	n.v.
MF2	n.v.	>145	n.v.	0	<10	n.v.	n.v.
E170	Dimethylether	127,2	53,4	0	1	A3	-24,8
anorganische Verbindungen							
R718	Wasser	373,9	220,6	0	0	A1	100,0
R717	Ammoniak	132,3	113,3	0	0	B2L	-33,3
R744	Kohlendioxid	31,0	73,8	0	1	A1	-78,5

3 Material und Methodik

3.1 Werkzeug

Die KWK-Anlagen und Parametervariationen werden in dieser Arbeit mit Epsilon® Professional (Epsilon) konzipiert.

Epsilon ist ein Simulationsprogramm zur Anlagenplanung, -auslegung und -optimierung thermodynamischer Kreisprozesse. Unterschiedliche Konfigurationen, Lastfälle und Umweltbedingungen sowie neu entwickelte Komponenten und Bauteilverschmutzungen können simuliert werden. Durch die Flexibilität des Programmes wird die Modellierung thermodynamischer Prozesse von konventionellen Kraftwerken, Kern- und Solarkraftwerken bis hin zu Entsalzungsanlagen, Brennstoffzellenanwendungen sowie benutzerspezifischen Prozessen ermöglicht. Mit Hilfe von Energie- und Massenbilanzen können die Systemzustände berechnet werden. Mit der Bauteilbibliothek ist es möglich, die Topologie des Kreislaufes abzubilden. Die Bedienung des Programms basiert auf einer grafischen Benutzeroberfläche und Bauteile des Kreislaufes werden mit Logik- und Stoffleitungen miteinander verbunden. Durch Einpflegen von Parametern und Kennlinien werden Bauteile wie z.B. Pumpen, Turbinen und Dampferzeuger an das reale Verhalten angepasst, um so individuelle Prozesse mit den programmierbaren Bauteilen zu simulieren. (Pohl, 2016)

3.2 Vorgehensweise

In Tabelle 3.1 ist eine Übersicht der verschiedenen KWK-Anlagen mit den untersuchten Varianten dargestellt. Dabei werden im Prinzip alle Kraftwerksarten im Gegendruckbetrieb ohne WP, mit elektrischer WP und mit thermischer WP miteinander verglichen.

Tabelle 3.1: Übersicht der KWK-Anlagen mit zu untersuchenden Varianten

	Gegendruckbetrieb			Kondensationsbetrieb		
	ohne Wärmepumpe	mit Wärmepumpe		ohne Wärmepumpe	mit Wärmepumpe	
		elektrisch	thermisch		elektrisch	thermisch
Heizkraftwerk	✓	✓	✓	✓	✓	✓
Blockheizkraftwerk	✓	✓	-	-	-	-
Gas- und Dampfturbinenprozess	✓	✓	✓	-	-	-
Biomasseheizkraftwerk	✓	✓	✓	-	-	-

¹

Der Kondensationsbetrieb und die Parametervariation werden nur für das HKW mit thermischer WP (mit Ausnahme siehe Kapitel 4.2.5), da diese im Gegensatz zur elektrischen WP einen Eingriff in den Prozess durch Dampfenahme aus der DT bedeutet, angewendet. Alles Weitere würde den Rahmen sprengen und es ist anzunehmen, dass sich das Verhalten auf die anderen Prozesse mit Wasser-Dampf-Kreislauf übertragen lässt. Folgende Parametervariation ist vorgesehen:

Prozessparameter

- Betrieb ohne und mit WP
- Vorlauftemperatur der Fernwärme
- Brennstoffzusammensetzung

Wärmepumpenparameter

- Taupunkttemperatur nach der RGK (dadurch Änderung des COP der WP)
- Austrittstemperatur der Kondensatorseite (dadurch Änderung des COP der WP)

¹ Eine Ausnahme dabei bildet das BHKW, da dieses keine DT enthält und somit der Gegendruck- bzw. Kondensationsbetrieb, sowie die Variante mit einer thermischen WP wegfällt. Daher wird es beim BHKW nur eine Variante mit elektrischer WP, sowie eine Variante ohne WP geben.

4 Untersuchung der thermodynamischen Einflüsse auf den Wärmekraft-Prozess

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse für

- Heizkraftwerk
- Blockheizkraftwerk
- Gas- und Dampfturbinenprozess
- Biomasseheizkraftwerk

mit deren Prozessbeschreibungen und Varianten aufgeführt und ausgewertet.

Im Anhang finden sich Anlagenschemata mit Wertekreuzen zu allen KWK-Varianten ohne Betrieb der WP, mit Betrieb der elektrischen WP und mit Betrieb der thermischen WP.

Grün hinterlegte Werte in den Auswertungstabellen sind der Referenzlastfall auf den die Simulationsergebnisse bezogen und verglichen werden. Der Referenzlastfall ist dabei immer der Betrieb ohne WP.

Da die Simulationsergebnisse den Bruttowert der elektrischen Wirkungsgrade darstellen, werden diesem bei allen KWK-Anlagen pauschal 3 %-Punkte für den elektrischen Eigenbedarf verursacht durch Pumpen, technische Gebäudeausrüstung (TGA), Nebenanlagen, usw., abgezogen.

Für die Vergleichbarkeit der Lastfälle wird der COP der Gesamtanlage $COP_{Gesamtanlage}$ eingeführt, der das Verhältnis von Gewinn an Wärme zu Verlust an Strom durch Betrieb der WP (siehe Formel 10) bezogen auf den Referenzlastfall beschreibt. So kann der Einfluss beim Einschalten der WP auf die wichtigsten Parameter der Prozesse analysiert und mit dem Betrieb ohne WP direkt verglichen werden.

$$COP_{Gesamtanlage} = \frac{\Delta Q_{th}}{\Delta P_{el}} \quad (10)$$

$COP_{Gesamtanlage}$: COP Gesamtanlage
ΔQ_{th}	: Differenz der thermischen Leistung zum Referenzlastfall
ΔP_{el}	: Differenz der elektrischen Leistung zum Referenzlastfall

4.1 Rauchgaskondensation und Integration der Wärmepumpe

4.1.1 Auslegung der Rauchgaskondensation

Die RGK wurde in Epsilon so ausgelegt, dass die Rauchgase durch die RGK auf 34 °C abgekühlt werden. Diese Temperatur ergibt sich durch die in dieser Arbeit festgelegten 26 °C Rücklauf­temperatur der Verdampferseite der WP und der unteren Grädigkeit von 8 K am Rauchgaskondensator (siehe Abbildung 4.1).

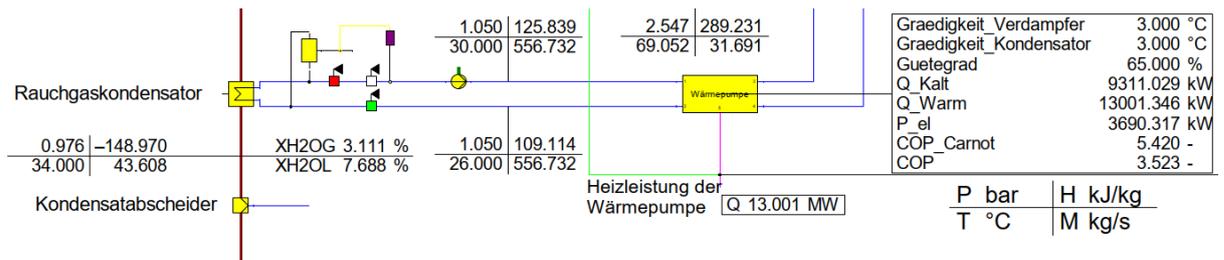


Abbildung 4.1: Ausschnitt der Rauchgaskondensation beim Heizkraftwerk im Gegendruckbetrieb bei Betrieb der elektrischen Wärmepumpe

4.1.2 Integration der Wärmepumpe

Als Antriebsmedium für die thermische WP wird der DT Dampf entnommen. Aufgrund der relativ hohen Dampfmassenströme und um den erforderlichen Druck von 8 bar(a) für die thermische WP zu gewährleisten wird eine geregelte Dampfentnahme, die einen Eingriff in die DT und damit den Wirkungsgrad darstellt, vorgesehen (siehe Abbildung 4.2).

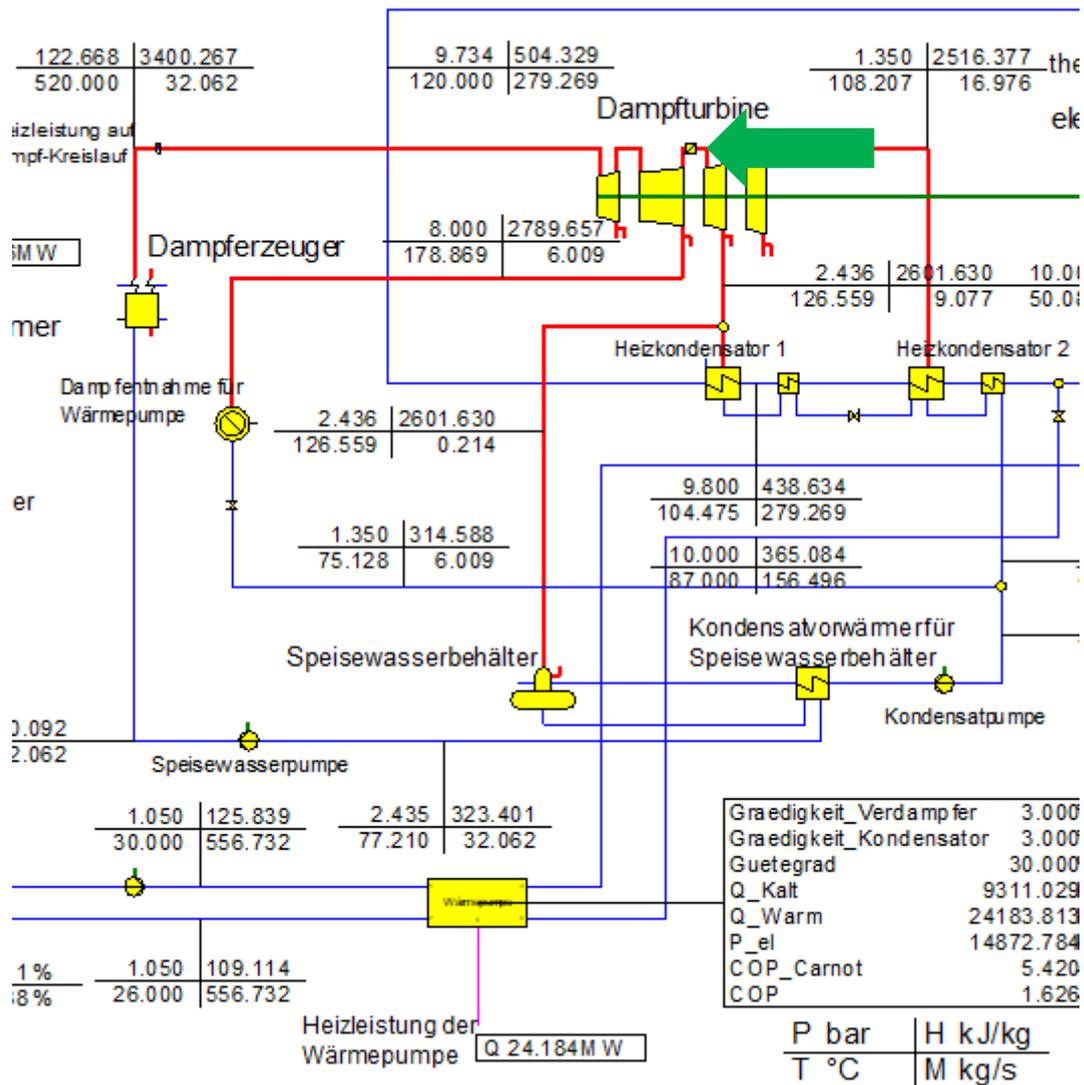


Abbildung 4.2: Ausschnitt der Dampfentnahme aus der Dampfturbine als Antriebsmedium bei Betrieb der thermischen Wärmepumpe

4.2 Heizkraftwerk

4.2.1 Auslegung des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb

In Abbildung 4.3 ist das HKW im Gegendruckbetrieb ohne Betrieb der WP mit seinen Anlagenkomponenten und den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.1 abgebildet.

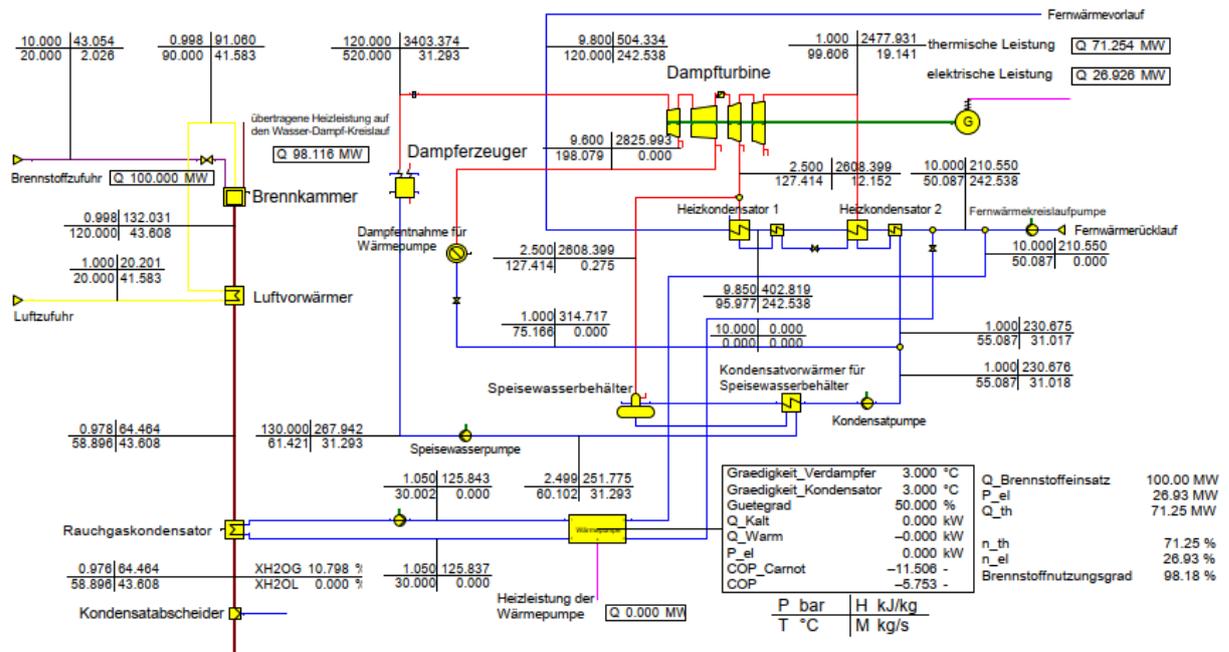


Abbildung 4.3: Anlagenschema Heizkraftwerk im Gegendruckbetrieb ohne Betrieb der Wärmepumpe

Tabelle 4.1: Ausgangsparameter für das Heizkraftwerk

Brennstoffzusammensetzung	Hamburger Gasanalyse (siehe Tabelle 4.8)
Brennstoffeinsatz	100 MW
Luft Eintrittstemperatur	20 °C
Luftfeuchtigkeit	40%
Luftüberschuss in der Brennkammer	1,2
Fernwärmerücklauftemperatur	50 °C
Fernwärmeverlauftemperatur	120 °C
Frischdampfparameter	120 bar(a) / 520 °C

Die benötigte Luft für die Verbrennung des Brennstoffes wird im Luftvorwärmer mit dem Rauchgas aus der Brennkammer auf 90 °C vorgewärmt, um die im Rauchgas enthaltene Wärme über den Luftstrom zurückzugewinnen und die Effizienz des Prozesses damit zu steigern. Die

Temperatur des abgekühlten Rauchgases liegt nach dem Luftvorwärmer noch über dem Taupunkt. In der RGK wird bei Betrieb der WP das Rauchgas unter den Taupunkt abgekühlt, um die Kondensationswärme zu gewinnen und anschließend auf den Fernwärmekreislauf zu übertragen.

Die bei der Verbrennung freiwerdende Wärme wird im DE genutzt, um Frischdampf zu erzeugen. Der Frischdampf, der sich auf einem Druck- und Temperaturniveau von 120 bar(a) und 520 °C befindet, gelangt in die DT. Durch Umwandlung von thermischer in mechanische Energie wird im Generator elektrische Energie erzeugt. Nach der 2. Dampfturbinenstufe gibt es, zum Betrieb der thermischen WP eine geregelte Dampfantnahme, welche eine Entnahme von Dampf auf einem konstanten Druck von 8 bar(a) ermöglicht (siehe Abbildung 4.2). Nach der 3. Dampfturbinenstufe gibt es eine Dampfanzapfung auf einem Druckniveau von 2,5 bar(a) zur Konditionierung des Speisewassers im Speisewasserbehälter, sowie zur Wärmeerzeugung über den HeiKo 1. Nach der 4. und letzten Dampfturbinenstufe befindet sich der Dampf auf einem Druckniveau von 1 bar(a) und wird in HeiKo 2 ebenfalls zur Wärmeerzeugung genutzt. Die Kondensationswärme der beiden HeiKo wird auf das Wasser im Fernwärmerücklauf (FW-RL) übertragen. Die erforderlichen Massenströme stellen sich dabei so ein, dass sich das Wasser im Fernwärmeverlauf (FW-VL) nach HeiKo 1 auf 120 °C aufheizt. Ist die WP in Betrieb, geht vom FW-RL vor HeiKo 2 ein Abzweig mit Wasser zur Kondensatorseite der WP. Von der WP wird das erwärmte Wasser auf einem Temperaturniveau von 87 °C vor dem HeiKo 2 wieder in den Fernwärmekreislauf zurückgeführt.

4.2.2 Vergleich ohne Wärmepumpe / mit Wärmepumpe

Auf Basis der angenommenen Gütegrade aus Kapitel 2.5 mit einem Gütegrad von 0,65 bei der elektrischen WP und einem Gütegrad von 0,30 bei der thermischen WP ergeben sich die in Tabelle 4.2 dargestellten COP durch Berechnung nach Formel 7. Die Kondensatoraustrittstemperatur wurde mit 87 °C bestimmt, da dies das Maximum für die thermische WP darstellt (siehe Tabelle 2.1). Für die bessere Vergleichbarkeit wird der elektrischen WP ebenfalls 87 °C Kondensatoraustrittstemperatur vorgegeben.

Tabelle 4.2: verwendete Wärmepumpentypen

Antriebsart	Hersteller	Produkt	Verdampferseite		Kondensatorseite		COP
			Eintrittstemperatur [°C]	Austrittstemperatur [°C]	Eintrittstemperatur [°C]	Austrittstemperatur [°C]	
elektrisch	Friotherm	UNITOP 22/22BY-7085U	30	26	50	87	3,52
thermisch	Johnson Controls	YHAP-C2000EXW4S	30	26	50	87	1,63

In Tabelle 4.3 sind die Simulationsergebnisse des HKW im Gegendruckbetrieb mit den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.1 mit den verwendeten WP (siehe Tabelle 4.2) und ohne WP aufgeführt.

Tabelle 4.3: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb ohne Wärmepumpe und mit Wärmepumpe

Anlagenparameter	Einheit	ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe	mit thermischer Wärmepumpe
Brennstoffeinsatz	MW	100,00	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	13,71	13,71	13,71
Elektrische Leistung	MW	26,93	23,26	25,49
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	26,93	23,26	25,49
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	23,93	20,26	22,49
Thermische Leistung	MW	71,25	84,24	82,04
Thermischer Wirkungsgrad	%	71,25	84,24	82,04
Stromkennzahl	-	0,34	0,24	0,27
Brennstoffnutzungsgrad	%	95,18	104,51	104,54
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	0,00	9,31	9,31
Heizleistung Wärmepumpe	MW	0,00	13,00	24,18
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	26,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	87,00	87,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	0,00	61,00	61,00
COP _{Wärmepumpe}	-	-	3,52	1,63
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	55,73	55,73	55,73
Rauchgastemperatur (vor RGK)	°C	58,90	58,90	58,90
Rauchgastemperatur (nach RGK)	°C	58,90	34,00	34,00
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	10,80	3,11	3,11
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,00	7,69	7,69
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	0,00	71,19	71,19
ΔP_{el}	MW	-	3,66	1,43
ΔQ_{th}	MW	-	12,99	10,79
COP _{Gesamtanlage}	-	-	3,55	7,53

Wie erwartet zeigt sich, dass der elektrische Wirkungsgrad ohne WP mit ca. 24 % größer ist als die elektrischen Wirkungsgrade mit WP (ca. 20 % bzw. ca. 22,5 %), jedoch die thermischen Wirkungsgrade mit WP (ca. 84 % bzw. ca. 82 %) deutlich größer sind als der thermische

Wirkungsgrad ohne WP (ca. 71%). Der Grund für die geringeren elektrischen Wirkungsgrade ist, dass zum Betrieb der elektrischen WP erzeugter Strom der DT verwendet wird. Zum Betrieb der thermischen WP wird Dampf der DT entnommen, der noch zu Strom hätte gemacht werden können.

Bei Betrachtung der Brennstoffnutzungsgrade zeigt sich, dass mit Betrieb der WP Brennstoffnutzungsgrade von ca. 104,5 % erreicht werden. Der Grund dafür ist, dass bei Einsatz der RGK die latente Wärme im Rauchgas genutzt wird. Das Rauchgas wird bei Betrieb der WP mit 34 °C nach der RGK deutlich unter den Taupunkt von 56 °C gefahren.

Anhand des $COP_{Gesamtanlage}$ zeigt sich, dass der Einsatz einer thermischen WP einen deutlich geringeren Stromverlust erzeugt als der Einsatz einer elektrischen WP. Das liegt daran, dass der entnommene Dampf für den Antrieb der WP weniger Stromverlust erzeugt, als eine elektrische WP.

4.2.3 Auslegung des Heizkraftwerkes im Kondensationsbetrieb

In Abbildung 4.4 ist das HKW im Kondensationsbetrieb ohne Betrieb der WP mit seinen Anlagenkomponenten und den selben Ausgangsparametern aus Tabelle 4.1 dargestellt.

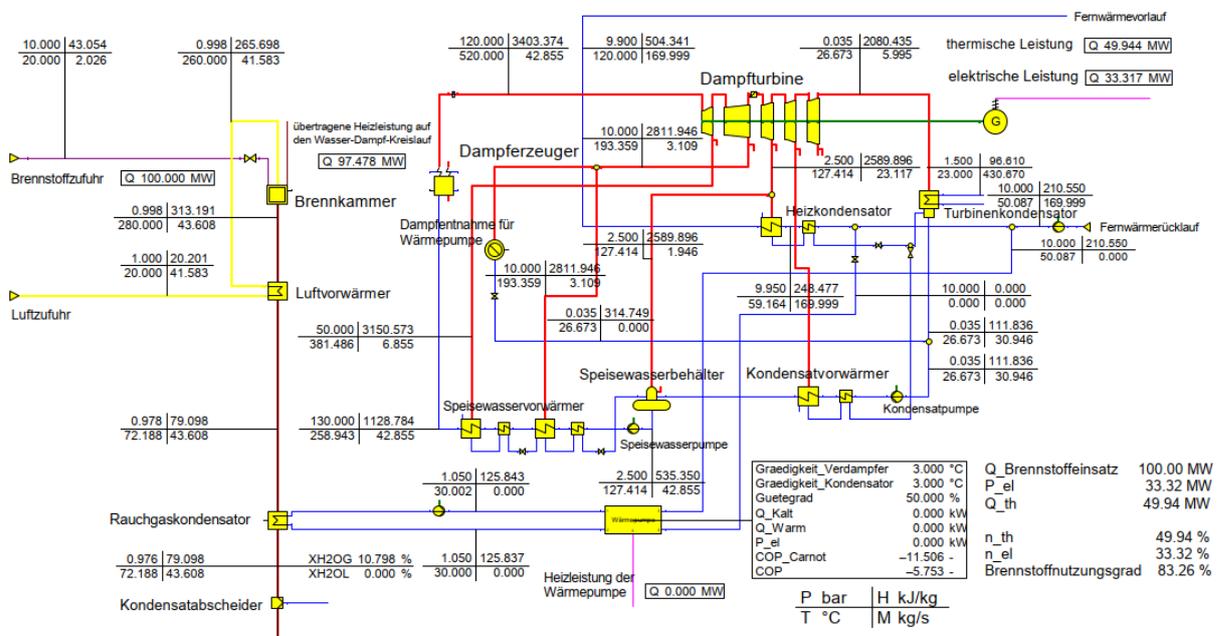


Abbildung 4.4: Anlagenschema Heizkraftwerk im Kondensationsbetrieb ohne Betrieb der Wärmepumpe

Der Unterschied zum HKW im Gegendruckbetrieb liegt darin, dass es in diesem Fall nur einen HeiKo nach der 3. Dampfturbinenstufe zur Wärmeversorgung des Fernwärmenetzes gibt. Der Turbinenkondensator wird mit 0,035 bar(a) im Unterdruck gefahren. Aufgrund der hohen Dampfentspannung in der DT wird damit ein höherer elektrischer Wirkungsgrad erreicht. Da die Fernwärmerücklauftemperatur (FW-RLT) von 50 °C nicht ausreicht den Dampf auf ein so tiefes Druckniveau zu bekommen und zu kondensieren, muss der Turbinenkondensator mit einem externen Kühlwasserkreislauf betrieben werden. Dies kann beispielsweise mit einem Kühlturm realisiert werden, der Kühlwasser von 15 °C bereitstellt. Darüber hinaus gibt es beim Kondensationsbetrieb zusätzlich zu dem Kondensatvorwärmer vor dem Speisewasserbehälter zwei weitere Hochdruck-Speisewasservorwärmer nach dem Speisewasserbehälter, die mit Dampf aus den Dampfanzapfungen der ersten beiden Dampfturbinenstufen versorgt werden. Durch diese regenerative Speisewasservorwärmung wird der elektrische Wirkungsgrad erhöht, da die mittlere Temperatur der Wärmezufuhr steigt. Dies führt zur Annäherung des Wirkungsgrades an den Carnot-Prozess. Infolge der erhöhten Speisewassereintrittstemperatur wird mehr Dampf im DE erzeugt, wodurch sich die Dampfmassenströme in der HD-Turbine vergrößern, während sich die Dampfmassenströme in MD- und ND-Turbine verringern. Dadurch verringern sich die Austrittsverluste in der ND-Turbine und der innere Turbinenwirkungsgrad verbessert sich.

4.2.4 Vergleich Gegendruck- / Kondensationsbetrieb

In Tabelle 4.4 sind die Simulationsergebnisse des HKW im Gegendruck- und Kondensationsbetrieb mit den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.1 und den verwendeten WP (siehe Tabelle 4.2) vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.4: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruck- und Kondensationsbetrieb ohne Wärmepumpe und mit Wärmepumpe

Anlagenparameter	Einheit	Gegendruckbetrieb			Kondensationsbetrieb		
		ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe	mit thermischer Wärmepumpe	ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe	mit thermischer Wärmepumpe
Brennstoffeinsatz	MW	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	13,71	13,71	13,71	13,71	13,71	13,71
Elektrische Leistung	MW	26,93	23,26	25,49	33,32	29,35	32,07
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	26,93	23,26	25,49	33,32	29,35	32,07
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	23,93	20,26	22,49	30,32	26,35	29,07
Thermische Leistung	MW	71,25	84,24	82,04	49,94	62,15	59,60
Thermischer Wirkungsgrad	%	71,25	84,24	82,04	49,94	62,15	59,60
Stromkennzahl	-	0,34	0,24	0,27	0,61	0,42	0,49
Brennstoffnutzungsgrad	%	95,18	104,51	104,54	80,26	88,50	88,67
Verlustleistung am Turbinenkondensator	MW	-	-	-	14,40	16,11	15,98
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	0,00	9,31	9,31	0,00	9,95	9,95
Heizleistung Wärmepumpe	MW	0,00	13,00	24,18	0,00	13,89	25,84
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	26,00	26,00	0,00	26,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	87,00	87,00	0,00	87,00	87,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	0,00	61,00	61,00	0,00	61,00	61,00
COP _{Wärmepumpe}	-	-	3,52	1,63	-	3,52	1,63
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	55,73	55,73	55,73	55,73	55,73	55,73
Rauchgastemperatur (vor RGK)	°C	58,90	58,90	58,90	72,19	72,19	72,19
Rauchgastemperatur (nach RGK)	°C	58,90	34,00	34,00	72,19	34,00	34,00
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	10,80	3,11	3,11	10,80	3,11	3,11
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,00	7,69	7,69	0,00	7,69	7,69
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	0,00	71,19	71,19	0,00	71,19	71,19
ΔP_{el}	MW	-	3,66	1,43	-	3,96	1,25
ΔQ_{th}	MW	-	12,99	10,79	-	12,20	9,65
COP _{Gesamtanlage}	-	-	3,55	7,53	-	3,08	7,73

Der höhere elektrische Wirkungsgrad von ca. 6-7 %-Punkte im Kondensationsbetrieb gegenüber dem Gegendruckbetrieb ergibt sich aus der weiteren Entspannung eines Teil des Dampfes, sowie der aufwendigeren Speisewasservorwärmung. Durch diese Fahrweise wird der thermische Wirkungsgrad jedoch um ca. 21-22 %-Punkte und der Brennstoffnutzungsgrad um ca. 15-16 %-Punkte beim Kondensationsbetrieb schlechter. Das liegt daran, dass beim Kondensationsbetrieb der Turbinenkondensator die Restwärme des Abdampfes aus der DT ungenutzt an die Umgebung abgibt. Beim Gegendruckbetrieb (siehe Abbildung 4.3) hingegen

wird der Abdampf der DT vollständig durch die beiden HeiKo zur Fernwärmeerzeugung genutzt.

Hier sagt der $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ ebenfalls aus, wie groß das Verhältnis von Wärmezugewinn und Stromverlust in Bezug auf die beiden Referenzlastfälle Gegendruck- und Kondensationsbetrieb ist. Es zeigt sich, dass der $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ bei der thermischen WP für Gegendruckbetrieb und Kondensationsbetrieb annähernd gleich ist. Der $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ bei der elektrischen WP ist im Kondensationsbetrieb mit 3,08 jedoch deutlich schlechter als mit 3,55 beim Gegendruckbetrieb. Das liegt an der Rauchgastemperatur vor Eintritt in die RGK von 72 °C, im Gegensatz zu 59 °C beim Gegendruckbetrieb. Dadurch erhöht sich die Kälteleistung der WP und der Stromverlust erhöht sich.

Auffallend, ist die Verlustleistung am Turbinenkondensator. 10-15 % des Nenn-Dampfmassenstromes werden in der letzten DT-Stufe zum Kühlen benötigt. Bei ca. 42 kg/s Nenn-Frischdampf entspricht dies ca. 6 kg/s Kühldampf. Es zeigt sich, dass sich die Wärmeleistung des Kondensators bei Betrieb der WP um ca. 1,5-2 MW erhöht und diese die Brennstoffnutzungsgrade dadurch um ca. 1,5-2 %-Punkte verschlechtern. Der Grund dafür ist, dass im Betrieb der WP, die Rücklaufemperatur am HeiKo-Eintritt erhöht wird und dadurch nicht so viel Dampf für den HeiKo entnommen wird. Daraus resultieren die höheren Massenströme am DT-Austritt mit ca. 6,2 kg/s bei Betrieb der WP zu ca. 6 kg/s ohne Betrieb der WP und dadurch eine höhere Verlustleistung am Turbinenkondensator.

Trotz des geringeren Brennstoffnutzungsgrades beim Kondensationsbetrieb (ca. 89 %) im Gegensatz zum Gegendruckbetrieb (ca. 104,5 %) zeigt sich, dass bei beiden Prozessen mit Betrieb der WP eine deutliche Brennstoffnutzungssteigerung von ca. 8 %-Punkten auftritt.

4.2.5 Vergleich Änderung der Fernwärmeverlauftemperaturen

Die Änderung der Fernwärmeverlauftemperatur hat auch ohne Betrieb der WP einen Einfluss auf elektrischen Wirkungsgrad, thermischen Wirkungsgrad und Brennstoffnutzungsgrad. Aus diesem Grund werden die Simulationsergebnisse aus Tabelle 4.5 des HKW im Gegendruckbetrieb mit variierender FW-VLT, ohne WP und den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.1 als Referenzlastfälle dargestellt. Jeder Referenzlastfall wird mit dem zugehörigen Lastfall aus Tabelle 4.6 und Tabelle 4.7 verglichen, um den $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ zu bestimmen.

Tabelle 4.5: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb ohne Wärmepumpe bei sich ändernder Fernwärmeverlauftemperatur (Referenzlastfälle)

Anlagenparameter	Einheit	110 °C Vorlauftemperatur ohne WP	115 °C Vorlauftemperatur ohne WP	120 °C Vorlauftemperatur ohne WP	125 °C Vorlauftemperatur ohne WP	130 °C Vorlauftemperatur ohne WP
Brennstoffeinsatz	MW	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	13,71	13,71	13,71	13,71	13,71
Elektrische Leistung	MW	28,03	27,52	26,93	26,23	25,47
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	28,03	27,52	26,93	26,23	25,47
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	25,03	24,52	23,93	23,23	22,47
Thermische Leistung	MW	70,13	70,65	71,25	71,96	72,73
Thermischer Wirkungsgrad	%	70,13	70,65	71,25	71,96	72,73
Stromkennzahl	-	0,36	0,35	0,34	0,32	0,31
Brennstoffnutzungsgrad	%	95,16	95,17	95,18	95,19	95,20
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Heizleistung Wärmepumpe	MW	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
$COP_{\text{Wärmepumpe}}$	-	-	-	-	-	-
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	55,73	55,73	55,73	55,73	55,73
Rauchgastemperatur (vor RGK)	°C	58,90	58,90	58,90	58,90	58,90
Rauchgastemperatur (nach RGK)	°C	58,90	58,90	58,90	58,90	58,90
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	10,80	10,80	10,80	10,80	10,80
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

Mit steigender FW-VLT sinkt der elektrische Wirkungsgrad und gleichzeitig erhöht sich der thermische Wirkungsgrad. Dies geschieht auf Grund des immer größer werdenden Gegendruckes der DT, um die höher werdenden Temperaturen in der Fernwärmeleitung zu erreichen. Durch den höheren Gegendruck sinkt aber die Effizienz für die Stromerzeugung der DT, wie in Kapitel 4.2.3 beschrieben. Der Brennstoffnutzungsgrad bleibt nahezu konstant.

Vergleich mit elektrischer WP

In Tabelle 4.6 sind die Simulationsergebnisse des HKW im Gegendruckbetrieb mit variierender FW-VLT, den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.1 und der verwendeten elektrischen WP (siehe Tabelle 4.2) vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.6: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb mit elektrischer Wärmepumpe bei sich ändernder Fernwärmeverlauftemperatur

Anlagenparameter	Einheit	110 °C Vorlauftemperatur	115 °C Vorlauftemperatur	120 °C Vorlauftemperatur	125 °C Vorlauftemperatur	130 °C Vorlauftemperatur
Brennstoffeinsatz	MW	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	13,71	13,71	13,71	13,71	13,71
Elektrische Leistung	MW	24,32	23,83	23,26	22,62	21,92
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	24,32	23,83	23,26	22,62	21,92
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	21,32	20,83	20,26	19,62	18,92
Thermische Leistung	MW	83,17	83,67	84,24	84,90	85,61
Thermischer Wirkungsgrad	%	83,17	83,67	84,24	84,90	85,61
Stromkennzahl	-	0,26	0,25	0,24	0,23	0,22
Brennstoffnutzungsgrad	%	104,48	104,49	104,51	104,52	104,53
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	9,31	9,31	9,31	9,31	9,31
Heizleistung Wärmepumpe	MW	13,00	13,00	13,00	13,00	13,00
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	26,00	26,00	26,00	26,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	87,00	87,00	87,00	87,00	87,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	61,00	61,00	61,00	61,00	61,00
COP _{Wärmepumpe}	-	3,52	3,52	3,52	3,52	3,52
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	55,73	55,73	55,73	55,73	55,73
Rauchgastemperatur (vor RGK)	°C	58,90	58,90	58,90	58,90	58,90
Rauchgastemperatur (nach RGK)	°C	34,00	34,00	34,00	34,00	34,00
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	3,11	3,11	3,11	3,11	3,11
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	7,69	7,69	7,69	7,69	7,69
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	71,19	71,19	71,19	71,19	71,19
ΔP_{el}	MW	3,71	3,70	3,66	3,61	3,56
ΔQ_{th}	MW	13,04	13,02	12,99	12,94	12,88
COP _{Gesamtanlage}	-	3,51	3,52	3,55	3,58	3,62

Wie schon bei Betrieb ohne WP verhält sich der Betrieb mit elektrischer WP bei steigender FW-VLT ähnlich in Bezug auf elektrischem Wirkungsgrad, thermischem Wirkungsgrad und Brennstoffnutzungsgrad.

Der COP_{Gesamtanlage} bleibt annähernd konstant bei steigender FW-VLT mit elektrischer WP. Dies war zu erwarten, da jeder Lastfall seinen zugehörigen Referenzlastfall hat. Der COP_{Gesamtanlage} spiegelt so den COP der WP wieder, weil die elektrische WP keinen signifikanten Einfluss auf den Dampfkraftprozess hat.

Vergleich mit thermischer WP

In Tabelle 4.7 sind die Simulationsergebnisse des HKW im Gegendruckbetrieb mit variierender FW-VLT, den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.1 und der verwendeten thermischen WP (siehe Tabelle 4.2) vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.7: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb mit thermischer Wärmepumpe bei sich ändernder Fernwärmeverlauftemperatur

Anlagenparameter	Einheit	110 °C Vorlauftemperatur	115 °C Vorlauftemperatur	120 °C Vorlauftemperatur	125 °C Vorlauftemperatur	130 °C Vorlauftemperatur
Brennstoffeinsatz	MW	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	13,71	13,71	13,71	13,71	13,71
Elektrische Leistung	MW	26,35	25,94	25,49	24,97	24,38
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	26,35	25,94	25,49	24,97	24,38
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	23,35	22,94	22,49	21,97	21,38
Thermische Leistung	MW	81,17	81,59	82,04	82,58	83,18
Thermischer Wirkungsgrad	%	81,17	81,59	82,04	82,58	83,18
Stromkennzahl	-	0,29	0,28	0,27	0,27	0,26
Brennstoffnutzungsgrad	%	104,52	104,53	104,54	104,55	104,55
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	9,31	9,31	9,31	9,31	9,31
Heizleistung Wärmepumpe	MW	24,18	24,18	24,18	24,18	24,18
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	26,00	26,00	26,00	26,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	87,00	87,00	87,00	87,00	87,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	61,00	61,00	61,00	61,00	61,00
COP _{Wärmepumpe}	-	1,63	1,63	1,63	1,63	1,63
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	55,73	55,73	55,73	55,73	55,73
Raughastemperatur (vor RGK)	°C	58,90	58,90	58,90	58,90	58,90
Raughastemperatur (nach RGK)	°C	34,00	34,00	34,00	34,00	34,00
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	3,11	3,11	3,11	3,11	3,11
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	7,69	7,69	7,69	7,69	7,69
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	71,19	71,19	71,19	71,19	71,19
ΔP_{el}	MW	1,68	1,58	1,43	1,26	1,10
ΔQ_{th}	MW	11,04	10,94	10,79	10,62	10,45
COP _{Gesamtanlage}	-	6,57	6,93	7,53	8,40	9,51

Bei steigender FW-VLT verhält sich der Betrieb mit thermischer WP in Bezug auf elektrischem Wirkungsgrad, thermischem Wirkungsgrad und Brennstoffnutzungsgrad ähnlich dem Betrieb ohne WP und mit elektrischer WP.

Der COP_{Gesamtanlage} steigt in dieser Parametervariation mit steigender FW-VLT. Der Gegendruck der DT hängt von der FW-VLT ab. Bei 110 °C FW-VLT ist der Gegendruck ca. 1,3 bar tiefer als bei 130 °C FW-VLT. Aus diesem Grund ist der für die WP entnommene Dampf bei 110 °C FW-VLT höherwertig durch die weitere Entspannung in der DT. Da der DT eine konstante Menge von ca. 6 kg/s zum Betrieb der thermischen WP entnommen wird, zeigt

sich anhand der Werte ΔP_{el} , dass die DT bei steigender FW-VLT immer weniger Stromverlust aufweist.

In Abbildung 4.5 ist der Verlauf der Wirkungsgrade bei Änderung der FW-VLT und Betrieb der thermischen WP grafisch dargestellt. Erkennbar ist, dass der elektrische Wirkungsgrad mit Erhöhung der FW-VLT leicht fällt. Im gleichen Maße steigt der thermische Wirkungsgrad und dadurch bleibt der Brennstoffnutzungsgrad nahezu konstant. Der COP der elektrischen WP bleibt konstant bei 3,52, sowie der COP der thermischen WP konstant bei 1,63 bleibt.

Der Einfluss auf den $COP_{Gesamtanlage}$ zeigt sich vor allem bei Betrieb der thermischen WP, da dieser bei Erhöhung der FW-VLT progressiv von 6,57 auf 9,51 steigt und damit in diesem Temperaturbereich einen Zuwachs von fast 50 % bewirkt. Der Einfluss auf den $COP_{Gesamtanlage}$ bei Betrieb der elektrischen WP ist wie schon erwähnt sehr gering, da der Betrieb mit elektrischer WP keinen Einfluss auf die DT hat.

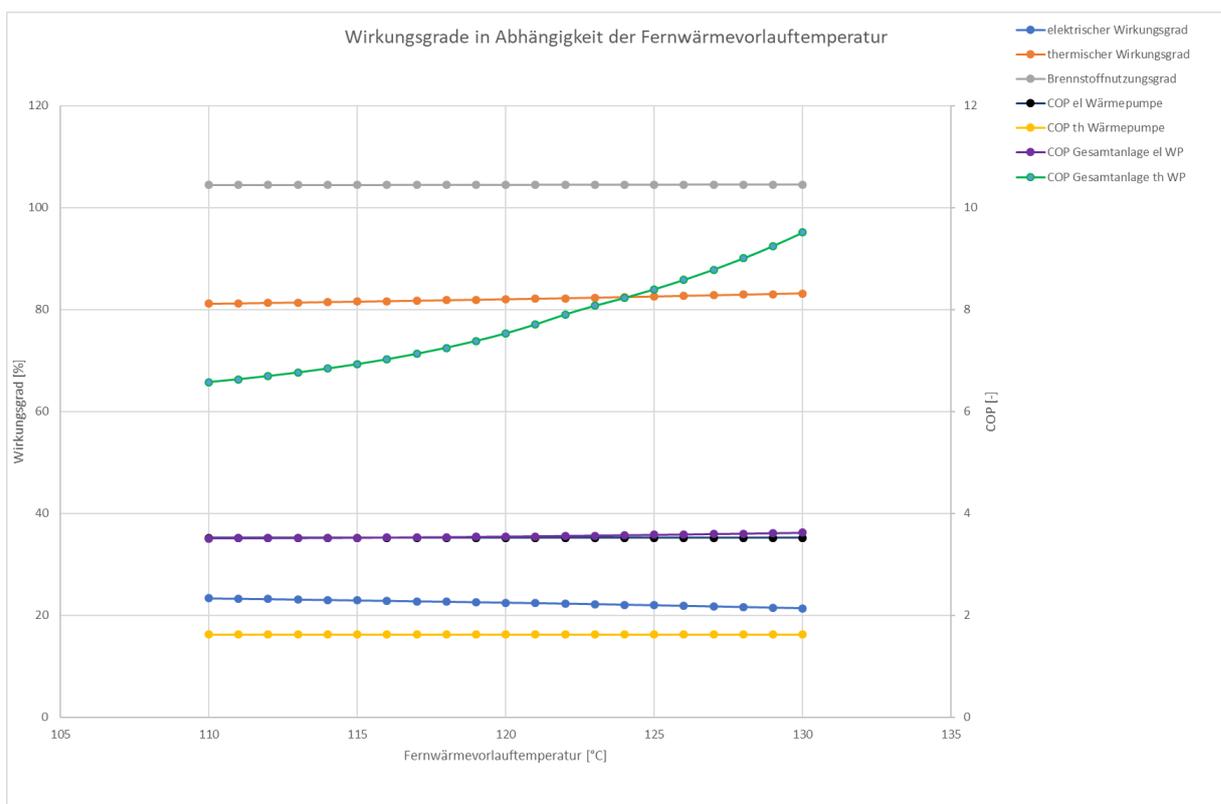


Abbildung 4.5: Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Fernwärmeverlauftemperatur

Anhand dieses Vergleichs zeigt sich, dass die Änderung der FW-VLT bei Betrieb der thermischen WP zwar einen Unterschied im Verhältnis von elektrischem zu thermischem Wirkungsgrad ausmacht, jedoch letztlich im Betrieb einer WP zu kaum einem Unterschied im Brennstoffnutzungsgrad führt.

4.2.6 Vergleich Änderung der Brennstoffzusammensetzung

In Tabelle 4.8 sind vier Gaszusammensetzungen aufgeführt, die miteinander verglichen werden. Je nach Methangehalt, gleichbedeutend mit dem Energiegehalt, des Gases wird zwischen H-Gas und L-Gas unterschieden. H-Gas, wobei das H für High steht, hat einen hohen Energiegehalt und besitzt einen Methangehalt zwischen 87,0 - 98,9 %. L-Gas, wobei das L für Low steht, hat dagegen einen Methangehalt zwischen 80,1 – 87,0 %. (Babel, 2020)

Tabelle 4.8: Gaszusammensetzungen (Babel, 2020)

Komponente	chemische Formel	Hamburger Gasanalyse	Nord Ergas-H	GUS Erdgas-H	Erdgas-L
Methan [%]	CH ₄	95,29	90,00	97,30	81,80
Ethan [%]	C ₂ H ₆	3,23	5,00	1,30	2,80
Propan [%]	C ₃ H ₈	0,25	0,70	0,50	0,40
Butan [%]	C ₄ H ₁₀	0,09	0,20	0,10	0,20
Pentan [%]	C ₅ H ₁₂	0,02	-	-	-
Hexan [%]	C ₆ H ₁₄	0,02	-	-	-
Kohlendioxid [%]	CO ₂	0,60	1,00	0,00	0,80
Stickstoff [%]	N ₂	0,51	3,10	0,80	14,00
Brennwert [kWh/m ³]	-	11,29	11,21	11,18	10,30
Heizwert [kWh/m ³]	-	10,18	10,12	10,08	9,30

In Tabelle 4.9 sind die Simulationsergebnisse des HKW im Gegendruckbetrieb mit variierender Brennstoffzusammensetzung, den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.1 und der verwendeten thermischen WP (siehe Tabelle 4.2) vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.9: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb bei sich ändernder Brennstoffzusammensetzung

Anlagenparameter	Einheit	ohne Wärmepumpe	Hamburger Gasanalyse	Nord Erdgas-H	GUS Erdgas-H	Erdgas-L
Brennstoffeinsatz	MW	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	13,71	13,71	13,28	13,77	11,81
Elektrische Leistung	MW	26,93	25,49	25,50	25,49	25,48
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	26,93	25,49	25,50	25,49	25,48
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	23,93	22,49	22,50	22,49	22,48
Thermische Leistung	MW	71,25	82,04	82,01	82,07	82,04
Thermischer Wirkungsgrad	%	71,25	82,04	82,01	82,07	82,04
Stromkennzahl	-	0,34	0,27	0,27	0,27	0,27
Brennstoffnutzungsgrad	%	95,18	104,54	104,50	104,56	104,52
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	0,00	9,31	9,28	9,33	9,32
Heizleistung Wärmepumpe	MW	0,00	24,18	24,11	24,23	24,21
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	26,00	26,00	26,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	87,00	87,00	87,00	87,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	0,00	61,00	61,00	61,00	61,00
COP _{Wärmepumpe}	-	-	1,63	1,63	1,63	1,63
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	55,73	55,73	55,63	55,77	55,56
Rauchgastemperatur (vor RGK)	°C	58,90	58,90	58,92	58,91	59,16
Rauchgastemperatur (nach RGK)	°C	58,90	34,00	33,93	34,03	33,89
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	10,80	3,11	3,10	3,12	3,10
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,00	7,69	7,64	7,71	7,61
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	0,00	71,19	71,15	71,20	71,09
ΔP_{el}	MW	-	1,43	1,43	1,44	1,44
ΔQ_{th}	MW	-	10,79	10,75	10,81	10,78
COP _{Gesamtanlage}	-	-	7,53	7,54	7,52	7,47

Der Massenanteil an Wasser und dadurch auch die Taupunkttemperatur vor und nach der RGK hat sich durch die Änderung der Brennstoffzusammensetzung nur geringfügig geändert. Die Abweichungen an elektrischem Wirkungsgrad, thermischem Wirkungsgrad und Brennstoffnutzungsgrad sind marginal und können vernachlässigt werden. Interessant zu sehen ist, dass die Prozessparameter bei Erdgas-L mit niedrigerem Heizwert die gleichen Wirkungs- und Brennstoffnutzungsgrade aufweist, wie die Erdgase mit höherem Heizwert.

Anhand dieses Vergleichs zeigt sich, dass die Brennstoffzusammensetzung keinen signifikanten Einfluss auf die Prozessparameter Taupunkt, elektrischer Wirkungsgrad, thermischer Wirkungsgrad, Brennstoffnutzungsgrad und COP_{Gesamtanlage} hat.

4.2.7 Vergleich Änderung der Taupunkttemperatur nach der Rauchgaskondensation und des COP

Durch Anpassen der Rücklauftemperatur auf der Verdampferseite der WP wird die Taupunkttemperatur im Rauchgas nach der RGK verändert und in diesem Kapitel der Einfluss auf die Anlageneffizienz aufgezeigt.

Die 8 K untere Grädigkeit der RGK werden bei der Variation der Taupunkttemperatur beibehalten. Dadurch ändern sich die Ein-/Ausgangstemperaturen der Verdampferseite der WP im gleichen Maße mit, da die Ein-/Ausgangstemperaturen ebenfalls mit einer konstanten Temperaturdifferenz von 4 K über eine Massenstromregelung betrieben werden (siehe Abbildung 4.1).

In Tabelle 4.10 sind die Simulationsergebnisse des HKW im Gegendruckbetrieb mit variierender Taupunkttemperatur nach der RGK, den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.1 und der verwendeten thermischen WP (siehe Tabelle 4.2) vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.10: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb bei Änderung der Taupunkttemperatur nach der Rauchgaskondensation

Anlagenparameter	Einheit	ohne Wärmepumpe	26 °C Rauchgastemperatur	30 °C Rauchgastemperatur	34 °C Rauchgastemperatur	38 °C Rauchgastemperatur	42 °C Rauchgastemperatur
Brennstoffeinsatz	MW	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	13,71	13,71	13,71	13,71	13,71	13,71
Elektrische Leistung	MW	26,93	24,16	24,89	25,49	25,82	26,08
Elektrischer Wirkungsgrad	%	26,93	24,16	24,89	25,49	25,82	26,08
Elektrischer Wirkungsgrad	%	23,93	21,16	21,89	22,49	22,82	23,08
Thermische Leistung	MW	71,25	85,09	83,56	82,04	80,70	79,32
Thermischer Wirkungsgrad	%	71,25	85,09	83,56	82,04	80,70	79,32
Stromkennzahl	-	0,34	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29
Brennstoffnutzungsg.	%	95,18	106,26	105,45	104,54	103,53	102,41
Kälteleistung Wärme	MW	0,00	11,01	10,21	9,31	8,31	7,20
Heizleistung Wärme	MW	0,00	35,33	29,31	24,18	19,70	15,70
Verdampferaustritts- temperatur	°C	0,00	18,00	22,00	26,00	30,00	34,00
Wärmepumpe Kondensatoraustritts- temperatur	°C	0,00	87,00	87,00	87,00	87,00	87,00
Wärmepumpe Temperaturhub	°C	0,00	69,00	65,00	61,00	57,00	53,00
Wärmepumpe COP	-	-	1,45	1,53	1,63	1,73	1,85
Taupunkttemperatur	°C	55,73	55,73	55,73	55,73	55,73	55,73
Rauchgastemperatur	°C	58,90	58,90	58,90	58,90	58,90	58,90
Rauchgastemperatur	°C	58,90	26,07	30,11	34,00	37,72	41,25
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach Massenanteil	%	10,80	1,93	2,47	3,11	3,87	4,74
flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK) Anteil an flüssigem	%	0,00	8,87	8,33	7,69	6,93	6,06
Wasser im Gesamtwasservorko	%	0,00	82,10	77,14	71,19	64,19	56,08
ΔP_{el}	MW	-	2,76	2,04	1,43	1,10	0,84
ΔQ_{th}	MW	-	13,84	12,30	10,79	9,45	8,07
COP Gesamtanlage	-	-	5,01	6,04	7,53	8,55	9,56

Durch Änderung der Verdampferaustrittstemperatur T_U (damit gleichzeitige Änderung der Rauchgastemperatur nach der RGK durch die beibehaltene untere Grädigkeit von 8 K) und der konstant gehaltenen Kondensatoraustrittstemperatur T_O fällt der Temperaturhub mit steigender Rauchgastemperatur. Durch Verringerung des Temperaturhubes steigt die Leistungszahl ε (=COP) der WP (siehe Formel 7/8). In Folge dessen wird weniger Dampf aus der DT entnommen, da die Kälteleistung der WP ebenfalls abnimmt. Durch den daraus resultierenden geringeren Stromverlust steigt der elektrische Wirkungsgrad auf Kosten des thermischen Wirkungsgrades.

Wie zu erkennen ist, steigt der $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ mit Anstieg der Rauchgastemperatur. Das liegt vor allem an den besser werdenden COP, den die WP aufgrund des geringer werdenden Temperaturhubes hat.

In Abbildung 4.6 ist der Verlauf der Wirkungsgrade bei Änderung der Taupunkttemperatur nach der RGK grafisch dargestellt. Es zeigt sich, wie schon beschrieben, dass mit steigender Taupunkttemperatur der elektrische Wirkungsgrad steigt, der Verlust an thermischem Wirkungsgrad jedoch höher ist und dadurch der Brennstoffnutzungsgrad fällt. Der COP der WP, ebenso wie der $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ steigen zur höher werdenden Taupunkttemperatur. Auffällig dabei ist, dass der $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ sich von 5,01 auf 9,56 fast verdoppelt und damit in diesem Temperaturbereich einen Zuwachs von fast 100 % bewirkt. Dies geschieht aufgrund der niedriger werdenden Kälteleistung und damit verbundenem geringeren Dampfverlust in der DT, wie schon beschrieben. Der Knick in der Kurve $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ erklärt sich durch die geregelte Dampfantnahme, die unter einer Taupunkttemperatur von 35 °C anfängt den Dampf zu stauen, um weiterhin den für die WP erforderlichen Druck von 8 bar(a) zu gewährleisten. Anhand der eingezeichneten Trendlinie (gestrichelt) zeichnet sich der Verlauf des $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ ohne Druckhaltung des Dampfes ab (für den Fall, dass die Dampfversorgung der WP über eine unregelmäßige Dampfanzapfung an der DT realisiert wird). Die Trendlinie ist jedoch nur ein theoretischer Verlauf, da der Anzapfdruck in diesem Bereich nicht mehr ausreichend hoch ist (kleiner 8 bar(a)), um die WP zu versorgen. Der reale Verlauf des $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ liegt aufgrund des Stromverlustes, durch die Drosselung des Dampfes in der DT, unterhalb der Trendlinie.

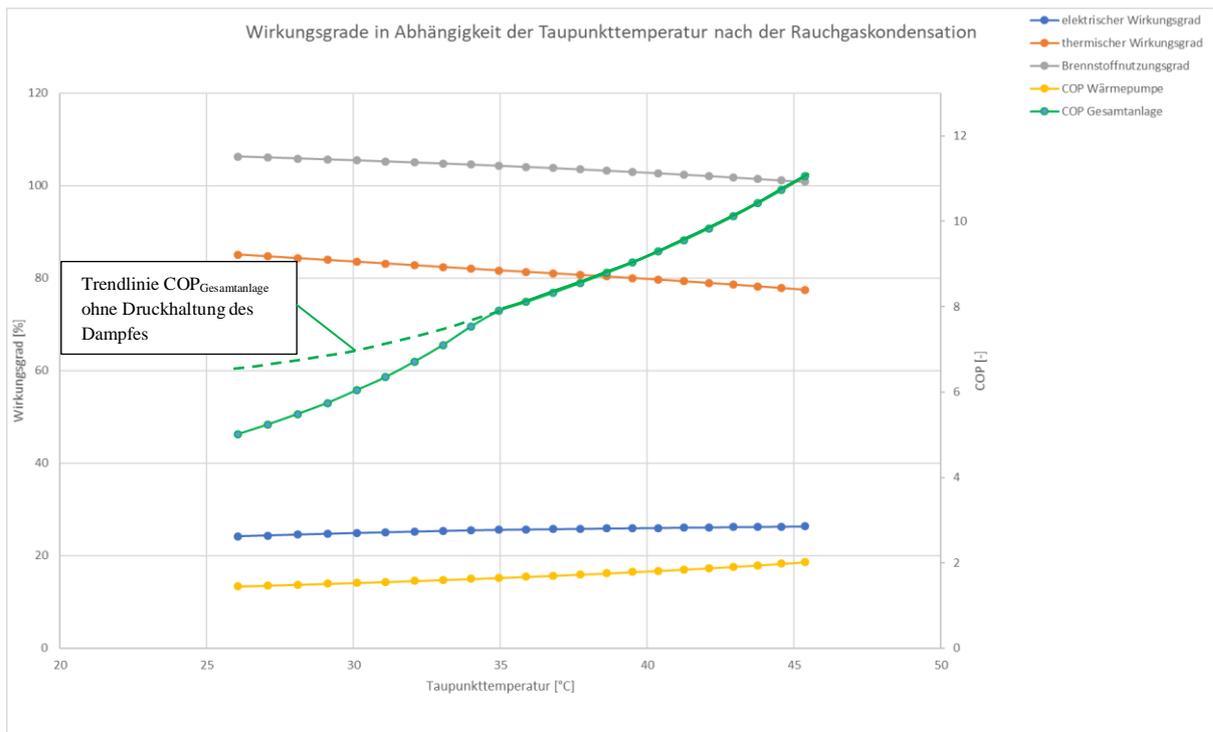


Abbildung 4.6: Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Taupunkttemperatur nach der Rauchgaskondensation

Anhand dieses Vergleichs zeigt sich, dass die Erhöhung der Taupunkttemperatur nach der RGK zu höherem COP der WP und leicht steigendem elektrischen Wirkungsgrad führt, dadurch jedoch der thermische Wirkungsgrad und der Brennstoffnutzungsgrad negativ beeinflusst werden.

4.2.8 Vergleich Änderung der Austrittstemperatur der Kondensatorseite der WP und des COP

Durch Regelung des Massenstromes auf der Kondensatorseite der WP wird die Austrittstemperatur des Kondensators verändert und in diesem Kapitel der Einfluss auf die Anlageneffizienz aufgezeigt.

In Tabelle 4.11 sind die Simulationsergebnisse des HKW im Gegendruckbetrieb mit variierender Kondensatoraustrittstemperatur der WP, den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.1 und der verwendeten thermischen WP (siehe Tabelle 4.2) vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.11: Simulationsergebnisse des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb bei Änderung der Kondensatoraustrittstemperaturen der Wärmepumpe

Anlagenparameter	Einheit	ohne Wärmepumpe	70 °C Austrittstemperatur	75 °C Austrittstemperatur	80 °C Austrittstemperatur	85 °C Austrittstemperatur	90 °C Austrittstemperatur
Brennstoffeinsatz	MW	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	13,71	13,71	13,71	13,71	13,71	13,71
Elektrische Leistung	MW	26,93	26,07	25,93	25,78	25,60	25,28
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	26,93	26,07	25,93	25,78	25,60	25,28
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	23,93	23,07	22,93	22,78	22,60	22,28
Thermische Leistung	MW	71,25	81,45	81,59	81,75	81,93	82,26
Thermischer Wirkungsgrad	%	71,25	81,45	81,59	81,75	81,93	82,26
Stromkennzahl	-	0,34	0,28	0,28	0,28	0,28	0,27
Brennstoffnutzungsgrad	%	95,18	104,52	104,53	104,53	104,53	104,54
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	0,00	9,31	9,31	9,31	9,31	9,31
Heizleistung Wärmepumpe	MW	0,00	17,96	19,48	21,24	23,27	25,67
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	26,00	26,00	26,00	26,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	70,00	75,00	80,00	85,00	90,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	0,00	44,00	49,00	54,00	59,00	64,00
COP _{Wärmepumpe}	-	-	2,08	1,92	1,78	1,67	1,57
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	55,73	55,73	55,73	55,73	55,73	55,73
Rauchgastemperatur (vor RGK)	°C	58,90	58,90	58,90	58,90	58,90	58,90
Rauchgastemperatur (nach RGK)	°C	58,90	34,00	34,00	34,00	34,00	34,00
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	10,80	3,11	3,11	3,11	3,11	3,11
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,00	7,69	7,69	7,69	7,69	7,69
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	0,00	71,19	71,19	71,19	71,19	71,19
ΔP_{el}	MW	-	0,85	0,99	1,15	1,32	1,65
ΔQ_{th}	MW	-	10,20	10,34	10,50	10,68	11,01
COP _{Gesamtanlage}	-	-	11,97	10,42	9,14	8,08	6,68

Durch Änderung der Kondensatoraustrittstemperatur T_O und gleichzeitig konstant gehaltener Verdampferaustrittstemperatur T_U ändert sich der Temperaturhub T_{Hub} und damit automatisch die Leistungszahl ε (=COP) der WP (siehe Formel 7/8). Anhand von Tabelle 4.11 zeigt sich, je höher die Austrittstemperatur (und damit je höher der Temperaturhub T_{Hub}), desto niedriger die Leistungszahl ε (=COP).

Es zeigt sich, dass mit steigender Austrittstemperatur der elektrische Wirkungsgrad sinkt und der thermische Wirkungsgrad steigt, da die Heizleistung der WP zunimmt. Der $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ fällt mit steigender Austrittstemperatur was dadurch auftritt, da sich der Stromverlust trotz Wärmegewinn überproportional vergrößert.

Die Eintrittstemperatur der Kondensatorseite der WP bleibt konstant bei 50 °C, da diese durch den FW-RL vorgegeben ist. Die Kondensatoraustrittstemperatur jedoch lässt sich über den Massenstrom regeln. In Abbildung 4.7 erkennt man, dass der elektrische Wirkungsgrad über die Kondensatoraustrittstemperatur von 70-90 °C leicht fällt, der thermische Wirkungsgrad leicht steigt und der Brennstoffnutzungsgrad dadurch annähernd konstant bleibt. Der COP der WP fällt leicht regressiv von 2,08 auf 1,57, während der $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ im gleichen Temperaturbereich stärker von 11,97 auf 6,68 um fast die Hälfte fällt. Der Knick in der Kurve $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ erklärt sich durch die geregelte Dampfenahme (wie schon in Kapitel 4.2.7 beschrieben), die oberhalb einer Kondensatoraustrittstemperatur von 86 °C anfängt den Dampf zu stauen.

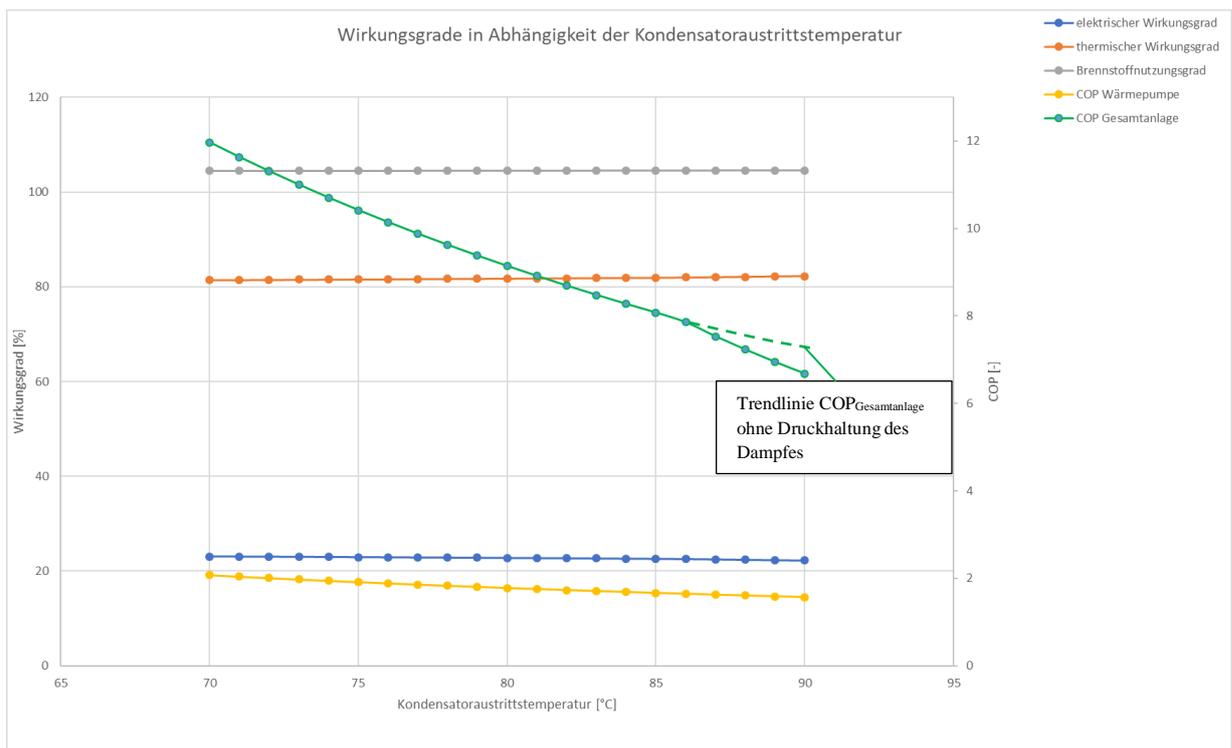


Abbildung 4.7: Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Kondensatoraustrittstemperatur der Wärmepumpe

Anhand dieses Vergleichs zeigt sich, dass die Änderung der Kondensatoraustrittstemperatur einen deutlichen Unterschied im COP der WP und im $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ ausmacht. Der

Brennstoffnutzungsgrad ist jedoch nicht abhängig von der Kondensatoraustrittstemperatur, da die aus dem Rauchgas entzogene Wärme in dieser Parametervariation konstant bleibt.

4.3 Blockheizkraftwerk

4.3.1 Auslegung des Blockheizkraftwerkes

In Abbildung 4.8 ist das BHKW ohne Betrieb der WP mit seinen Anlagenkomponenten und den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.12 abgebildet.

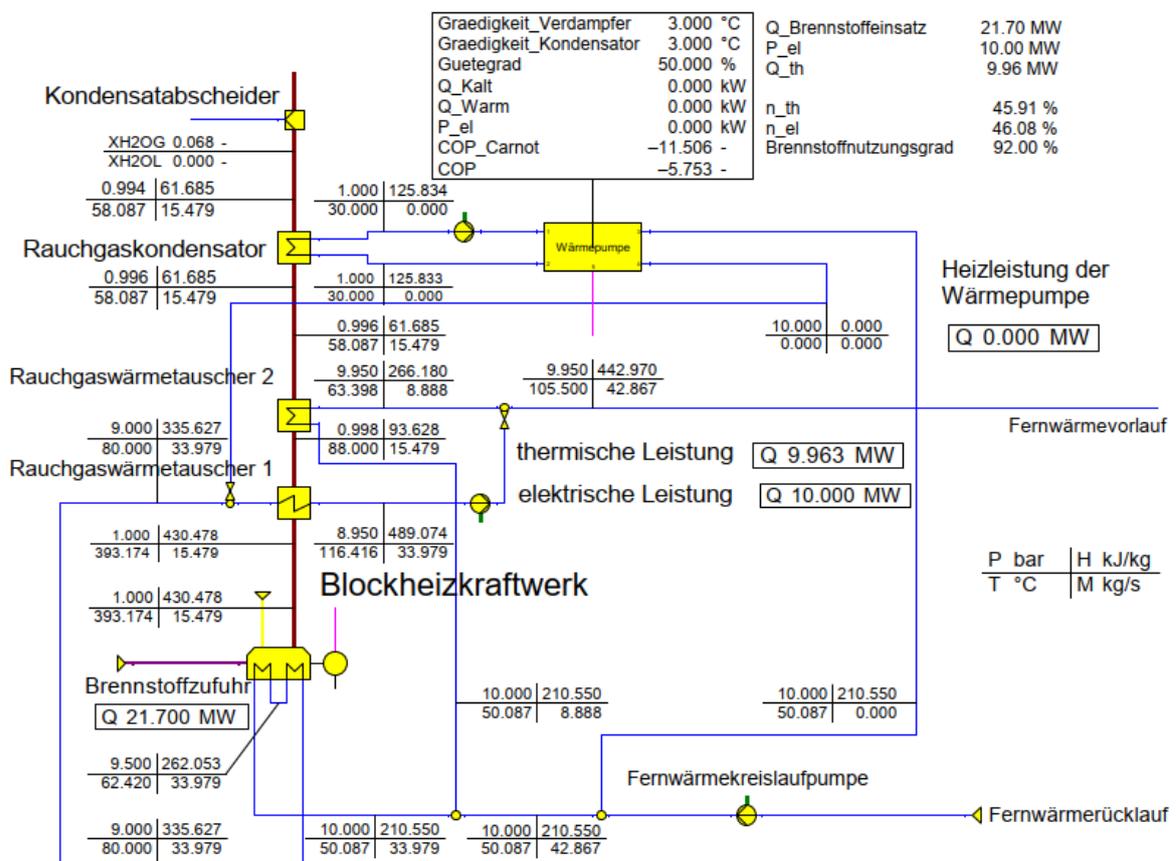


Abbildung 4.8: Anlagenschema Blockheizkraftwerk ohne Betrieb der Wärmepumpe

Tabelle 4.12: Ausgangsparameter für das Blockheizkraftwerk

Brennstoffzusammensetzung	Hamburger Gasanalyse (siehe Tabelle 4.8)
Brennstoffeinsatz	22,5 MW
Luft Eintrittstemperatur	20 °C
Luftfeuchtigkeit	40%
Luftüberschuss in der Brennkammer	2,0
Fernwärmerücklauftemperatur	50 °C
Fernwärmeverlauftemperatur	ca. 105 °C

In einem BHKW wird Strom mit Hilfe eines Motors erzeugt und Wärme fällt als Nebenprodukt an. Die Wärme kommt dabei einerseits durch die im Verbrennungsprozess entstehenden heißen Abgase und andererseits durch die notwendige Kühlung des Motors zustande. Das Wasser im FW-RL, das mit einer Temperatur von 50 °C in den Motor als Kühlung gelangt, verlässt diesen mit 80 °C wieder. Übertragen wird dabei die Abwärme der Motor- und Ölkühlung. Danach wird das Wasser dem RG-WT 1 zugeführt, der mit einer unteren Grädigkeit von 8 K ausgelegt ist und die Abgase damit von 367 °C auf 88 °C abkühlt. Das Wasser des Fernwärmekreislaufes verlässt RG-WT 1 mit einer Temperatur von 116 °C. Die Rauchgase gelangen anschließend in RG-WT 2 und werden dort mit einer unteren Grädigkeit von 8 K auf eine Temperatur von 58 °C abgekühlt. Der RG-WT 2 wird durch den FW-RL mit einer Temperatur von 50 °C gespeist und verlässt ihn mit einer Temperatur von 63 °C. Eine Zusammenführung verbindet die Austritte der kalten Seiten der RG-WT und es ergibt sich, durch eine Temperaturregelung die den Massenstrom einstellt, eine Temperatur von 105 °C. Das gilt für den Betrieb ohne WP. Da das BHKW bei Betrieb der WP (siehe Abbildung 4.9) die 120 °C FW-VLT nicht erreicht (weil das BHKW zu viel Niedertemperatur-Wärme abwirft), sondern nur ca. 105 °C, wird das BHKW für die Vergleichbarkeit auf diese FW-VLT ausgelegt.

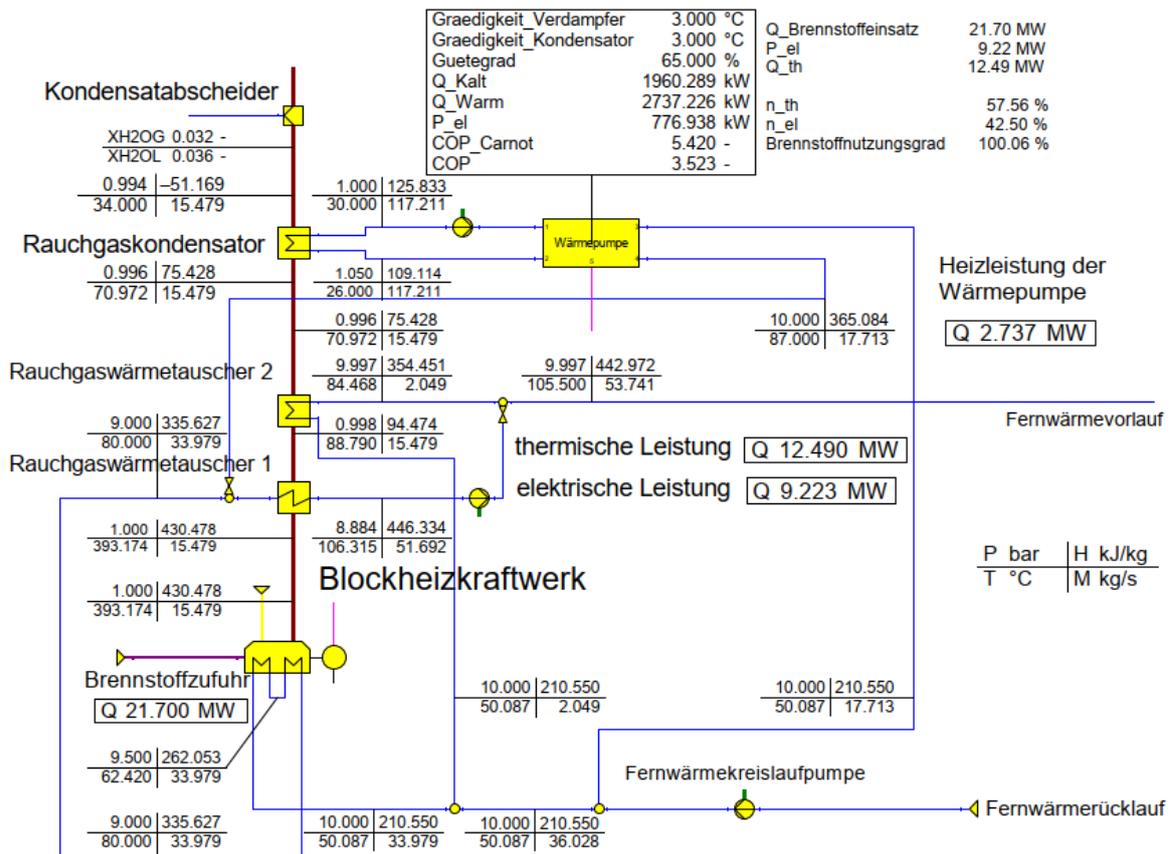


Abbildung 4.9: Anlagenschema Blockheizkraftwerk mit Betrieb der Wärmepumpe

4.3.2 Vergleich ohne Wärmepumpe / mit Wärmepumpe

Um den Prozess des BHKW mit dem des HKW vergleichen zu können, wird für die Prozessparametervariation dieselbe elektrische WP (siehe Tabelle 4.13) verwendet, die schon beim HKW (siehe Tabelle 4.2) Anwendung gefunden hat.

Tabelle 4.13: verwendeter Wärmepumpentyp

Antriebsart	Hersteller	Produkt	Verdampferseite		Kondensatorseite		COP
			Eintrittstemperatur [°C]	Austrittstemperatur [°C]	Eintrittstemperatur [°C]	Austrittstemperatur [°C]	
elektrisch	Friotherm	UNITOP 22/22BY-7085U	30	26	50	87	3,52

In Tabelle 4.14 sind die Simulationsergebnisse des BHKW mit den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.12 mit elektrischer WP und ohne WP vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.14: Simulationsergebnisse des Blockheizkraftwerkes ohne Wärmepumpe und mit elektrischer Wärmepumpe

Anlagenparameter	Einheit	ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe
Brennstoffeinsatz	MW	21,70	21,70
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	13,71	13,71
Elektrische Leistung	MW	10,00	9,22
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	46,08	42,50
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	43,08	39,50
Thermische Leistung	MW	9,96	12,49
Thermischer Wirkungsgrad	%	45,91	57,56
Stromkennzahl	-	0,94	0,69
Brennstoffnutzungsgrad	%	89,00	97,06
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	0,00	1,96
Heizleistung Wärmepumpe	MW	0,00	2,74
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	87,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	0,00	61,00
COP _{Wärmepumpe}	-	-	3,52
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	47,09	47,09
Rauchgastemperatur (vor RGK)	°C	58,09	70,97
Rauchgastemperatur (nach RGK)	°C	58,09	34,00
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	6,83	3,23
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,00	3,60
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	0,00	52,75
ΔP_{el}	MW	-	0,78
ΔQ_{th}	MW	-	2,53
COP _{Gesamtanlage}	-	-	3,25

Durch den Einsatz der elektrischen WP wird der Brennstoffnutzungsgrad um ca. 8 %-Punkte erhöht.

Anhand dieses Vergleichs zeigt sich, dass der Einsatz einer WP zwar einen Unterschied im elektrischen Wirkungsgrad ausmacht, jedoch letztlich der Betrieb einer WP zu einer deutlichen Verbesserung im thermischen Wirkungsgrad und Brennstoffnutzungsgrad führt.

4.3.3 Vergleich Blockheizkraftwerk / Heizkraftwerk

In Tabelle 4.15 sind die Simulationsergebnisse des BHKW mit seinen Ausgangsparametern aus Tabelle 4.12 und des HKW im Gegendruckbetrieb mit seinen Ausgangsparametern aus Tabelle 4.1 und der verwendeten elektrischen WP (siehe Tabelle 4.13) vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.15: Simulationsergebnisse des Blockheizkraftwerkes und des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb

Anlagenparameter	Einheit	Blockheizkraftwerk		Heizkraftwerk	
		ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe	ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe
Brennstoffeinsatz	MW	21,70	21,70	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	13,71	13,71	13,71	13,71
Elektrische Leistung	MW	10,00	9,22	26,93	23,26
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	46,08	42,50	26,93	23,26
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	43,08	39,50	23,93	20,26
Thermische Leistung	MW	9,96	12,49	71,25	84,24
Thermischer Wirkungsgrad	%	45,91	57,56	71,25	84,24
Stromkennzahl	-	0,94	0,69	0,34	0,24
Brennstoffnutzungsgrad	%	89,00	97,06	95,18	104,51
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	0,00	1,96	0,00	9,31
Heizleistung Wärmepumpe	MW	0,00	2,74	0,00	13,00
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	26,00	0,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	87,00	0,00	87,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	0,00	61,00	0,00	61,00
COP _{Wärmepumpe}	-	-	3,52	-	3,52
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	47,09	47,09	55,73	55,73
Raughastemperatur (vor RGK)	°C	58,09	70,97	58,90	58,90
Raughastemperatur (nach RGK)	°C	58,09	34,00	58,90	34,00
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	6,83	3,23	10,80	3,11
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,00	3,60	0,00	7,69
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	0,00	52,75	0,00	71,19
ΔP_{el}	MW	-	0,78	-	3,66
ΔQ_{th}	MW	-	2,53	-	12,99
COP _{Gesamtanlage}	-	-	3,25	-	3,55

Anhand dieses Vergleichs zeigt sich, dass die elektrischen Wirkungsgrade beim BHKW, durch den besseren Wärmekraftprozess, stets höher sind als beim HKW. Aufgrund der Verminderung der Stickoxidbildung durch die hohen Verbrennungstemperaturen, wird das BHKW ($\lambda=2$) mit einem höheren Luftüberschuss gegenüber dem HKW ($\lambda=1,2$) gefahren. Das wiederum macht sich im Brennstoffnutzungsgrad bemerkbar. Durch den höheren Luftüberschuss und die dadurch höheren Abgasverluste ist der Brennstoffnutzungsgrad beim BHKW, mit und ohne Betrieb der WP, 6-8 %-Punkte schlechter gegenüber dem des HKW.

Der $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ zeigt, dass der Betrieb der elektrischen WP beim HKW effizienter als beim BHKW in Bezug auf gewonnener Wärme zu verlorenem Strom arbeitet. Üblich gewesen für das BHKW wäre ein $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ nahe dem des COP der WP.

Der Grund dafür ist, dass die Wärme der WP zum Auftoppen dem Fernwärmekreislauf vor RG-WT 1 wieder zugeführt wird (siehe Abbildung 4.9). Die Rauchgase erwärmen das Wasser durch den erhöhten Massenstrom nur noch auf 106 °C statt auf 116 °C (siehe Abbildung 4.8). Daraus folgt, dass die Menge an Wasser aus dem FW-RL für RG-WT 2 so runter geregelt werden muss, dass die FW-VLT noch die geforderten 105 °C erreicht. Dadurch wird das Rauchgas von RG-WT 2 nur auf 71 °C, statt die üblicherweise 58 °C, vor Eintritt in die RGK gekühlt. Das bedeutet eine verhältnismäßig höhere Kälteleistung und dadurch einen höheren Strombedarf der WP.

4.4 Gas- und Dampfturbinenprozess

4.4.1 Auslegung des Gas- und Dampfturbinenprozesses

In Abbildung 4.10 ist der GuD-Prozess ohne Betrieb der WP mit seinen Anlagenkomponenten und den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.16 abgebildet.

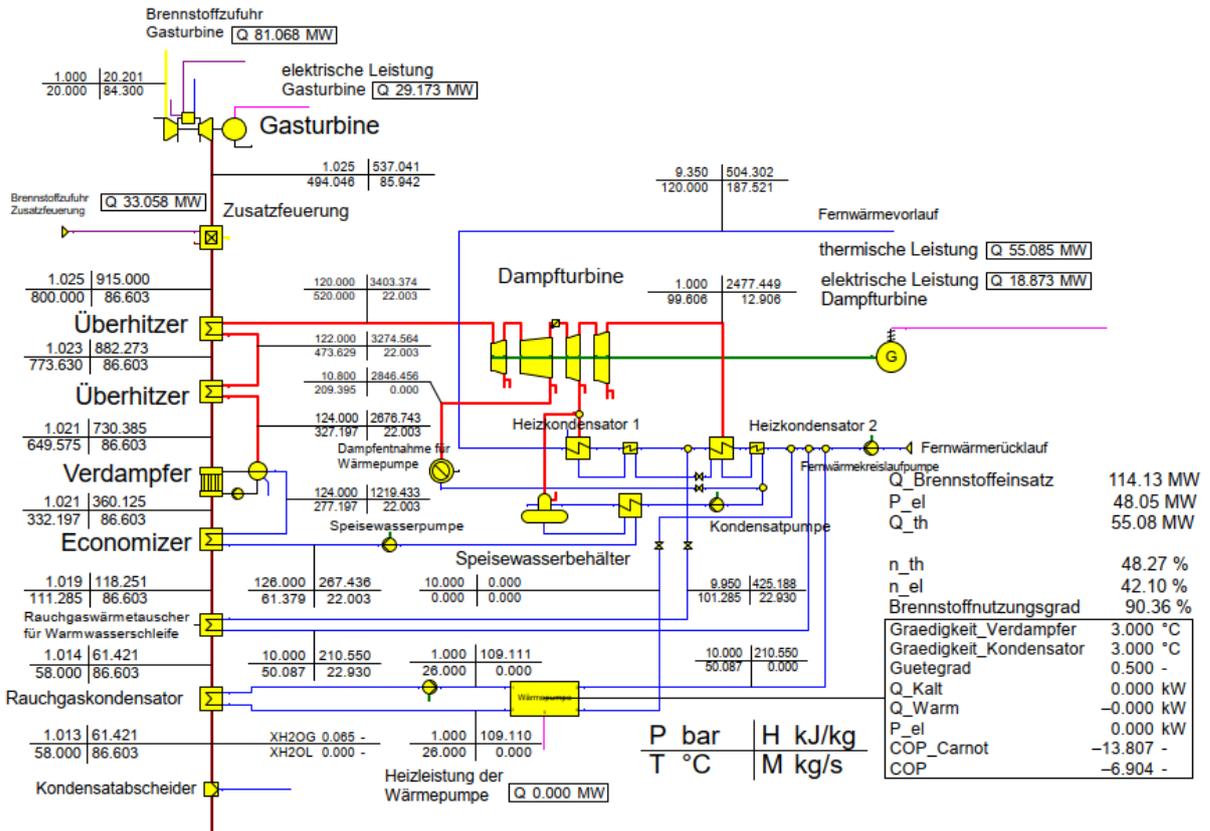


Abbildung 4.10: Anlagenschema Gas- und Dampfturbinenprozess im Gegendruckbetrieb ohne Betrieb der Wärmepumpe

Tabelle 4.16: Ausgangsparameter für den Gas- und Dampfturbinenprozess

Brennstoffzusammensetzung	Hamburger Gasanalyse (siehe Tabelle 4.8)
Brennstoffeinsatz Gasturbine	81 MW
Brennstoffeinsatz Zusatzfeuerung	33 MW
Brennstoffeinsatz	114 MW
Luft Eintrittstemperatur	20 °C
Luftfeuchtigkeit	40%
Luftüberschuss in der Gasturbine	3,0
Fernwärmerücklauf Temperatur	50 °C
Fernwärmeverlauf Temperatur	120 °C
Frischdampfparameter	120 bar(a) / 520 °C

Der Aufbau des Wasser-Dampf-Kreislaufes des GuD-Prozesses ähnelt dem des HKW, wie in Kapitel 4.2.1 beschrieben, es wird jedoch ein anderer DE eingesetzt. Als Rauchgasquelle dient das Abgas einer GT. Das Rauchgas wird in einer Zusatzfeuerung auf eine Temperatur von 800 °C gehoben. Die Zusatzfeuerung stellt bei einer GuD-Anlage eine vergleichsweise günstige Möglichkeit dar, die Wärme- und Stromerzeugung der Anlage zu steigern. Mit relativ wenig Aufwand wird die Rauchgastemperatur erheblich erhöht, um diese aufgetoppte Wärme anschließend vom Abhitzekeessel auf den Wasser-Dampf-Kreislauf zu übertragen.

Nach dem Economizer hat das Rauchgas eine Temperatur von ca. 128 °C und strömt in den RG-WT für die Warmwasserschleife. In diesem wird, mit Hilfe des FW-RL (50 °C, untere Grädigkeit 8 K) das Rauchgas auf 58 °C abgekühlt. Das aufgeheizte Fernheizwasser des RG-WT wird zwischen HeiKo 1 und HeiKo 2 wieder in den Fernwärmekreislauf zurück geführt.

4.4.2 Vergleich ohne Wärmepumpe / mit Wärmepumpe

Um den GuD-Prozess mit dem des HKW vergleichen zu können, werden für die Prozessparametervariation dieselben WP (siehe Tabelle 4.17) verwendet, die schon beim HKW Anwendung gefunden haben (siehe Tabelle 4.2).

Tabelle 4.17: verwendete Wärmepumpentypen

Antriebsart	Hersteller	Produkt	Verdampferseite		Kondensatorseite		COP
			Eintrittstemperatur [°C]	Austrittstemperatur [°C]	Eintrittstemperatur [°C]	Austrittstemperatur [°C]	
elektrisch	Friotherm	UNITOP 22/22BY-7085U	30	26	50	87	3,52
thermisch	Johnson Controls	YHAP-C2000EXW4S	30	26	50	87	1,63

In Tabelle 4.18 sind die Simulationsergebnisse des GuD-Prozesses im Gegendruckbetrieb mit den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.16 mit WP und ohne WP vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.18: Simulationsergebnisse des Gas- und Dampfturbinenprozesses im Gegendruckbetrieb ohne Wärmepumpe und mit Wärmepumpe

Anlagenparameter	Einheit	ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe	mit thermischer Wärmepumpe
Brennstoffeinsatz	MW	114,13	114,07	114,07
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	13,71	13,71	13,71
Elektrische Leistung	MW	48,05	44,17	46,15
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	42,10	38,72	40,46
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	39,10	35,72	37,46
Thermische Leistung	MW	55,08	68,01	66,05
Thermischer Wirkungsgrad	%	48,27	59,62	57,90
Stromkennzahl	-	0,81	0,60	0,65
Brennstoffnutzungsgrad	%	87,36	95,34	95,36
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	0,00	9,09	9,09
Heizleistung Wärmepumpe	MW	0,00	12,70	23,61
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	26,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	87,00	87,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	0,00	61,00	61,00
COP _{Wärmepumpe}	-	-	3,52	1,63
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	46,45	46,52	46,52
Rauchgastemperatur (vor RGK)	°C	58,00	58,00	58,00
Rauchgastemperatur (nach RGK)	°C	58,00	34,00	34,00
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	6,46	3,18	3,18
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,00	3,28	3,28
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	0,00	50,81	50,80
ΔP_{el}	MW	-	3,87	1,90
ΔQ_{th}	MW	-	12,92	10,97
COP _{Gesamtanlage}	-	-	3,34	5,78

Mit beiden Wärmepumpentypen kann der Brennstoffnutzungsgrad um ca. 8 %-Punkte verbessert werden. Das System mit thermischer WP ist effizienter, da sowohl die Stromkennzahl als auch der COP_{Gesamtanlage} größer ist.

Anhand dieses Vergleichs zeigt sich, dass der COP_{Gesamtanlage} bei der thermischen WP höher ist als bei der elektrischen WP. Jedoch erkennt man anhand der Werte ΔP_{el} und ΔQ_{th} , dass pro

Lastfall annähernd dieselbe Menge an Strom verloren wie Wärme gewonnen wird. Der Brennstoffnutzungsgrad bleibt daher nahezu unverändert.

4.4.3 Vergleich Gas- und Dampfturbinenprozess / Heizkraftwerk

In Tabelle 4.19 sind die Simulationsergebnisse des GuD-Prozesses im Gegendruckbetrieb mit seinen Ausgangsparametern aus Tabelle 4.16 und des HKW im Gegendruckbetrieb mit seinen Ausgangsparametern aus Tabelle 4.1 und den verwendeten WP (siehe Tabelle 4.17) vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.19: Simulationsergebnisse des Gas- und Dampfturbinenprozesses und des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb

Anlagenparameter	Einheit	Gas- und Dampfturbinenprozess			Heizkraftwerk		
		ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe	mit thermischer Wärmepumpe	ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe	mit thermischer Wärmepumpe
Brennstoffeinsatz	MW	114,13	114,07	114,07	100,00	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	13,71	13,71	13,71	13,71	13,71	13,71
Elektrische Leistung	MW	48,05	44,17	46,15	26,93	23,26	25,49
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	42,10	38,72	40,46	26,93	23,26	25,49
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	39,10	35,72	37,46	23,93	20,26	22,49
Thermische Leistung	MW	55,08	68,01	66,05	71,25	84,24	82,04
Thermischer Wirkungsgrad	%	48,27	59,62	57,90	71,25	84,24	82,04
Stromkennzahl	-	0,81	0,60	0,65	0,34	0,24	0,27
Brennstoffnutzungsgrad	%	87,36	95,34	95,36	95,18	104,51	104,54
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	0,00	9,09	9,09	0,00	9,31	9,31
Heizleistung Wärmepumpe	MW	0,00	12,70	23,61	0,00	13,00	24,18
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	26,00	26,00	0,00	26,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	87,00	87,00	0,00	87,00	87,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	0,00	61,00	61,00	0,00	61,00	61,00
COP _{Wärmepumpe}	-	-	3,52	1,63	-	3,52	1,63
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	46,45	46,52	46,52	55,73	55,73	55,73
Rauchgastemperatur (vor RGK)	°C	58,00	58,00	58,00	58,90	58,90	58,90
Rauchgastemperatur (nach RGK)	°C	58,00	34,00	34,00	58,90	34,00	34,00
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	6,46	3,18	3,18	10,80	3,11	3,11
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,00	3,28	3,28	0,00	7,69	7,69
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	0,00	50,81	50,80	0,00	71,19	71,19
ΔP_{el}	MW	-	3,87	1,90	-	3,66	1,43
ΔQ_{th}	MW	-	12,92	10,97	-	12,99	10,79
COP _{Gesamtanlage}	-	-	3,34	5,78	-	3,55	7,53

Die elektrischen Wirkungsgrade beim GuD-Prozess sind stets höher als beim HKW, da der GuD-Prozess grundlegend ein höherexergetischer Prozess ist als der des HKW. Das liegt vor allem am Aufbau der GuD-Anlage durch die Stromgewinnung in der GT, sowie der

Stromgewinnung in der DT. Die der GT nachgeschalteten Zusatzfeuerung im Rauchgas, bewirkt eine zusätzliche Effizienzsteigerung.

Die Brennstoffnutzungsgrade sind beim HKW höher durch den geringeren Luftüberschuss in der Brennkammer. Dadurch geht beim GuD-Prozess prinzipiell mehr Energie durch die Abgase verloren.

Anhand dieses Vergleiches zeigt sich, dass die Werte ΔP_{el} und ΔQ_{th} für beide KWK-Anlagen annähernd gleich sind. Trotz dessen ist der $COP_{Gesamtanlage}$ sowohl bei Betrieb der elektrischen WP, als auch bei Betrieb der thermischen WP, geringer beim GuD-Prozess geringer als beim HKW. Die Unterschiede sind aber nicht gravierend und lassen sich durch den unterschiedlichen Prozess der Anlagen erklären. So sind die Abgasverluste beim GuD-Prozess viel höher, durch den höheren Luftüberschuss.

4.5 Biomasseheizkraftwerk

4.5.1 Auslegung des Biomasseheizkraftwerkes

In Abbildung 4.11 ist das BMHKW im Gegendruckbetrieb ohne Betrieb der WP mit seinen Anlagenkomponenten und den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.20 abgebildet.

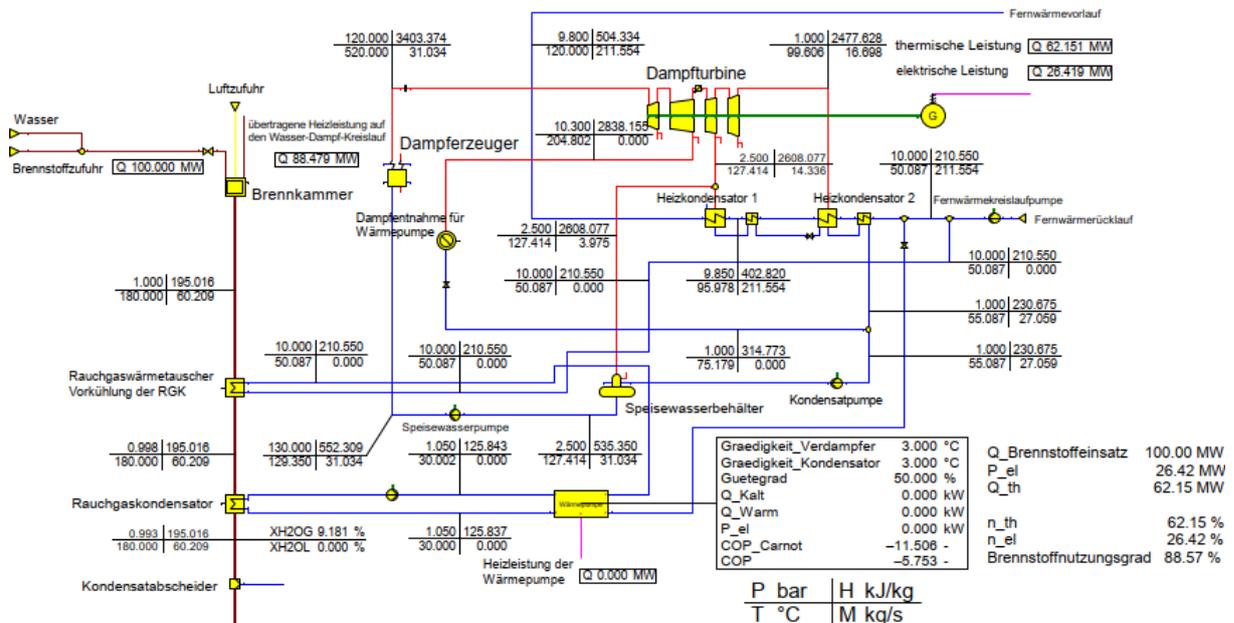


Abbildung 4.11: Anlagenschema Biomasseheizkraftwerk im Gegendruckbetrieb ohne Wärmepumpe

Tabelle 4.20: Ausgangsparameter für das Biomasseheizkraftwerk

Brennstoffzusammensetzung	Fichtenholz mit Rinde (siehe Tabelle 4.21)
Brennstoffeinsatz	100 MW
Wassergehalt im Brennstoff	25%
Luft Eintrittstemperatur	20 °C
Luftfeuchtigkeit	40%
Luftüberschuss in der Brennkammer	1,5
Fernwärmerücklauftemperatur	50 °C
Fernwärmeverlaufstemperatur	120 °C
Frischdampfparameter	120 bar(a) / 520 °C

In Tabelle 4.21 ist die chemische Zusammensetzung von Fichtenholz mit Rinde dargestellt, das in diesem BMHKW als Brennstoff dient.

Tabelle 4.21: chemische Zusammensetzung von Fichtenholz mit Rinde

Komponente	chemisches Element	Fichtenholz mit Rinde
Kohlenstoff [%]	C	49,80
Wasserstoff [%]	H	6,30
Sauerstoff [%]	O	43,20
Stickstoff [%]	N	0,13
Schwefel [%]	S	0,02

Der Aufbau des BMHKW ähnelt dem des HKW, wie in Kapitel 4.2.1 beschrieben. Unterschiede bestehen in der Bauart des DE. Bei diesem BMHKW ist ein Wirbelschichtofen vorgesehen, um die vorgegebenen Frischdampfparameter zu erreichen. Verglichen mit dem HKW, wird im BMHKW auf eine mehrstufige Speisewasservorwärmung und Luftvorwärmung verzichtet. Um eine Unterschreitung des Schwefelsäuretaupunktes zu vermeiden, ist der Druck im Speisewasserbehälter und die Dimensionierung des Economizer so gewählt, dass sich eine Rauchgastemperatur von ca. 180 °C nach dem Economizer einstellt.

Des Weiteren wird beim Betrieb der WP (siehe Abbildung 4.12) zur Vorkühlung der Rauchgase, der RGK ein RG-WT vorgeschaltet. Im RG-WT wird das Rauchgas mit Hilfe des FW-RL (50 °C, untere Grädigkeit 8 K) auf 58 °C abgekühlt und dann der RGK zugeführt. Würde man direkt mit 180°C in die RGK fahren, wäre die Kälteleistung der WP deutlich höher. Dadurch würde ebenso deutlich mehr Strom oder Dampf der DT für die WP entnommen und der elektrische Wirkungsgrad wäre geringer.

Durch den RG-WT wird der Schwefelsäuretaupunkt von ca. 110 °C unterschritten. Aus diesem Grund muss neben der RGK auch der RG-WT und die verbindende Rauchgasleitung an die Materialanforderung angepasst werden (siehe Kapitel 6.1).

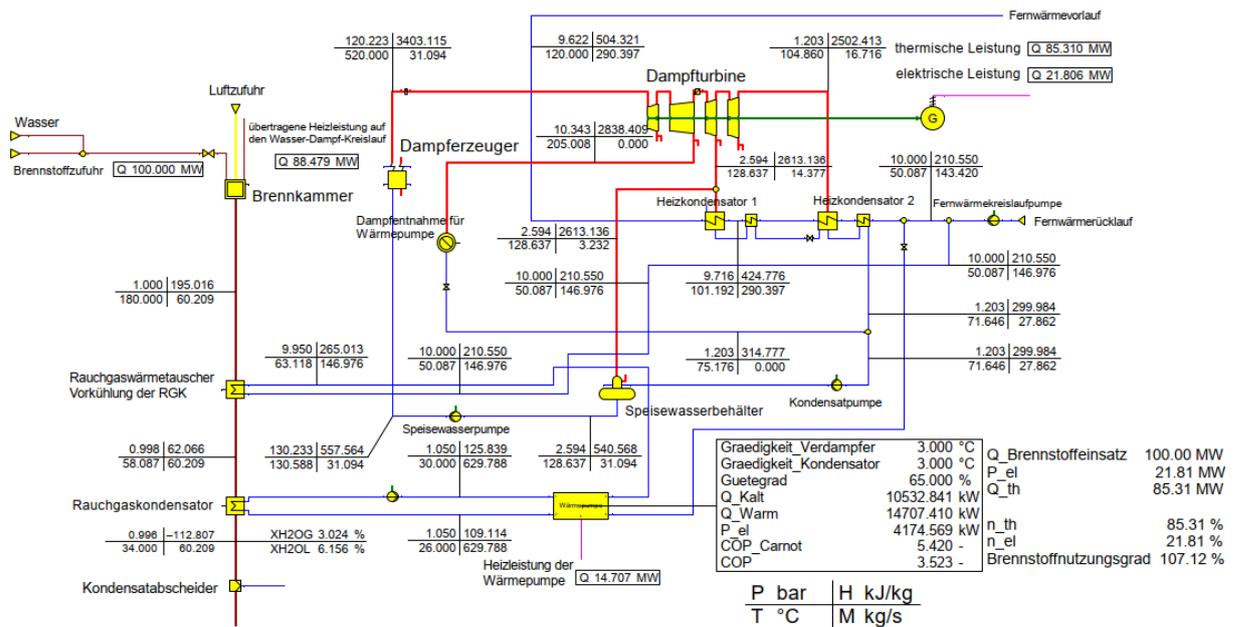


Abbildung 4.12: Anlagenschema Biomasseheizkraftwerk im Gegendruckbetrieb mit Betrieb der elektrischen Wärmepumpe

In Abbildung 4.13 ist dargestellt, wie der Wassergehalt im Brennstoff in Epsilon eingestellt wird. Der Wassergehalt ist die im Holz enthaltene Wassermasse im Verhältnis zur Gesamtmasse des feuchten Holzes. Der Massenstrom der Wasserleitung wird dabei mit Hilfe des Reglers so eingestellt, dass der Brennstoff den vorgegebenen Wassergehalt enthält.

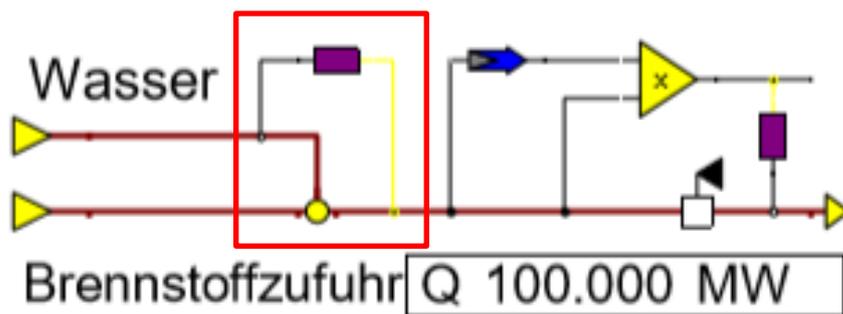


Abbildung 4.13: Ausschnitt der Wassergehaltregelung beim Biomasseheizkraftwerk

4.5.2 Vergleich ohne Wärmepumpe / mit Wärmepumpe

Um den Prozess des BMHKW mit dem des HKW vergleichen zu können, werden für die Prozessparametervariation dieselben WP (siehe Tabelle 4.22) verwendet, die schon beim HKW (siehe Tabelle 4.2) Anwendung gefunden haben.

Tabelle 4.22: verwendete Wärmepumpentypen

Antriebsart	Hersteller	Produkt	Verdampferseite		Kondensatorseite		COP
			Eintrittstemperatur [°C]	Austrittstemperatur [°C]	Eintrittstemperatur [°C]	Austrittstemperatur [°C]	
elektrisch	Friotherm	UNITOP 22/22BY-7085U	30	26	50	87	3,52
thermisch	Johnson Controls	YHAP-C2000EXW4S	30	26	50	87	1,63

In Tabelle 4.23 sind die Simulationsergebnisse des BMHKW im Gegendruckbetrieb mit den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.20 mit WP und ohne WP vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.23: Simulationsergebnisse des Biomasseheizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb ohne Wärmepumpe und mit Wärmepumpe

Anlagenparameter	Einheit	ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe	mit thermischer Wärmepumpe
Brennstoffeinsatz	MW	100,00	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	3,58	3,58	3,58
Elektrische Leistung	MW	26,42	21,81	24,05
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	26,42	21,81	24,05
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	23,42	18,81	21,05
Thermische Leistung	MW	62,15	85,31	83,08
Thermischer Wirkungsgrad	%	62,15	85,31	83,08
Stromkennzahl	-	0,38	0,22	0,25
Brennstoffnutzungsgrad	%	85,57	104,12	104,13
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	0,00	10,53	10,53
Heizleistung Wärmepumpe	MW	0,00	14,71	27,36
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	26,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	87,00	87,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	0,00	61,00	61,00
COP _{Wärmepumpe}	-	-	3,52	1,63
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	53,48	53,48	53,48
Rauchgastemperatur (vor RGK)	°C	180,00	58,09	58,09
Rauchgastemperatur (nach RGK)	°C	180,00	34,00	34,00
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	9,18	3,02	3,02
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,00	6,16	6,16
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	0,00	67,06	67,06
ΔP_{el}	MW	-	4,61	2,37
ΔQ_{th}	MW	-	23,16	20,93
COP _{Gesamtanlage}	-	-	5,02	8,85

Mit beiden Wärmepumpentypen kann der Brennstoffnutzungsgrad um ca. 8 %-Punkte verbessert werden. Das System mit thermischer WP ist effizienter, da sowohl die Stromkennzahl als auch der $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ größer ist.

In diesem Fall zeigt sich am $COP_{\text{Gesamtanlage}}$, wie zu erwarten war, dass die thermische WP effizienter als die elektrische WP in Bezug auf das Verhältnis von Wärmegewinn zu Stromeinbuße ist.

Anhand dieses Vergleichs zeigt sich, dass der elektrische Wirkungsgrad beim Betrieb mit thermischer WP höher ist als beim Betrieb mit elektrischer WP. Der thermische Wirkungsgrad ist beim Betrieb mit elektrischer WP jedoch im gleichen Maße größer und dadurch der Brennstoffnutzungsgrad gleich.

4.5.3 Vergleich Änderung des Wassergehaltes im Brennstoff

In Tabelle 4.24 sind die Simulationsergebnisse des BMHKW im Gegendruckbetrieb mit variierendem Wassergehalt im Brennstoff, den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.20 und der verwendeten thermischen WP (siehe Tabelle 4.22) vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.24: Simulationsergebnisse des Biomasseheizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb bei Änderung des Wassergehaltes im Brennstoff

Anlagenparameter	Einheit	ohne Wärmepumpe	15 % Wassergehalt	20 % Wassergehalt	25 % Wassergehalt
Brennstoffeinsatz	MW	100,00	100,00	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	3,58	4,14	3,86	3,58
Elektrische Leistung	MW	26,42	24,54	24,31	24,05
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	26,42	24,54	24,31	24,05
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	23,42	21,54	21,31	21,05
Thermische Leistung	MW	62,15	81,00	81,98	83,08
Thermischer Wirkungsgrad	%	62,15	81,00	81,98	83,08
Stromkennzahl	-	0,38	0,27	0,26	0,25
Brennstoffnutzungsgrad	%	85,57	102,54	103,30	104,13
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	0,00	8,81	9,63	10,53
Heizleistung Wärmepumpe	MW	0,00	22,90	25,00	27,36
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	26,00	26,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	87,00	87,00	87,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	0,00	61,00	61,00	61,00
COP _{Wärmepumpe}	-	-	1,63	1,63	1,63
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	53,48	50,29	51,86	53,48
Rauchgastemperatur (vor RGK)	°C	180,00	57,40	57,70	58,09
Rauchgastemperatur (nach RGK)	°C	180,00	31,52	32,66	34,00
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	9,18	2,65	2,82	3,02
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,00	5,13	5,63	6,16
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	0,00	65,94	66,63	67,06
ΔP_{el}	MW	-	1,87	2,11	2,37
ΔQ_{th}	MW	-	18,84	19,83	20,93
COP _{Gesamtanlage}	-	-	10,05	9,41	8,85

Aufgrund des höheren Wassergehaltes im Brennstoff und der dadurch steigenden Taupunkttemperatur, erhöht sich ebenso die Kälteleistung der WP. Durch die Erhöhung der Kälteleistung wird mehr Dampf aus der DT entnommen und der elektrische Wirkungsgrad fällt.

In Abbildung 4.14 ist der Verlauf der Wirkungsgrade bei Änderung des Wassergehaltes im Brennstoff grafisch dargestellt. Es zeigt sich, dass der elektrische Wirkungsgrad mit Erhöhung

des Wassergehaltes leicht fällt. Der thermische Wirkungsgrad steigt währenddessen stärker und dadurch steigt der Brennstoffnutzungsgrad mit Erhöhung des Wassergehaltes ebenso. Der COP der WP bleibt konstant bei 1,63, während der $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ linear von 10,05 auf 8,85 fällt.

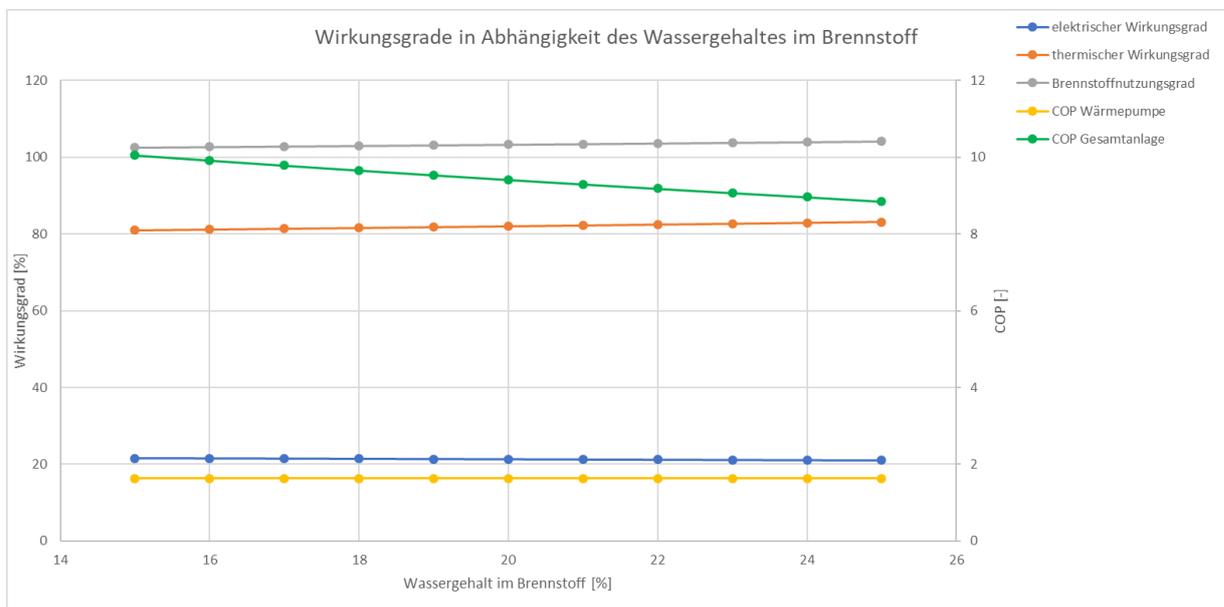


Abbildung 4.14: Wirkungsgrade in Abhängigkeit des Wassergehaltes im Brennstoff

Anhand dieses Vergleichs zeigt sich, dass der Wassergehalt einen Unterschied in der Taupunkttemperatur vor der RGK und dem Heizwert ausmacht. Durch Erhöhung des Wassergehaltes wird der elektrische Wirkungsgrad leicht zum Nachteil beeinflusst, der thermische Wirkungsgrad sowie der Brennstoffnutzungsgrad steigen jedoch marginal.

4.5.4 Vergleich mit Abgaswäscher / ohne Abgaswäscher

In Abbildung 4.15 ist das BMHKW im Gegendruckbetrieb bei Betrieb der thermischen WP mit seinen Anlagenkomponenten und den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.20 abgebildet.

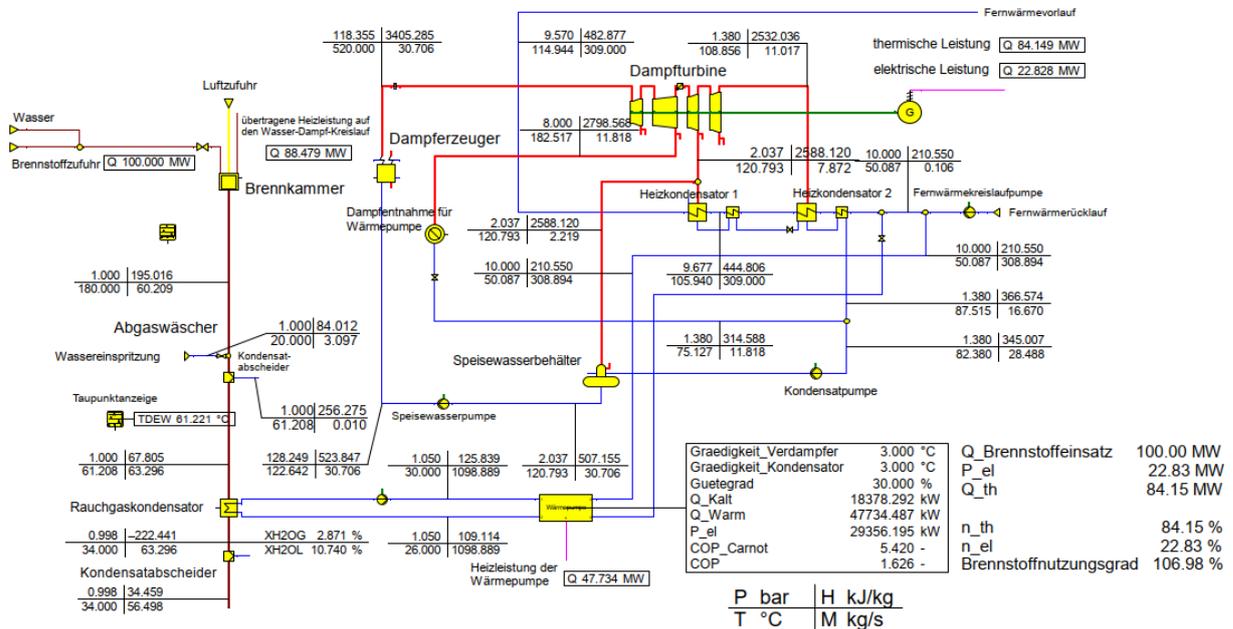


Abbildung 4.15: Anlagenschema Biomasseheizkraftwerk mit Abgaswäscher und Betrieb thermischer Wärmepumpe

In Abbildung 4.16 ist der Abgaswäscher beim BMHKW in Epsilon dargestellt. Der Abgaswäscher ist rauchgasseitig nach dem Economizer angeordnet. In dem Abgaswäscher wird das Rauchgas durch Eindüsen von Wasser von 180 °C auf Sättigungstemperatur abgekühlt. Der Massenstrom der Wassereinspritzung wird so geregelt, dass beim Kondensatabscheider immer ein minimaler Massenstrom vorliegt. So ist gewährleistet, dass das Rauchgas vollständig gesättigt ist.

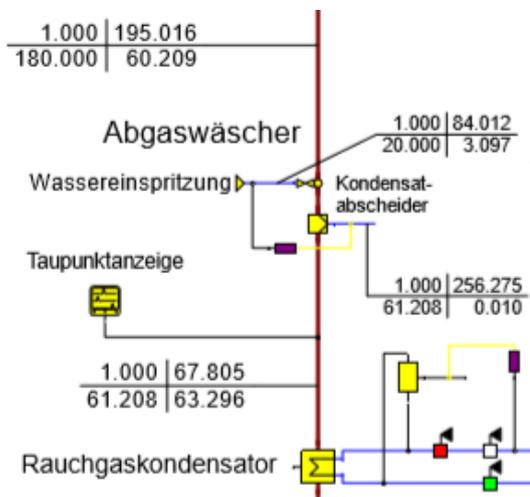


Abbildung 4.16: Ausschnitt der Wassergehaltregelung beim Biomasseheizkraftwerk

In Tabelle 4.25 sind die Simulationsergebnisse des BMHKW im Gegendruckbetrieb mit Abgaswäscher und ohne Abgaswäscher, den Ausgangsparametern aus Tabelle 4.20 und der verwendeten thermischen WP (siehe Tabelle 4.22) vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.25: Simulationsergebnisse des Biomasseheizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb mit Abgaswäscher und ohne Abgaswäscher

Anlagenparameter	Einheit	mit Abgaswäscher			ohne Abgaswäscher		
		ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe	mit thermischer Wärmepumpe	ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe	mit thermischer Wärmepumpe
Brennstoffeinsatz	MW	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	3,58	3,58	3,58	3,58	3,58	3,58
Elektrische Leistung	MW	26,44	18,68	22,83	26,42	21,81	24,05
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	26,44	18,68	22,83	26,42	21,81	24,05
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	23,44	15,68	19,83	23,42	18,81	21,05
Thermische Leistung	MW	62,13	88,28	84,15	62,15	85,31	83,08
Thermischer Wirkungsgrad	%	62,13	88,28	84,15	62,15	85,31	83,08
Stromkennzahl	-	0,38	0,18	0,24	0,38	0,22	0,25
Brennstoffnutzungsgrad	%	85,57	103,96	103,98	85,57	104,12	104,13
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	0,00	18,38	18,38	0,00	10,53	10,53
Heizleistung Wärmepumpe	MW	0,00	25,66	47,73	0,00	14,71	27,36
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	26,00	26,00	0,00	26,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	87,00	87,00	0,00	87,00	87,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	0,00	61,00	61,00	0,00	61,00	61,00
COP _{Wärmepumpe}	-	-	3,52	1,63	-	3,52	1,63
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	53,48	61,22	61,22	53,48	53,48	53,48
Raughastemperatur (vor RGK)	°C	180,00	61,21	61,21	180,00	58,09	58,09
Raughastemperatur (nach RGK)	°C	180,00	34,00	34,00	180,00	34,00	34,00
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,09	2,87	2,87	9,18	3,02	3,02
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,00	10,74	10,74	0,00	6,16	6,16
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	0,00	78,91	78,91	0,00	67,06	67,06
ΔP_{el}	MW	-	7,76	3,61	-	4,61	2,37
ΔQ_{th}	MW	-	26,15	22,02	-	23,16	20,93
COP _{Gesamtanlage}	-	-	3,37	6,10	-	5,02	8,85

Zunächst lässt sich festhalten, dass durch den Betrieb des Abgaswäschers die Taupunkttemperatur durch die Wassereinspritzung von ca. 53 °C auf ca. 61 °C gestiegen ist. Die thermischen Wirkungsgrade sind mit Abgaswäscher stets höher, während die elektrischen Wirkungsgrade und die COP_{Gesamtanlage} ohne Abgaswäscher deutlich besser sind.

Der Grund liegt in der unterschiedlichen Bauweise der Rauchgasbehandlung. Beim Betrieb ohne Abgaswäscher wird der RGK ein RG-WT vorgeschaltet (siehe Abbildung 4.12). In diesem RG-WT wird das Rauchgas vorgekühlt und die Wärme praktisch „umsonst“ (ohne Stromverlust) in das Fernwärmenetz eingebunden, da diese Wärme nicht durch den WP-Prozess aufgewertet wird. Beim Betrieb mit Abgaswäscher wird durch die Sättigung des

Rauchgases die komplette Restabwärme des Rauchgases (Abkühlung von 180 °C auf 34 °C) in die RGK geleitet, was sich an der hohen Kälteleistung von ca. 18,5 MW, gegenüber ca. 10,5 MW ohne Abgaswäscher, zeigt. Die 8 MW Kälteleistungsunterschied erzeugen einen höheren Stromverlust und dadurch einen schlechteren $COP_{\text{Gesamtanlage}}$.

Durch die hohe Kälteleistung wird beim Betrieb mit thermischer WP ein hoher Massenstrom im Wasserkreislauf der Verdampferseite und dadurch ein hoher Massenstrom im Wasserkreislauf auf der Kondensatorseite nötig. Der Gegendruck der DT ist jedoch zu niedrig bei dem hohen Massenstrom, den die WP aus dem Fernwärmenetz benötigt, die 120 °C FW-VLT zu erzeugen und schafft deshalb nur 115 °C (siehe Abbildung 4.15).

4.5.5 Vergleich Biomasseheizkraftwerk / Heizkraftwerk

In Tabelle 4.26 sind die Simulationsergebnisse des BMHKW im Gegendruckbetrieb mit den Ausgangsparametern wie in Tabelle 4.20 und des HKW im Gegendruckbetrieb mit seinen Ausgangsparametern wie in Tabelle 4.1 und den verwendeten WP (siehe Tabelle 4.22) vergleichend aufgeführt.

Tabelle 4.26: Simulationsergebnisse des Biomasseheizkraftwerkes und des Heizkraftwerkes im Gegendruckbetrieb

Anlagenparameter	Einheit	Biomasseheizkraftwerk			Heizkraftwerk		
		ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe	mit thermischer Wärmepumpe	ohne Wärmepumpe	mit elektrischer Wärmepumpe	mit thermischer Wärmepumpe
Brennstoffeinsatz	MW	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00	100,00
Brennstoff Heizwert	kWh/kg	3,58	3,58	3,58	13,71	13,71	13,71
Elektrische Leistung	MW	26,42	21,81	24,05	26,93	23,26	25,49
Elektrischer Wirkungsgrad (brutto)	%	26,42	21,81	24,05	26,93	23,26	25,49
Elektrischer Wirkungsgrad (netto)	%	23,42	18,81	21,05	23,93	20,26	22,49
Thermische Leistung	MW	62,15	85,31	83,08	71,25	84,24	82,04
Thermischer Wirkungsgrad	%	62,15	85,31	83,08	71,25	84,24	82,04
Stromkennzahl	-	0,38	0,22	0,25	0,34	0,24	0,27
Brennstoffnutzungsgrad	%	85,57	104,12	104,13	95,18	104,51	104,54
Kälteleistung Wärmepumpe	MW	0,00	10,53	10,53	0,00	9,31	9,31
Heizleistung Wärmepumpe	MW	0,00	14,71	27,36	0,00	13,00	24,18
Verdampferaustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	26,00	26,00	0,00	26,00	26,00
Kondensatoraustrittstemperatur Wärmepumpe	°C	0,00	87,00	87,00	0,00	87,00	87,00
Temperaturhub Wärmepumpe	°C	0,00	61,00	61,00	0,00	61,00	61,00
COP _{Wärmepumpe}	-	-	3,52	1,63	-	3,52	1,63
Taupunkttemperatur (vor RGK)	°C	53,48	53,48	53,48	55,73	55,73	55,73
Rauchgastemperatur (vor RGK)	°C	180,00	58,09	58,09	58,90	58,90	58,90
Rauchgastemperatur (nach RGK)	°C	180,00	34,00	34,00	58,90	34,00	34,00
Massenanteil gasförmiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	9,18	3,02	3,02	10,80	3,11	3,11
Massenanteil flüssiges Wasser (im Rauchgas nach RGK)	%	0,00	6,16	6,16	0,00	7,69	7,69
Anteil an flüssigem Wasser im Gesamtwasservorkommen	%	0,00	67,06	67,06	0,00	71,19	71,19
ΔP_{el}	MW	-	4,61	2,37	-	3,66	1,43
ΔQ_{th}	MW	-	23,16	20,93	-	12,99	10,79
COP _{Gesamtanlage}	-	-	5,02	8,85	-	3,55	7,53

Die höheren COP_{Gesamtanlage} beim BMHKW im Gegensatz zum HKW lassen sich durch die unterschiedliche Nutzung der Rauchgaswärme erklären. Während die Rauchgastemperatur beim Referenzlastfall des HKW 59 °C beträgt, hat das Rauchgas beim Referenzlastfall des BMHKW eine Temperatur von 180 °C, die ungenutzt an die Umgebung abgegeben wird. Anhand der Ergebnisse zeigt sich, dass die Brennstoffnutzungsgrade mit ca. 104 % im Betrieb der WP beim BMHKW, sowie beim HKW annähernd gleich sind. Dies geschieht aufgrund der gleichen Rauchgastemperatur von 34 °C nach der RGK. Die deutliche Steigerung bei Betrieb der WP im Brennstoffnutzungsgrad von ca. 20 %-Punkte beim BMHKW im Vergleich zu ca.

10 %-Punkte beim HKW, tritt durch den höheren Wärmegewinn von ca. 23 MW bzw. ca. 21 MW zu ca. 13 MW bzw. ca. 11 MW auf. Diese hohen Unterschiede im Wärmegewinn bei Betrieb der WP sind wiederum Folge der schon beschriebenen unterschiedlichen Nutzungen der Rauchgaswärme bei Betrieb ohne der WP (Referenzlastfall).

5 Konstruktive Integration der Brennwertnutzung

In diesem Kapitel wird aufgezeigt, wie die RGK im Abhitzekeessel integriert und welche Beeinträchtigungen bei einer Nachrüstung in einer bestehenden KWK-Anlage in Betracht gezogen werden müssen.

5.1 Integration der RGK im Abhitzekeessel

Die RGK wird am Rauchgasaustritt eingebaut und dann mit dem Rauchgasbypass des Abhitzekeessels zusammengeführt. Jedoch ist der Einbau der RGK direkt über dem Abhitzekeessel nicht möglich, um ein Abtropfen des Kondensates in den Abhitzekeessel, wie in Abbildung 5.1 dargestellt, zu verhindern.

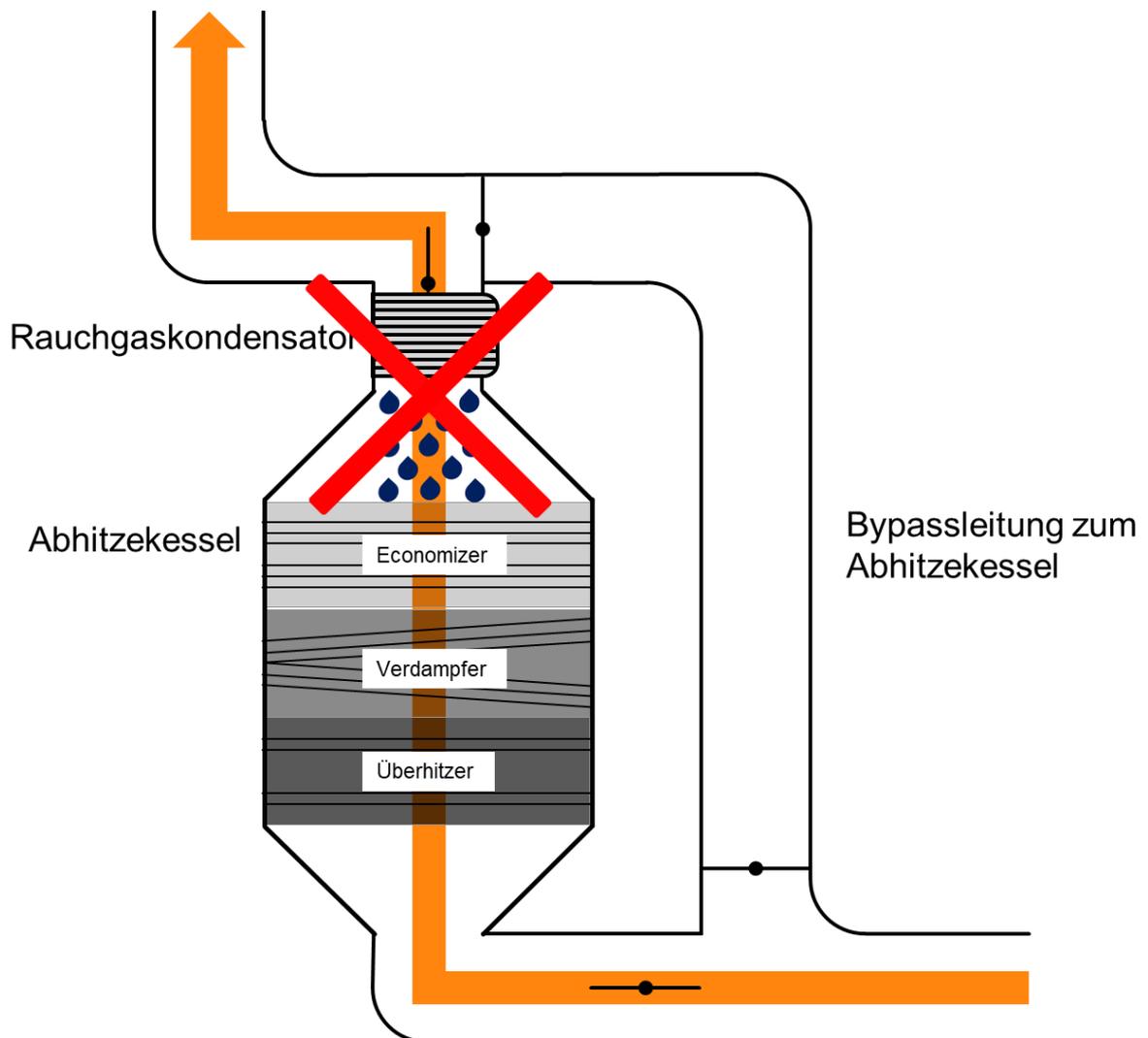


Abbildung 5.1: Anlagenschema Abhitzekeessel bei falscher Integration der Rauchgaskondensation

Die RGK muss versetzt zum oberen Anschluss des Abhitzekekessels eingebaut werden und das Kondensat kann gesondert abgeführt werden (siehe Abbildung 5.2).

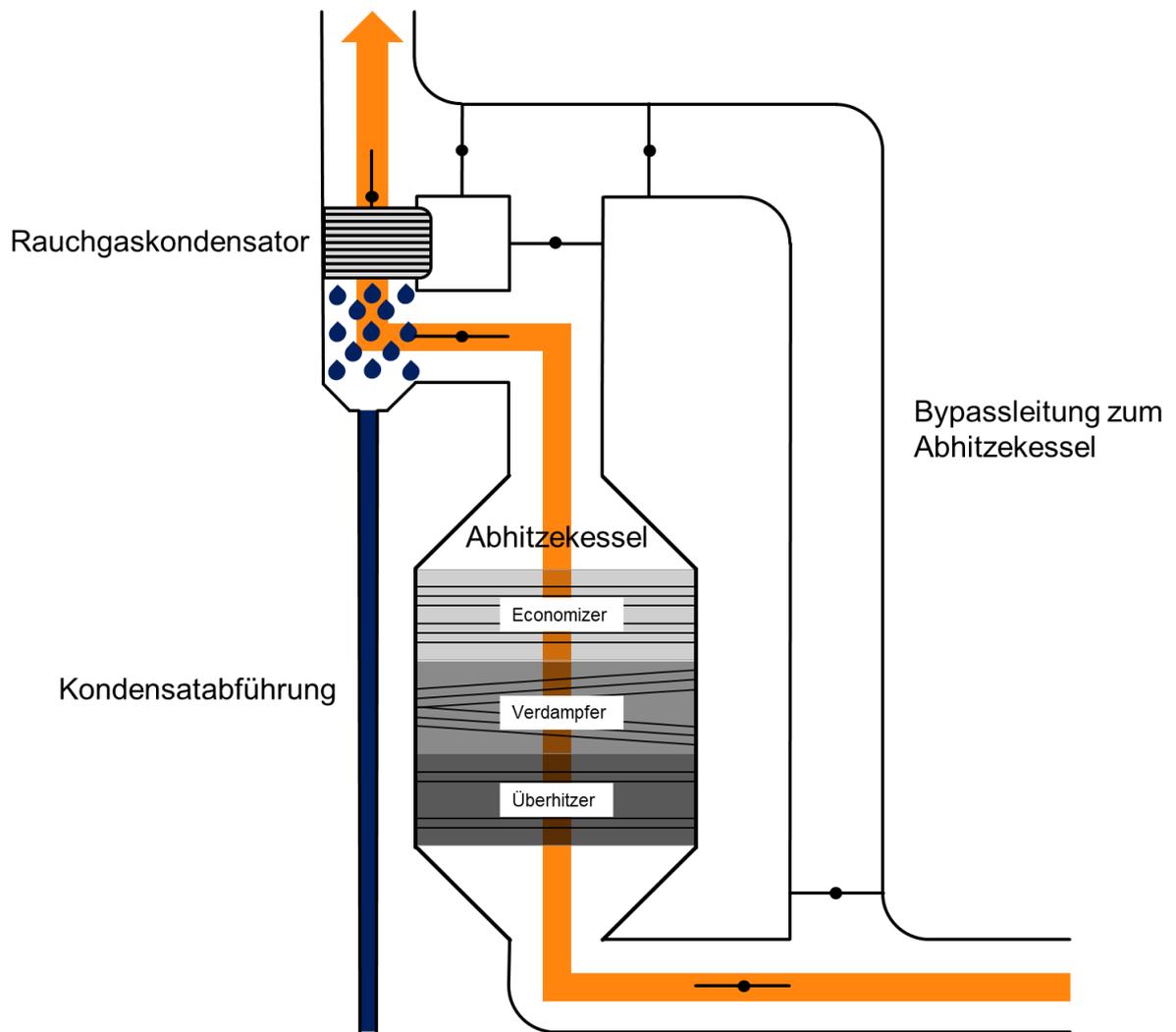


Abbildung 5.2: Anlagenschema Abhitzekekessel mit versetztem Rauchgaskondensator zum Rauchgasaustritt

Bei Nicht-Betrieb der RGK kann mit einer rauchgasseitigen Umfahrung durch einen Bypass der Abhitzeessel ohne RGK betrieben werden (siehe Abbildung 5.3).

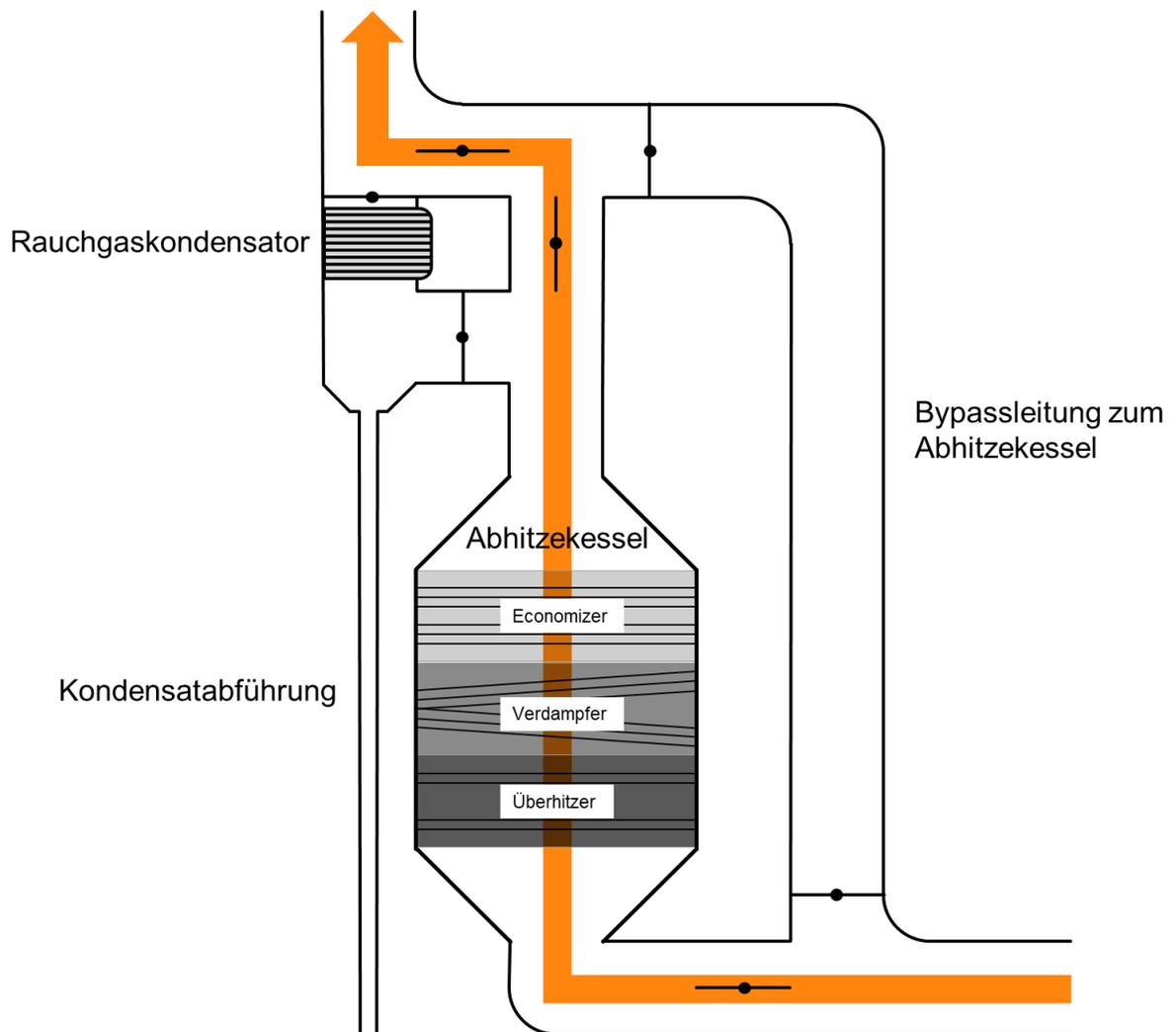


Abbildung 5.3: Anlagenschema Betrieb des Abhitzeessels bei Umfahrung der RGK

Es besteht die Möglichkeit bei Nicht-Betrieb des Abhitzekessels, und damit Nicht-Betrieb der RGK, diese komplett mit dem Rauchgas über eine Bypassleitung zu umfahren (siehe Abbildung 5.4).

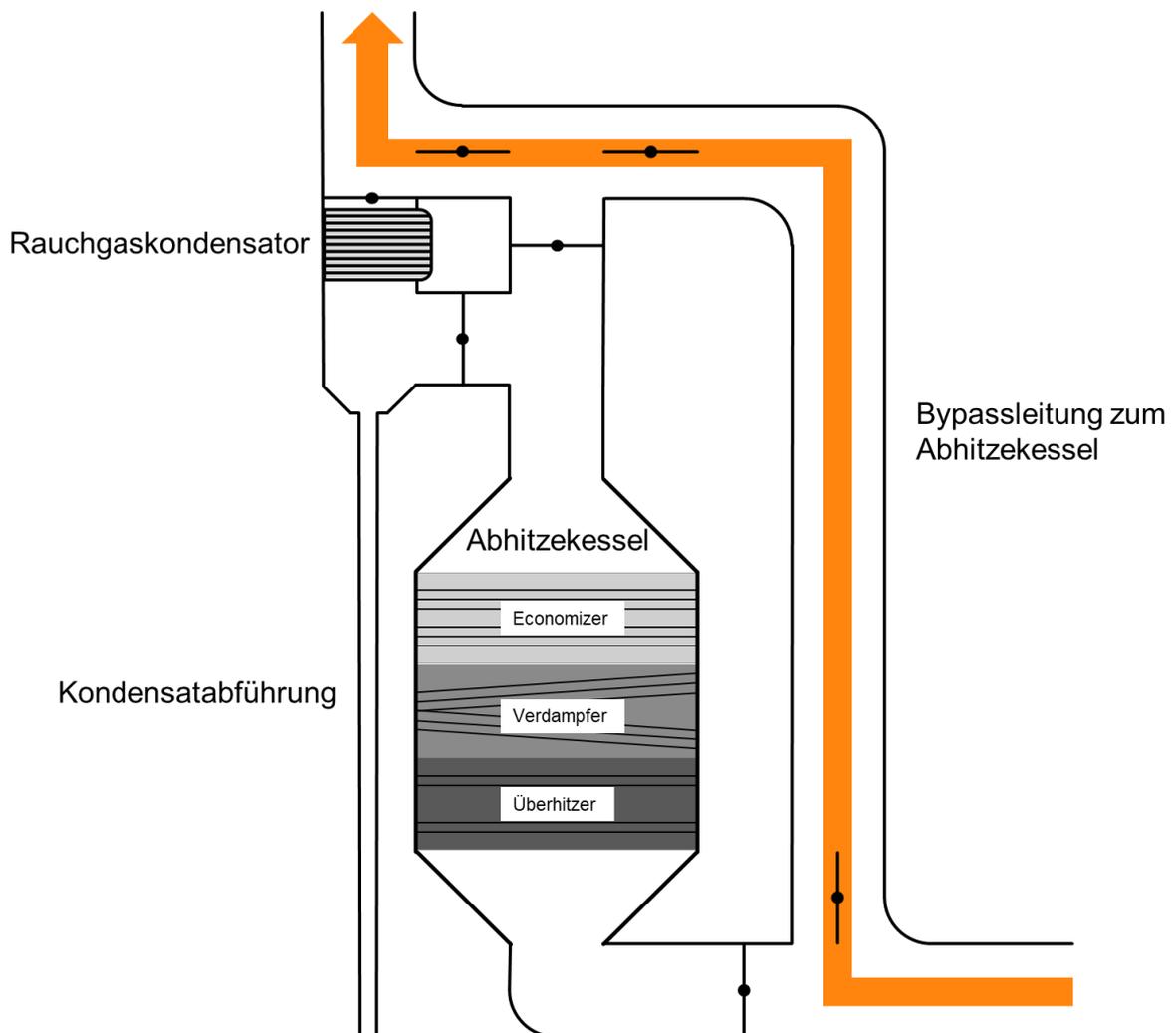


Abbildung 5.4: Anlagenschema komplette rauchgasseitige Umfahrung des Abhitzekessels und der Rauchgaskondensation

5.2 Mögliche Beeinträchtigungen durch Integration oder Nachrüstung einer RGK

Die Temperatur des Abgases wird vor Eintritt in die Brennwertnutzungsanlage auf ein Temperaturniveau knapp über dem Taupunkt gekühlt. Das wird mit einem Wärmeverschiebesystem, bei dem das Abgas nach der RGK wieder erwärmt wird, oder einem RG-WT für eine Warmwasserschleife realisiert. Dabei wird sowohl ein Teil der sensiblen Wärme des Abgases als auch die Kondensationswärme nutzbar gemacht. Es ist möglich, dass

bei Bestandsanlagen durch die zusätzlich entstehenden Kondensatmengen, die Einleitgenehmigung zu erweitern ist. Die anfallenden Kondensate könnten indes auch als Zusatzwasser dem Wasser-Dampf-Kreislauf zugeführt werden.

Die zusätzliche Heizfläche und zusätzlichen Rohrleitungen hinter dem Abhitzeessel führen zu einem erhöhten Kesselinnendruck. Bei Bestandsanlagen könnte das ein mechanisches Problem für die Kesselaußenwände darstellen und es muss geklärt werden, ob dies einen Eingriff in die Kesselerlaubnis darstellt. Durch die Erhöhung des Druckverlustes im Abgasstrang kommt es bei GuD-Anlagen zur Verringerung des elektrischen Wirkungsgrades der GT.

Durch die hohen Abgasvolumenströme werden große Leitungsquerschnitte und für die RGK große Wärmeübertrager benötigt. Aus diesen Gründen und der Größe der WP, könnte es sein, dass bei einer Bestandsanlage eine Gebäudeerweiterung erforderlich ist.

Die elektrische WP von Friotherm (siehe Abbildung 5.5) hat die Abmessungen L x B x H: 13,5 x 8,0 x 6,1 m.

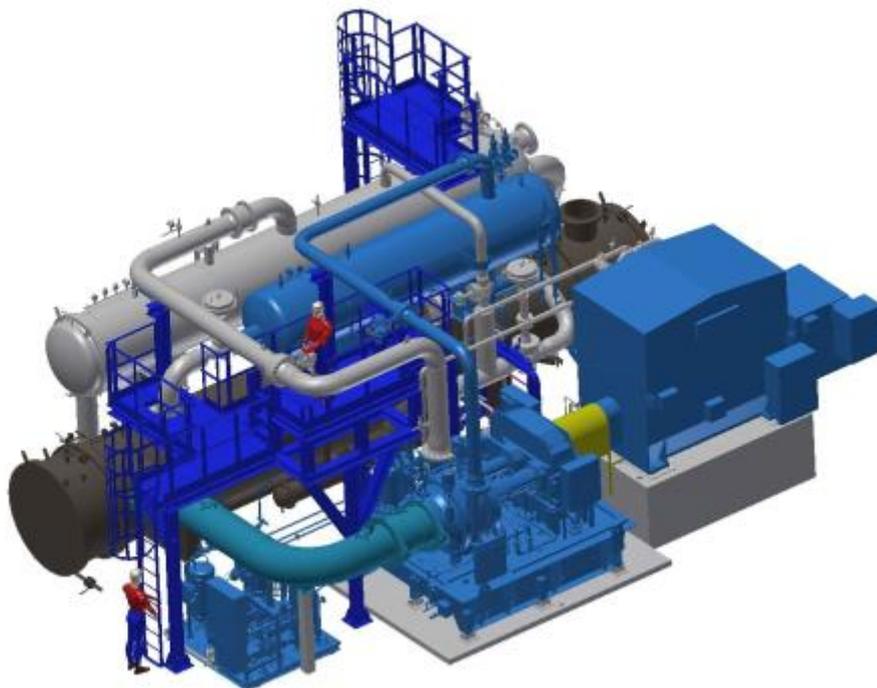


Abbildung 5.5: elektrische Wärmepumpe von Friotherm

Die thermische WP von Johnson Controls (siehe Abbildung 5.6) hat die Abmessungen L x B x H: 11,0 x 3,6 x 3,9 m.



Abbildung 5.6: thermische Wärmepumpe von Johnson Controls

Die Integration der RGK führt auch bei Nicht-Benutzung der Anlage zu einer Reduzierung der elektrischen Leistung, da die geregelte Dampfantnahme (siehe Kapitel 4.1.2) in der DT auch bei vollständiger Öffnung zu einem Leitungsverlust führt. Ebenso verhält es sich mit der Reduzierung der elektrischen Leistung durch den Abgasdruckverlust, der sich nur über eine komplette rauchgasseitige Umfahrung der RGK reduzieren lässt (siehe Abbildung 5.3).

Bei der Integration der RGK könnte es zu einer Einschränkung der maximal vom Kraftwerk erreichbaren FW-VLT durch die große Menge an Niedertemperatur kommen.

Durch die zusätzliche Fernwärmeleistung muss entsprechend der Fernwärmedurchsatz erhöht werden, was wiederum zu erhöhten Druckverlusten in den Rohrleitungen führt. Dazu müssen bei Bestandsanlagen gegebenenfalls die FU-Pumpen angepasst werden und eventuell die betroffenen Rohrleitungsabschnitte ausgetauscht werden.

6 Risiken der Brennwertnutzung

6.1 Korrosion

Korrosion (aus dem Lateinischen: „zersetzen“ / „zerfressen“) ist die Reaktion eines Stoffes mit seiner Umgebung, die dadurch eine Veränderung dieses Stoffes bewirkt. Die bekannteste Art der Korrosion ist die Oxidation von Eisen, das sogenannte Rosten. Durch niedrige pH-Werte, hohe Temperaturen und großen Konzentrationen an Stäuben werden vor allem Lochfraß und Spaltkorrosion, aber auch Spannungsriss-, Erosions- und Kontaktkorrosion hervorgerufen. Neben der geeigneten Werkstoffwahl gilt es daher ebenso Spalte zu vermeiden, also etwa Löt- oder Schweißverbindungen einer Verschraubung vorzuziehen und sie durch geeignete Dicht- und Klebmassen zu verschließen. (Klaus Peter Blennemann, 1998)

Beim BMHKW tritt dieses Gefährdungspotential in Form von Schwefelsäure auf, das abhängig von Brennstoffzusammensetzung (Schwefelgehalt) und Luftüberschuss, in dieser Arbeit einen Säuretaupunkt von ca. 110 °C aufweist. Dadurch müssen alle Bauteile, die mit dem Rauchgas in Verbindung stehen ab der Unterschreitung dieser Temperatur an die Materialanforderungen angepasst werden. Korrosionsbeständige Materialien wie Kunststoffe oder korrosionsarme, hochlegierte Stähle müssen in die betroffenen Anlagenteile implementiert werden. (K. F. Knoche, 1986) Für den Schornstein hat sich Geopolymerbeton bewährt, um dem Säureangriff Stand zu halten. (Graz, 2020)

6.2 Kamindurchfeuchtung

Das Abgas nach der RGK enthält immer noch Wasserdampf und dieser schlägt sich an der kälteren Oberfläche im Schornstein nieder. Dadurch kommt es zu einer Durchfeuchtung bzw. Versottung des Schornsteines. Für Abhilfe sorgen Rohrleitungen im Schornstein aus Kunststoff, Edelstahl oder Keramik, die innen glatt und feuchteempfindlich sind. (Rosenkranz, 2019)

Ein weiteres Problem könnte auftreten, aufgrund des thermischen Abzuges der Rauchgase. Wenn der Querschnitt eines bestehenden und auf eine bestimmte Mindesttemperatur ausgelegten Schornsteines zu groß ist kann es sein, dass die Abgase durch den fehlenden thermischen Auftrieb nicht mehr schadlos abgeleitet werden können. In diesem Fall muss mit

einem mechanischem Abzug nachgeholfen werden, welcher den Eigenbedarf an Strom der Anlage erhöht. (Gärtner, 2020)

Zusätzlich müsste der RGK eventuell eine Entschwadung nachgeschaltet sein. Diese sorgt dafür, dass bei geringen Außentemperaturen und dadurch schnelle Wasserdampfsättigung im Abgas keine Wasserdampffahne am Schornstein zu sehen ist. Dies ist vor allem in Gebieten mit hohem Fremdenverkehrsanteil und in Wohngebieten von Vorteil, um zur Akzeptanz eines Kraftwerkes beizutragen. Das erhöht jedoch die Betriebskosten, da trockene, vorgewärmte Luft über Ventilatoren mit hohem Druck zugeführt wird und damit der Brennstoffnutzungsgrad der Gesamtanlage gesenkt wird. (C.A.R.M.E.N, 2020) Eine Alternativlösung wäre, das Rauchgas über einen Wärmetauscher wieder zu erwärmen, da das Rauchgas trockener ist, dadurch nur die sensitive Wärme erhöht werden muss und so verhältnismäßig günstig umzusetzen ist.

7 Ökonomische Bewertung der Brennwertnutzung

Entscheidend in einer KWK-Anlage ist die sichere Wärmeversorgung der Abnehmer. In Anbetracht der Wirtschaftlichkeit ist es wichtig die Wärme jederzeit möglichst günstig zu erzeugen und flexibel auf Strompreisschwankungen reagieren zu können. Anhand der spezifischen Wärmeerzeugungskosten wird in diesem Kapitel eine ökonomische Bewertung der KWK-Anlagen vorgenommen. Vorrangig wird die günstigste Variante abhängig von bestimmten Randbedingungen wie Strompreis, elektrischem Wirkungsgrad und thermischem Wirkungsgrad betrieben.

Unter Betrachtung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten werden folgende Varianten miteinander verglichen:

- HKW
- BHKW
- GuD-Prozess
- Heizwerk (reiner Wärmeerzeuger)

Darüber hinaus wird es für jede KWK-Variante einen Vergleich mit WP und ohne WP, sowie Vergleiche einige der Prozessparametervariationen des HKW aus Kapitel 4.2 geben.

Das BMHKW wird bei dem Vergleich außer Acht gelassen, da es eher für einen Grundlastbetrieb vorgesehen ist. Durch sein langsames An- und Abfahren ist es nicht flexibel genug um kurzfristig auf Strompreisschwankungen zu reagieren, im Gegensatz zu den gasgefeuerten KWK-Anlagen.

7.1 Berechnung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten der KWK-Anlagen

Mit folgenden Berechnungsschritten werden die spezifischen Wärmeerzeugungskosten in Abhängigkeit des Strompreises für die KWK-Technologien ohne WP ermittelt:

Schritt 1: Berechnung der spezifischen Brennstoffkosten

Um die spezifischen Brennstoffkosten für eine MWh erzeugter Wärme zu berechnen, wird der Kehrwert des thermischen Wirkungsgrades mit der Summe aus Gaspreis, CO₂-Kosten und Energiesteuer multipliziert (siehe Formel 11). Nach dem Energiesteuergesetz §53 entfallen die Kosten der Energiesteuer für KWK-Anlagen. (Generalzolldirektion, 2020)

$$K_{BrEin} = \frac{1}{\eta_{th}} * (K_{Br} + K_{CO_2} + K_{ES}) \quad (11)$$

K_{BrEin}	: spezifische Brennstoffkosten	[€/MWh _{th}]
η_{th}	: thermischer Wirkungsgrad	[MWh _{th} /MWh _{Br}]
K_{Br}	: Gaspreis	[€/MWh _{Br}]
K_{CO_2}	: CO ₂ -Kosten	[€/MWh _{Br}]
K_{ES}	: Kosten Energiesteuer	[€/MWh _{Br}]

Schritt 2: Berechnung des spezifischen Stromerlöses

Der spezifische Stromerlös sagt aus, wieviel Erlös mit dem Stromverkauf bei der Erzeugung einer MWh Wärme erzielt wird. Der spezifische Stromerlös ist abhängig vom aktuellen Strompreis, der an Strombörsen gehandelt wird. Dabei stehen sich Anbieter und Nachfrager mit der Höhe ihrer Gebote gegenüber. Primär werden die preiswertesten Angebote der Anbieter und die höchsten Gebote der Nachfrager ausgewählt. (KG, 2019)

Es wird die Division aus dem elektrischen und thermischen Wirkungsgrad mit dem Stromerlös multipliziert (siehe Formel 12).

$$K_{Stromerlös} = \frac{\eta_{el}}{\eta_{th}} * SP \quad (12)$$

$K_{Stromerlös}$: spezifischer Stromerlös	[€/MWh _{th}]
η_{el}	: elektrischer Wirkungsgrad	[MWh _{el} /MWh _{Br}]
η_{th}	: thermischer Wirkungsgrad	[MWh _{th} /MWh _{Br}]
SP	: Strompreis	[€/MWh _{el}]

Schritt 3: Berechnung der Wartungskosten

Die spezifischen Wartungskosten sagen üblicherweise aus, wieviel Kosten bei der Erzeugung einer MWh elektrischer Energie zu entrichten sind. Um diese Kosten auf eine erzeugte MWh Wärme umzurechnen, wird die Division aus dem elektrischen und thermischen Wirkungsgrad mit den spezifischen Wartungskosten für eine MWh erzeugten Strom multipliziert (siehe Formel 13).

$$K_{Wartung\ th} = \frac{\eta_{el}}{\eta_{th}} * K_{Wartung\ el} \quad (13)$$

$K_{Wartung\ th}$: spezifische Wartungskosten thermisch	[€/MWh _{th}]
η_{el}	: elektrischer Wirkungsgrad	[MWh _{el} /MWh _{Br}]
η_{th}	: thermischer Wirkungsgrad	[MWh _{th} /MWh _{Br}]
$K_{Wartung\ el}$: spezifische Wartungskosten elektrisch	[€/MWh _{el}]

Schritt 4: Berechnung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten

Die spezifischen Wärmeerzeugungskosten berechnen sich aus der Summe der spezifischen Brennstoffkosten und der spezifischen thermischen Wartungskosten. Da der Stromerlös ein Erlös durch den Stromverkauf bei der Erzeugung einer MWh Wärme ist, geht dieser negativ in die Formel ein (siehe Formel 14).

$$K_{spez\ WE} = K_{BrEin} - K_{Stromerlös} + K_{Wartung\ th} \quad (14)$$

$K_{spez\ WE}$: spezifische Wärmeerzeugungskosten	[€/MWh _{th}]
K_{BrEin}	: spezifische Brennstoffkosten	[€/MWh _{th}]
$K_{Stromerlös}$: spezifischer Stromerlös	[€/MWh _{th}]
$K_{Wartung\ th}$: spezifische Wartungskosten thermisch	[€/MWh _{th}]

Bei der Ermittlung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten für die KWK-Technologien ohne WP werden die Randbedingungen aus Tabelle 7.1 mit Hilfe der jeweiligen elektrischen und thermischen Wirkungsgrade aus Tabelle 7.2 zur Berechnung herangezogen.

Tabelle 7.1: Randbedingungen zur Ermittlung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten

Position	Einheit	Kosten	Quelle
Stromerlös	€/MWh _{el}	Variable	(EPEX SPOT, 2020)
Gaspreis	€/MWh _{Br}	25,00	Erfahrungswert Afry
CO ₂ -Zertifikat	€/t	25,00	(50 Hertz, 2020)
CO ₂ -Ausstoß	t/MWh _{Br}	0,20	(Ausfuhrkontrolle, 2019)
CO ₂ -Kosten	€/MWh _{Br}	5,00	=CO ₂ -Zertifikat*CO ₂ -Ausstoß
Wartungskosten	€/MWh _{el}	4,00	Erfahrungswert Afry
Energiesteuer	€/MWh _{Br}	5,50	(Rosenkranz, Wissenswertes zur Energiesteuer in Deutschland, 2019)

Tabelle 7.2: Wirkungsgrade der KWK-Technologien ohne Betrieb der Wärmepumpen

Kraftwerksart	Einheit	elektrischer Wirkungsgrad	thermischer Wirkungsgrad
Heizkraftwerk	%	23,93	71,25
Blockheizkraftwerk	%	43,08	45,91
Gas- und Dampfturbinenprozess	%	39,10	48,27
Heizwerk	%	-	95,00

7.2 Berechnung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten der KWK-Anlagen bei Betrieb der Wärmepumpen

Mit folgenden Berechnungsschritten werden die spezifischen Wärmeerzeugungskosten in Abhängigkeit des Strompreises für die WP in den verschiedenen KWK-Varianten ermittelt:

Schritt 1: Berechnung der Stromeinbuße bei Gewinn von 1 MWh Wärme

Um den Stromverlust für 1 MWh erzeugter Wärme zu berechnen, wird der Kehrwert des $COP_{Gesamtanlage}$ berechnet (siehe Formel 15).

$$S_V = \frac{1}{COP_{Gesamtanlage}} \quad (15)$$

S_V : spezifischer Stromverlust [MWh_{el}/MWh_{th}]
 $COP_{Gesamtanlage}$: COP der Gesamtanlage [MWh_{th}/MWh_{el}]

Schritt 2: Berechnung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten

Die spezifischen Wärmeerzeugungskosten berechnen sich aus der Multiplikation des aktuellen Strompreises mit dem spezifischen Stromverlust (siehe Formel 16).

$$K_{spez WE} = S_V * SP \quad (16)$$

$K_{spez WE}$: spezifische Wärmeerzeugungskosten [€/MWh_{th}]
 S_V : spezifischer Stromverlust [MWh_{el}/MWh_{th}]
 SP : Strompreis [€/MWh_{el}]

Für die Berechnung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten der KWK-Technologien bei Betrieb der WP werden die in den Simulationen ermittelten $COP_{Gesamtanlage}$ aus Tabelle 7.3 verwendet.

Tabelle 7.3: Ermittelte COP_{Gesamtanlage} der KWK-Technologien mit Betrieb der Wärmepumpen

Kraftwerksart	Einheit	COP _{Gesamtanlage} elektrische WP	COP _{Gesamtanlage} thermische WP
HKW	-	3,55	7,53
BHKW	-	3,25	-
GuD	-	3,34	5,78

Für die Berechnung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten der Prozessparametervariation werden die in den Simulationen ermittelten COP_{Gesamtanlage} aus Tabelle 7.4 verwendet.

Tabelle 7.4: COP_{Gesamtanlage} des HKW bei den Prozessparametervariationen

Prozessparametervariation	Einheit	COP _{Gesamtanlage}				
FW-VLT	-	6,57 bei 110 °C	6,93 bei 115 °C	7,53 bei 120 °C	8,40 bei 125 °C	9,51 bei 130 °C
Taupunkttemperatur	-	5,01 bei 26 °C	6,04 bei 30 °C	7,53 bei 34 °C	8,55 bei 38 °C	9,56 bei 42 °C
Kondensatoraustritts-temperatur	-	11,97 bei 70 °C	10,42 bei 75 °C	9,14 bei 80 °C	8,08 bei 85 °C	6,68 bei 90 °C

In Abbildung 7.1 sind die stündlichen Strompreise aus dem Jahr 2020 aufgeführt, die als Variable in der Auswertung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten eine große Rolle spielen.

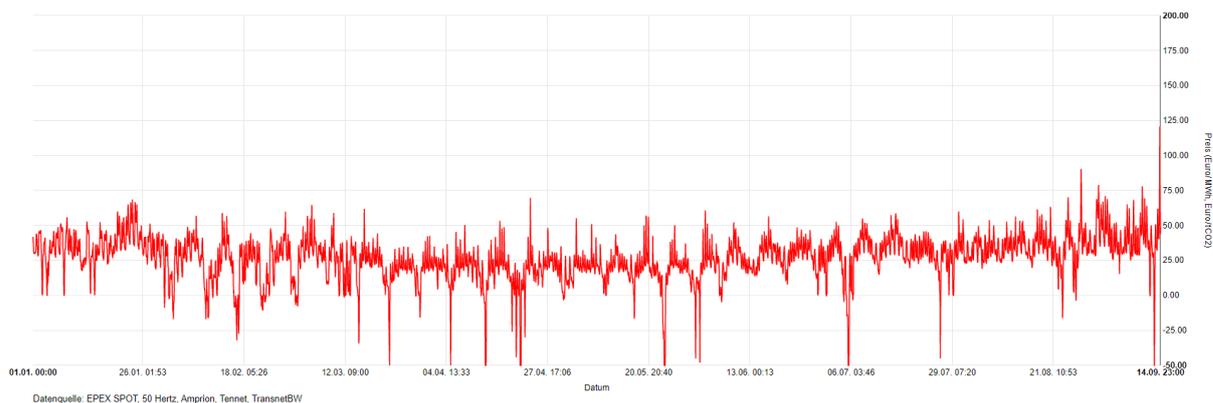


Abbildung 7.1: Stündliche Strompreise im Jahr 2020 (EPEX SPOT, 2020)

7.3 Auswertung der spezifischen Wärmeerzeugungskosten

In Abbildung 7.2 sind die zu betrachtenden Varianten ohne WP mit den spezifischen Wärmeerzeugungskosten bei variierenden Strompreisen vergleichend aufgeführt.

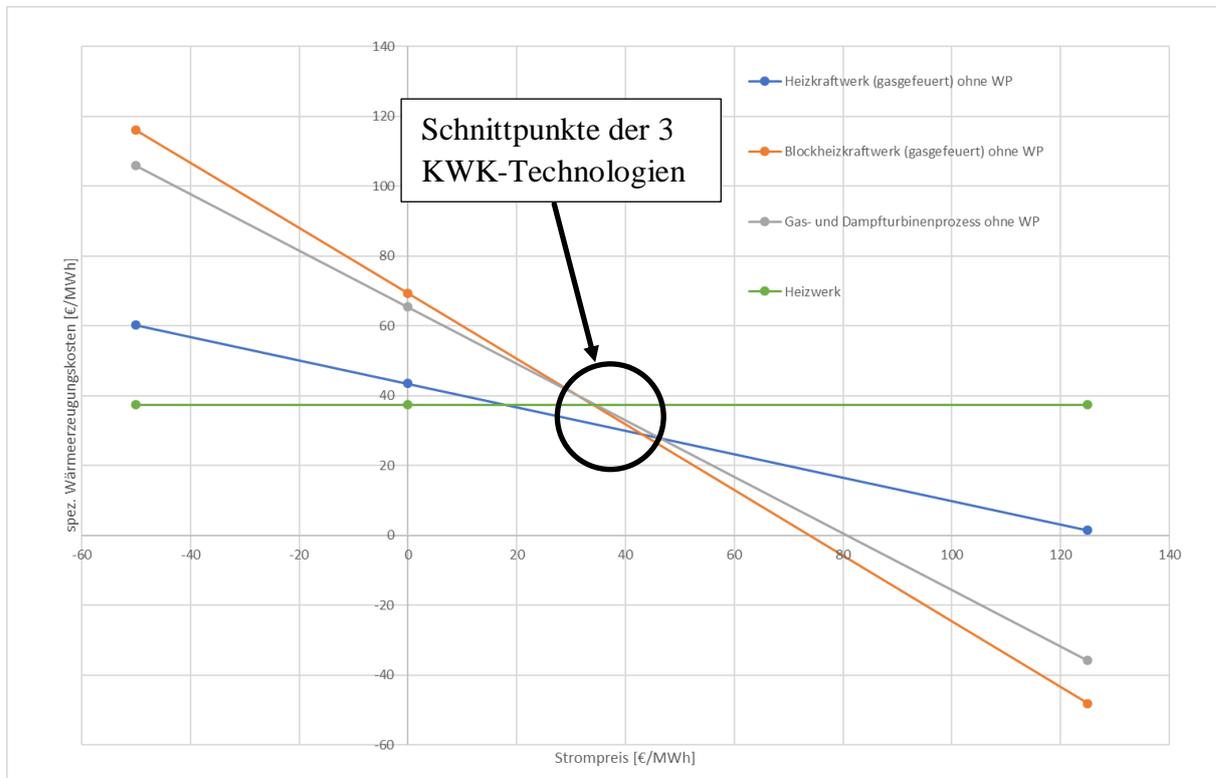


Abbildung 7.2: spezifische Wärmeerzeugungskosten für Energieerzeuger in Abhängigkeit des Strompreises (Zimmermann, 2018)

Es zeigt sich, dass das BHKW durch seinen vergleichsweise hohen elektrischen und gleichzeitig niedrigen thermischen Wirkungsgrad bis zum Schnittpunkt mit dem GuD-Prozess bei ca. 35 €/MWh Strompreis am teuersten bezogen auf die Wärmeerzeugung ist. Auf der anderen Seite ist das HKW bis zum Schnittpunkt mit dem BHKW und GuD-Prozess bei ca. 42 €/MWh Strompreis am günstigsten, bezogen auf die spezifischen Wärmeerzeugungskosten. Der Grund dafür ist der vergleichsweise niedrige elektrische und gleichzeitig hohe thermische Wirkungsgrad beim HKW.

Wird der Strom teurer sind die KWK-Technologien mit höherem elektrischen Wirkungsgrad günstiger in der Wärmeerzeugung, da bei einem höheren Stomerlös die Wärme günstiger erzeugt werden kann.

Das Heizwerk erzeugt nur Wärme und ist daher nicht vom Strompreis, jedoch vom Gaspreis, den Wartungskosten und der Energiesteuer abhängig. Die Energiesteuer fällt nur beim Heizwerk an, da KWK-Anlagen davon befreit sind. Bei niedrigen Strompreisen bis ca. 18

€/MWh ist das Heizwerk günstiger als das HKW. Bei steigenden Strompreisen in die üblichen Strompreise zwischen 25 und 50 €/MWh (siehe Abbildung 7.1), werden jedoch KWK-Anlagen effektiver.

HKW ohne und mit Betrieb der WP

In Abbildung 7.3 ist das HKW mit den spezifischen Wärmeerzeugungskosten ohne und mit Betrieb der WP bei variierenden Strompreisen vergleichend dargestellt.

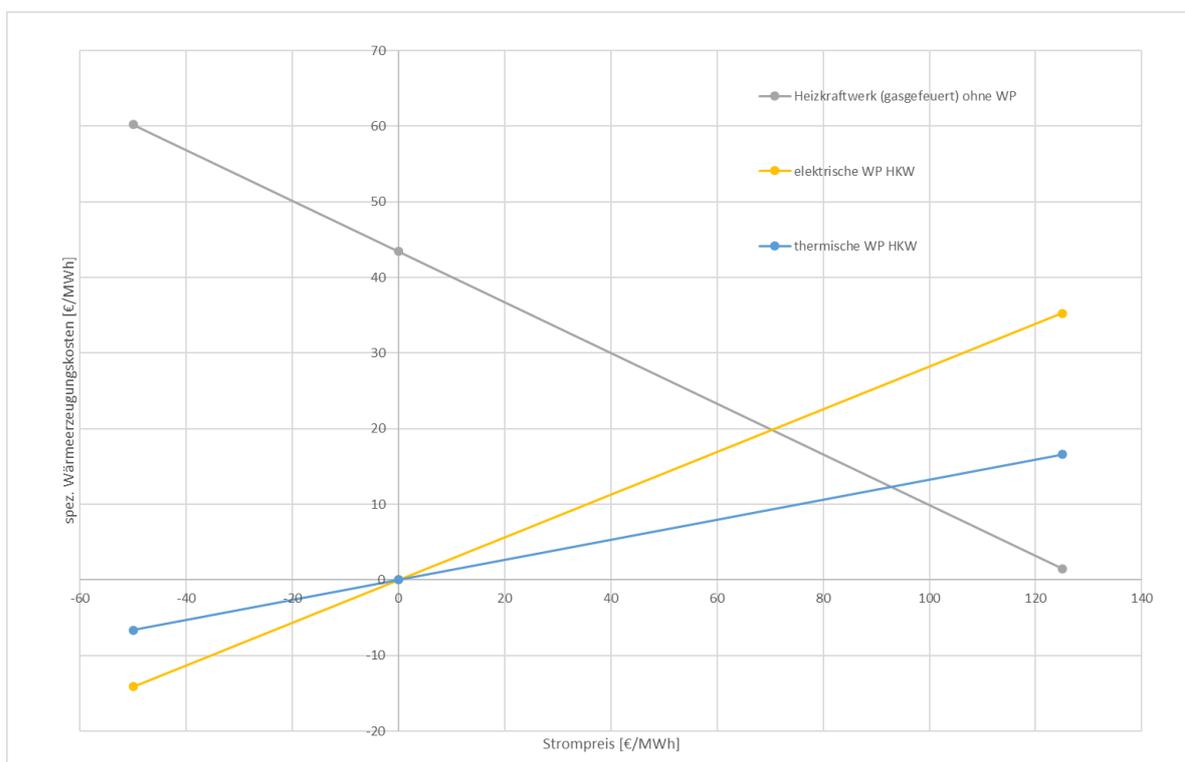


Abbildung 7.3: spezifische Wärmeerzeugungskosten des HKW ohne und mit Betrieb der Wärmepumpen (Zimmermann, 2018)

Durch die Verwendung des $COP_{\text{Gesamtanlage}}$, sagen die Kurven mit WP aus, was die Wärme beim Einschalten der jeweiligen WP, bezogen auf den Stromverlust kostet. Bis zu dem Strompreis bei dem sich das HKW ohne WP mit einer in Betrieb befindlichen WP schneidet, lohnt sich der Betrieb mit WP.

Aufgrund des geringen Stromverlustes (und dadurch höheren $COP_{\text{Gesamtanlage}}$) sind die spezifischen Wärmeerzeugungskosten ab einem Strompreis von 0 €/MWh bei der thermischen WP deutlich geringer als die der elektrischen WP. Ist der Strompreis negativ verhält es sich andersherum und die elektrische WP erzeugt kosteneffizienter Wärme, da der thermische

Wirkungsgrad größer ist als bei der thermischen WP. Ein weiterer Grund ist, dass der Kraftwerksbetreiber für die Einspeisung des Stromes zahlen müsste und dadurch die Umwandlung in thermische Energie dienlicher ist.

Es zeigt sich, dass das HKW ohne Betrieb der WP in Bezug auf die spezifischen Wärmeerzeugungskosten erst ab ca. 70 €/MWh Strompreis im Vergleich zum Betrieb mit elektrischer WP rentabel wird und im Vergleich zur thermischen WP sogar erst ab ca. 92 €/MWh.

Bei den üblichen Strompreisen zwischen 25 und 50 €/MWh (siehe Abbildung 7.1), ist anzunehmen, dass sich der Betrieb der WP durchaus lohnt, da diese deutlich geringere Wärmeerzeugungskosten aufweisen als das reine HKW.

Parametervariation des HKW aus Kapitel 4.2.5

In Abbildung 7.4 ist das HKW mit den spezifischen Wärmeerzeugungskosten, mit sich ändernder FW-VLT bei variierenden Strompreisen vergleichend dargestellt.

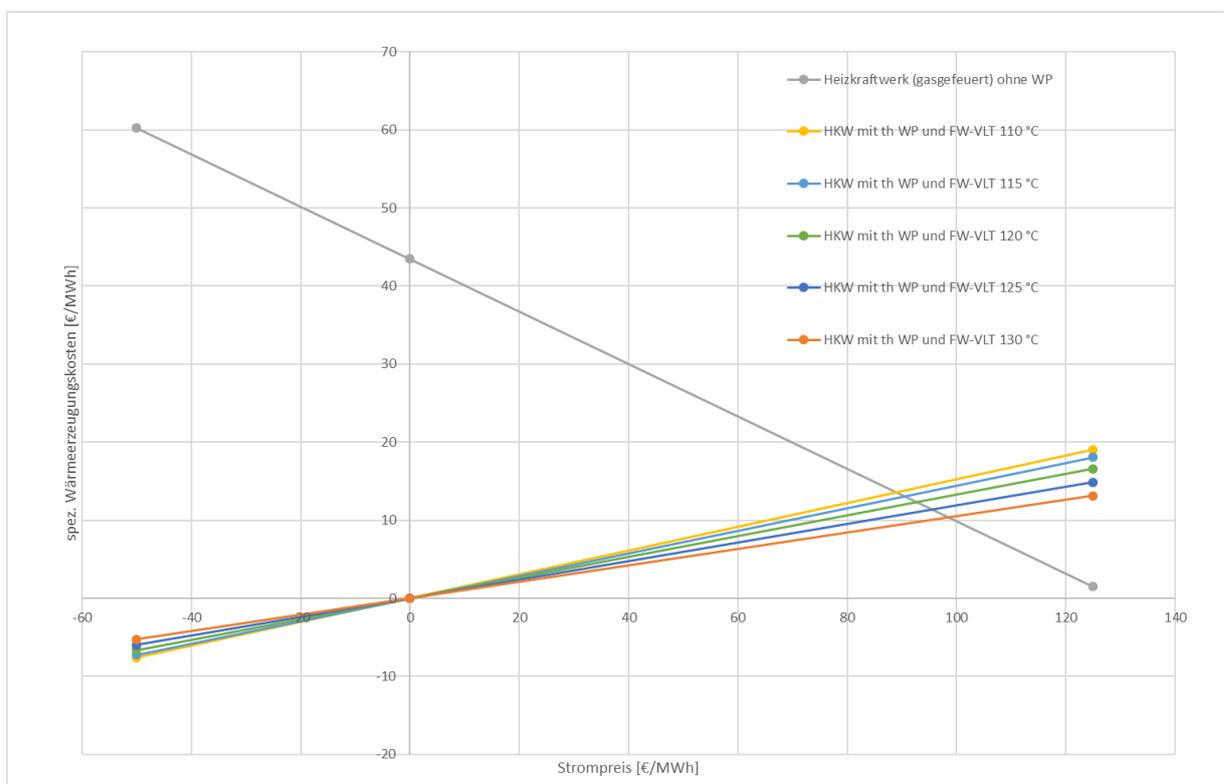


Abbildung 7.4: spezifische Wärmeerzeugungskosten des HKW bei sich ändernder Fernwärmeverlauftemperatur (Zimmermann, 2018)

Es zeigt sich, dass die Erhöhung der FW-VLT die Steigung der Kurve beeinflusst. Je höher die FW-VLT, desto günstiger ist der Betrieb mit WP ab einem Strompreis von 0 €/MWh. Das liegt an den höher werdenden $COP_{\text{Gesamtanlage}}$. Bei einer FW-VLT von 130 °C wird mit einem $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ von 9,51 weniger Strom zur Wärmeerzeugung geopfert als bei einer FW-VLT von 110 °C mit einem $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ von 6,57 (siehe Tabelle 7.4).

Trotz allem lohnt sich der Betrieb der WP in jedem Fall, da selbst mit dem hier geringsten $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ bei 110 °C FW-VLT ist der reine HKW-Betrieb erst ab einem Strompreis von ca. 89 €/MWh rentabel.

Parametervariation des HKW aus Kapitel 4.2.7

In Abbildung 7.5 ist das HKW mit den spezifischen Wärmeerzeugungskosten, mit sich ändernder Taupunkttemperatur nach der RGK bei variierenden Strompreisen vergleichend dargestellt.

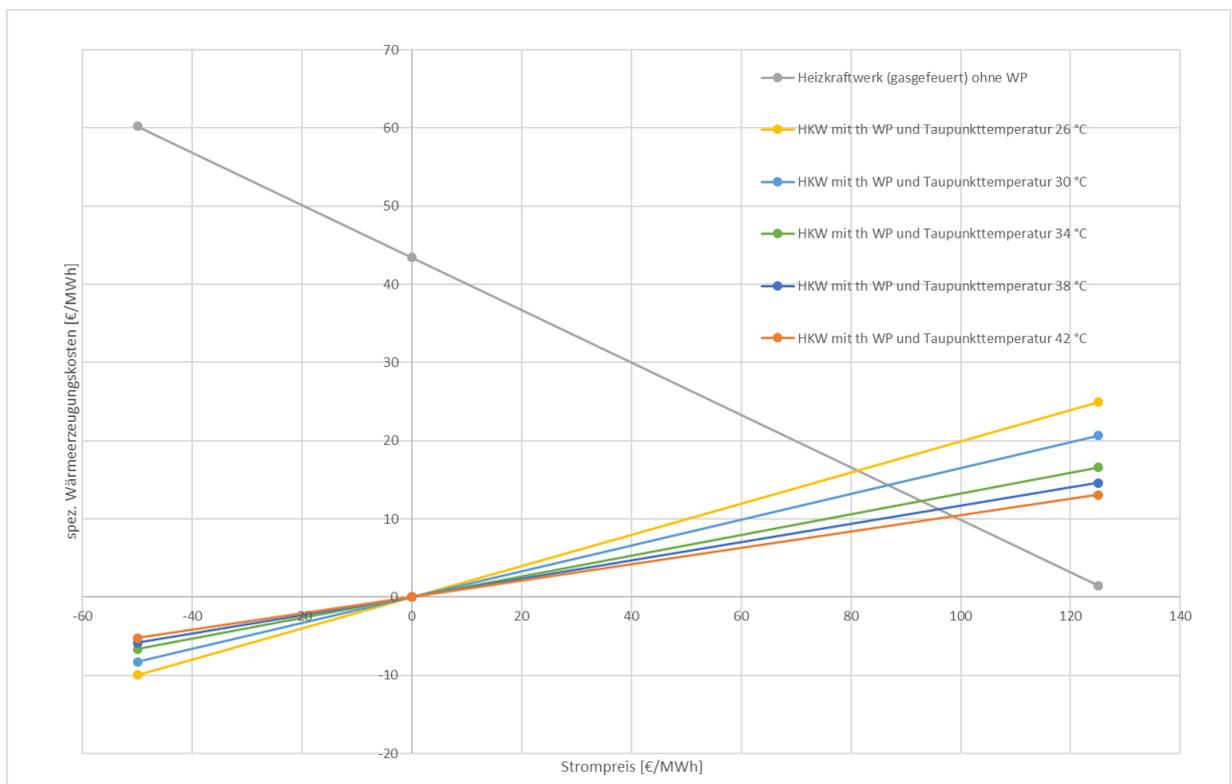


Abbildung 7.5: spezifische Wärmeerzeugungskosten des HKW bei sich ändernder Taupunkttemperatur nach der RGK (Zimmermann, 2018)

Es zeigt sich, dass bei Erhöhung der Taupunkttemperatur nach der RGK die spezifischen Wärmeerzeugungskosten ab einem Strompreis von 0 €/MWh durchgehend niedriger werden. Auch hier ist der Grund die Veränderung der $COP_{\text{Gesamtanlage}}$. Bei einer Taupunkttemperatur von 42 °C wird mit einem $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ von 9,56 viel weniger Strom zur Wärmeerzeugung geopfert als bei einer Taupunkttemperatur von 26 °C mit einem $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ von 5,01 (siehe Tabelle 7.4).

Trotz allem lohnt sich auch hier der Betrieb der WP, da mit dem hier geringsten $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ bei 26 °C Taupunkttemperatur nach der RGK der reine HKW-Betrieb erst ab einem Strompreis von ca. 81 €/MWh rentabel wird.

Parametervariation des HKW aus Kapitel 4.2.8

In Abbildung 7.6 ist das HKW mit den spezifischen Wärmeerzeugungskosten, mit sich ändernder Kondensatoraustrittstemperatur der WP bei variierenden Strompreisen vergleichend dargestellt.

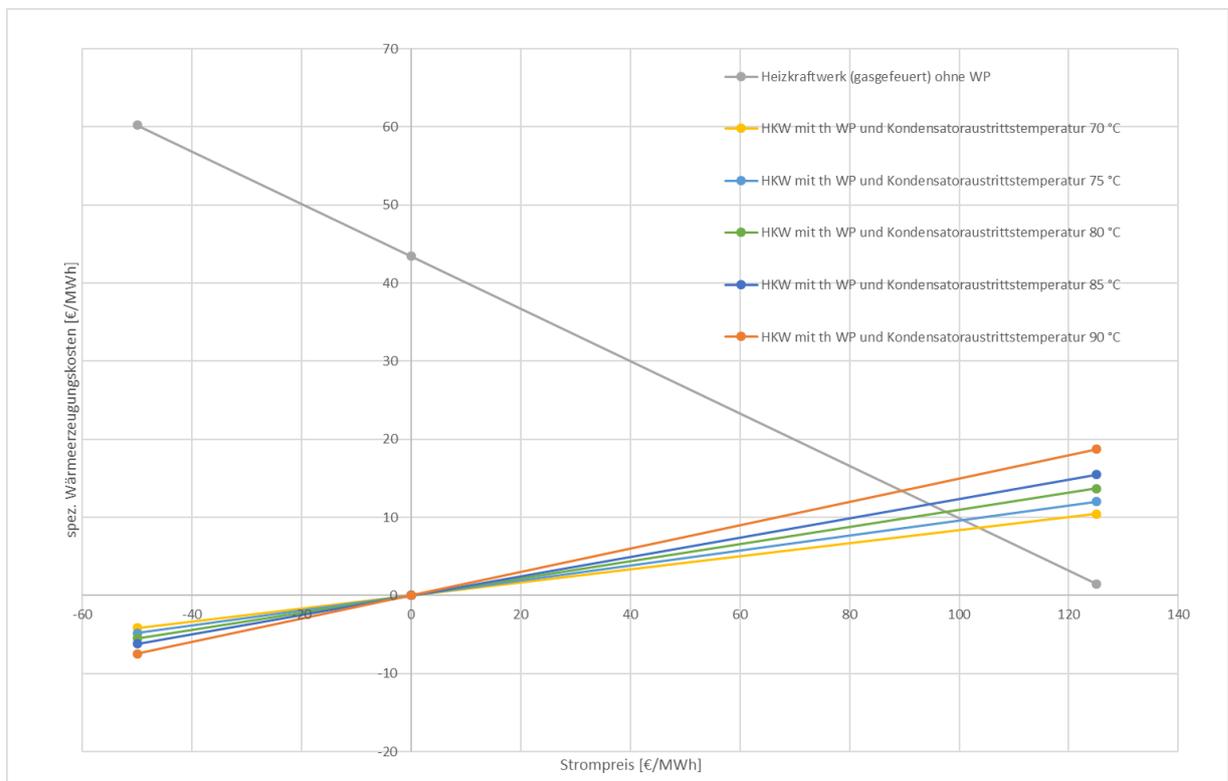


Abbildung 7.6: spezifische Wärmeerzeugungskosten des HKW bei sich ändernder Kondensatoraustrittstemperatur der Wärmepumpe (Zimmermann, 2018)

Es zeigt sich, dass bei Erhöhung der Kondensatoraustrittstemperatur der WP die spezifischen Wärmeerzeugungskosten ab einem Strompreis von 0 €/MWh durchgehend höher werden. Bei einer Kondensatoraustrittstemperatur von 70 °C wird mit einem $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ von 11,97 viel weniger Strom zur Wärmeerzeugung geopfert als bei einer Kondensatoraustrittstemperatur von 90 °C mit einem $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ von 6,68 (siehe Tabelle 7.4).

Der Betrieb der WP lohnt sich ebenfalls, da mit dem hier geringsten $COP_{\text{Gesamtanlage}}$ bei 90 °C Kondensatoraustrittstemperatur der WP der reine HKW-Betrieb erst ab einem Strompreis von ca. 89 €/MWh rentabel wird.

BHKW ohne und mit Betrieb der WP

In Abbildung 7.7 ist das BHKW mit den spezifischen Wärmeerzeugungskosten ohne und mit Betrieb der elektrischen WP bei variierenden Strompreisen vergleichend dargestellt.

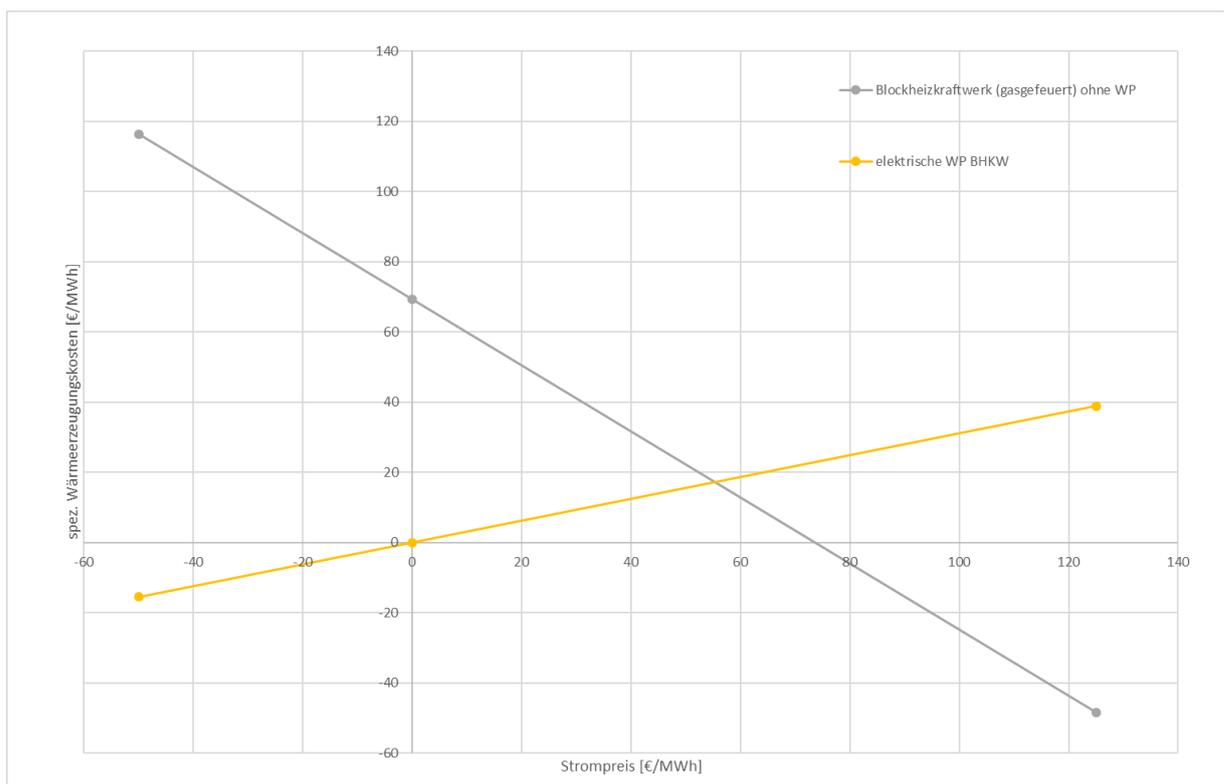


Abbildung 7.7: spezifische Wärmeerzeugungskosten des BHKW, ohne und mit Betrieb der elektrischen Wärmepumpe (Zimmermann, 2018)

Es zeigt sich, dass das BHKW ohne Betrieb der WP in Bezug auf die spezifischen Wärmeerzeugungskosten erst ab ca. 55 €/MWh Strompreis im Vergleich zum Betrieb mit elektrischer WP rentabel wird.

Da die üblichen Preissegmente zwischen 25 und 50 €/MWh Strompreis (siehe Abbildung 7.1) liegen, ist anzunehmen, dass sich der Betrieb der WP beim BHKW durchaus lohnt und nahezu das ganze Jahr laufen könnte.

GuD-Prozess ohne und mit Betrieb der WP

In Abbildung 7.8 ist das HKW mit den spezifischen Wärmeerzeugungskosten ohne und mit Betrieb der WP bei variierenden Strompreisen vergleichend dargestellt.

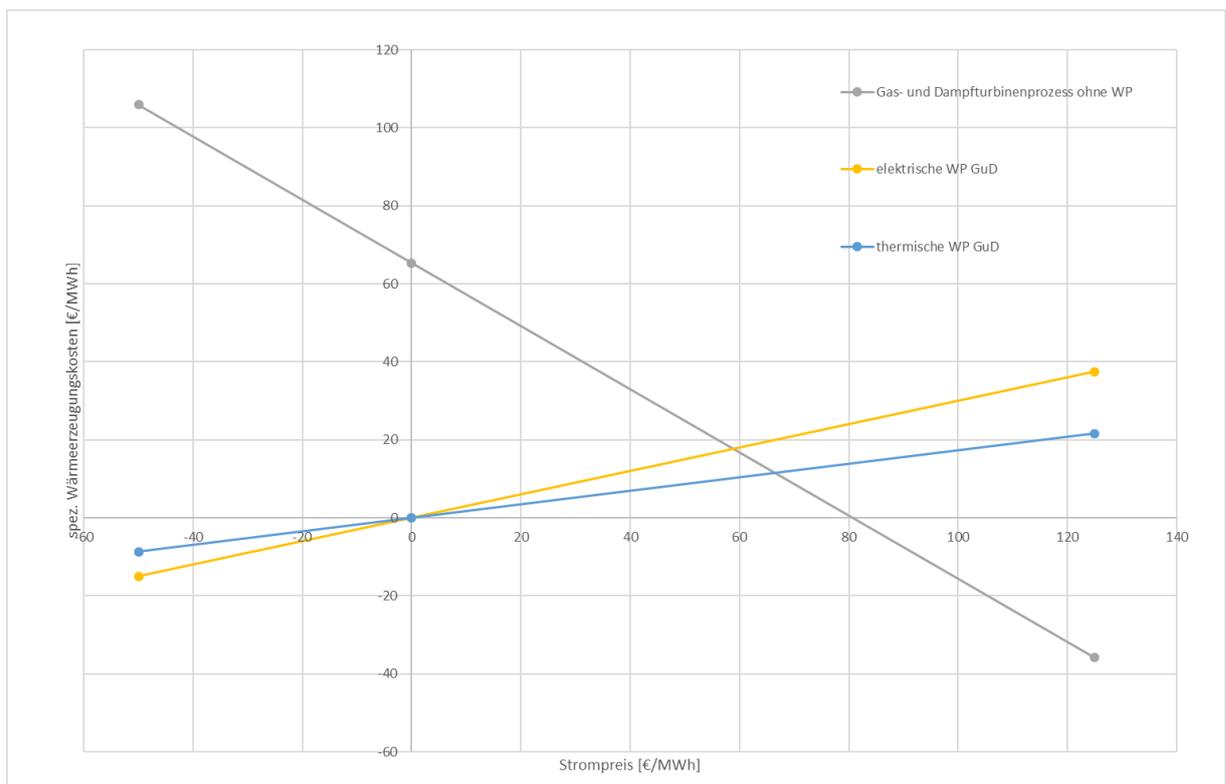


Abbildung 7.8: spezifische Wärmeerzeugungskosten des GuD-Prozesses, ohne und mit Betrieb der Wärmepumpen (Zimmermann, 2018)

Es zeigt sich, dass der GuD-Prozess ohne Betrieb der WP in Bezug auf die spezifischen Wärmeerzeugungskosten erst ab ca. 58 €/MWh Strompreis im Vergleich zum Betrieb mit elektrischer WP und im Vergleich zur thermischen WP sogar erst ab ca. 66 €/MWh rentabel wird.

Da die üblichen Preissegmente zwischen 25 und 50 €/MWh Strompreis (siehe Abbildung 7.1) liegen, ist anzunehmen, dass sich der Betrieb der WP beim GuD-Prozess durchaus lohnt und nahezu das ganze Jahr über laufen könnte.

8 Fazit und Ausblick

Ziel der Masterarbeit war es, zu untersuchen wie sich verschiedene KWK-Prozesse durch eine RGK mit anschließender Verwendung der Kondensationswärme in einer WP thermodynamisch verändern. Untersucht wurden verschiedene KWK-Anlagen wie HKW, BHKW, GuD und BMHKW mit verschiedenen Wärmepumpentechnologien (elektrisch und thermisch). Betrachtet wurden Änderungen der prozesstechnischen Eigenschaften wie elektrischer Wirkungsgrad, thermischer Wirkungsgrad und Brennstoffnutzungsgrad. Dabei sind auch verschiedene Einflussfaktoren wie z.B. Bauart der Turbine, FW-VLT, Taupunkttemperatur etc. analysiert worden. Anschließend konnte anhand der Ergebnisse eine Aussage über die spezifischen Wärmeerzeugungskosten der WP getroffen werden.

Aus der Datenerhebung ging hervor, dass der Einsatz einer RGK mit anschließender Verwendung der Kondensationswärme in einer WP für alle untersuchten KWK-Anlagen eine deutliche Erhöhung der thermischen Wirkungsgrade, sowie der Brennstoffnutzungsgrade auf Kosten des elektrischen Wirkungsgrades zur Folge hatte. Bei den heutigen Strompreisen ist abzusehen, dass sich ein Betrieb lohnen könnte, da die WP aufgrund der geringen Wärmeerzeugungskosten zu hohen Einsatzzeiten kommen wird. Die thermische Wärmepumpe hat sich dabei besonders hervorgetan, durch ihre durchweg höhere Stromkennzahl und dauerhaft gleichbleibenden Brennstoffnutzungsgrad im Vergleich zur elektrischen Wärmepumpe. Eine Herausforderung könnte die nachträgliche Integration der Rauchgaskondensation in Kombination mit Wärmepumpe bei Bestandsanlagen darstellen. Dort muss von Fall zu Fall unter Berücksichtigung aller wichtigen wirtschaftlichen Aspekte entschieden werden, ob sich eine Nachrüstung lohnen würde.

Durch die Untersuchung lassen sich neue Erkenntnisse über mögliche zukünftige Energiesysteme herausstellen. Werden Szenarien mit hohem Anteil erneuerbarer Energieträger und niedrigen CO₂-Emissionen betrachtet, können Großwärmepumpen in der Fernwärme einen bedeutenden Anteil an der Energiewende haben. Wie häufig Wärmepumpen letztendlich eingesetzt werden, hängt davon ab wie sich die Brennstoff- und CO₂-Preise entwickeln. Geht man von einer starken Dekarbonisierung des Energiesystems aus, werden Wärmepumpen bei KWK-Anlagen in Kombination mit einer Rauchgaskondensation voraussichtlich trotz allem eine große Rolle spielen.

Ein großer Vorteil von elektrischen Wärmepumpen ist die Stabilisierung des Stromsystems. In der Übergangszeit und im Sommer kann man Wärmepumpe dann einsetzen, wenn die Strompreise niedrig oder so negativ sind. So können, wenn Photovoltaik- oder

Windenergieanlagen gerade viel Energie liefern, die Überschüsse genutzt werden. Das Problem hinsichtlich der Betrachtung der Wärmepumpennutzung in dieser Arbeit ist, dass diese an den Betrieb der KWK-Anlagen gebunden sind. Da KWK-Anlagen primär nach Wärmebedarf betrieben werden, kann davon ausgegangen werden, dass diese im Sommer nicht häufig zum Einsatz kommen. Dennoch könnte mit autark laufenden elektrischen Wärmepumpen ein wichtiger Beitrag für ein flexibleres und stabiles Stromnetz, mit einem hohen Anteil an erneuerbarer Energie geliefert werden.

V. Literaturverzeichnis

- 50 Hertz, A. T. (14. September 2020). *Stromproduktion und Börsenpreise in Deutschland in 2020*. Abgerufen 14.09.20 von https://www.energy-charts.de/price_de.htm?auction=1h&year=2020
- Arpagus, C. (2017). *Hochtemperatur Wärmepumpen*. Institution für Energiesysteme (IES), NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, Buchs.
- Ausfuhrkontrolle, B. f. (01. Januar 2019). *Merkblatt zu den CO₂-Faktoren*. Abgerufen 14.09.20 von https://www.bafa.de/SharedDocs/Downloads/DE/Energie/eew_merkblatt_co2.pdf?__blob=publicationFile&v=2
- Babel, O. (11. Juni 2020). *Erdgas*. Abgerufen 14.09.20 von <https://www.unternehmensberatung-babel.de/industriegase-lexikon/industriegase-lexikon-a-bis-m/erdgas/index.html>
- BHKW-Infothek. (25. Oktober 2012). *Die BHKW-Infothek*. Abgerufen 14.09.20 von <https://www.bhkw-infothek.de/nachrichten/9610/2012-10-25-kommentar-wenn-bhkw-dann-mit-brennwertnutzung/>
- Bundesministerium für Wirtschaft und Energie. (ohne Tag, Oktober 2019). *Energiedaten: Gesamtausgabe*. Abgerufen 14.09.20 von https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Downloads/Energiedaten/energiedaten-gesamt-pdf-grafiken.pdf?__blob=publicationFile&v=40
- C.A.R.M.E.N. (14. September 2020). *Effizienzsteigerung durch Abgaskondensation*. Abgerufen 14.09.20 von <https://www.carmen-ev.de/biogene-festbrennstoffe/biomasseheizwerke/technik/rauchgasreinigung/461-rauchgaskondensationsanlagen-zur-effizienzsteigerung>
- EPEX SPOT, 5. H. (14. September 2020). *Stromproduktion und Börsenpreise in Deutschland in 2020*. Abgerufen 14.09.20 von https://www.energy-charts.de/price_de.htm?auction=1h&year=2020
- Examio-GmbH. (14. September 2020). *Linkslaufender Kreisprozess*. Abgerufen 14.09.20 von <https://www.ingenieurkurse.de/thermodynamik/2-hauptsatz-der-thermodynamik/kreisprozesse/linkslaufender-kreisprozess.html>
- Gärtner, A. (14. September 2020). *Schäden am Schornstein*. Abgerufen 14.09.20 von <https://www.schornsteinfegermeister.de/index.php?menuid=22&reporeid=76>
- Generalzolldirektion. (14. September 2020). *Steuerentlastung Hintergründe*. Abgerufen 14.09.20 von https://www.zoll.de/DE/Fachthemen/Steuern/Verbrauchssteuern/Energie/Steuerbeguenstigung/Steuerentlastung/KWK-Anlagen/Vollstaendige-Steuerentlastung/Hintergruende/hintergruende_node.html
- Graz, T. (14. September 2020). *Materialien gegen biogene Schwefelsäure-Korrosion entwickelt*. Abgerufen 14.09.20 von <https://www.bauenimbestand24.de/materialien-gegen-biogene-schwefelsaeure-korrosion-entwickelt/150/60765>
- Junglas, P. (14. September 2020). *h,x-Diagramm von Mollier*. Abgerufen 14.09.20 von <http://www.peter-junglas.de/fh/vorlesungen/thermodynamik3/html/table1.html>
- K. F. Knoche, K. H. (1986). *Zum Säuretaupunkt in Feuerungsabgasen*.

- Kempf, T. (30. April 2012). *Effizienzsteigerung der Brennstoffnutzung bei Biomasse-Heizwerken durch Kombination von Rauchgaskondensation, Wärmepumpe und Erdgas-BHKW*. Abgerufen 14.09.20 von http://edoc.sub.uni-hamburg.de/haw/volltexte/2012/1839/pdf/Thomas_Kempf_Masterarbeit_final.pdf
- KG, E.-H.-G. m. (26. Septmeber 2019). *Der Handel mit Strom – Einblicke in den Stromhandel*. Abgerufen 14.09.20 von <https://www.eha.net/blog/details/handel-mit-strom.html#:~:text=Strom%20wird%20%E2%80%9E%C3%BCber%20den%20Tresen%E2%80%9C%20gehandelt&text=%E2%80%9E%C3%9Cber%20den%20Tresen%E2%80%9C%20gehen%20die,an%20denen%20der%20offiziellen%20Stromb%C3%B6rsen>
- Klaus Peter Blennemann, B. R. (01. Juli 1998). Korrosion bei der Rauchgasreinigung. *Spektrum der Wissenschaft*, S. 107.
- Kube, M. (31. August 2016). *Marktverfügbare Innovationen mit hoher Relevanz für die Energieeffizienz in der Industrie*. Abgerufen 14.09.14 von https://www.deutschland-machts-effizient.de/KAENEF/Redaktion/DE/Publikation/2017/studie-marktverfuegbare-innovationen-energieeffizienz.pdf?__blob=publicationFile&v=5
- Müller, H. (27. September 2018). *Kraft-Wärme-Kopplung*. Abgerufen 14.09.14 von <https://energie-m.de/info/kwk-anlagen.html>
- Paschotta, R. (14. März 2020). *RP-Energie-Lexikon: Blockheizkraftwerk*. Abgerufen 14.09.14 von <https://www.energie-lexikon.info/blockheizkraftwerk.html?s=ak>
- Paschotta, R. (14. März 2020). *RP-Energie-Lexikon: Stromkennzahl*. Abgerufen 14.09.14 von <https://www.energie-lexikon.info/stromkennzahl.html>
- Paschotta, R. (14. März 2020). *RP-Lexikon: Biomasse*. Abgerufen 14.09.14 von <https://www.energie-lexikon.info/biomasse.html>
- Pohl, K. (ohne Tag, ohne Monat 2016). *EBSILON Professional. Planung und Auslegung von energie- und kraftwerkstechnischen Anlagen*. Abgerufen 14.09.2020 von EBSILON Professional. Planung und Auslegung von energie- und kraftwerkstechnischen Anlagen: <http://docplayer.org/11748089-Ebsilon-professional-planung-und-auslegung-von-energie-und-kraftwerkstechnischen-anlagen-www-steag-energyservices-com.html>
- Rosenkranz, A. (26. Dezember 2019). *Versottung: Ursachen, Folgen und Lösungen*. Abgerufen 14.09.2020 von <https://heizung.de/heizung/wissen/versottung-ursachen-folgen-und-loesungen/>
- Rosenkranz, A. (14. Februar 2019). *Wissenswertes zur Energiesteuer in Deutschland*. Abgerufen 14.09.2020 von <https://heizung.de/heizung/wissen/wissenswertes-zur-energiesteuer-in-deutschland/>
- Rostek, H. (1990). Einsatzmöglichkeiten von Gasturbinen in der Energie- und Prozesstechnik. In ASUE, *Kraft-Wärme-Kopplung mit Gasturbinen* (S. 16-17). Essen: Vulkan-Verlag.
- Schardt, M. (02. Februar 2012). *Holzfeuchte und Wassergehalt von Scheitholz*. Abgerufen 14.09.2020 von https://www.waldwissen.net/waldwirtschaft/holz/energie/lwf_holzfeuchte_wassergehalt/index_DE
- Teichmann, M. (kein Datum). *Wie ein Heizkraftwerk funktioniert*. Abgerufen 14.09.2020 von <https://www.kesselheld.de/heizkraftwerk/>
- Waffenschmidt, E. (08. März 2006). *EXergie - oder die höhere Wertigkeit von Strom*. Abgerufen 14.09.2020 von <http://www.sfv.de/lokal/mails/wvf/exergie.htm>

- Weber, D. G. (11 2012). *Kaltluftprozesse in der Lufttechnik*. Abgerufen 14.09.2020 von https://www.tab.de/artikel/tab_Kaltluftprozesse_in_der_Lufttechnik_1541418.html
- Wieczorek, B. (1993). Blockheizkraftwerke für die Energieversorgung im Nahbereich. In ASUE, *Brennwerttechnik Möglichkeiten, Erfahrungen, Hemmnisse* (S. 10). Essen: Vulkan-Verlag.
- Wolf, S. (09. Dezember 2016). *Integration von Wärmepumpen in industrielle Produktionssysteme*. Abgerufen 14.09.2020 von <http://dx.doi.org/10.18419/opus-9593>
- Zahoransky, R. A. (April 2007). *Energietechnik: Systeme zur Energieumwandlung*. Abgerufen 14.09.2020 von <https://books.google.de/books?id=mt1xIwCf1MkC&pg=PA195&lpg=PA195&dq=brennstoffnutzungsgrad+definition&source=bl&ots=4FbuKJVMN6&sig=ACfU3U3bW7ujmrCkG8w54MyY4Hflqcj6g&hl=de&sa=X&ved=2ahUKEwj-kPvzlannAhVEy6QKHeCQA9MQ6AEwCXoECAkQAQ#v=onepage&q=brennstoffnutz>
- Zimmermann, H. M. (2018). *Studie Hybride FW-Versorgung*. Hamburg.

VI. Anhang

Inhaltsverzeichnis Anhang

Heizkraftwerk	1
HKW (Gegendruckbetrieb) ohne WP	1
HKW (Gegendruckbetrieb) mit elektrischer WP.....	2
HKW (Gegendruckbetrieb) mit thermischer WP	3
HKW (Kondensationsbetrieb) ohne WP	4
HKW (Kondensationsbetrieb) mit elektrischer WP.....	5
HKW (Kondensationsbetrieb) mit thermischer WP	6
Blockheizkraftwerk.....	7
BHKW ohne WP.....	7
BHKW mit elektrischer WP	8
Gas- und Dampfturbinenprozess	9
GuD-Prozess ohne WP.....	9
GuD-Prozess mit elektrischer WP	10
GuD-Prozess mit thermischer WP.....	11
Biomasseheizkraftwerk	12
BMHKW ohne WP	12
BMHKW mit elektrischer WP.....	13
BMHKW mit thermischer WP	14
BMHKW mit Abgaswäscher und ohne WP	15
BMHKW mit Abgaswäscher und elektrischer WP	16
BMHKW mit Abgaswäscher und thermischer WP	17

Heizkraftwerk

HKW (Gegendruckbetrieb) ohne WP

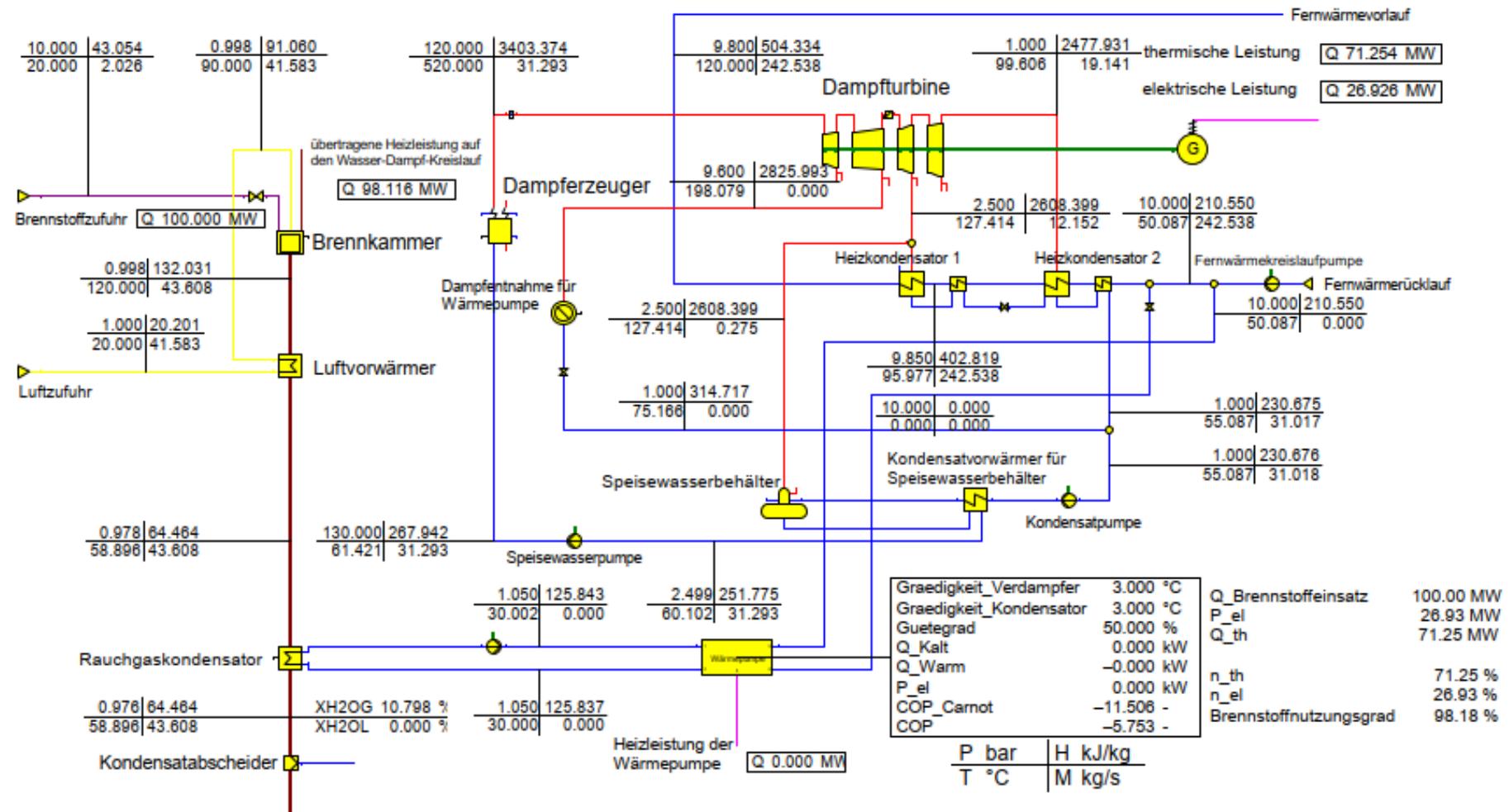


Abbildung 1: HKW im Gegendruckbetrieb ohne WP

HKW (Gegendruckbetrieb) mit elektrischer WP

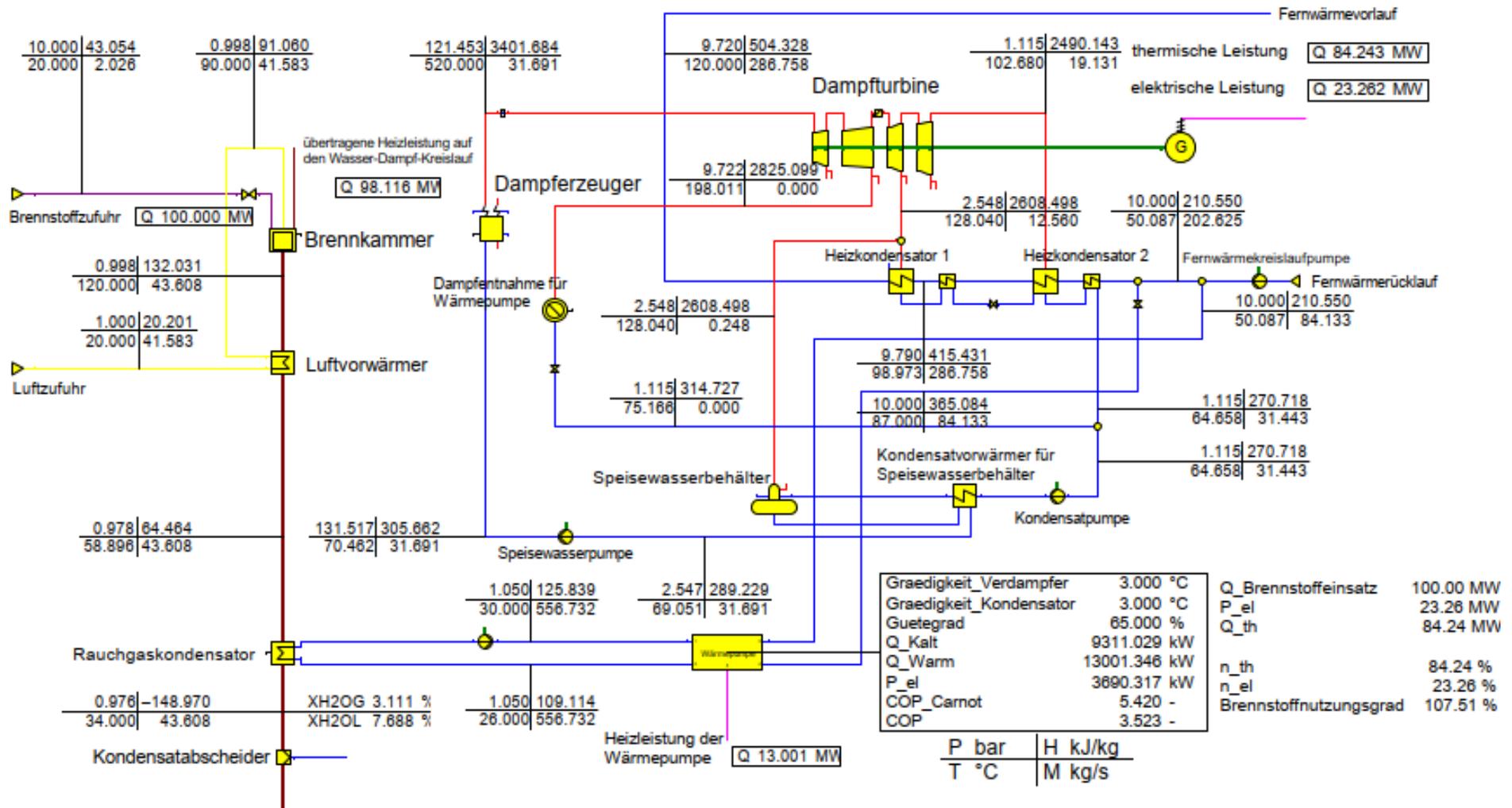


Abbildung 2: HKW im Gegendruckbetrieb mit elektrischer WP

HKW (Gegendruckbetrieb) mit thermischer WP

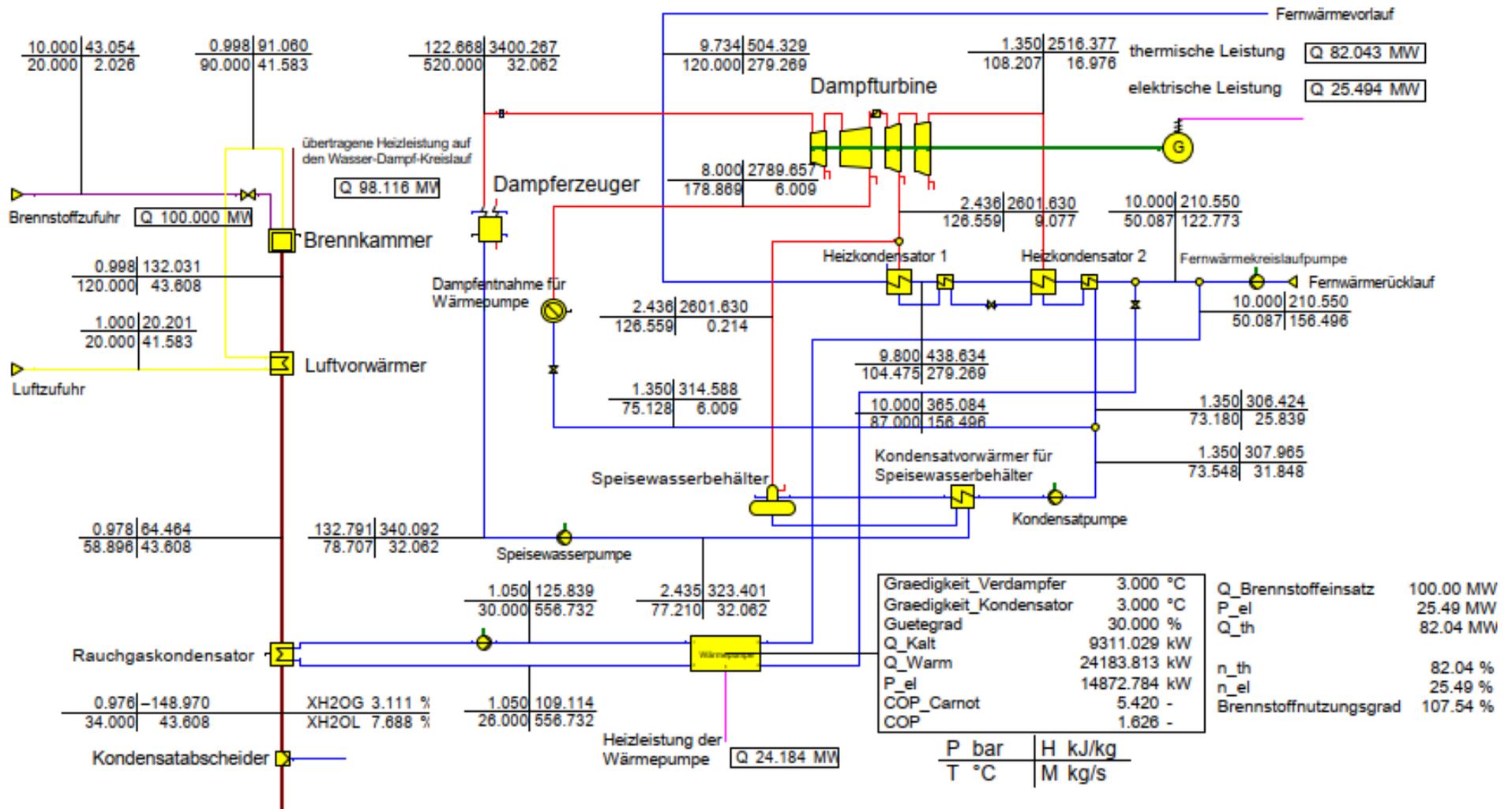


Abbildung 3: HKW im Gegendruckbetrieb mit elektrischer WP

HKW (Kondensationsbetrieb) ohne WP

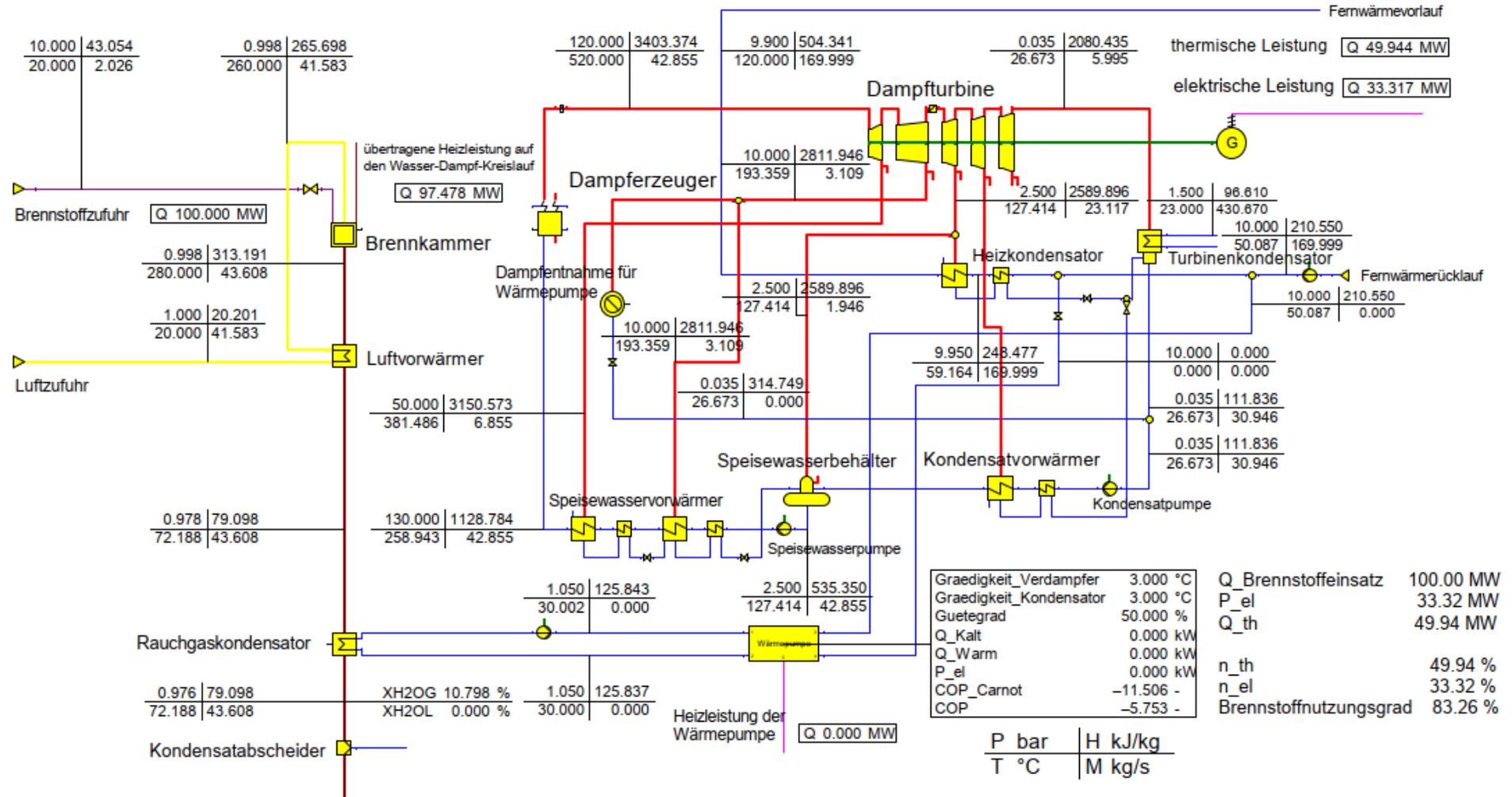


Abbildung 4: HKW im Kondensationsbetrieb ohne WP

HKW (Kondensationsbetrieb) mit elektrischer WP

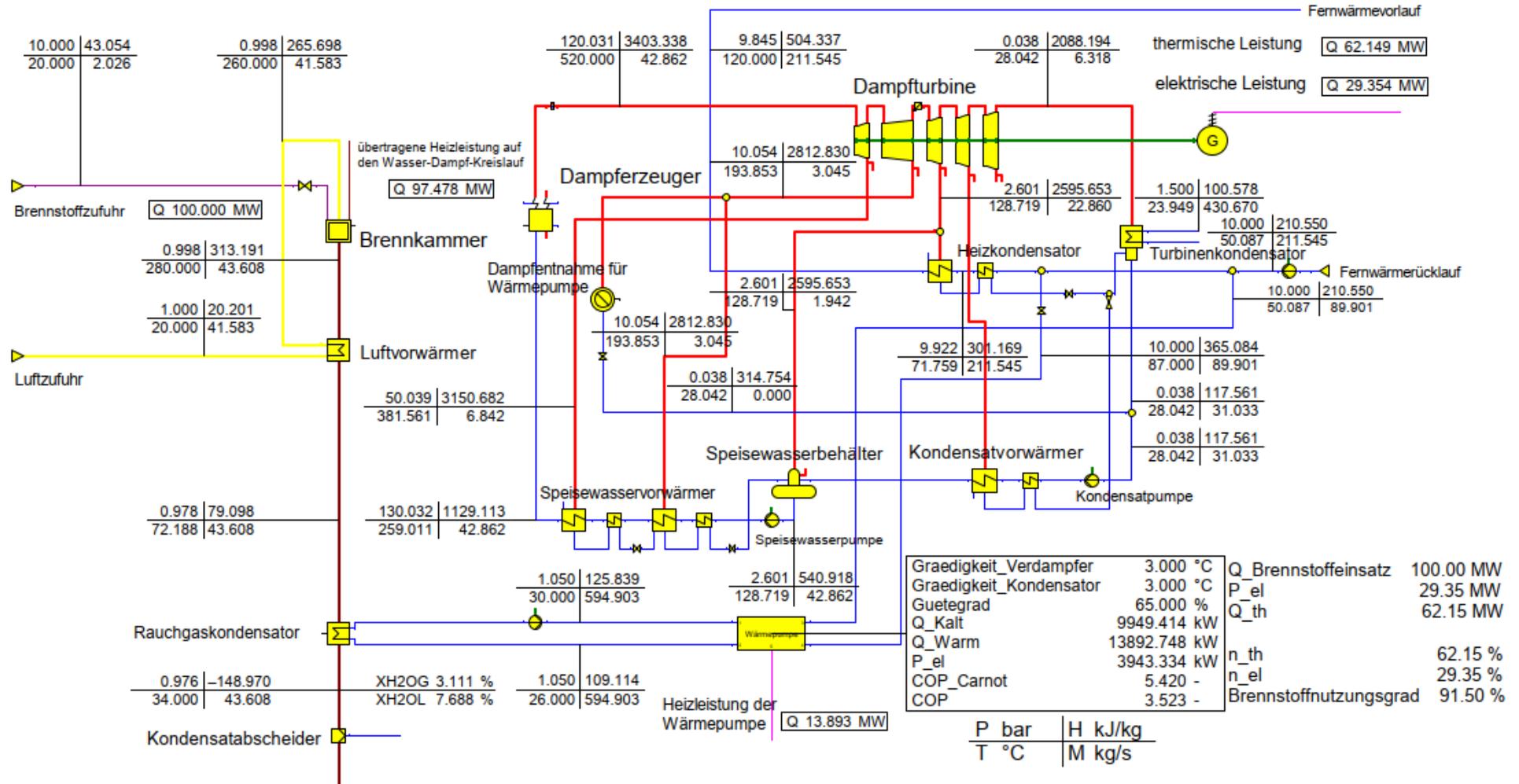


Abbildung 5: HKW im Kondensationsbetrieb mit elektrischer WP

HKW (Kondensationsbetrieb) mit thermischer WP

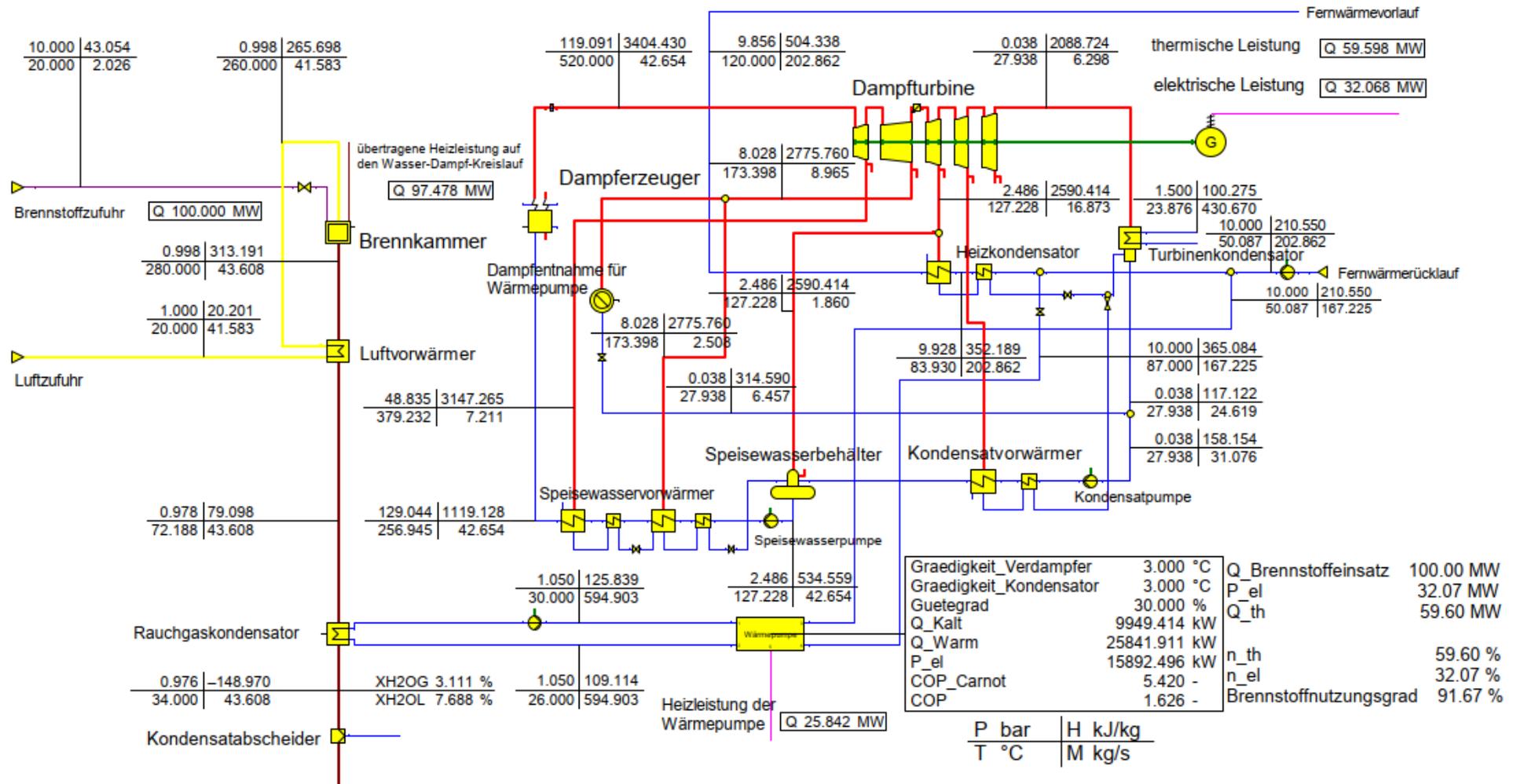


Abbildung 6: HKW im Kondensationsbetrieb mit thermischer WP

Blockheizkraftwerk

BHKW ohne WP

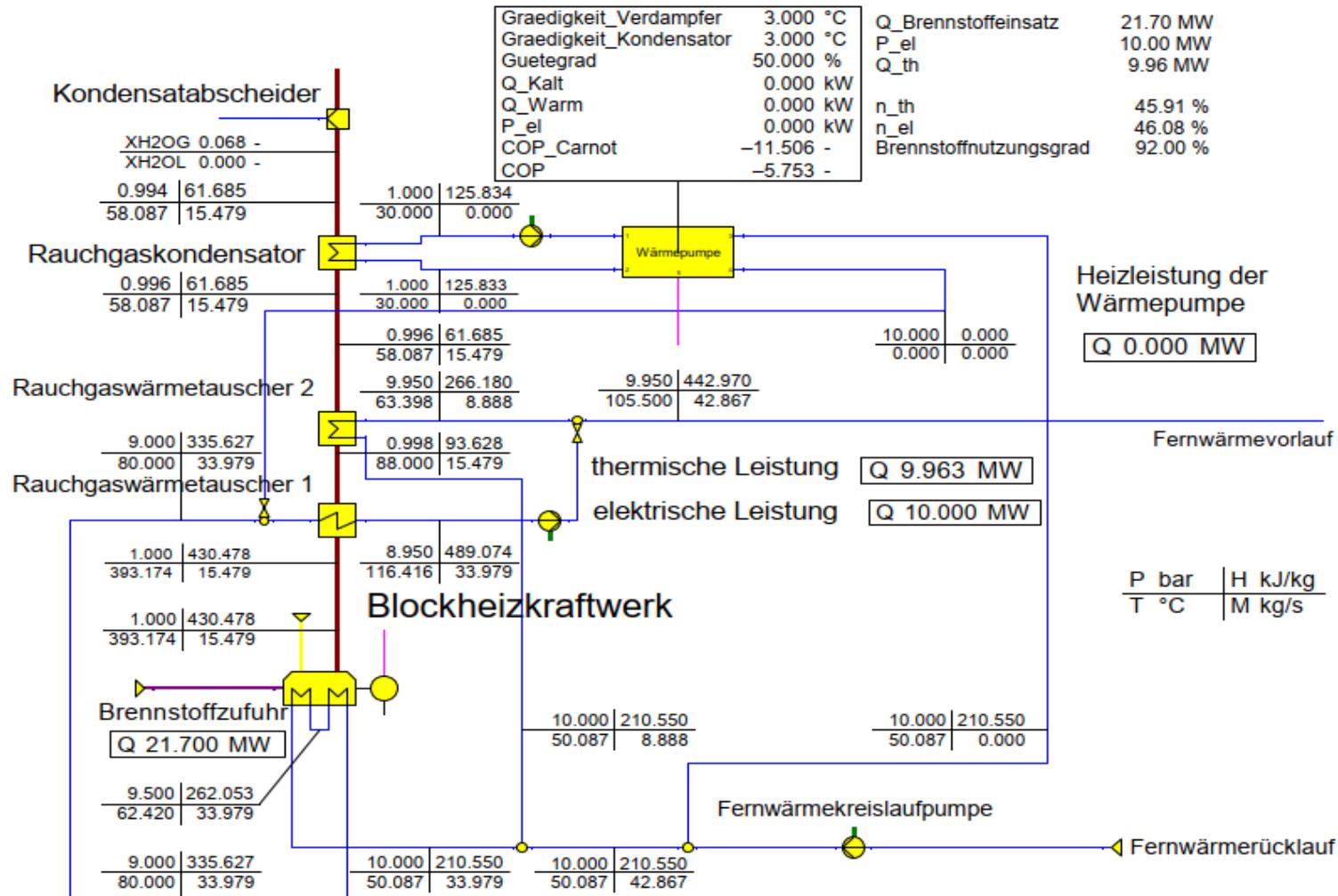


Abbildung 7: BHKW ohne WP

BHKW mit elektrischer WP

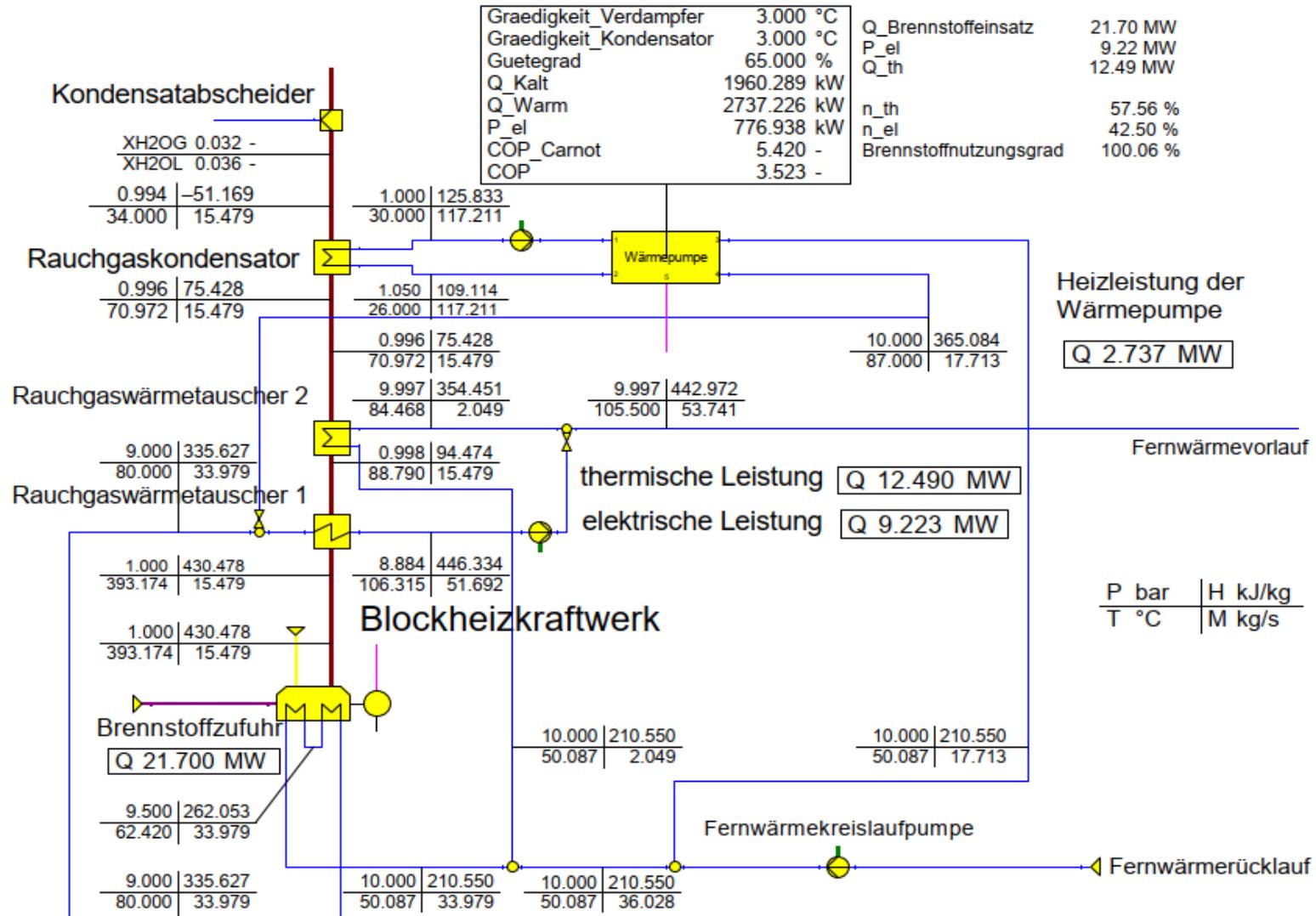


Abbildung 8: BHKW mit elektrischer WP

Gas- und Dampfturbinenprozess

GuD-Prozess ohne WP

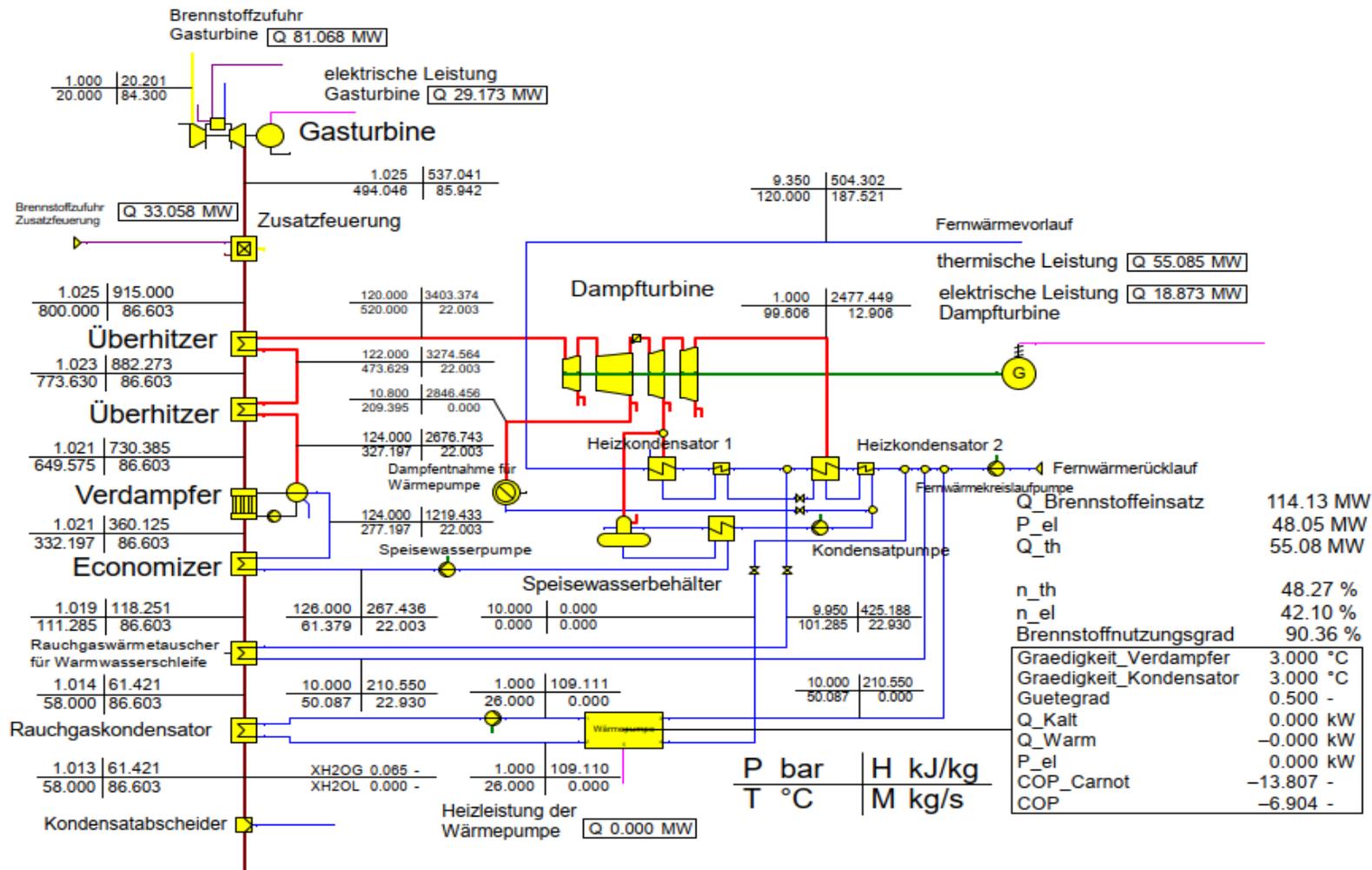


Abbildung 9: GuD-Prozess im Gegendruckbetrieb ohne WP

GuD-Prozess mit elektrischer WP

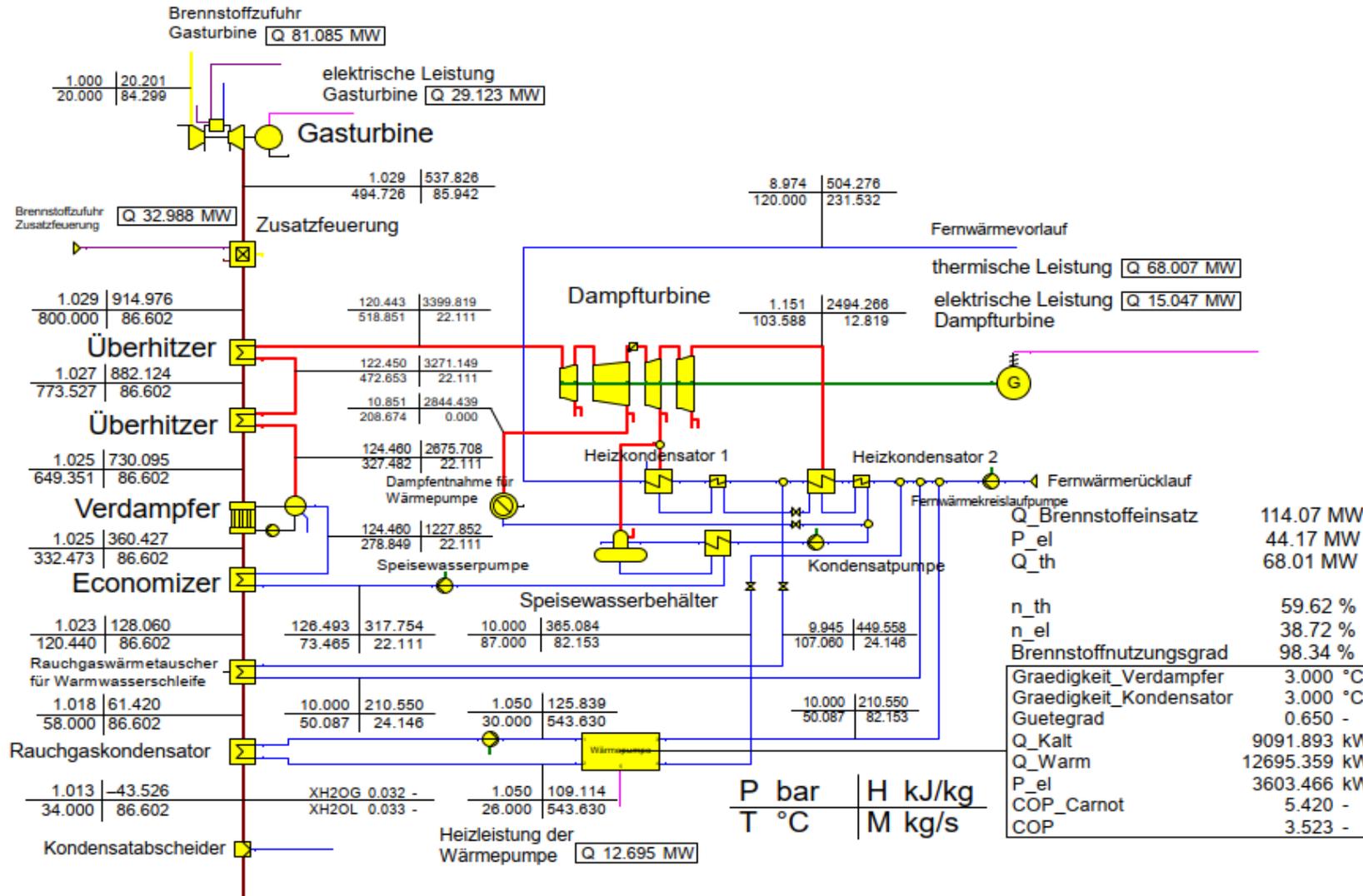


Abbildung 10: GuD-Prozess im Gegendruckbetrieb mit elektrischer WP

GuD-Prozess mit thermischer WP

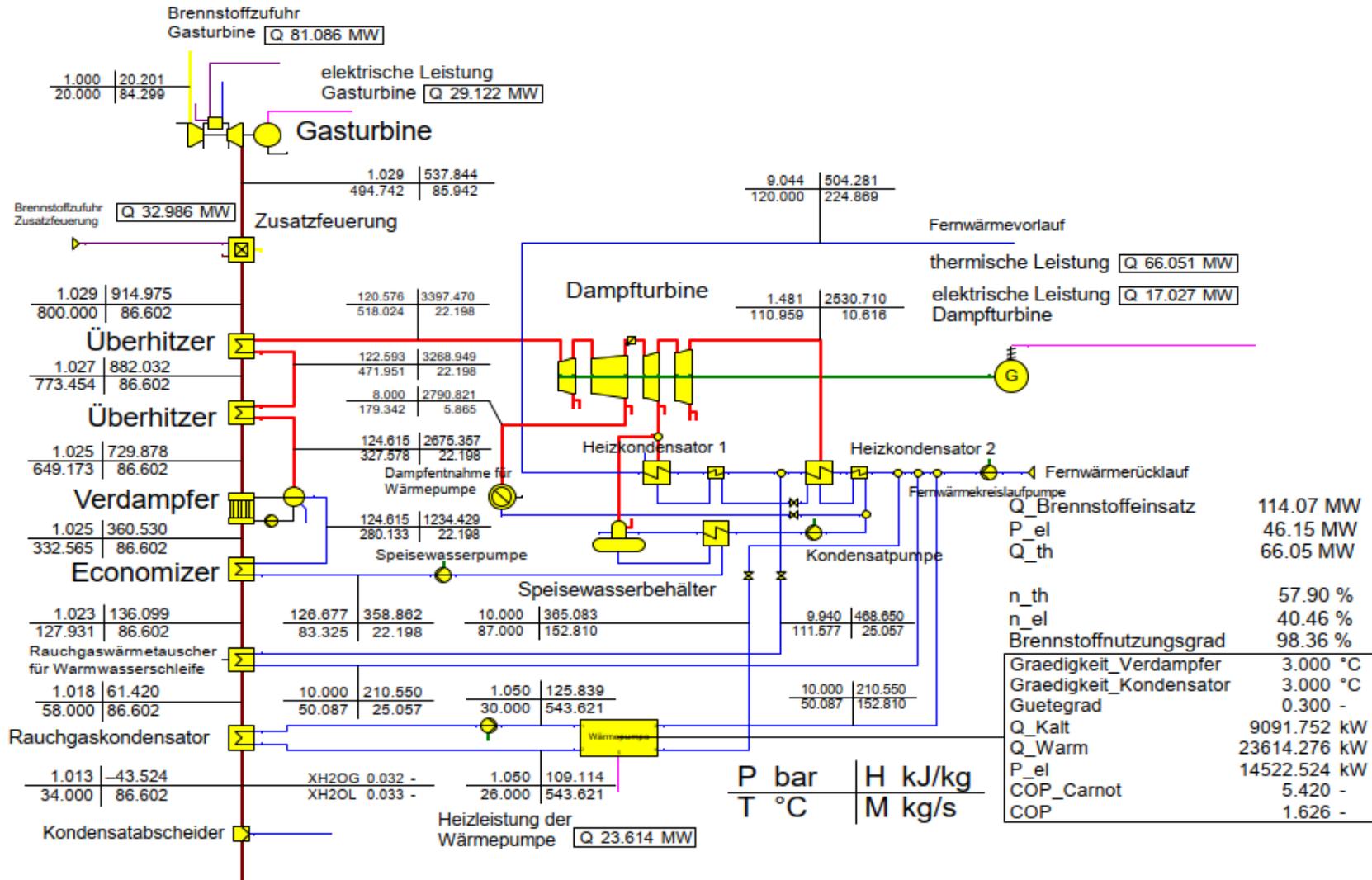


Abbildung 11: GuD-Prozess im Gegendruckbetrieb mit elektrischer WP

Biomasseheizkraftwerk

BMHKW ohne WP

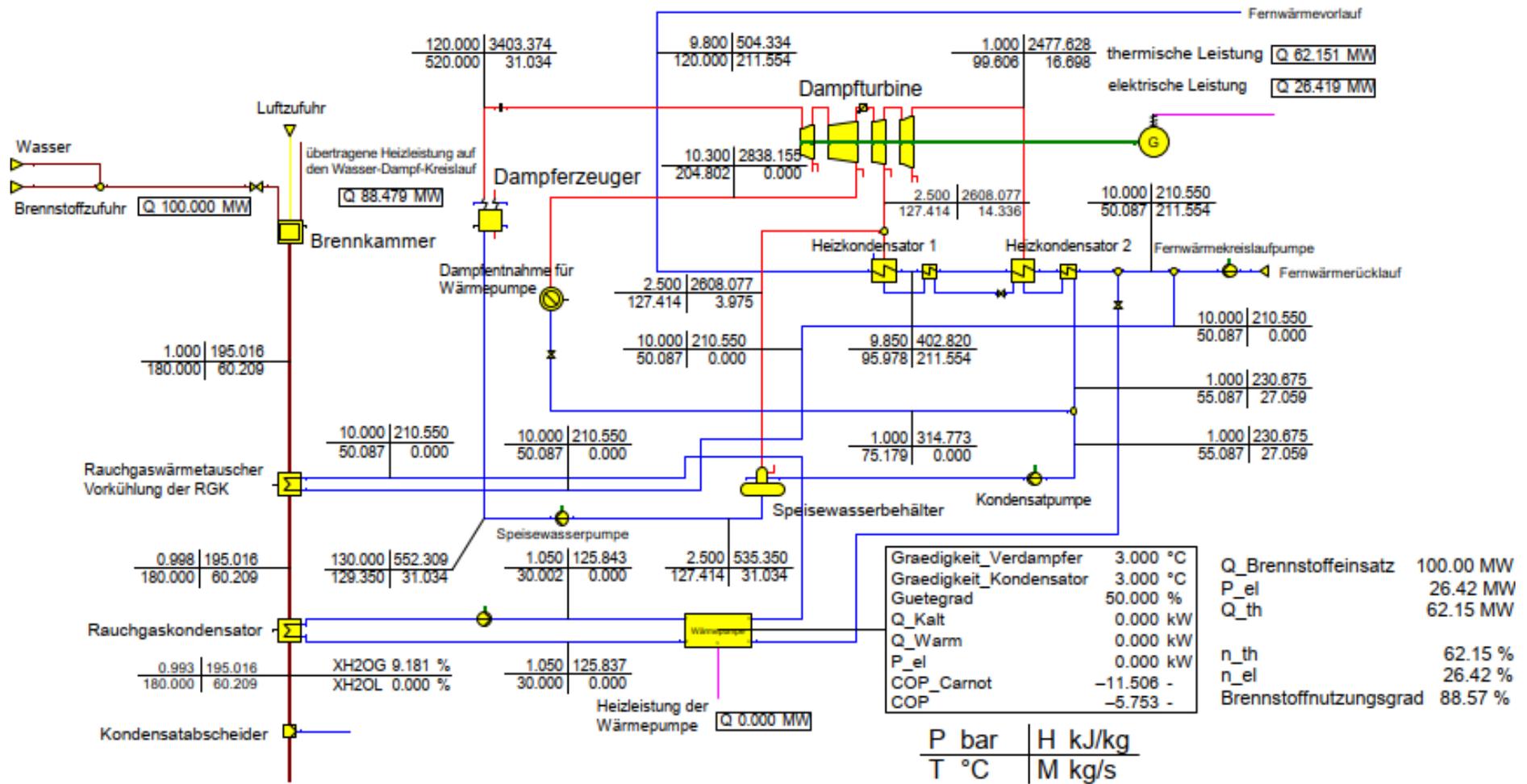


Abbildung 12: BMHKW im Gegendruckbetrieb ohne WP

BMHKW mit elektrischer WP

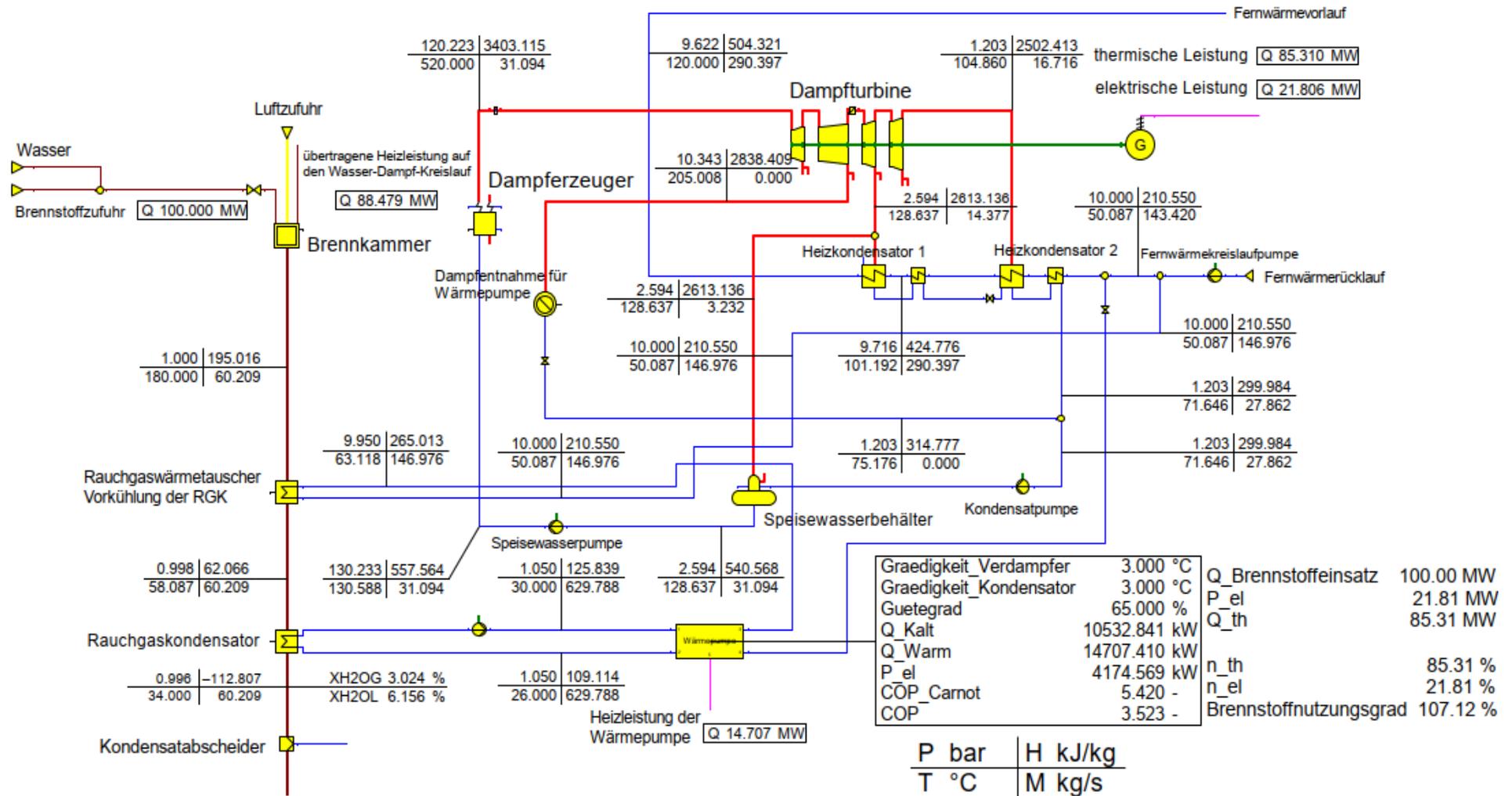


Abbildung 13: BMHKW im Gegendruckbetrieb mit elektrischer WP

BMHKW mit thermischer WP

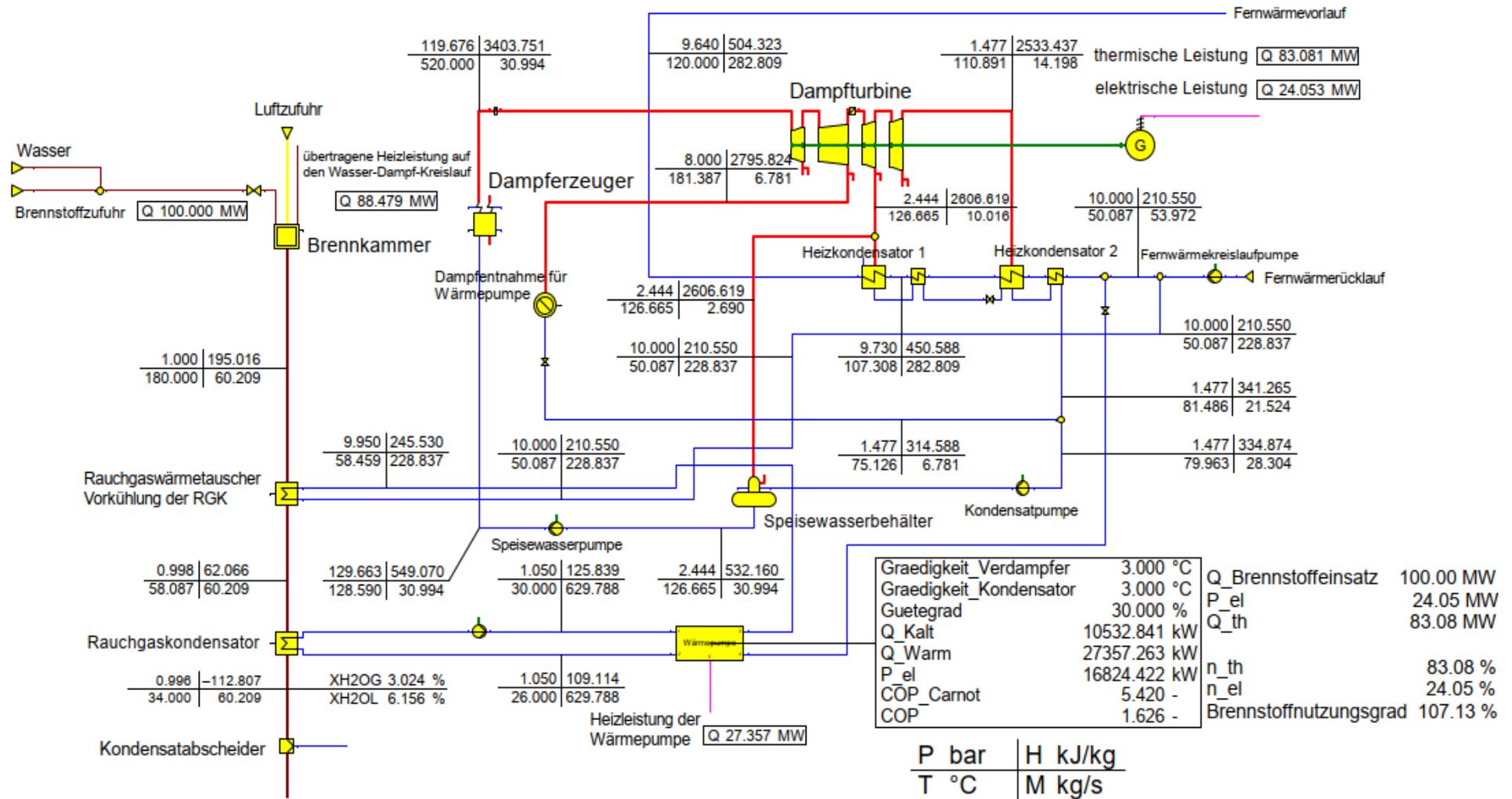


Abbildung 14: BMHKW im Gegendruckbetrieb mit thermischer WP

BMHKW mit Abgaswäscher und ohne WP

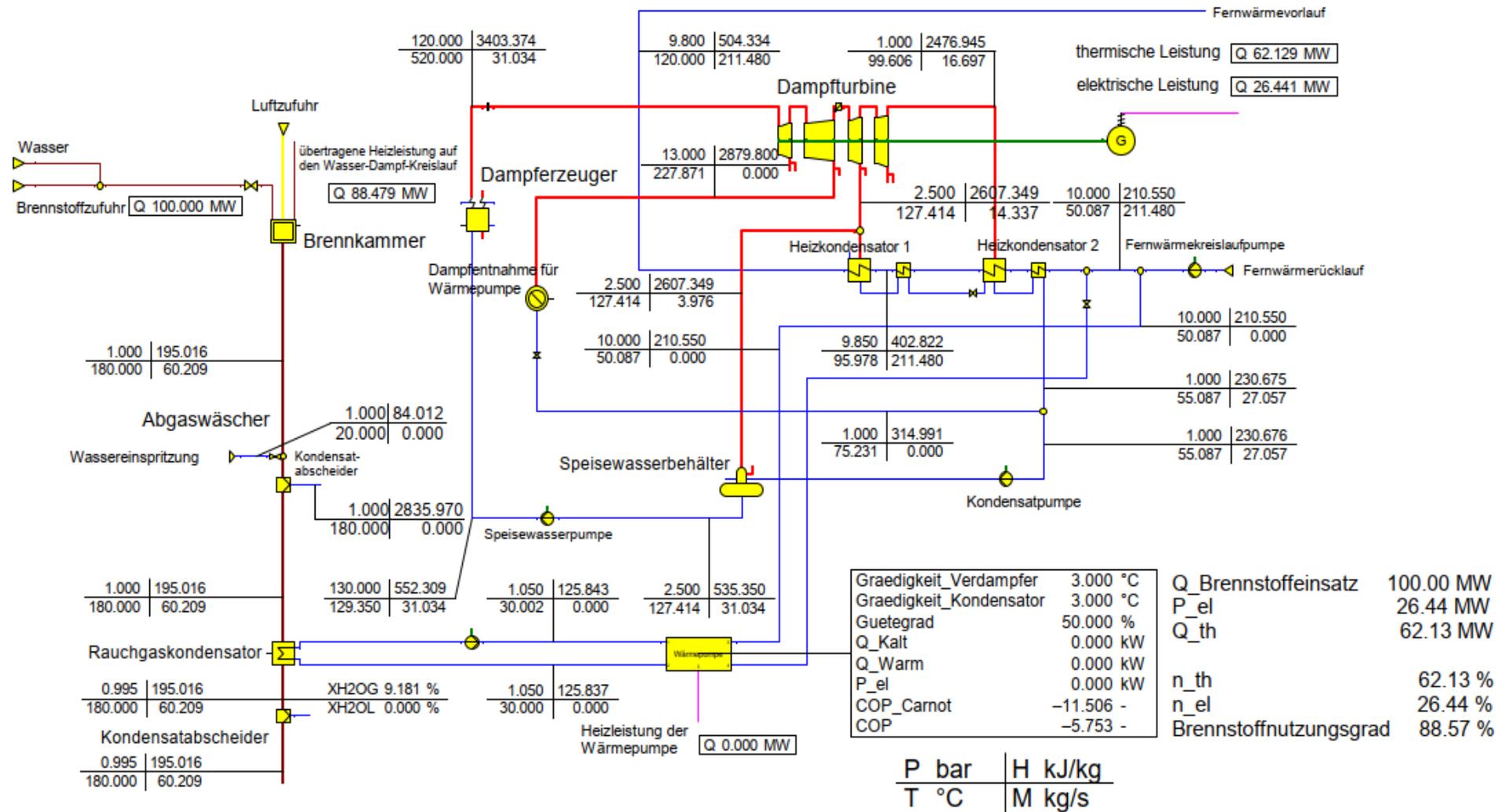


Abbildung 15: BMHKW mit Abgaswäscher im Gegendruckbetrieb und ohne WP

BMHKW mit Abgaswäscher und elektrischer WP

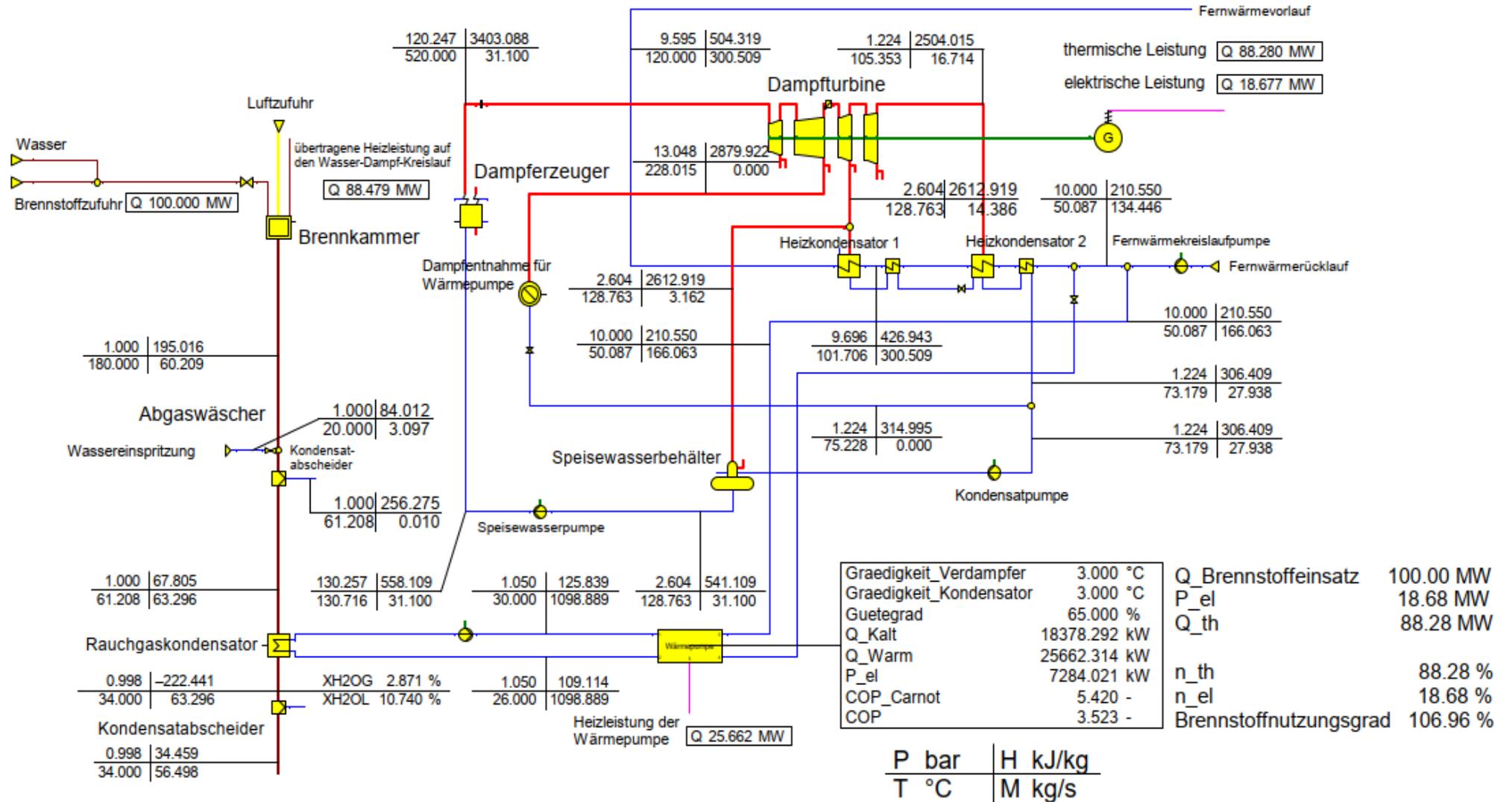


Abbildung 16: BMHKW mit Abgaswäscher im Gegendruckbetrieb und elektrischer WP

BMHKW mit Abgaswäscher und thermischer WP

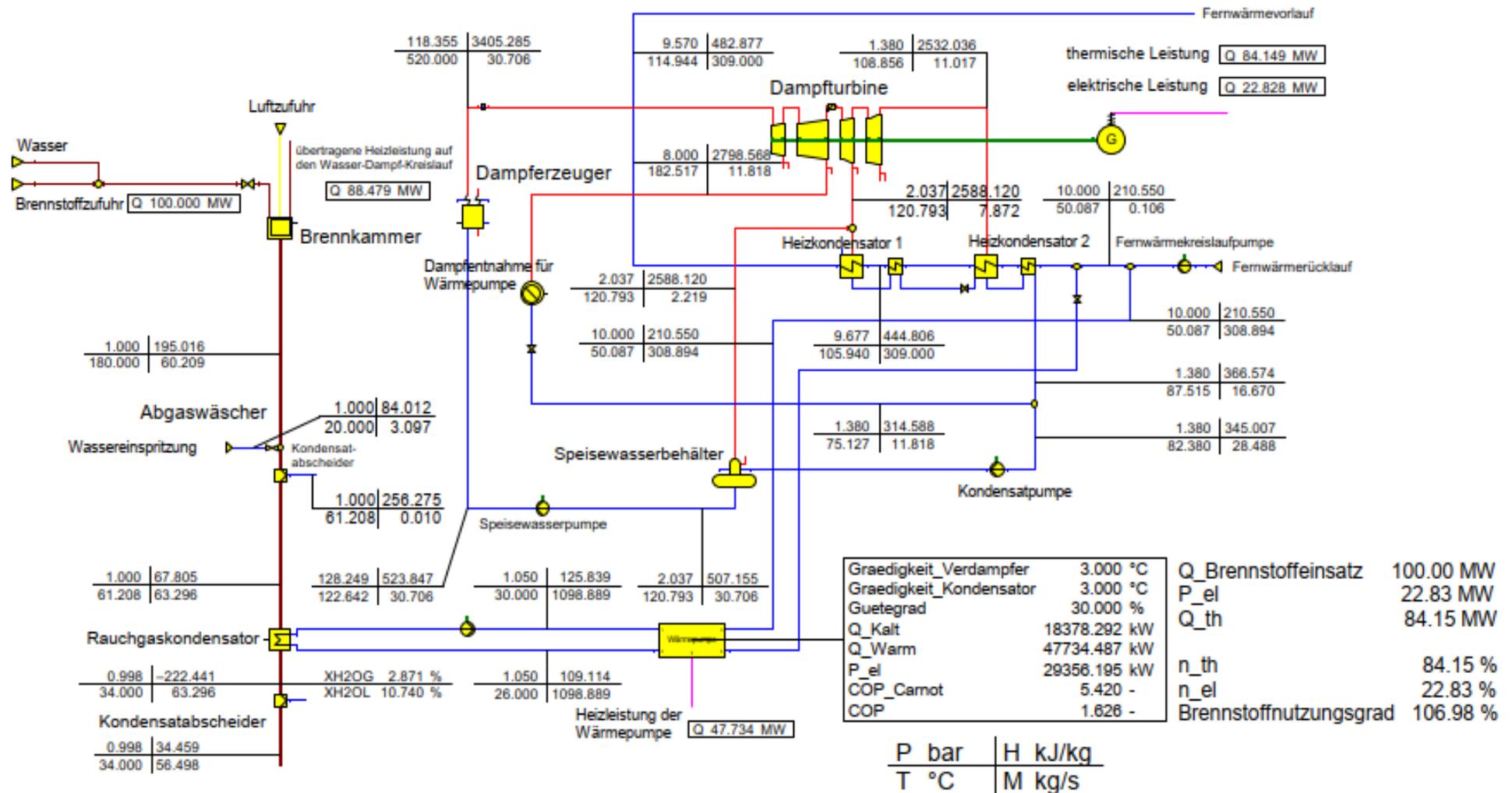


Abbildung 17: BMHKW mit Abgaswäscher im Gegendruckbetrieb und thermischer WP