Die approbierte Originalversion dieser Diplom-/Masterarbeit ist in der Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt und zugänglich.
http://www.ub.tuwien.ac.at

The approved original version of this diploma or master thesis is available at the main library of the Vienna University of Technology.
http://www.ub.tuwien.ac.at/eng

DIPLOMARBEIT

TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN
Vienna University of Technology

Bilanzierung von Energie- und Massenströmen der Müllverbrennungsanlage Arnoldstein

augeführt am Institut für
Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und technische Biowissenschaften

unter der Leitung von
Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hermann Hofbauer
Dipl.-Ing Günter Zellinger

durch
Adrian Auer
Matrikelnummer 0726100
8010 Graz, Zwerggasse 11/4

Wien, Jänner 2014 .....

Auer Adrian

EIDESSTAATLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst habe, andere als die angegebenen Quellen und Hilfmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Danksagung

Im Laufe meines Studiums haben mich viele Menschen auf diesem Weg begleitet und unterstützt. Ohne diese Menschen wäre diese wunderbare Studienzeit nicht möglich gewesen. An dieser Stelle gebührt all jenen mein herzlichster Dank.

Zuallererst gebührt Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn Hermann Hofbauer Dank, für die Möglichkeit, meine Abschlussarbeit am Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und Technische Biowissenschaften unter seiner Leitung durchführen zu können.

Weiters danke ich Herrn Dipl.-Ing. Günter Zellinger. Er ermöglichte die Durchführung der Diplomarbeit in Kooperation mit der Kärntner Restmüllverwertungs GmbH und war mir stets bei technischen Problemstellungen behilflich.

Auch die gesamte technische Abteilung der Kärntner Restmüllverwertungs GmbH war überaus bemüht mir sämtliche Fragen zu Anlage und Prozessen zu beantworten und unterstützte mich bei verschiedenen Belangen stets.

Ich danke auch meinen Studienkollegen, welche mich durch diese Zeit begleiteten haben. Wir haben alle Höhen und Tiefen des Studiums durchlebt, durch Zusammenhalt und gegenseitiger Motivation schwere Zeiten gemeistert und dadurch auch enge Freundschaften geknüpft.

Großer Dank gilt meiner Familie, die mich in meiner Sache jederzeit unterstützte und mir stets Rückhalt gab. Ich bin unbeschreibbar stolz und glücklich darüber, dass ihr mich nie in irgendeine Richtung gedrängt und mir die freie Wahl gelassen und ermöglicht habt. Ich danke euch von ganzem Herzen dafür, dass ihr so seid wie ihr seid.

Ohne die Unterstützung, dem guten Zureden und der Liebe von Anja, wäre der Studienabschluss nur schwer vorstellbar gewesen. Ihre Motivation und Entschlossenheit haben mich so oft beflügelt und immer wieder neu begeistert, wodurch Vieles leichter fiel, als es ohne sie der Fall gewesen wäre. Ich werde ihr dafür ewig dankbar sein und nie vergessen, wie sehr sie in dieser Zeit zu mir gestanden hat.

Kurzfassung

In den letzten Jahrzehnten wuchs das Verständnis der Bevölkerung für Umweltprobleme immens und den Menschen wurde bewusst, dass eine Reduktion von Treibhausgasen wesentlich zur Verbesserung des Weltklimas beitragen kann. Zur Verminderung des Treibhausgasaustoßes gibt es viele Stränge, an denen gezogen werden kann; einer davon ist die energetische Optimierung bestehender Kraftwerksanlagen, um so bei gleichbleibender Produktion, Brennstoff einzusparen und so Emissionen zu mindern.

Meine Arbeit beschäftigt sich mit der Bilanzierung von Masse- und Energieströmen der Müllverbrennungsanlage Arnoldstein. Sie soll Aufschluss geben über die ein- und austretenden Ströme der Teilkomponenten dieser Anlage, eine Lokalisierung von Energieverlusten erleichtern und die Größenordnung von Massesträmen darstellen. Außerdem soll so, eine aktuelle Dokumentation der Anlage vorliegen, welche auch durch Optimierung geänderte Prozessführung seit der Einreichung berücksichtigt. Durch die Kenntnis über die Thermodynamik der Anlagenapparate, lassen sich Eingriffe ermöglichen, durch welche weniger Energieverluste entstehen und so eine bessere Brennstoffausnutzung erzielt werden kann. Diese Optimierung erhöht die Wirtschaftlichkeit der Verbrennungsanlage bei gleichbleibender CO_2-Emission und trägt so direkt zum Schutz der Umwelt vor unnötigen Emissionen bei.

Durch die Berechnungen liegen jetzt aktuelle Zahlenwerte für alle wichtigen Anlagenkomponenten vor. Dies gilt auch für die Luftzerlegungsanlage, welche energetisch noch nicht optimal ausgenutzt wird. In etwa die Hälfte des Stromeigenbedarfs der Gesamtanlage benötigt alleine der Motor für Vakuumpumpe und Gebläse, der auch das stickstoffreiche Restgas auf eine Temperatur von über $100°C$ aufwärmt und in die Atmosphäre bläst. Weiters zeigte die Bilanzierung, dass ungewöhnlich hohe Luftmengen für die Sperrluft des Rostes und der Rußbläßer aufgewendet werden müssen, wodurch eine Neumessung der geförderten Luftmengen veranlasst wurde. Hierbei stellte sich heraus, dass die Hersteller einen doppelt so hohen Wert angaben, als tatsächlich gefördert wurde.

Abstract

During the last decades human thinking changed; increased awareness of environment pollution extended massively and people realized that a reduction of greenhouse gases can contribute to an improvement of global climate. A decrease of greenhouse gas emissions can be achieved by different ways. One of this ways is the energetic optimization of established power plants, that effects fuel saving and emission reduction with equal production.

This thesis deals with energy and mass balances of the waste incineration plant Arnoldstein. It should give information about incoming and outgoing flows of subcomponents, should ease identification of energy losses and should describe dimensions of mass flows. With knowledge of the thermodynamics of single components improvements are allowed and energy losses could be minimized, what effects in fuel saving. This optimization increases the efficiency of the incineration plant and decreases CO_2-emissions what protects environment of unnecessary emissions.

Because of the calculations of this thesis, current numerical values of all important components of the power plant are on hand. This applies also to the air separation plant that is energetically not perfectly used. Almost half of the auxiliary power of the whole power plant needs the engine for the vacuum pump and the air blower, that increases the temperature of the with nitrogen enriched gas to about $100°C$ and then blows it to the atmosphere. The balance study also shows that sealing air for reverse-acting grate and for soot blowers are extraordinary high. This induced new measurements of the air flow that show that the information of the producer was double as high as the real air flow.

Inhaltsverzeichnis

1 Motivation und Vorhaben **1**
- 1.1 Globales Müllaufkommen . . . 1
- 1.2 Thermische Abfallverwertung in Österreich . . . 2
- 1.3 Vorhabensbeschreibung . . . 3

2 Thermische Abfallverwertung **4**
- 2.1 Verbrennungssysteme . . . 5
- 2.2 Pyrolysesysteme . . . 9
- 2.3 Vergasungssysteme . . . 9

3 Müllverbrennungsanlage Arnoldstein **12**
- 3.1 Geschichte der Anlage . . . 12
- 3.2 Aufbau der Anlage . . . 12
  - 3.2.1 Feuerung und Dampferzeugung . . . 15
  - 3.2.2 Turboabsorber mit Gewebefilter . . . 16
  - 3.2.3 Aktivkoksadsorber . . . 18
  - 3.2.4 Selektive katalytische Reduktion . . . 18
  - 3.2.5 Wasser-Dampf-Kreislauf . . . 19
  - 3.2.6 Luftzerlegungsanlage . . . 21

4 Bilanzierung der Energie- und Massenströme **22**
- 4.1 Kessel . . . 23
  - 4.1.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen . . . 23
  - 4.1.2 Berechnungen und Ergebnisse . . . 24
  - 4.1.3 Diskussion der Ergebnisse . . . 33
- 4.2 Rauchgasreinigungsanlage . . . 35
  - 4.2.1 Turboabsorber und Gewebefilter . . . 35
  - 4.2.2 Aktivkoksfilter und Saugzug . . . 40
  - 4.2.3 Selektive katalytische Reduktion . . . 43
  - 4.2.4 Diskussion der Ergebnisse . . . 46
- 4.3 Wasser-Dampf-Kreislauf . . . 48
  - 4.3.1 Hauptkondensatbehälter . . . 50
  - 4.3.2 Speisewasserbehälter . . . 53
  - 4.3.3 Reinkondensatbehälter . . . 56
  - 4.3.4 Turbine 1 . . . 59
  - 4.3.5 Turbine 2 . . . 61
  - 4.3.6 Mitteldruckdampfverteiler . . . 63
  - 4.3.7 Niederdruckdampfverteiler . . . 66
  - 4.3.8 Luftkondensator . . . 68
  - 4.3.9 Diskussion der Ergebnisse . . . 71
- 4.4 Luftzerlegungsanlage . . . 76
  - 4.4.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen . . . 76
  - 4.4.2 Berechnungen und Ergebnisse . . . 77

4.4.3 Diskussion der Ergebnisse 80
4.5 Nebenanlagen 82
4.5.1 Kompressorstation 82
4.5.2 Wasseraufbereitungsanlage 82
4.5.3 Klimaanlagen 82
4.5.4 Kühlwasserkreislauf 82
4.5.5 Gebäudebelüftungen 83
4.5.6 Sumpfpumpen 83
4.5.7 Ergebnisse 83
4.6 Gesamtanlage 84
4.6.1 Systemgrenze 84
4.6.2 Ergebnisse und Berechnung 85

5 Zusammenfassung und Ausblick **89**

1 Motivation und Vorhaben

Besteht eine funktionierende Abfallwirtschaft, so wird Abfall meist nur peripher zur Kenntnis genommen. Man kommt mit diesem Thema eigentlich nur in Berührung, währenddessen man den Müllsack zur dafürvorgesehenen Tonne bringt; den Rest erledigen die Entsorgungsunternehmen und die Behandlungsanlagen. Funktioniert dieses System jedoch nicht, so wird deutlich, welche Auswirkungen unbehandelter Müll auf Mensch und Umwelt ausübt. Ein Negativbeispiel für Abfallwirtschaft und -politik stellt die Stadt Neapel in Süditalien dar. Seit nunmehr einigen Jahren gelingt es dort nicht mehr den wachsenden Müllbergen Herr zu werden. Auf den Straßen türmt sich Unrat und führt aufgrund von Gestank, Unansehnlichkeit und Ungeziefern zu schlechter Lebensqualität und Unzufriedenheit. Verzweiflungsakte haben Brandstiftungen zur Folge, welche unkontrollierten Abbrand der verschiedenen Abfallarten verursachen und so eine erhebliche Schadstofffreisetzung mit sich bringen. Weltweit gibt es noch zahlreiche weitere Beispiele, wie riesige, im Meer schwimmende Müllinseln oder überquellende Müllhalden in Megastädten mit Müllanlieferungen von mehr als 10 000 Tonnen täglich [1], die zeigen, wie wichtig es ist, gewissenhaft mit Abfall umzugehen und eine möglichst effiziente Entsorgung anzustreben.

1.1 Globales Müllaufkommen

Bevölkerungszuwachs, Industrialisierung, Urbanisierung und immer größeres Konsumverlangen führten in den letzten Jahrzehnten weltweit zu stark ansteigenden Abfallmengen. Heutige Wirtschaftskonzepte fokussieren ihre Bemühungen zwar bereits in der Vermeidung und stofflichen Verwertung von Abfall, jedoch ist dies nur bis zu einem gewissen Grad wirtschaftlich. Es würde riesigen Aufwand abverlangen, sämtlichen Müll zu trennen und die verschiedenen Müllsorten unterschiedlichen Behandlungsverfahren zukommen zu lassen. Ohne Verringerung des Bevölkerungszuwachses und des Materialkonsums wird eine Beherrschung der anfallenden Müllmengen nur schwer möglich sein. Ein weiteres Kriterium für die Entstehung fester Abfälle stellt die Urbanisierung dar, weil Stadtbewohner doppelt so viel Abfall erzeugen, wie ländliche Bewohner des gleichen Wohlstands. Dies rührt daher, dass in ländlichen Gegenden weniger Verpackungsmaterial verwendet wird, weniger Essen weggeworfen wird und weniger Produktion existiert. Mit zunehmender Urbanisierung, nahmen gleichzeitig auch die erzeugten Abfallmengen zu. Im Jahr 1900 lebten 220 Millionen Menschen in Städten, was etwa 13 % der Weltbevölkerung entsprach; diese produzierten weniger als 300.000 Tonnen Abfall pro Tag. Zum Vergleich lebten im Jahr 2000 bereits 49 % der Gesamtbevölkerung in Städten (entspricht 2,9 Milliarden Menschen), welche täglich mehr als 3 Millionen Tonnen an festen Abfällen generierten. Für 2025 wird eine Verdoppelung dieses Müllaufkommens prognostiziert. [1,2]

Aktuell werden jährlich mehr als 3,5 Millionenen Tonnen feste Abfälle produziert. Doch ist hier noch längere Zeit nicht der Gipfel erreicht. Diese Zahlen verdeutlichen die Aktualität dieses Themas und Wichtigkeit der Kenntnis über die unterschiedlichen Techniken diese Abfälle zu verwerten. [1,2]

1.2 Thermische Abfallverwertung in Österreich

Zur Situation der thermischen Abfallverwertung in Österreich soll Abbildung 1 Auskunft geben. Sie zeigt die Verwertung und Beseitigung von Siedlungsabfällen aus Haushalten und ähnlichen Einrichtungen im Betrachtungszeitraum von 1989 bis 2010, wobei insbesondere die prozentuale Verteilung der unterschiedlichen Behandlungsverfahren erkennbar ist. Insgesamt wurden laut Umweltbundesamt [3] 3.788.600 Tonnen Siedlungsabfall aus Haushalten und ähnlichen Einrichtungen im Jahr 2010 behandelt. Davon wurden 1.523.600 Tonnen einer thermischen Behandlung unterzogen, was 40,2 % entspricht. Seit 1989 ist ein starker Trend weg von der Deponierung und hin zur thermischen Behandlung ersichtlich. Waren es im Jahr 2000 noch etwa 15 % des Siedlungsabfalls, welcher thermisch behandelt wurde, so sind es 10 Jahre später anteilsmäßig mehr als das 2,5-fache. Dieser Zuwachs zeigt, dass die Technologie der Müllverbrennung immer breitere Anwendung findet. Weiterentwicklungen der Technologien auf diesem Gebiet werden helfen, das steigende Müllaufkommen noch effizienter zu verwerten, die Emissionen noch weiter zu senken und so die Lebensqualität sowohl in Österreich als auch weltweit zu verbessern. [3]

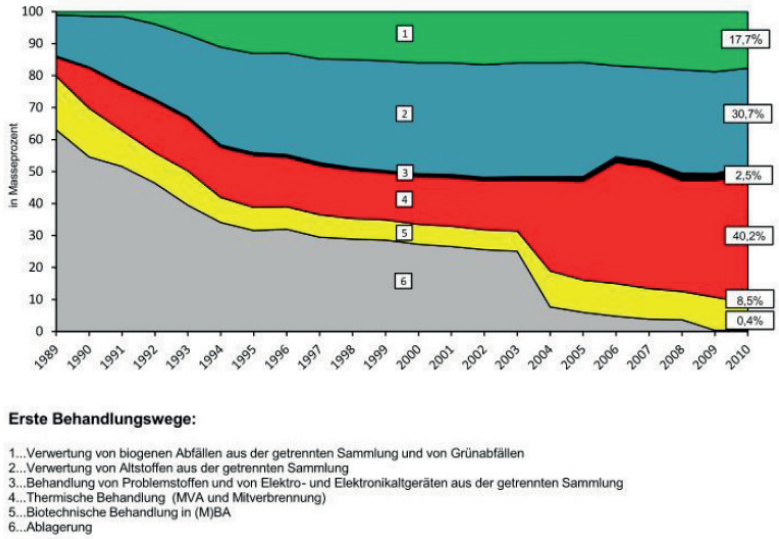

Abbildung 1: Verwertung und Beseitigung von Siedlungsabfällen aus Hasuhalten und ähnlichen Einrichtungen 1989 bis 2010 [3]

1.3 Vorhabensbeschreibung

Die thermische Abfallbehandlungsanlage in Arnoldstein (Kärnten) wird seit 25.September 2004 von der Kärntner Restmüllverwertungs GmbH betrieben. Diese Anlage verwertet mit Hilfe des Martin-Syncom-Verfahrens den in Kärnten anfallenden Hausmüll. Dabei wird mit Hilfe von sauerstoffangereichter Luft, welche mit einer Luftzerlegungsanlage bereitgestellt wird, der Müll auf einem Rückschubrost verbrannt. Der erzeugte Dampf wird teils in Turbinen verstromt und teils als Prozessdampf und Fernwärme ausgekoppelt. Die entstehenden Rauchgase werden mit einer aufwendigen Rauchgasreinigung, bestehend aus Turboabsorber, Gewebefilter, Aktivkoksfilter und SCR-Reaktor, aufbereitet, bevor diese in die Atmosphäre entlassen werden.

Ziel dieser Diplomarbeit ist es, eine Energie- und Massenbilanz dieser Anlage zu erstellen. Konkret soll hierfür zuerst das Gesamtsystem in Teilsysteme zerlegt werden, welche im nächsten Schritt mittels Bilanzgrenzen exakt definiert werden. Somit können weiters die Bilanzgleichungen für Masse und Energie für jedes dieser Systeme erstellt werden. Jeder einzelne Term muss nun erfasst und beschrieben werden, um eine nachvollziehbare Bilanzierung durchführen zu können. Diese Bilanzierung soll zum besseren Verständnis der Anlage dienlich sein. Außerdem soll so eine Lokalisierung von Verluste ermöglicht werden, wodurch Prozesse optimiert werden können.

Um eine Bilanzierung zu ermöglichen müssen Werte in einem möglichst stationären Betriebspunkt generiert werden. „Stationär“ bedeutet für diese Arbeit, dass Volllastbetrieb mit einer Dampfproduktion von 40 t/h vorherrscht, sowie Fernwärmeauskopplung auf Sommerbetrieb eingestellt ist, die Prozessdampfauskopplung deaktiviert ist und Turbinen auf maximaler Stromproduktion fahren. Die meisten zur Berechnung herangezogenen Werte werden gemessen, in der Warte aufgezeichnet und mit Hilfe einer Software auf Diagrammen und Abbildungen ausgegeben. Zur Auswahl dieses stationären Betriebspunktes wurde der Schichtmeister herangezogen. Dieser konnte aufgrund seiner langjährigen Erfahrung mit der Anlage einen geeigneten Zeitpunkt erkennen (12.August 2013, 16:30 Uhr), um die Werte aufzuzeichnen, welche dann weiters für die Bilanzierung verwendet wurden.

Betriebswerte, welche nicht auf diese Weise erfasst werden konnten, wurden entweder vor Ort mit geeigneten, mobilen Geräten gemessen, vom Anlagenpersonal aufgrund von Erfahrungen geschätzt, aus Datenblättern der entsprechenden Firmen ausgelesen oder rechnerisch ermittelt.

Alle Werte wurden jedoch nach bestem Wissen und Gewissen, erst nach reichlicher Überprüfung ihrer Plausibilität und Aussagekraft und nach Rücksprachen mit Fachpersonal, für die Bilanzierung herangezogen. Zur Reproduktion der Ergebnisse liegt eine ausführliche Dokumentation der verwendeten Zahlenwerte den Berechnungen bei.

2 Thermische Abfallverwertung

Bereits Ende des 19.Jahrhunderts praktizierte man die thermische Behandlung von Abfällen, wobei zu Beginn vorwiegend die Verbrennung als Behandlungsprozess Anwendung fand. Heute versteht man unter dem Begriff „thermische Abfallverwertung“ eine Vielzahl möglicher Prozesse und Verfahren, die sich unter anderem in verwendeten Abfall, Feuerungssystem, Nachbehandlung und Anlagenschaltung unterscheiden. Jedoch haben all diese unterschiedlichen Konzepte dieselben Ziele:

- größtmögliche Volumenreduzierung und Umwandlung der Abfälle in hygienisch einwandfreie Reststoffe,
- Vermeidung des Landschaftverbrauchs für Deponieflächen,
- Verwertung der Schlacke für den Straßenbau,
- Gewinnung von Schrott aus den Verbrennungsrückständen
- Nutzbarmachung der im Abfall enthaltenen Energiemenge [4]

Die folgenden Seiten dieser Arbeit legen besonderes Augenmerk auf die unterschiedlichen, thermischen Hauptverfahren, welche bei der thermischen Abfallverwertung eingesetzt werden. Grundsätzlich lassen sich diese Verfahren nach dem Grad der Oxidationswirkung einteilen:

- Verbrennungsverfahren
- Pyrolyseverfahren
- Vergasungsverfahren

In der Regel werden diese Verfahren miteinander kombiniert. So werden zum Beispiel dem Pyrolyseverfahren eine Verbrennung oder eine Vergasung nachgeschaltet. In folgender Abbildung werden diese Kombinationsmöglichkeiten schematisch veranschaulicht [5].

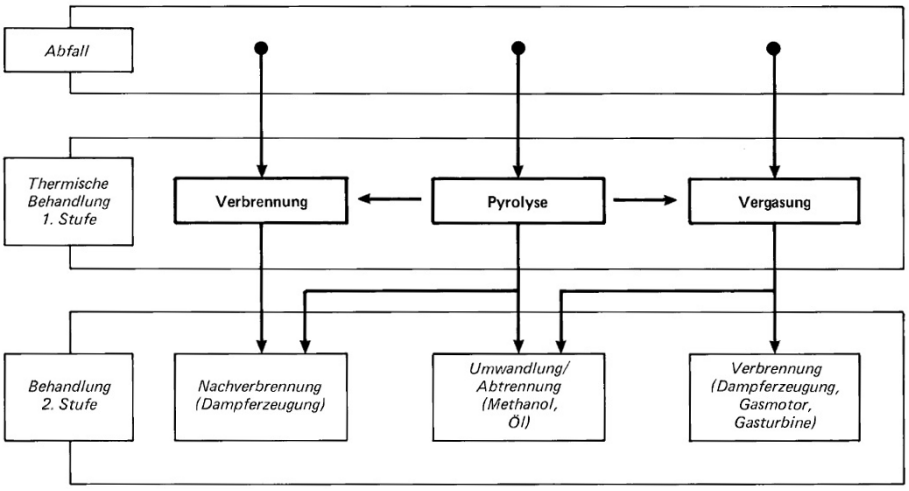

Abbildung 2: Überblick und Systematik der Verfahren zur thermischen Abfallbehandlung [5]

2.1 Verbrennungssysteme

Im Gegensatz zu Pyrolyse- und Vergasungsverfahren, stellt die Verbrennung eine bereits über Jahrzehnte bewährte Technik in der thermischen Reststoffbehandlung dar, welche auch sämtliche Anforderungen an den Umweltschutz erfüllt.
Um den verschiedenen Arten des Abfalls mit dessen spezifischen Eigenschaften gerecht zu werden, etablierten sich unterschiedliche Verbrennungssysteme. So wird zur Verwertung von Siedlungsabfällen, vorwiegend die Technologie der Rostfeuerung angewandt; bei Klärschlamm bedient man sich meist einer Wirbelschichtfeuerung; gilt es Sonderabfälle zu beseitigen wird oft eine Drehrohrfeuerung eingesetzt. Unabhängig vom Verbrennungssystem, muss jedoch stets eine schadstoffarme Verbrennung gesichert sein [6], welche laut §7 Absatz (2) der Abfallverbrennungsverordnung bei folgenden Betriebsbedingungen gewährleistet ist:

> *“ (2) Verbrennungsanlagen müssen so ausgelegt und ausgerüstet sein und so betrieben werden, dass die Temperatur des entstehenden Verbrennungsgases nach der letzten Zuführung von Verbrennungsluft kontrolliert, gleichmäßig und selbst unter den ungünstigsten Bedingungen zwei Sekunden lang auf* $850°C$ *erhöht wird; die Messung muss in der Nähe der Innenwand oder an einer anderen repräsentativen Stelle des Brennraums entsprechend der Genehmigung der zuständigen Behörde erfolgen. Wenn gefährliche Abfälle mit einem Gehalt von mehr als einem Gewichtsprozent an halogenierten organischen Stoffen, berechnet als Chloride, verbrannt werden, muss die Temperatur für mindestens zwei Sekunden auf* $1100°C$ *erhöht werden. „ [7]*

Rostsysteme transportieren den Abfall durch den Brennraum, damit dieser mittels Luftzufuhr vollständig ausbrennt und am Ende möglichst wenig Brennbares in der Schlacke

enthalten ist. Es versteht sich, dass ein Zusammenspiel von Rostsystem, Feuerraum, Nachbrennzone und Dampferzeuger essentiell für eine effiziente Verwertung ist. Die in Abbildung 3 gezeigten Rostsysteme haben sich bereits in optimaler Gasführung und Konstruktion bewährt und sind deswegen auch weit verbreitet. [4]

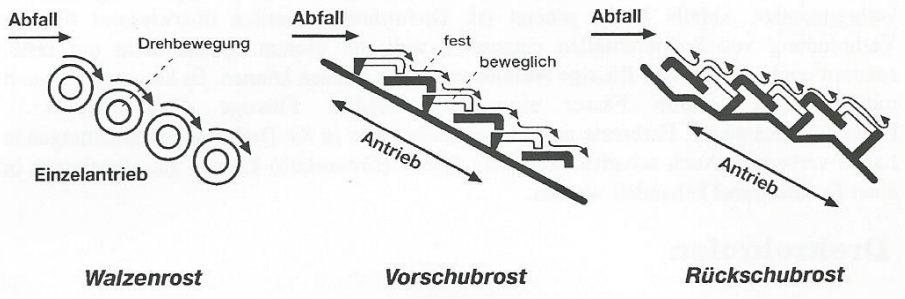

Abbildung 3: Überblick etablierter Rostsysteme [4]

Je nach Hersteller und Rosttyp sind diese für unterschiedliche Abfall-Durchsatzmengen und Rostbelastungen geeignet. Einen typischen Aufbau eines Rostfeuerungssytems inklusive der Luft- und Abfallzufuhren sowie des Schlackeaustrages soll Abbildung 4 zeigen.

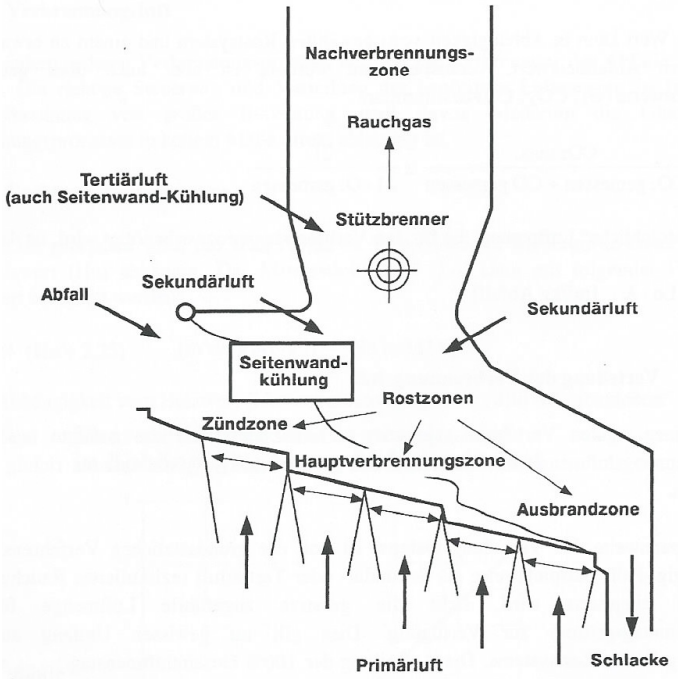

Abbildung 4: Typischer Aufbau einer Rostfeuerung [4]

Für die Abfallverbrennung in Wirbelschichtöfen ist es notwendig, das Brenngut vorher aufzubereiten. Zuerst müssen größere Inertteile aussortiert werden und weiters das Korngrößenspektrum durch Zerkleinerung des Abfalls verengt werden. Betrachtet man die Prinzipskizze in Abbildung 5, erkennt man den Aufbau und die Arbeitsweise einer Wirbel-

schichtverbrennung:

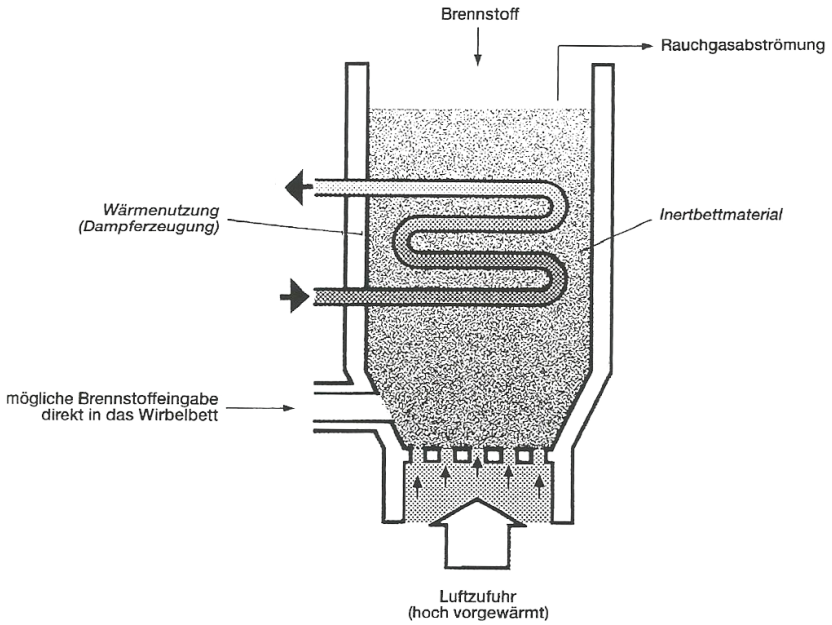

Abbildung 5: Prinzipskizze einer Wirbelschichtverbrennung [4]

In der Brennkammer befindet sich eine Schüttung aus feinkörnigem Inertmaterial, welchem der Brennstoff bzw. der aufbereitete Abfall kontinuierlich beigemengt wird. Die Luft, welche durch einen Düsenboden eingebracht wird, hebt diese Schüttung an und hält diese im Falle einer stationären Wirbelschicht in Schwebe. Aufgrund dieses Schwebezustandes verbessert sich im Vergleich zur Rostverbrennung der Wärme- und Stofftransport wesentlich, was zu relativ konstanten Reaktortemperaturen von $800 - 900°C$ führt. Um die Verbrennung anzufachen, muss die Schicht auf Zündtemperatur unter Zuhilfenahme von Brennern vorgewärmt werden. Der eingebrachte Abfall wird ins glühende Wirbelbett eingebracht und brennt dabei völlig aus. Die Feinasche wird dann vom Rauchgasstrom und die Grobasche über den Bettabzug abtransportiert. Abgesehen von der bereits kurz beschriebenen stationären Wirbelschicht, werden durch Anpassung der Düsenböden und/oder der Leerrohrgeschwindigkeit andere Wirbelschichtverfahren realisiert; wie etwa die zirkulierende Wirbelschicht, bei welcher die Leerrohrgeschwindigkeit so hoch gewählt wird, dass ein Teil des Bettmaterials aus dem Reaktor ausgetragen wird, die festen Bestandteile danach abgeschieden und dem Reaktor wieder zugeführt werden. Bei einer rotierenden Wirbelschicht bleibt die Leerrohrgeschwindigkeit ähnlich der im stationären Betrieb, jedoch werden die Düsenböden so angeordnet, dass die Verweilzeit des Brennmaterials im Reaktor erhöht wird. Wie schon zuvor kurz erwähnt, eignet sich diese Form der Verbrennung nicht für alle Abfallarten. Diese Technik hat sich aber im Bereich der Klärschlammverbrennung bereits etabliert. Emissionstechnisch betrachtet, entsteht aufgrund der niedrigeren Temperaturen weniger thermisches NO_x (siehe Abbildung 6) und auch die Zugabe von Additiven wie Kalk kann zur direkten Entschwefelung eingesetzt werden. [4]

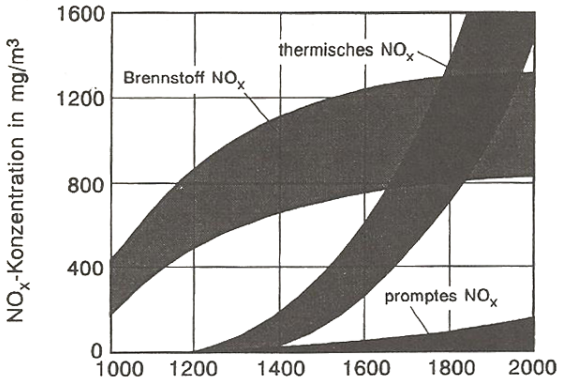

Abbildung 6: Mechanismen der Stickoxidbildung in Abhängigkeit der Flammentemperatur in °C [8]

In Drehrohröfen, deren typischer Aufbau in Abbildung 7 gezeigt wird, ist abgesehen von festen auch eine Verbrennung von flüssigen, pastösen und hochviskosen Abfällen möglich. Durch die Neigung und die Drehbewegung wird der zu verbrennende Abfall durch das Drehrohr befördert, geschürt und mit Luft umströmt. Danach werden die heißen Abgase in einer Nachbrennkammer ausgebrannt, um eine möglichst vollständige Verbrennung zu gewährleisten. Sowohl Drehrohr, als auch Nachbrennkammer sind zumeist adiabatisch konstruiert. Darauf folgt ein Abhitzekessel zur Abkühlung der Rauchgase und Nutzung derer Wärmeenergie. [9]

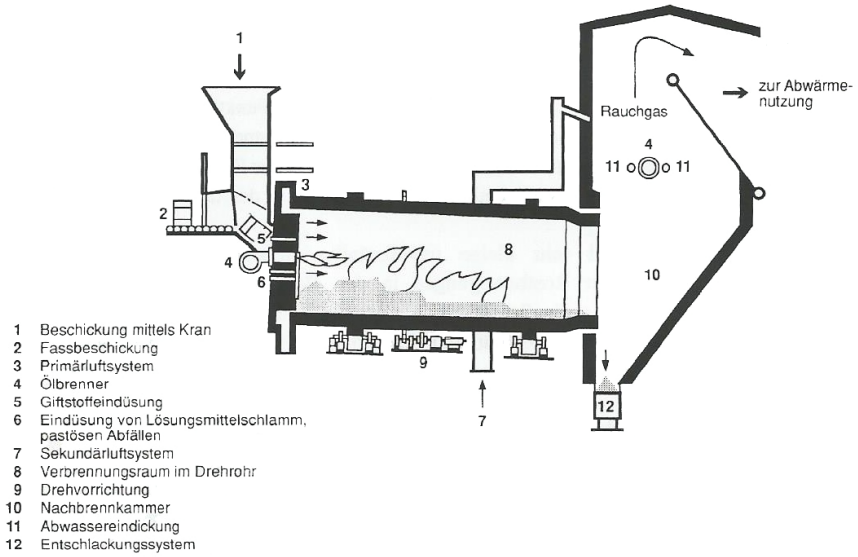

Abbildung 7: Aufbau einer Drehrohrofenfeuerung [4]

2.2 Pyrolysesysteme

Eine weitere Verfahrensgruppe zur thermischen Abfallbehandlung stelle die Pyrolysesysteme dar. Unter Pyrolyse versteht man eine thermische Zersetzung unter Luftabschluss, auch als Verschwelung oder thermische Zersetzung bezeichnet. Dabei entstehen Pyrolysegas mit einem Heizwert zwischen 5 $\frac{MJ}{m^3}$ und 15 $\frac{MJ}{m^3}$ und Pyrolysekoks mit einem Kohlenstoffgehalt von 10 bis 30 %. [4]
Ein von der Siemens KWU entwickeltes Verfahren kombiniert eine Verschwelung mit nachgeschalteter Verbrennung, wie es in Abbildung 8 dargestellt ist. Nach der Abfallvorbehandlung wird der zerkleinerte Abfall gemeinsam mit Klärschlamm in eine Schweltrommel übergeführt. In dieser Drehtrommel wird Abfall in sauerstoffarmer Umgebung und bei Temperaturen von $450 - 500°C$ verschwelt. Das entstehende Schwelgas wird direkt danach in einer separierten Anlageneinheit verbrannt. Die festen Rückstände aus der Trommel werden einer Trennung zugeführt, wodurch der kohlenstoffhaltige Rückstand, ebenso wie das Schwelgas, in dem Verbrennungsofen eingebracht werden kann. Aus dem Hochtemperaturofen kann ein kontinuierlicher Schmelzfluss entnommen werden, welcher weiters abgekühlt wird und dann als Granulat vorliegt. In den weiteren Schritten erfolgen noch eine Reinigung des Rauchgases, sowie eine Nutzung der im Rauchgas enthaltenen Energie.

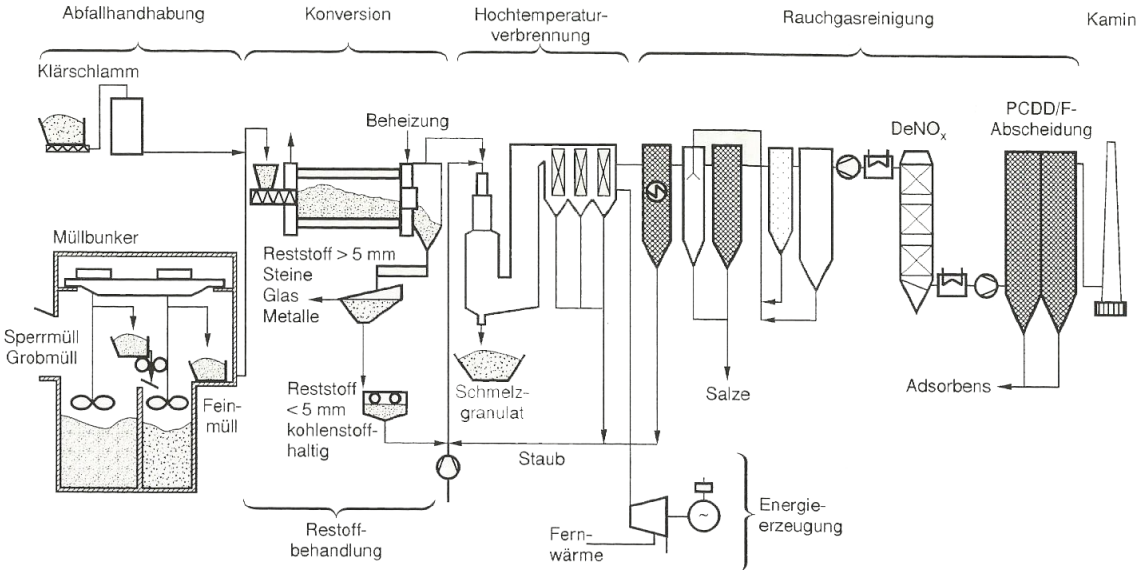

Abbildung 8: Verfahrensschema des Schwel-Brennverfahrens [6]

Aufgrund einiger Nachteile dieser Verfahren, wie aufwendige Prozessführung, niedrige energetische Wirkungsgrade und aufwendige Reinigung des Rauchgases, werden nur sehr wenige solche Anlagen großtechnisch betrieben. [6]

2.3 Vergasungssysteme

Die dritte Gruppe der thermischen Hauptverfahren sind die Vergasungssysteme. Im Unterschied zur Pyrolyse werden bei der Vergasung auch die kohlenstoffhaltigen Feststof-

fe (Pyrolysekoks) vergast. Dies geschieht bei höheren Temperaturen durch Zugabe eines Vergasungsmittels, wie Sauerstoff, Wasserdampf oder Luft. Die Vergasung kann in unterschiedlichen Reaktoren erfolgen (Festbett, Wirbelschicht, Flugstrom) und entweder drucklos oder mit Drücken bis 25 bar betrieben werden. Für die Abfallvergasung existieren mehrere Verfahren, das Noell-Konversionsverfahren und das Thermoselect-Verfahren sind dabei die bekanntesten.
Das Noell-Konversionsverfahren (siehe Abbildung 9) besteht aus zwei Hauptverfahrensstufen; der Pyrolyse und der Flugstromvergasung. Bereits vorzerkleinerte Abfallstoffe werden dem als Pyrolysereaktor ausgeführtem Drehrohr kontinuierlich zugeführt. Wie schon in Kapitel 2.2 beschrieben, entstehen auch hier bei etwa $550°C$ (von außen beheizt) unter Luftmangel Pyrolysegas und Pyrolysekoks. Der Pyrolysekoks wird in weiteren Schritten von Metallen und Nichteisen-Metallen befreit und anschließend gemahlen. Dieser Koks, das Pyrolysegas und bereits kondensierte Produkte des Pyrolysereaktors werden weiters dem Flugstromreaktor zugeführt. Im Flugstromreaktor findet nun bei 2-50 bar die Vergasung dieser Medien mit Sauerstoff als Vergasungsmittel statt. Aufgrund der hohen Temperaturen im Vergaser durch die Flammenreaktion ($1400 - 1700°C$), fällt die Mineralsubstanz des Abfalls als geschmolzene Schlacke an. Sowohl die Schlacke, als auch das austretende Produktgas wird durch eingesprühtes Wasser gekühlt. Die Schlacke fällt als Granulat zu Boden, das Gas kann noch weiters einer energetischen Nutzung unterzogen werden und verlässt die Anlage nach einer Entschwefelung als Reingas. [4, 6]

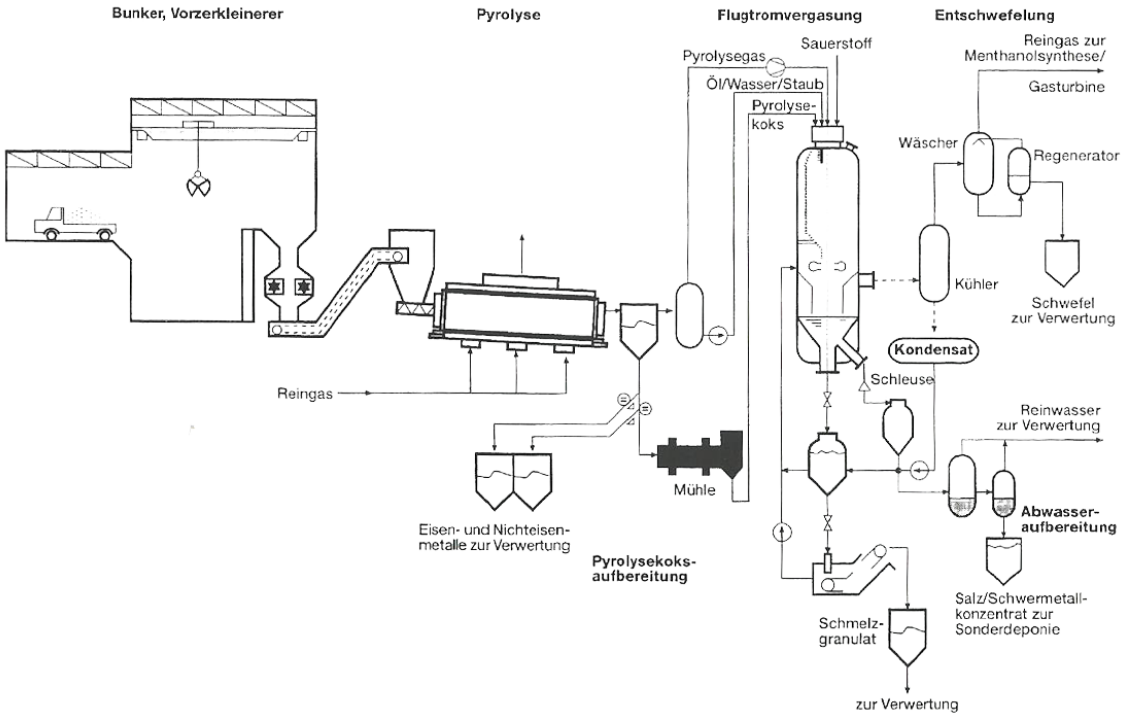

Abbildung 9: Verfahrensschema des Noell-Konversionsverfahrens [4]

Beim Thermoselect-Verfahren, dessen Fließbild Abbildung 10 zeigt, handelt es sich um eine direkte Koppelung eines Entgasungskanals mit einem Hochtemperaturvergasungsreaktor und integrierter, direkter Einschmelzung der anorganischen Bestandteile des Abfalls mit anschließender Synthesegasreinigung. Wie auch schon beim Schwel-Brennverfahren und beim Noell-Konversionsverfahren, ist auch bei diesem eine Vorbehandlung des Abfalls nötig. Dieser muss auf ein Zehntel seines ursprünglichen Volumens verdichtet werden, bevor dieser dem Entgasungskanal zugeführt wird. Bei $500 - 600°C$ (indirekte Beheizung des Kanals) werden diese gepressten Abfallpakete unter Luftabschluss teilentgast. Die komprimierten, kohlenstoffhaltigen Pakete inklusive anorganischer Bestandteile und alle gasförmigen Komponenten gelangen weiters unterbrechungslos in den Vergasungsreaktor. Als Vergasungsmittel wird technisch reiner Sauerstoff eingesetzt. Der Reaktor besteht vereinfacht aus 2 Zonen. In der unteren Reaktorzone werden Sauerstoff, sowie zusätzliche Brenngase über mehrere Lanzen eingedüst, wodurch dort Temperaturen bis $2000°C$ herrschen. Die hohen Temperaturen in diesem Bereich führen dazu, dass mineralische und metallische Komponenten schmelzen und am Boden über einen Homogenisierungsreaktor ausgetragen werden können. Eine Granulierung der Schmelze wird mittels Wassereindüsung realisiert. In der oberen Reaktorzone erfolgt die Umwandlung der Entgasungsprodukte zu einem energiereichen Synthesegas bei etwa $1200°C$ bis $1500°C$ und 4s Verweilzeit. Die Hauptkomponenten des Synthesegases sind H_2, CO, CO_2, H_2O. Zusätzlich enthält dieses Gas aber auch HCl, H_2S, HF, sowie leichtflüchtige Schwermetalle, weswegen diesem Verfahren noch eine mehrstufige Gaswäsche nachgeschaltet ist. Die dort entstehenden Abwässer werden einer Prozesswasseraufbereitung zugeführt. [4, 6]

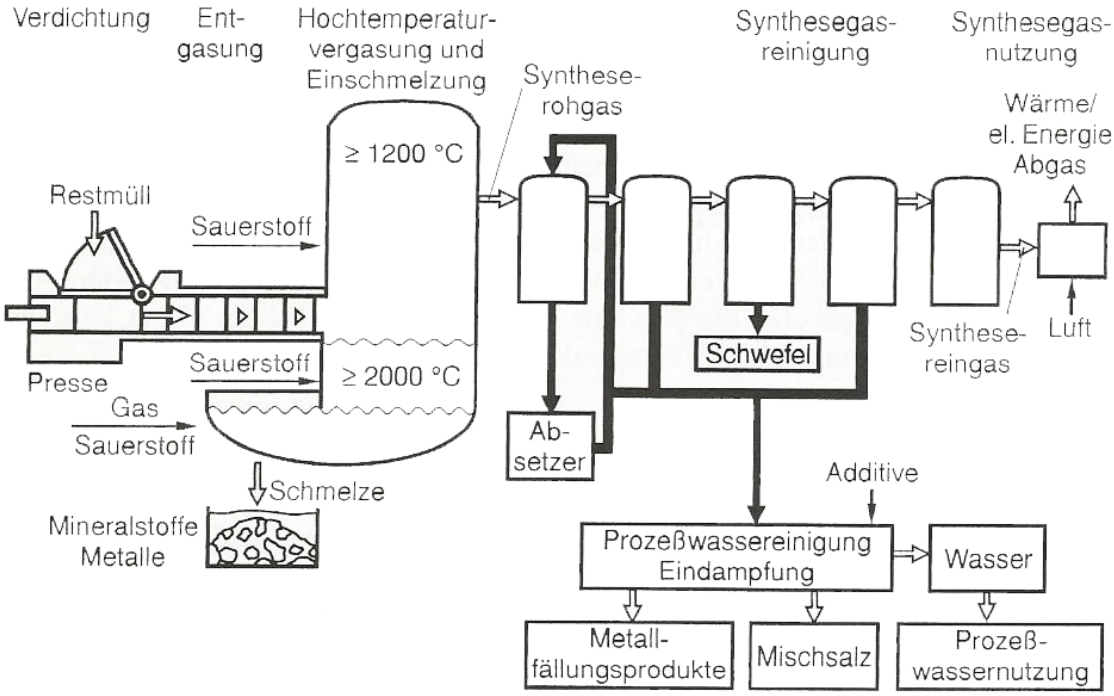

Abbildung 10: Verfahrensschema des Thermoselectverfahrens [6]

3 Müllverbrennungsanlage Arnoldstein

In diesem Kapitel soll ein Überblick über die Müllverbrennungsanlage Arnoldstein, welche für diese Diplomarbeit bilanziert wurde, geschaffen werden. Es soll kurz die Anlagengeschichte erläutert werden und weiters konkret auf den Anlagenaufbau, sowie die verwendeten Verfahren eingegangen werden.

3.1 Geschichte der Anlage

Der Grundstein für den Bau einer Abfallverbrennungsanlage in Kärnten fußte auf einer im Jahr 1994 von der Landesregierung durchgeführten Studie zur zukünftigen Restmüllbehandlung.

1997 wurde die Kärntner Entsorgungsvermittlungs GmbH (KEV), welche sich aus den sechs Abfallwirtschaftsverbänden Kärntens zusammensetzt, gegründet. Anschließend erfolgte die Gründung der Kärntner Restmüllverwertungs GmbH (KRV), welche heute die Anlage betreibt.

1997/98 erfolgte eine EU-weite Ausschreibung des Projekts durch die KEV, sowie die Vergabe des Projekts an die KRV.

1999 wurde eine Volksbefragung am Standort Arnoldstein durchgeführt, in welcher sich die Bevölkerung mit über 58 % für den Bau der Behandlungsanlage entschied.

2000 wurden sowohl die Umweltverträglichkeitserklärung, als auch die technischen Einreichpläne erstellt. Im Jänner des Folgejahres begann das Verfahren der Umweltverträglichkeitsprüfung und die Genehmigungsunterlagen wurden bei der Behörde eingereicht.

2002 starteten die Bauarbeiten zur Errichtung der thermischen Behandlungsanlage.

2004 wurde bereits die erste Müllfuhre übernommen und das Müllfeuer entzündet. Am 25.September dieses Jahres wurde die Anlage offiziell eröffnet.

Die Umsetzung des Projekts dauerte also insgesamt 10,5 Jahre, wobei der Bau der Anlage 28 Monate ausmachte. [10]

3.2 Aufbau der Anlage

Die thermische Behandlungsanlage Arnoldstein ist als Müllverbrennungsanlage ausgeführt, welche aus Rest- und Sperrmüll Fernwärme, Prozessdampf und Strom produziert. Der Abfall wird per Lastkraftfahrzeug angeliefert und in den Müllbunker gekippt. Dort erfolgt mit dem Kran eine Umschichtung der Müllmengen, womit eine Homogenisierung des Abfalls erzielt wird. Mit dem Kran wird weiters der Abfall in die Beschickungsschurre abgeworfen, wo dieser langsam nach unten wandert, bis er auf das Rostsystem im Verbrennungsraum rutscht. Die Müllverbrennung wird nach dem Martin-Syncom-Verfahren betrieben, wobei die Verbrennungsluft mit Sauerstoff angereichert wird. Hierfür existiert am Standort eine

Luftzerlegungsanlage, welche nach einem Druckwechseladsorptionsprinzip arbeitet. Die bei der Verbrennung entstehenden Rauchgase werden energetisch mit Hilfe eines Naturumlauf-Dampferzeugers genutzt, wobei der produzierte Dampf in Turbinen verstromt bzw. als Prozessdampf oder Fernwärme ausgekoppelt wird. Bevor die Rauchgase über den Kamin in die Atmosphäre gelangen, werden diese in einer mehrstufigen, halb-trockenen Rauchgasreinigung von schädlichen Komponenten befreit. Hierfür durchlaufen die Rauchgase zuerst einen Turboabsorber, welcher als Sprühabsorber mit integrierter Kalkhydrateindüsung ausgeführt ist. Diesem nachgeschaltet ist ein Gewebefilter mit Druckluftabreinigung, ein sogenannter Pulse-Jet-Filter. In der nächsten Stufe durchdringen die Rauchgase einen Festbett-Aktivkoksfilter zur Feinreinigung und als letzten Schritt die selektive katalytische Reduktion zur Zerstörung der Stickoxide. Während des Betriebs fallen an mehreren Stellen des Prozesses Reststoffe an. So wird die abgeschiedene Kesselasche gesammelt und wieder in die Verbrennung zurück geführt. Die Rückstände aus der Rauchgasreinigung werden per Zug abgeholt und nach Verfestigung deponiert. Die Schlacke, welche am Rostende abgeworfen wird, wird mit einem Stangensieb von großen, unverbrannten Bestandteilen und mittels Überbandmagnetabscheider von metallischen Komponenten befreit. Förderbänder transportieren diese zur Schlackebox, von wo aus diese weiter zur Deponierung gebracht wird.

Das in Abbildung 11 gezeigte Verfahrensschema der Anlage entspricht aufgrund verschiedener Optimierungs- und Umbaumaßnahmen nicht exakt dem aktuellen Status. Ebenso wurde die durchgesetzte Müllmenge erhöht, wodurch der angegebene Müllmassenstrom nach oben korrigiert werden muss. Beim Verfahrenschema muss noch eine weitere Turbine für die Stromproduktion ergänzt werden. Der Altkoks aus dem Aktivkoksfilter wird dem Rückstand der Rauchgasreinigung beigemengt und mit dem Zug zur Deponie verfrachtet.

Generell kann zur Anlage noch gesagt werden, dass diese im Jahr 2012 mit über 8.000 Betriebsstunden eine sehr hohe Verfügbarkeit vorweisen kann. In diesem Jahr wurde in etwa 90.900 Tonnen Abfall verwertet, wobei weniger als 100 Tonnen Heizöl (hauptsächlich für den Anlagenstart) zugefeuert wurden. Dies zeugt von einer guten Feuerleistungsregelung und Verbrennungstechnologie, die fast immer die geforderten $850°C$ für 2 Sekunden ohne Zufeuerung eines Hilfsbrennstoffes erreicht. Die Jahresschlackemenge belief sich auf rund 21.400 Tonnen, aus welcher zuvor über den Überbandmagnetabscheider fast 2.000 Tonnen Eisenschrott abgeschieden wurde. Aus der Rauchgasreinigung ergaben sich knapp über 4.000 Tonnen an Rückstand. 2012 wurden mehr als 301.000 Tonnen an Dampf (40bar, $400°C$) erzeugt.

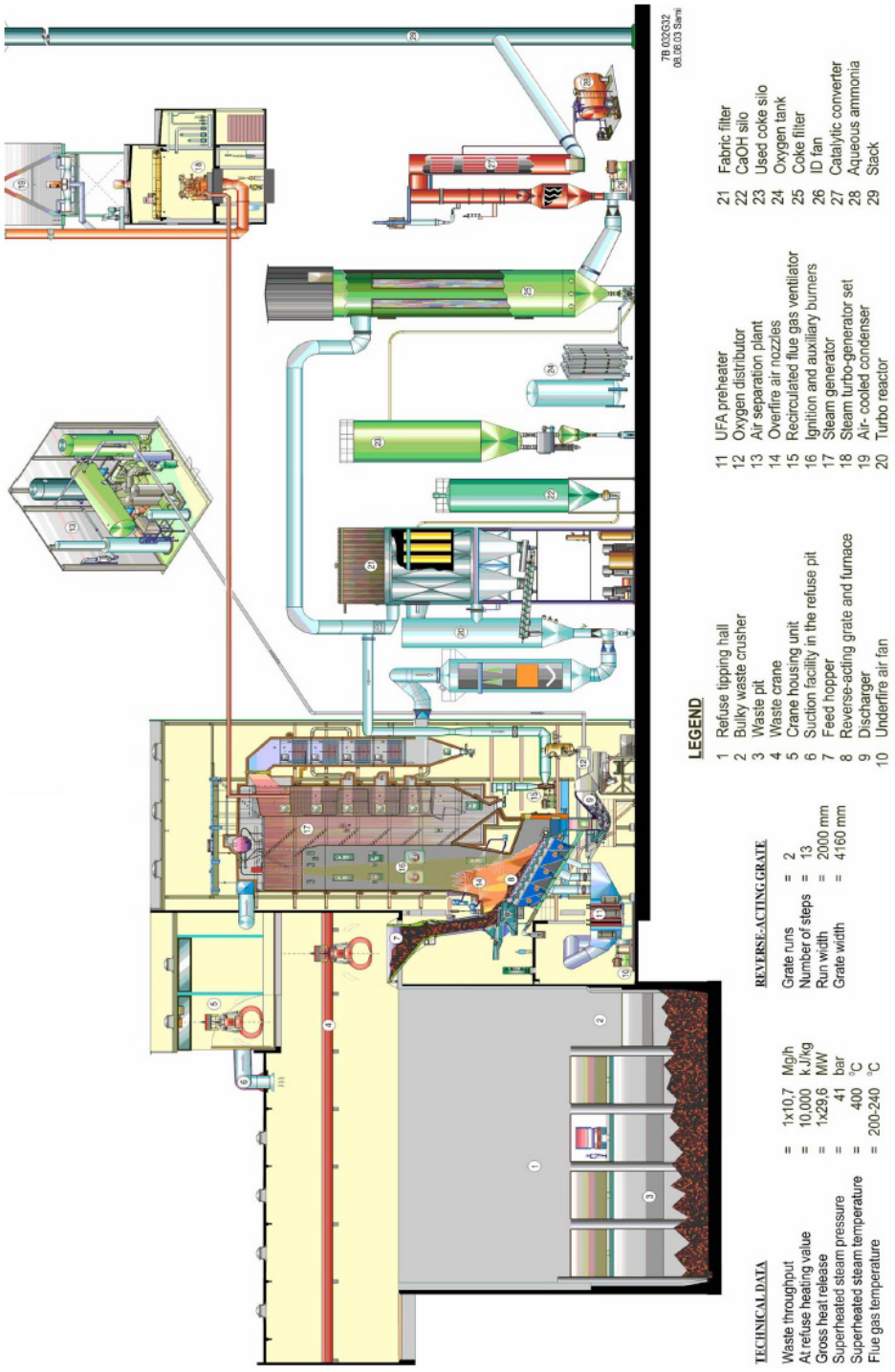

Abbildung 11: Verfahrensschema der Abfallverbrennungsanlage Arnoldstein [11]

3.2.1 Feuerung und Dampferzeugung

Wie bereits zuvor erwähnt, gelangt der Abfall über die Beschickungsschurre in den Verbrennungsraum. Die Behandlung erfolgt über einen Rückschubrost nach dem Martin-Syncom-Verfahren. Bei diesem Verfahren wird die Primärluft mit Sauerstoff angereichert, wodurch sich in Kombination mit sensibler Feuerungsregelung wesentliche Prozessverbesserungen gegenüber einer herkömmlichen Rostfeuerungsanlage erzielen lassen. So bewirkt die Erhöhung des Sauerstoffanteils der Verbrennungsluft um wenige Prozent, bereits eine deutlich geringere spezifische Rauchgasmenge. Außerdem intensiviert die Sauerstoffanreicherung den Prozess der Verbrennung, wodurch die Oberflächentemperatur des Brenngutes erhöht wird, was in einer qualitativ besseren Rostasche resultiert. Zur Feuerungsregelung zählen Bildverarbeitungsprogramm und Fuzzy-Logik, welche Eingangssignale von einer an der Kesseldecke angeordneten Infrarotkamera verarbeiten.

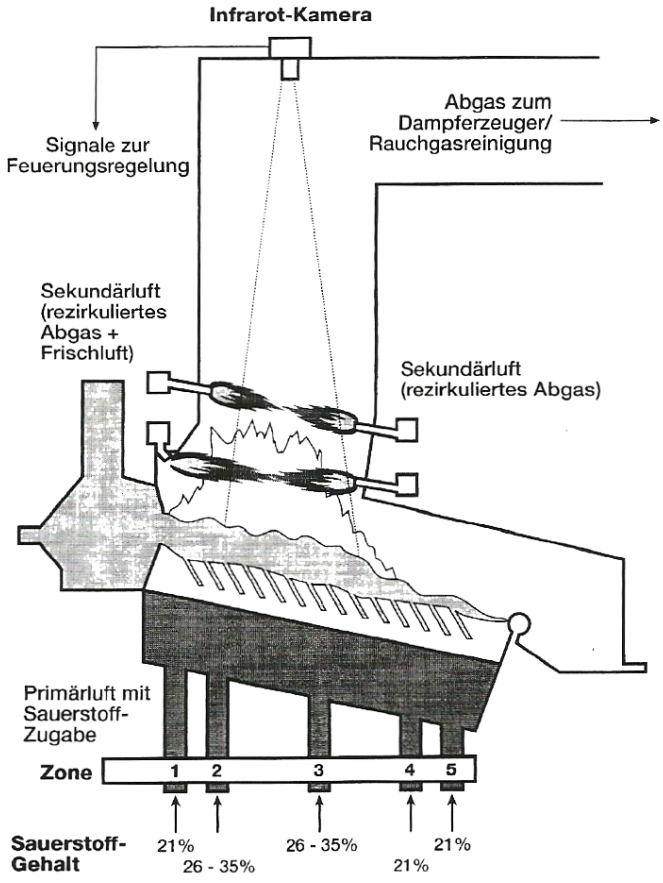

Abbildung 12: Behandlung nach dem Martin-Syncom-Verfahren [4]

Die bereits mit Dampf vorgewärmte Verbrennungsluft wird aus dem Müllbunker abgesaugt und durchströmt die 2 Rostbahnen mit je 5 Rostzonen von unten. Dabei wird den Rostzonen 2 und 3 Sauerstoff beigemengt. Zusätzlich existieren für einen optimalen Ausbrand der Verbrennungsgase eine Sekundärlufteinbringung und eine Rauchgasrezirkulation. Am

Ende des Rostes fällt der ausgebrannte Rückstand in einen Nassentschlacker, welcher zum einen die Schlacke abkühlt und zum anderen den Kessel gegenüber Falschluft abschließt.

Die heißen Rauchgase durchströmen weiters die 4 Züge des Dampferzeugers, wobei diese ihren Wärmeinhalt an Speisewasser und Dampf abgeben und so auf Temperaturen um etwa $215°C$ abgekühlt werden. Dieser Dampferzeuger ist als vertikaler Eintrommel-Naturumlaufdampferzeuger ausgeführt (Abbildung 13) und stellt bei Volllast ca. $40\frac{t}{h}$ Dampf mit $400°C$ und 40 bar bereit. Die ersten zwei Züge sind als Strahlungsheizflächen konstruiert und bilden den Verdampfer. Im dritten Zug sind die Überhitzerbündel angeordnet und der vierte Zug beherbergt den Economiser zur Speisewasservorwärmung. Danach erreicht der Rauchgasstrom bereits die Rauchgasreinigungsanlage und tritt in den Turboabsorber ein. [4, 12]

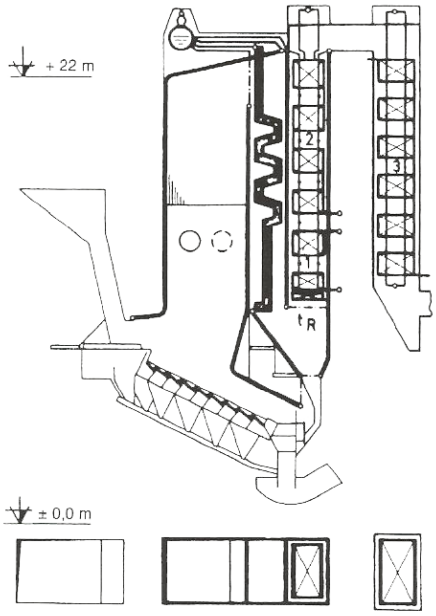

Abbildung 13: Dampferzeuger in Vertikalzugausführung; (1) Endüberhitzer, (2) Vorüberhitzer, (3) Speisewasservorwärmer [6]

3.2.2 Turboabsorber mit Gewebefilter

Der Turboabsorber dient der Abscheidung von Schwefeldioxid, Fluorwasserstoff und Chlorwasserstoff. Mit Hilfe eines Förderluftgebläses wird vor dem Gewebefilter Kalkhydrat eingeblasen, wo sich eine stark expandierende Wirbelschicht ausbildet. Ein Großteil der im Gewebefilter abgereinigten Stäube wird über Förderschnecken zurück in den Turboabsorber zur Aufrechterhaltung des Wirbelbettes gefördert. Zur Verbesserung der Reaktionsbedingungen wird Wasser in das Wirbelbett eingedüst. Die Einbindung der Schadstoffe läuft nach folgenden Hauptreaktionen ab:

$$Ca(OH)_2 + SO_2 \rightarrow CaSO_3 + H_2O \tag{3.1}$$
$$Ca(OH)_2 + 2HF \rightarrow CaF_2 + H_2O \tag{3.2}$$
$$Ca(OH)_2 + 2HCl \rightarrow CaCl_2 + H_2O \tag{3.3}$$

Mit dem Kalkhydrat wird auch eine kleinere Menge an Braunkohlenkoks zur Abscheidung der Schwermetalle (insbesondere Quecksilber) eingebracht. Die im Wirbelschichttreaktor entstehenden trockenen Reaktionsprodukte werden mit dem Rauchgasstrom zum Gewebefilter transportiert und dort abgeschieden. Ein Großteil der abgeschiedenen Stäube werden dem Absorber wieder zuführt. Dies führt zu einer besseren Ausnutzung des Kalkhydrats.

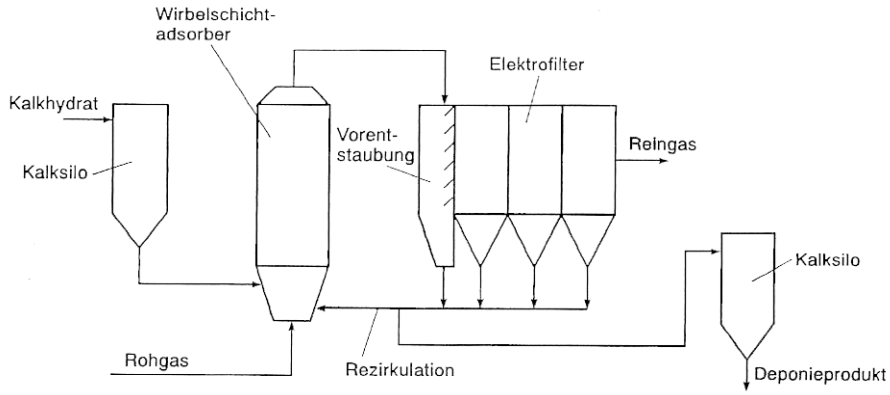

Abbildung 14: Rauchgasentschefelungsanlage [8]

Einen sehr ähnlich geführten Prozess zeigt Abbildung 14, in welcher jedoch ein Elektrofilter anstelle eines Gewebefilters verwendet wird. Außerdem wird in dieser Abbildung kein Wasser zugedüst und dem Kalkhydrat kein Braunkohlenkoks beigemengt. [8, 12]

Der Gewebefilter scheidet Partikel aus dem Rauchgas ab. Dies erfolgt in 4 Kammern unter Verwendung von Filterschläuchen, welche von außen nach innen durchströmt werden, wodurch feste Bestandteile daran haften bleiben. Dieser sich bildende Filterkuchen wirkt als adsorptive Schicht, wodurch Dioxine, Furane und Schwermetalle mit abgeschieden werden können. Den Aufbau eines solchen filternden Abscheiders kann man Abbildung 15 entnehmen.

Während des Betriebs erfolgt die Abreinigung der Filterschläuche mit Druckluftstößen. Durch den Stoß löst sich die anhaftende Filterhilfsschicht vom Schlauch und fällt in den Staubtrichter. Von dort transportieren Förderschnecken den Rückstand großteils zurück zum Absorber. Ein Teil wird über Zellradschleusen zur Erhaltung der Massenbilanz aus dem Kreislauf entfernt und in den Rückstandsilo gefördert. [12]

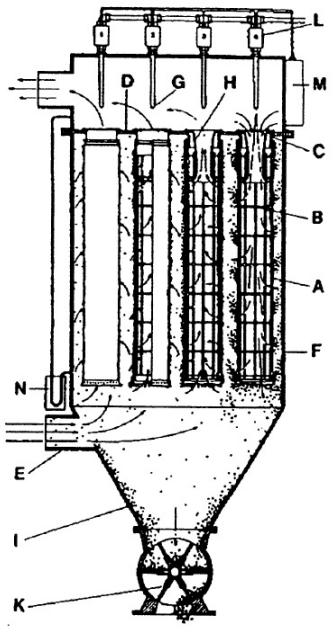

Abbildung 15: Schlauchfilter mit Druckluftabreinigung (A) Filterschläuche, (B) Drahtstützkörbe, (C) Rohrstutzen, (D) Kopfplatte, (E) Einlassstutzen, (F) Filtergehäuse, (G) Druckluftdüsen, (H) Ventilrohre, (I) Staubtrichter, (K) Zellenrad, (L) Elektroventile, (M) Steuergerät, (N) Manometer [13]

3.2.3 Aktivkoksadsorber

Der Aktivkoksfilter ist als Festbettadsorber ausgeführt, in welchem Steinkohlenkoks mit einer Körnung von 4-8 mm in einer Schüttung vorliegt. Die Funktion dieses Adsorbers stellt die Fein- bzw. Nachreinigung des Rauchgases dar. So befreit dieser das Rauchgas von Asche, Schwefeldioxid, Dioxinen, Furanen, Chlorwasserstoff, Fluorwasserstoff und Schwermetallen.

3.2.4 Selektive katalytische Reduktion

Um die behördlichen Grenzwerte der Stickoxidemissionen einzuhalten, verfügt die Müllverbrennungsanlage Arnoldstein über eine katalytische Entstickung. Die Entstickung befindet sich an letzter Stelle der mehrstufigen Rauchgasreinigung, d.h. es liegt eine sogenannte tail-end-Schaltung vor. Bei dieser Prozessführung ist es notwendig, das Rauchgas mittels Wärmetauscher wieder auf Betriebstemperatur (ca. $185°C$) zu erwärmen, damit die Reaktionen im wabenförmigen Katalysator wie erwünscht ablaufen können. Der Katalysator ist eine Keramik mit eingebetteten Schwermetallkomponenten (Vanadiumpentoxid), welche die katalytische Wirkung erst hervorrufen. Dadurch, dass das Rauchgas bereits von Staub befreit ist, lassen sich geringere Querschnitte der Rauchgaskanäle verwirklichen, wodurch die spezifische Reaktionsfläche im Vergleich zu einer High-Dust-Schaltung um etwa 50 % erhöht werden kann und so die Bauweise auch kleiner ausfällt. Weiters ist das Rauchgas weitestgehend von anderen Schadstoffen (insbesondere Schwefelverbindungen) befreit, wo-

durch hoch reaktive Katalysatoren mit hohen V_2O_5-Gehalten verwendet werden können. Das Ziel der selektiven katalytischen Reduktion ist der Stoffumsatz der Stickoxide bei Anwesenheit eines Reduktionsmittels und Katalysators zu elementarem Stickstoff, welcher bedenkenlos in die Atmosphäre entlassen werden kann. Als Reduktionsmittel kommt Ammoniakwasser zum Einsatz, welches vor der Zumischung zum Rauchgas verdampft wird. Stickoxide reagieren mit dem Reduktionsmittel über eine Vielzahl an Zwischenschritten, welche nur schwer erfassbar sind. Folgende Reaktionsgleichungen sind jedoch maßgeblich für den Stoffumsatz der Stickoxide:

$$6NO + 4NH_3 \rightarrow 5N_2 + 6H_2O \tag{3.4}$$

$$6NO_2 + 8NH_3 \rightarrow 7N_2 + 12H_2O \tag{3.5}$$

Der NO_x-Abscheidegrad, welcher das Verhältnis von im System umgewandelten NO_x zu dem in das System eingebrachten NO_x beschreibt, wird hauptsächlich durch das stöchiometrische Verhältnis von Ammoniak zu Stickoxiden und der Katalysatorbelastung beeinflusst (Abbildung 16). Zusätzlich ist zu erwähnen, dass mit Erhöhung dieses stöchiometrischen Verhältnisses neben dem erwünschten Stoffumsatz auch der Ammoniakschlupf zunimmt. [8, 12]

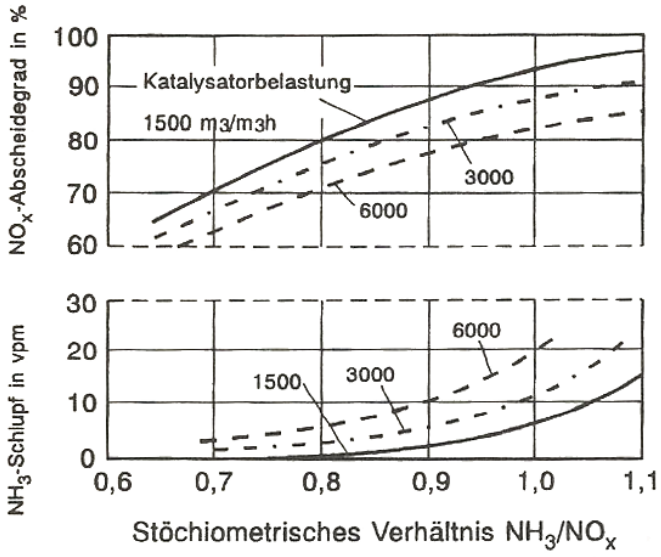

Abbildung 16: Abscheidegrad von NO_x und NH_3-Schlupf in Abhängigkeit des stöchiometrischen Verhältnisses [8]

3.2.5 Wasser-Dampf-Kreislauf

Wie bereits in Kapitel 3.2 beschrieben, wird ein Naturumlaufdampferzeuger zur Dampfproduktion verwendet. Der erzeugt Dampf wird weiters zu zwei Turbinen geleitet. Eine davon wurde nachträglich installiert und dient rein der Stromproduktion; die andere ist

als Entnahme-Kondensationsturbine ausgeführt und ermöglicht so die Auskoppelung an 3 unterschiedlichen Dampfniveaus (A1, E1, A3). Der Turbinenabdampf wird dann über einen Luftkondensator geführt, welcher die Abwärme an die Umgebungsluft abgibt und so das Medium kondensiert. Dieses Kondensat wird im Hauptkondensatbehälter, gemeinsam mit dem zugeführten Deionat und den Kondensaten der Abdampfleitung (Turbinenhotwell), des Niederdruckvorwärmers zur Speisewasservorwärmung und des Ejektorkühlers, gesammelt. Das Hauptkondensat wird nun zuerst über den Ejektorkühler und weiters über den Niederdruckvorwärmer, welcher mit Anzapfdampf A1 (97°C, 0,96 bar) beheizt wird, geführt und so auf etwa 90°C aufgewärmt. Schließlich erreicht das Hauptkondensat den Speisewasserbehälter, welcher noch weitere Dampf- und Kondensatströme sammelt. Der Entnahmedampf E1 (152°C, 5,24 bar) versorgt über den Niederdruck-Dampfverteiler verschiedene Komponenten des Systems; so zum einen die Luftvorwärmung und die Fernwärmestation und zum anderen direkt den Speisewasserbehälter. Die Kondensate der Luftvorwärmung und der Fernwärmestation werden im Reinkondensatbehälter gesammelt und dann ebenso dem Speisewasserbehälter zugeführt. Der Anzapfdampf A3 (202°C, 18,80 bar) wird über den Mitteldruckdampfverteiler geleitet, welcher die Komponenten Dampfstrahler, Dampf-Rauchgas-Vorwärmer und Prozessdampfauskoppelung mit Dampf versorgt. Vom Speisewasserbehälter befördern Pumpen das etwa 130°C warme Speisewasser wieder zurück zum Kessel, wo dieses erneut verdampft wird. Diese kurze Beschreibung des Wasser-Dampf-Kreislaufs wird der Komplexität dieses Systems nicht ganz gerecht, schafft jedoch einen Überblick über das installierte System. Zusätzlich soll Abbildung 17 zum Verständnis des Beschriebenen beitragen; diese zeigt einen Kraft-Wärme-Kopplungs-Prozess, welcher dem in der Müllverbrennungsanlage Arnoldstein verwendeten stark ähnelt.

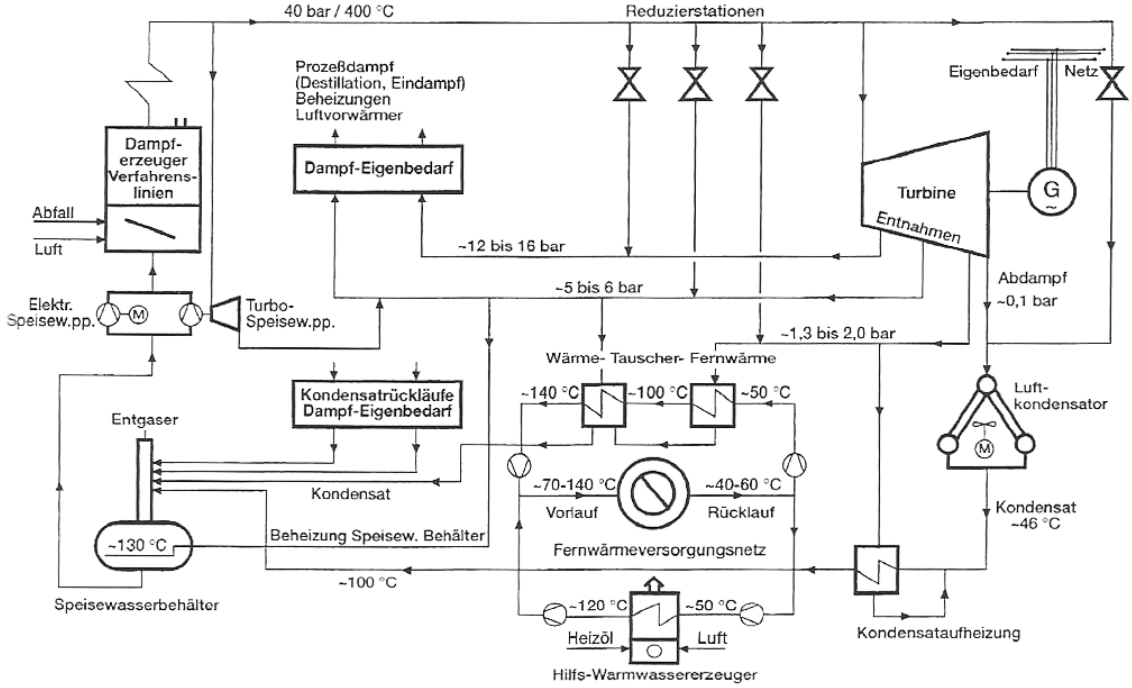

Abbildung 17: Vereinfachtes Wärmeschaltschema einer Kraft-Wärme-Kopplung [14]

3.2.6 Luftzerlegungsanlage

Für die Anreicherung der Verbrennungsluft mit technischem Sauerstoff wird dieser vor Ort mit einer Luftzerlegungsanlage bereitgestellt. Diese Anlage arbeitet nach dem Druckwechseladsorptionsprinzip und gewährleistet kontinuierlich zur Verfügung stehenden Sauerstoff mit einer Reinheit von mehr als 90 %. Der Prozess wird aufgrund der begrenzten Aufnahmefähigkeit der Molekularsiebe, welche sich in den Adsorbern befinden, diskontinuierlich betrieben. Zuerst erfolgt die Beladung des Adsorbens mit den unerwünschten Komponenten der Luft (Stickstoff, Kohlenstoffdioxid und Wasser) unter Druck; währenddessen strömt die Produktkomponente (Sauerstoff) durch den Adsorber hindurch und wird im Pufferbehälter zwischengespeichert. Der Pufferbehälter dient der Möglichkeit, der Verbrennungsluft kontinuierlich Sauerstoff zuzusetzen und die Sauerstoffkonzentration zu stabilisieren. Beim Wechsel von Adsorption zur Desorption, erfolgt ein Druckausgleich zwischen den Reaktoren, wodurch die Belastungen für den Motor des Gebläses bzw. der Vakuumpumpe gemindert werden. Der darauffolgende Desorptionsschritt gewährt eine Regeneration des Adsorbens durch eine Druckreduzierung mittels Vakuumpumpe. Das erhaltende stickstoffreiche Restgas wird der Atmosphäre zugeführt. Aufgrund dieser zyklischen Druckwechsel wird die Anlage auch als VPSA-Anlage bezeichnet (Vacuum Pressure Swing Adsorption). Sie besteht demzufolge aus einem Elektromotor, welcher sowohl das Luftgebläse als auch die Vakuumpumpe antreibt, aus zwei Adsorbern inklusive Ventilskit und einem Pufferbehälter.

4 Bilanzierung der Energie- und Massenströme

Um eine Bilanzierung durchführen zu können, war es zuerst notwendig, das Gesamtsystem in Teilsysteme zu unterteilen und diese dann mit Systemgrenzen exakt zu definieren. In den nun folgenden Kapiteln werden zuerst die einzelnen Teilsysteme und danach das Gesamtsystem behandelt.

Die Vorgehensweise bei der Bilanzierung wurde für alle Systeme beibehalten. Zuerst erfolgte eine qualitative Erfassung der Massen- und Energieströme, welche die Systemgrenzen passieren. Aufbauend auf diese Erkenntnis wurde eine Abbildung erstellt, welche die Systemgrenzen grafisch darstellt. In dieser Abbildung stellt die rot-gestrichelte Linie die Bilanzierungsgrenze dar; ein - und austretende Massenströme werden mit einem durchgehenden blauen Strich inklusive kleinem Pfeil dargestellt; strichlierte blaue Linien mit großem Pfeil beschreiben Leistungen und Wärmen, welche über die Systemgrenzen treten. Dabei werden die Leistungen nicht in die Bilanzierung miteinbezogen, weil kinetische und potentielle Energie aufgrund von Vereinfachungen nicht beachtet werden und die elektrischen Verbraucher so nur wenig bis gar nichts zum Energiehaushalt des bilanzierten Raumes beitragen. Sämtliche ein - und austretenden Ströme wurden mit ihrer KKS-Nummer (Kraftwerks-Kennzeichungssystem) versehen.

Zur Beschreibung des dargestellten Systems werden im nächsten Schritt die Bilanzgleichungen für Masse und Energie aufgestellt und behandelt. Jeder Term dieser Gleichungen wurde nun quantitativ ermittelt (abgesehen von den Verlusten), wobei eine Referenztemperatur von 0°C und eine Umgebungstemperatur von 25°C herangezogen wurden. Manche Werte wurden als Monatsmittelwerte errechnet; hierfür wurden teilweise verschiedene jedoch vergleichbare Monate ausgewählt. Bei der Ermittlung der einzelnen Terme wird zuerst die dafür verwendete Formel genannt und in der darauffolgenden Zeile die dazugehörigen Zahlenwerte eingesetzt. Die Formelzeichen der verwendeten Terme inklusive derer Einheiten findet man am Ende der Arbeit in einem Symbolverzeichnis und die Indizes werden, sofern diese nicht selbsterklärend sind, in einer Tabelle im dazugehörigen Kapitel aufgelistet. Auf die Verluste wird in der Diskussion der Ergebnisse näher eingegangen.

Wie schon kurz beschrieben, werden der Vollständigkeit halber die Leistungen aller Verbraucher erfasst. Anschließend an die Berechnung der Massen- und Energieströme, folgt eine Tabelle der elektrischen Verbraucher dieses System.

Am Ende eines jeden, größeren Kapitels (4.1, 4.2, 4.3 und 4.4) folgt eine tabellarische Auflistung und Gegenüberstellung der ermittelten Input- und Output-Ströme, sowie eine Diskussion der Ergebnisse.

4.1 Kessel

4.1.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen

Abbildung 18 soll die Grenzen des Systems “Kessel“, welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen.

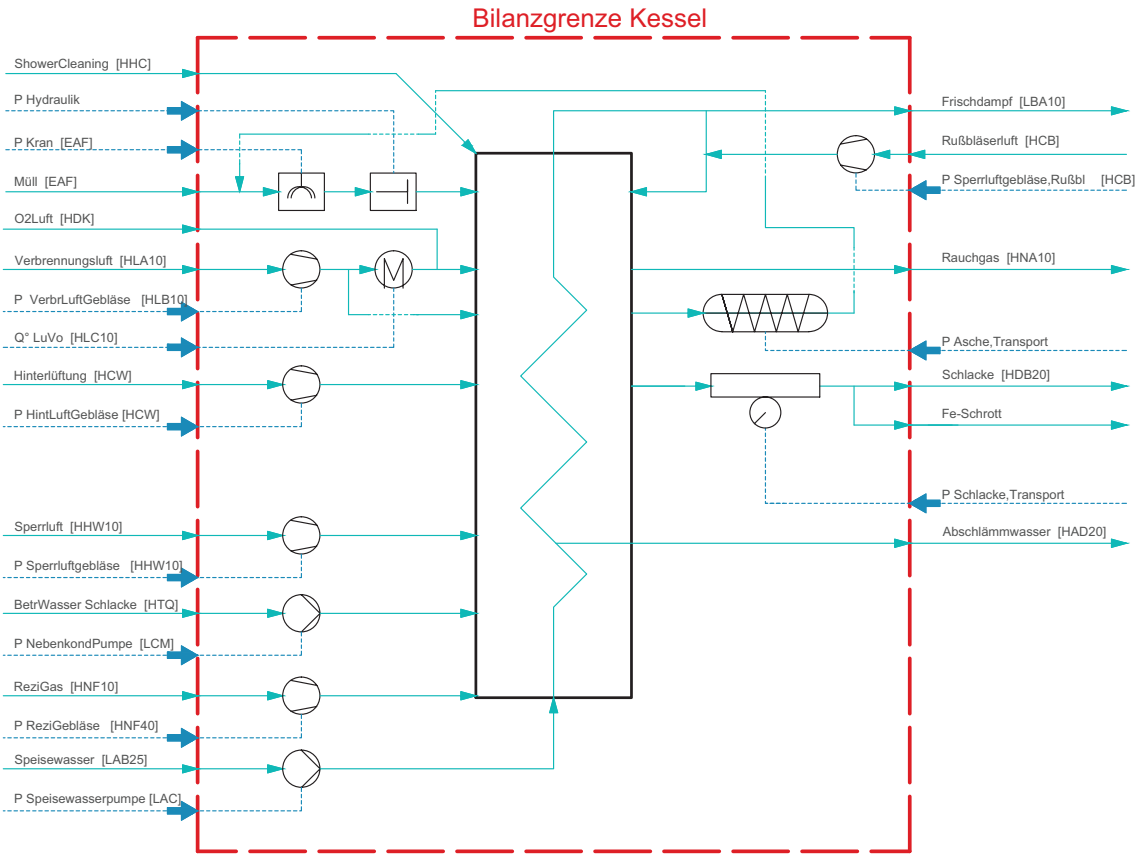

Abbildung 18: Systemgrenze Kessel

Massenbilanz:

$$\begin{aligned} &\dot{m}_{Müll} + \dot{m}_{O2Luft} + \dot{m}_{Verbrennungsluft} + \dot{m}_{Hinterlüftung} + \dot{m}_{Sperrluft} + \\ &+ \dot{m}_{BWSchl} + \dot{m}_{ReziGas} + \dot{m}_{Speisewasser} + \dot{m}_{Russbläserluft} + \dot{m}_{ShowerCleaning} = \\ &= \dot{m}_{Frischdampf} + \dot{m}_{Rauchgas} + \dot{m}_{Schlacke} + \dot{m}_{FeSchrott} + \dot{m}_{Abschlämmwasser} \end{aligned} \tag{4.1}$$

Energiebilanz:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Müll} + \dot{Q}_{O2Luft} + \dot{Q}_{Verbrennungsluft} + \dot{Q}_{Luftvorwärmung} + \\ + \dot{Q}_{Hinterlüftung} + \dot{Q}_{Sperrluft} + \dot{Q}_{BWSchl} + \dot{Q}_{ReziGas} + \\ + \dot{Q}_{Speisewasser} + \dot{Q}_{ShowerCleaning} + \dot{Q}_{Russbläserluft} = \\ = \dot{Q}_{Frischdampf} + \dot{Q}_{Rauchgas} + \dot{Q}_{Schlacke} + \dot{Q}_{FeSchrott} + \\ + \dot{Q}_{Abschlämmwasser}\end{aligned} \tag{4.2}$$

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 1 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

O2Luft	sauerstoffangereicherte Luft
LuVo	Luftvorwärmung
VerbrLuft	Verbrennungsluft
HintLuft	Hinterlüftung
BetrWasser	Betriebswasser
Nebenkond	Nebenkondensat
Russbl	Russbläser
BWSchl	Betriebswasser, Schlacke
L	Luft
LT	trockene Luft
N	Normbedingungen

Tabelle 1: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.1

4.1.2 Berechnungen und Ergebnisse

Müll:
Für den Müllmassenstrom wurde der Mittelwert der Müllzufuhr des Monats Mai 2013 herangezogen und durch die Betriebsstunden dividiert.

$$\dot{m}_{Müll} = \frac{m_{Müll,Mai2013}}{Bh_{Mai2013}} \tag{4.3}$$
$$\dot{m}_{Müll} = \frac{7934}{678} = 11,702\ \frac{t}{h} = 3,251\ \frac{kg}{s}$$

Der Energiegehalt des Mülls wird über den unteren Heizwert angegeben. Da dieser großen Schwankungen unterzogen ist, wurde dieser aufgrund von Betriebserfahrungen geschätzt.

$$\dot{Q}_{Müll} = \dot{m}_{Müll} \cdot h_{Müll} \tag{4.4}$$
$$\dot{Q}_{Müll} = 3,251 \cdot 10500 = 34131\ kW$$

Luft:
Die Verbrennungsluft, welche aus Primärluft, Sekundärluft sowie Spülluft besteht, wird zum größten Teil vom Müllbunker und zu einem geringeren Teil aus dem Kesselhaus abgesaugt. Die Spülluft wird aufgrund geringer Mengen und diskontinuierlicher Zuführung vernachlässigt.

Zuerst war es notwendig die Normdichte der feuchten Verbrennungsluft zu errechnen. Folgende Näherungsformel und die Luftfeuchtemessung im Müllbunker waren dabei behilflich:

$$R_L = 0,2869 + 01746 \cdot \frac{X_{H_2O,LT}}{1 + X_{H_2O,LT}} = 0,290 \ \frac{kJ}{kgK} \tag{4.5}$$

$$\rho_{N,Luft,feucht} = \frac{p_N}{R_L \cdot T_N} = 1,208 \ \frac{kg}{m^3} \tag{4.6}$$

Somit ergibt sich für die Verbrennungsluft mit Hilfe des gemessenen Volumenstroms und der Normdichte folgender Wert:

$$\dot{m}_{Verbrennungsluft} = \dot{V}_{N,Verbrennungsluft} \cdot \rho_{N,Luft,feucht} \tag{4.7}$$

$$\dot{m}_{Verbrennungsluft} = \frac{29485 \cdot 1,280}{3600} = 10,485 \ \frac{kg}{s}$$

Für den Energiegehalt ist die Kenntnis der isobaren, spezifischen Wärmekapazität der feuchten Verbrennungsluft nötig. Hierfür wurde ein vereinfachtes Polynom 4.Grades für die Komponenten H_2O und CO_2 nach [15] herangezogen:

a	$0,10041730E+01$	a_1	$0,8554535E+00$	a_2	$-0,1002311E+00$
b	$0,19192100E-04$	b_1	$0,2036005E-03$	b_2	$0,7661864E-03$
c	$0,58834830E-06$	c_1	$0,4583082E-06$	c_2	$-0,9259622E-06$
d	$-0,70111840E-09$	d_1	$-0,2798080E-09$	d_2	$0,5293496E-09$
e	$0,33095250E-12$	e_1	$0,5634413E-13$	e_2	$-0,1093573E-12$
f	$-0,56738760E-16$				

Tabelle 2: Polynomkoeffizienten zur Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität

$$\begin{aligned} c_{pLT} &= (a + b\vartheta + c\vartheta^2 + d\vartheta^3 + e\vartheta^4 + f\vartheta^5) \ \frac{kJ}{kgK} \\ P_1 &= a_1 + b_1 \cdot \vartheta + c_1 \cdot \vartheta^2 + d_1 \cdot \vartheta^3 + e_1 \cdot \vartheta^4 \\ P_2 &= a_2 + b_2 \cdot \vartheta + c_2 \cdot \vartheta^2 + d_2 \cdot \vartheta^3 + e_2 \cdot \vartheta^4 \\ c_p &= c_{pLT} + P_1 \cdot X_{H_2O} + P_2 \cdot X_{CO_2} \ \frac{kJ}{kgK} \end{aligned} \tag{4.8}$$

$$\dot{Q}_{Verbrennungsluft} = \dot{m}_{Verbrennungsluft} \cdot c_{p,Verbrennungsluft} \cdot \vartheta_{Verbrennungsluft} \tag{4.9}$$

$$\dot{Q}_{Verbrennungsluft} = 10,485 \cdot 1,0197 \cdot 32 = 348 \ kW$$

Mit Sauerstoff angereichte Luft aus der Luftzerlegungsanlage wird der Verbrennungsluft in den Rostzonen 2 und 3 beigemengt. Volumenstrom, Sauerstoffkonzentration und Temperatur werden kontinuierlich gemessen. Die für die Massenstromberechnung benötigte Dichte, kann über folgende Beziehung ermittelt werden:

$$\rho = \sum \rho_i \cdot r_i \tag{4.10}$$

Vereinfacht werden an dieser Stelle nur die Komponenten Sauerstoff und Stickstoff berücksichtigt.

$$\rho_{N,O2Luft} = \rho_{N,O_2} \cdot r_{O_2} + \rho_{N,N_2} \cdot r_{N_2} \tag{4.11}$$
$$\rho_{N,O2Luft} = 1,429 \cdot 0,91 + 1,25 \cdot 0,09 = 1,413 \ \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_{O2Luft} = \dot{V}_{N,O2Luft} \cdot \rho_{N,O2Luft} \tag{4.12}$$
$$\dot{m}_{O2Luft} = 2415 \cdot 1,413 = 3412 \ \frac{kg}{h} = 0,947 \ \frac{kg}{s}$$

Ähnlich zur Berechnung der Dichte wurde auch die spezifische, isobare Wärmekapazität der mit sauerstoffangereicherten Luft ermittelt.

$$c_{c,O2Luft} = c_{p,O_2} \cdot r_{O_2} + c_{p,N_2} \cdot r_{N_2} \tag{4.13}$$
$$c_{p,O2Luft} = 0,923 \cdot 0,91 + 1,042 \cdot 0,09 = 0,934 \ \frac{kJ}{kgK}$$

$$\dot{Q}_{O2luft} = \dot{m}_{O2luft} \cdot c_{p,O2Luft} \cdot \vartheta_{O2luft} \tag{4.14}$$
$$\dot{Q}_{O2luft} = 0,947 \cdot 0,924 \cdot 56 = 49 \ kW$$

Die zum Korrosionsschutz der Verdampferrohre eingesetzte Hinterlüftung wird über ein eigenes Gebläse in den Brennraum gefördert. Der Massenstrom ergibt sich wiederum über den Volumenstrom und die Normdichte.

$$\dot{m}_{Hinterlüftung} = \dot{V}_{N,Hinterlüftung} \cdot \rho_{N,Luft,feucht} \tag{4.15}$$
$$\dot{m}_{Hinterlüftung} = \frac{1015 \cdot 1,280}{3600} = 0,361 \ \frac{kg}{s}$$

Durch Berechnung der isobaren, spezifischen Wärmekapazität über Gleichungssatz (4.8), kann der Wärmeeintrag durch das Hinterlüftungssystem bestimmt werden:

$$\dot{Q}_{Hinterlüftung} = \dot{m}_{Hinterlüftung} \cdot c_{p,Hinterlüftung} \cdot \vartheta_{Hinterlüftung} \tag{4.16}$$
$$\dot{Q}_{Hinterlüftung} = 0,361 \cdot 1,020 \cdot 46 = 17 \ kW$$

Die zur Treibstangenabdichtung und zur Schauluckenbelüftung eingebrachte Sperrluft wurde unter Zuhilfenahme der Auslegungsdaten der Firma Martin berechnet und macht einen nicht unerheblichen Anteil an der in das Kesselsystem eingebrachten Luft aus (etwa 10 % der Verbrennungsluftmenge).

$$\dot{m}_{Sperrluft} = \dot{V}_{Sperrluft} \cdot \rho_{Sperrluft} \tag{4.17}$$
$$\dot{m}_{Sperrluft} = 0,99 \cdot 1,091 = 1,080 \ \frac{kg}{s}$$

Hinterlüftung und Sperrluft saugen Luft an derselben Stelle ab, wodurch die Annahme gleicher Eigenschaften (Temperatur, Wärmekapazität) gerechtfertigt ist.

$$\dot{Q}_{Sperrluft} = \dot{m}_{Sperrluft} \cdot c_{p,Sperrluft} \cdot \vartheta_{Sperrluft} \tag{4.18}$$
$$\dot{Q}_{Sperrluft} = 1,080 \cdot 1,020 \cdot 46 = 51\ kW$$

Um die Rußbläser vor Korrosion zu schützen und den Austritt von Rauchgas in die Umgebung zu verhindern, werden die 14 Rußbläser kontinuierlich mit Luft versorgt. Da an dieser Stelle keine Messung des Luftdurchsatzes vorhanden ist, wurden wiederum die Auslegungsdaten der Firma Martin für die Berechnung verwendet.

$$\dot{m}_{Russbläserluft} = \dot{V}_{Russbläserluft} \cdot \rho_{Russbläserluft} \tag{4.19}$$
$$\dot{m}_{Russbläserluft} = \frac{87 \cdot 14 \cdot 1,091}{3600} = 0,369\ \frac{kg}{s}$$

Da für die Rußbläserluft dasselbe gilt, wie für die Sperrluft, errechnet sich folgender Wert für den eingebrachten Wärmestrom

$$\dot{Q}_{Russbläserluft} = \dot{m}_{Russbläserluft} \cdot c_{Russbläserluft} \cdot \vartheta_{Russbläserluft} \tag{4.20}$$
$$\dot{Q}_{Russbläserluft} = 0,369 \cdot 1,020 \cdot 46,35 = 17\ kW$$

Rezirkuliertes Rauchgas:
Nach dem Gewebefilter wird ein Teil des Rauchgasstroms entnommen und dem Kessel wieder zugeführt. Diese Rezirkulation dient der Temperaturregulation im Dampferzeuger. Damit der rezirkulierte Rauchgasmassenstrom ermittelt werden konnte, musste zuerst die Normdichte unter Zuhilfenahme der Gleichung (4.10) bestimmt werden. Die Zusammensetzung des Rauchgases wurde laut Abnahmeversuch angenommen (siehe Tabelle 3)

Komponente	**Raumanteil** $[-]$	**Normdichte** $[kg/m^3]$
CO_2	0,122	1,977
H_2O	0,230	0,804
O_2	0,057	1,429
$N_2 + andere$	0,591	1,250 (N_2)

Tabelle 3: Rauchgaszusammensetzung am Kesselaustritt laut Abnahmeversuch

Tabelle 3 zeigt die Zusammensetzung des Rauchgases direkt am Kesselaustritt. Es wurde also für die Dichtebestimmung angenommen, dass der Turboabsorber und der Gewebefilter die Zusammensetzung des Rauchgases nicht verändern.

$$\rho_{N,ReziGas} = \rho_{N,CO_2} \cdot r_{CO_2} + \rho_{N,H_2O} \cdot r_{H_2O} + \rho_{N,O_2} \cdot r_{O_2} + \rho_{N,N_2} \cdot r_{N_2} \tag{4.21}$$
$$\rho_{N,ReziGas} = 1,247\ \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_{ReziGas} = \dot{V}_{N,ReziGas} \cdot \rho_{N,ReziGas} \tag{4.22}$$
$$\dot{m}_{ReziGas} = 11534 \cdot 1,247 = 3,995\ \frac{kg}{s}$$

Die Wärmekapazität konnte wieder mit dem Gleichungssatz (4.8) ermittelt werden. So erhält man folgenden rückgeführten Wärmestrom

$$\dot{Q}_{ReziGas} = \dot{m}_{ReziGas} \cdot c_{ReziGas} \cdot \vartheta_{ReziGas} \tag{4.23}$$
$$\dot{Q}_{ReziGas} = 3,995 \cdot 1,151 \cdot 151 = 694\ kW$$

Wasser:
Im stationären Punkt, in welchem die Messwerte für die Berechnung aufgezeichnet wurden, kann ein größerer Frischdampfmassenstrom, als Speisewasserstrom festgestellt werden. Dies hängt mit der Regelung der Anlage zusammen. Normalerweise wird mehr Speisewasser eingespeist als Frischdampf erzeugt wird, weil sowohl von der Trommel abgeschlämmt wird, als auch Rußbläser, welche mit Dampf arbeiten diskontinuierlich aktiviert werden. Der Speisewassermassenstrom wurde in Kaptiel 4.3.2.2 errechnet und übernommen:

$$\dot{m}_{Speisewasser} = 11,506\ \frac{kg}{s} \tag{4.24}$$

Mit Hilfe einer Durchfluss- und Zeitmessung während des Shower-Cleaning Vorganges konnte die eingebrachte Wassermenge ermittelt werden. Mit ca. $1,6\ t/Tag$ wurde das Shower-Cleaning System für die Bilanzierung als vernachlässigbar betrachtet.

Das in den Nassentschlacker eingebrachte Betriebswasser konnte nur durch Schätzung des Durchflusses bestimmt werden.

$$\dot{m}_{BWSchl} = \dot{V}_{BWSchl} \cdot \rho_{BWSchl} \tag{4.25}$$
$$\dot{m}_{BWSchl} = 0,00028 \cdot 963 = 0,268\ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_{BWSchl} = \dot{m}_{BWSchl} \cdot c_{BWSchl} \cdot \vartheta_{BWSchl} \tag{4.26}$$
$$\dot{Q}_{BWSchl} = 0,268 \cdot 4,183 \cdot 60 = 67\ kW$$

Abschlämmwasser:
Da die Menge des Abschlämmwassers nicht ermittelt werden konnte, wurde diese geschätzt; und zwar soll diese 50 % des Deionatzuflusses ausmachen. Der Deionatzufluss in den Wasser-Dampf-Kreislauf wurde mit Füllstandsüberwachung über einen gewissen Zeitraum ermittelt, wie in Kapitel 4.3.1.2 beschrieben wird.

$$\dot{m}_{Abschlämmwasser} = \frac{1}{2} \cdot 0,206 = 0,103\ \frac{kg}{s}$$
$$\dot{Q}_{Abschlämmwasser} = \dot{m}_{Abschlämmwasser} \cdot c_{p,Abschlämmwasser} \cdot \vartheta_{Abschlämmwasser} \tag{4.27}$$
$$\dot{Q}_{Abschlämmwasser} = 0,103 \cdot 4,48 \cdot 202 = 93\ kW$$

Rauchgas:
Mit Hilfe der vereinfachten Zusammensetzung des Rauchgases aus Tabelle 3 und dem gemessenen Volumenstrom kann der den Kessel verlassende Rauchgasmassenstrom ermittelt werden. Für die Berechnung der Wärmekapazität wurde wiederum der Gleichungssatz

(4.8) verwendet.

Es gilt: $\rho_{N,Rauchgas} \approx \rho_{N,ReziGas}$

$$\dot{m}_{Rauchgas} = \dot{V}_{N,Rauchgas} \cdot \rho_{N,Rauchgas} \tag{4.28}$$
$$\dot{m}_{Rauchgas} = 60450 \cdot 1,247 = 75370 \ \frac{kg}{h} = 20,936 \ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_{Rauchgas} = \dot{m}_{Rauchgas} \cdot c_{p,Rauchgas} \cdot \vartheta_{Rauchgas} \tag{4.29}$$
$$\dot{Q}_{Rauchgas} = 20,936 \cdot 1,171 \cdot 215 = 5272 \ kW$$

Frischdampf:
Aufgrund der Wichtigkeit der Frischdampfparameter (Frischdampfmassenstrom, Temperatur und Druck) für den Kraftwerksprozess, werden diese kontinuierlich überwacht und gemessen. Die Enthalpie erhält man über die Wasser-Dampftafel.

$$\dot{Q}_{Frischdampf} = \dot{m}_{Frischdampf} \cdot h_{Frischdampf} \tag{4.30}$$
$$\dot{Q}_{Frischdampf} = \frac{40,55}{3,6} \cdot 3216,0 = 36225 \ kW$$

Schlacke:
Die festen Rückstände, welche am Ende des Rückschubrostes abgeworfen werden, stellen die Schlacke dar. Diese besteht aus einer Vielzahl von Stoffen und Verbindungen. Zur Berechnung der anfallenden Schlackemasse wurden, wie bei Gleichung (4.4), die absolute Monatsmenge herangezogen und diese durch die Betriebsstunden dividiert.

$$\dot{m}_{Schlacke} = \frac{m_{Schlacke,Juli2012}}{Bh_{Juli2012}} \tag{4.31}$$
$$\dot{m}_{Schlacke} = \frac{1596}{691,5} = 2,3080 \ \frac{t}{h} = 0,641 \ \frac{kg}{s}$$

Da eine Bestimmung der spezifischen, isobaren Wärmekapazität dieses komplexen Vielstoffgemisches einen hohen Aufwand mit sich zieht, wurde auf die ÖNORM [16] Bezug genommen. In dieser wird ein Wert von $c_p = 1 \ kJ/kgK$ angegeben. Da eine Temperaturmessung der Schlacke für den Betrieb der Anlage keine Relevanz darstellt, war eine Messung mittels mobilen Geräts erforderlich. Diese ergab eine mittlere Temperatur von 75°C.

$$\dot{Q}_{Schlacke} = \dot{m}_{Schlacke} \cdot c_{p,Schlacke} \cdot \vartheta_{Schlacke} \tag{4.32}$$
$$\dot{Q}_{Schlacke,} = 0,641 \cdot 1 \cdot 75 = 48 \ kW$$

Fe-Schrott:
Mit einer Menge von 146 t im Monat Juli des Jahres 2012 und 691,5 Betriebsstunden errechnet sich folgender Massenstrom an Fe-Schrott

$$\dot{m}_{FeSchrott} = \frac{m_{FeSchrott,Juli2012}}{Bh_{Juli2012}} \tag{4.33}$$
$$\dot{m}_{FeSchrott} = \frac{146}{691,5} = 0,211 \ \frac{t}{h} = 0,0587 \ \frac{kg}{s}$$

Da der Eisenschrott aus der Schlacke abgeschieden wird, wurde dessen Temperatur der Schlacke gleichgesetzt. Als Wärmekapazität wurde näherungsweise jene von Eisen angenommen, welche laut [17] $0,467\ kJ/kgK$ beträgt.

$$\dot{Q}_{FeSchrott} = \dot{m}_{FeSchrott} \cdot c_{p,FeSchrott} \cdot \vartheta_{FeSchrott} \tag{4.34}$$
$$\dot{Q}_{FeSchrott} = 0,0587 \cdot 0,467 \cdot 75 = 2\ kW$$

Luftvorwärmung:
Zur Vorwärmung der Luft wird Mitteldruck- und Niederdruckdampf verwendet. Da keine Mengenmessungen auf der Dampfseite vorliegen, wurde zur Berechnung des übertragenen Wärmestroms auf die Aufheizung des Mediums Luft zurückgegriffen. Hierbei ist zu beachten, dass Wärmeübertragungsverluste im Wärmetauscher auf diese Weise nicht berücksichtigt werden.
Für die Berechnung des Wärmestroms ist hier noch die mittlere spezifische Wärme-kapazität der Verbrennungsluft erforderlich, welche sich als Mittelwert der Wärmekapazi-täten bei den Ein- und Austrittstemperaturen errechnen lässt.

$$\dot{Q}_{LuVo} = \dot{m}_{Verbrennungsluft} \cdot \bar{c}_{p,Verbrennungsluft} \cdot \Delta\vartheta_{Verbrennungsluft} \tag{4.35}$$
$$\dot{Q}_{LuVo} = 10,485 \cdot 1,021 \cdot (76 - 32) = 465\ kW$$

Elektrische Verbraucher:
Aufgrund der Unterschiedlichkeit der Verbraucher im Bezug auf ihre Betriebsweise - kontinuierlich, diskontinuierlich, geregelt oder ungeregelt - war der Einsatz von verschiedenen Messgeräten und Berechnungsmethoden notwendig, um den Leistungsbedarf jener zu ermitteln. Für kontinuierliche Verbraucher, welche keiner Regelung unterliegen, wurde mit Hilfe eines Zangenampermeters der Scheinstrom an der Zuleitung gemessen und außerdem noch der Phasenverschiebungswinkel am jeweiligen Typenschild des Verbrauchers abgelesen. Mit diesen beiden Werten und der gegebenen Spannung konnte unter Anwendung folgender Beziehung die Wirkleistung ermittelt werden:

$$P_W = U \cdot I \cdot cos\varphi \tag{4.36}$$

Bei diskontinuierlichen Verbrauchern, welche lediglich durch Ein- und Ausschalten geregelt sind, wurden die tatsächliche Betriebszeit aus den Aufzeichnungen der Warte über einen gewissen Zeitraum ermittelt und daraus ihre theoretische, kontinuierliche Wirkleistung nach folgendem Zusammenhang berechnet:

$$P_W = U \cdot I \cdot cos\varphi \cdot \frac{t_{Betriebsstunden}}{24} \tag{4.37}$$

Für diskontinuierliche Verbraucher, welche einer komplexen Regelung unterliegen, war eine Aufzeichnung der verbrauchten Energiemenge über einen bestimmten Zeitraum mittels Leistungsmessgerät notwendig, um einen mittleren Leistungsbedarf dieser Komponente ermitteln zu können.

Aufgrund der hohen Anzahl an elektischen Verbraucher in dem begrenzten Platzangebot in der Abbildung der Systemgrenzen wurden teilweise mehrere zu einem System zusammengefasst, wie in Abildung 18 ersichtlich ist. So gehören zu dem Untersystem “Schlacke,Transport“ folgende Verbraucher:

- Muldenförderband1 und 2
- Schwingförderer Förderband1 und 2
- Überbandmagnetabscheider
- Brüdenventilator Entschlacker1
- Motor1 SchwingFörderer1 und 2.

Das Untersystem “Asche,Transport“ enthält

- Asche Förderschnecke1, 2 und 3
- Doppelpendelschleuse 2/3 Zug und 4 Zug
- Förderschnecke Zug 2-3.

Das Untersystem “Hydraulik“ wird definiert durch

- Hydraulikpumpe Entschlacker1
- Hydraulikpumpe Rostantrieb RB1 und RB2
- Hydraulikpumpe Beschicker RB1 und RB2
- Antriebsmotor Hydraulikspeisepumpe.

Tabelle 4 soll Aufschluss über die errechneten Leistungen und Messwerte der einzelnen Verbraucher geben. An dieser Stelle soll noch vermerkt werden, dass viele der Verbraucher (vor allem Pumpen) doppelt vorhanden sind, jedoch redundant betrieben werden und, dass es 14 Rußbläsersperrluftgebläse gibt.

Zusätzlich wurden bei den elektrischen Verbrauchern des Systems „Kessel“, der Eigenbedarf des Müllkrans am Wochenende und an Werktagen bestimmt. Dadurch, dass am Wochenende keine Mülllieferungen stattfinden und so auch keine Stapelung der neuangelieferten Müllmengen nötig ist, ergaben sich auch verschiedene Eigenbedarfe. Am Wochenende benötigte der Kran lediglich $5,76\ kW$, während er an Werktagen $8,8\ kW$ benötigt. Auch bei den Muldenförderbändern wurde eine zusätzliche Messung getätigt, um den Leistungsbedarf des unbeladenen und des beladenen Bandes zu erfahren. Das beladene Muldenförderband kann aus der Tabelle 4 entnommen werden. Für das unbeladene Band wurde ein Scheinstrom von 5 A gemessen, was einer Wirkleistung von $2,8\ kW$ entspricht und sich nicht entscheidend von dem Leistungsbedarf des beladenen Bandes unterscheidet.

VERBRAUCHER	KKS	I $[A]$	$cos\varphi$	t $[h]$	P $[kW]$	$P_{kont}[kW]$
Muldenförderband1	ETA10	5,2	0,81	24	2,9	2,9
Schwingförderer Förderband1	ETA10	3,8	0,52	24	1,4	1,4
Muldenförderband2	ETA20	5,4	0,81	24	3,0	3,0
Schwingförderer Förderband2	ETA10	3,9	0,52	24	1,4	1,4
Überbandmagnetabscheider	ETC10	5,7	0,83	24	3,3	3,3
Brüdenventilator Entschlacker1	HDA17	4,9	0,86	24	2,9	2,9
Motor1 SchwingFörderer1	HDB10	4,1	0,83	24	2,4	2,4
Motor1 SchwingFörderer2	HDB10	4,1	0,83	24	2,4	2,4
Asche Förderschnecke1	ETB10	1,9	0,70	24	0,9	0,9
Asche FörderSchnecke2	ETB40	4,6	0,82	24	2,6	2,6
Asche Förderschnecke3	ETB50	3,9	0,82	24	2,2	2,2
Doppelpendelschleuse 2/3 Zug	HDG20	0,8	0,76	21	0,4	0,4
Förderschnecke Zug 2-3	HDG20	1,1	0,76	24	0,6	0,6
Doppelpendelschleuse 4Zug	HDG40	1,1	0,72	0,7	0,5	0,0
Hydraulikpumpe Entschlacker1	HDA96	1,9	0,78	7,6	1,0	0,3
Hydraulikpumpe Rostantrieb RB1	HHC10	2,5	0,78	12	1,4	0,7
Hydraulikpumpe Rostantrieb RB2	HHC20	2,4	0,78	12	1,3	0,6
Hydraulikpumpe Beschicker RB1	HHH10	1	0,69	12	0,5	0,2
Hydraulikpumpe Beschicker RB2	HHH20	1	0,69	12	0,5	0,2
Antriebsmotor Hydraulikspeisepumpe	HHX03	3,5	0,80	24	1,9	1,9
Sperrluftgebläse Russbläser	HCB10	1	0,83	24	0,6	0,6
Verbrennungsluftgebläse	HLB10			24		39,7
Sperrluftgebläse	HHW10	7,3	0,89	24	4,5	4,5
Rezigebläse	HNF40			24		59,1
Hinterlüftugsgebläse	HCW	1,6	0,79	24	0,9	0,9
Speisewasserpumpe	LAC11			24		103,6
Nebenkondensatpumpe	LCM12	10,6	0,89	24	6,5	6,5
Kran	EAF			24		8,8
Summe						**254**

Tabelle 4: Elektrische Verbraucher des Systems Kessel

4.1.3 Diskussion der Ergebnisse

M a s s e [k g / s]

I n p u t			O u t p u t
Müll	3,251	20,936	Rauchgas
Verbrennungsluft	10,485	11,264	Frischdampf
O2Luft	0,948	0,641	Schlacke
Hinterlüftung	0,361	0,059	Fe-Schrott
Sperrluft	1,080	0,103	Abschlämmwasser
Rußbläserluft	0,369		
ReziGas	3,995		
Speisewasser	11,506		
Betriebswasser Schlacke	0,268		
Summe	32,262	33,003	Summe

E n e r g i e [k W]

I n p u t			O u t p u t
Müll	34131	5272	Rauchgas
Verbrennungsluft	348	36225	Frischdampf
O2Luft	49	48	Schlacke
Hinterlüftung	17	2	Fe-Schrott
Sperrluft	51	93	Abschlämmwasser
Rußbläserluft	17		
ReziGas	694		
Speisewasser	6287		
Betriebswasser Schlacke	67		
Luftvorwärmung	465		
Summe	42126	41640	Summe

Tabelle 5: Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Kessel

Die Diskrepanz von $0,741\ \frac{kg}{s}$ zwischen ein- und austretenden Massenströmen erklärt sich dadurch, dass eintretende Ströme, wie zum Beispiel Falschluft überhaupt nicht und Ströme wie Abfall nicht direkt erfasst wurden. Auch Ungenauigkeiten bei der Berechnung der rezirklulierten Abgasmenge bzw. des austretenden Rauchgases, insbesondere bei den Dichtebestimmungen mittels vereinfachter Zusammensetzungen können Verursacher dieser Differenz sein.

Betrachtet man die Ergebnisse der Energiebilanz in Tabelle 5, so erkennt man, dass diese plausible Werte liefert. 86 % der Brennstoffenergie werden für die Dampfproduktion aufgewandt, was einem realistischen Kesselwirkungsgrad enstpricht. Aus der Bilanzierung

ist ersichtlich, dass der Großteil des Verlustes im Kessel durch die fühlbare Wärme des Rauchgases verursacht wird. Strahlungsverluste des Kessels wurden nicht separat berechnet, weshalb diese auch nicht in der Bilanzierung beachtet werden.

Aufbauend auf den Ergebnissen dieser Berechnungen wurden Messungen des Sperrluftgebläses veranlasst, da dieses ungewöhnlich hohe Werte aufwies. Es wurde erkannt, dass die Auslegungsdaten der Firma Martin nicht die tatsächliche Luftmenge des Gebläses wiedergaben und die tatsächlich geförderte Luftmenge beinahe der Hälfte entsprach. Gleiches wurde auch für die Rußbläser festgestellt.

4.2 Rauchgasreinigungsanlage

Die Rauchgasreinigungsanlage besteht aus mehreren in Serie geschalteten Komponenten (siehe Kapitel 3.2), welche in den nächsten Seiten bilanziert werden.

4.2.1 Turboabsorber und Gewebefilter

4.2.1.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen

Abbildung 19 soll die Grenzen des Systems "Turboabsorber und Gewebefilter", welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen.

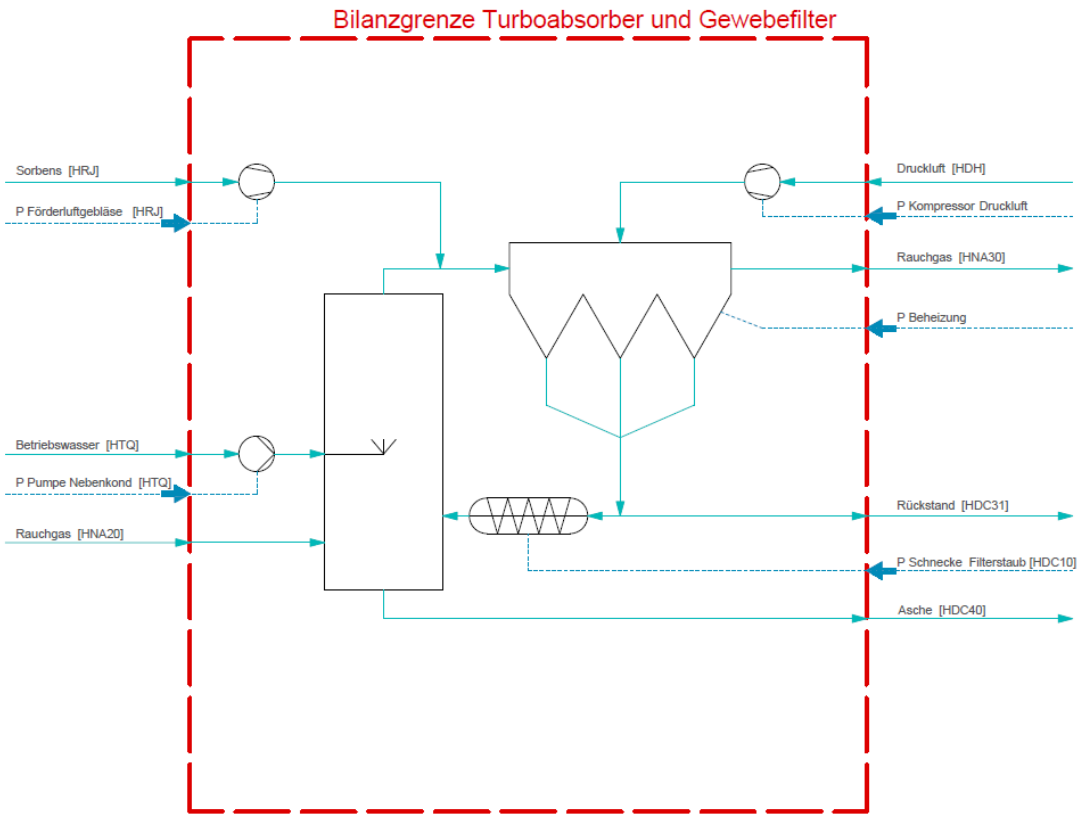

Abbildung 19: Systemgrenze Turboabsorber und Gewebefilter

Massenbilanz:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Rauchgas,ein} + \dot{m}_{Betriebswasser} + \dot{m}_{Sorbens} + \dot{m}_{Druckluft} &= \\ = \quad \dot{m}_{Rauchgas,aus} + \dot{m}_{Rückstand} & \end{aligned} \tag{4.38}$$

Energiebilanz:

$$\dot{Q}_{Rauchgas,ein} + \dot{Q}_{Betriebswasser} + \dot{Q}_{Druckluft} + \dot{Q}_{Sorbens} = \\ = \dot{Q}_{Rauchgas,aus} + \dot{Q}_{Rückstand} \tag{4.39}$$

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 6 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

Nebenkond	Nebenkondensat
FöLu	Förderluft

Tabelle 6: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.2.1

4.2.1.2 Berechnungen und Ergebnisse

Eintretendes Rauchgas:
Das in den Turboabsorber eintretende Rauchgas entspricht dem aus dem Kessel austretenden Rauchgas. Die Werte werden deswegen aus Kapitel 4.1.2 übernommen.

Betriebswasser:
Über die Differenz zwischen hin- und rücklaufendem Betriebswasser kann der Volumenstrom an eingespritztem Betriebswasser berechnet werden. Zieht man nun die Dichte des Betriebswassers heran, erhält man den Massenstrom.

$$\dot{m}_{Betriebswasser} = \frac{(\dot{V}_{Betriebswasser,hin} - \dot{V}_{Betriebswasser,rück})}{3600} \cdot \rho_{Betriebswasser} \tag{4.40}$$

$$\dot{m}_{Betriebswasser} = \frac{(4,2 - 2,9)}{3600} \cdot 983,21 = 0,355 \ \frac{kg}{s}$$

Durch eine Temperaturschätzung war es möglich die Wärmekapazität des Betriebswassers in [17] nachzuschlagen und so den, mit dem Betriebswasser in dieses System eingebrachten, Wärmestrom zu ermitteln.

$$\dot{Q}_{Betriebswasser} = \dot{m}_{Betriebswasser} \cdot c_{p,Betriebswasser} \cdot \vartheta_{Betriebswasser} \tag{4.41}$$

$$\dot{Q}_{Betriebswasser} = 0,355 \cdot 4,183 \cdot 60 = 89 \ kW$$

Gemeinsam mit dem Betriebswasser wird auch eine kleine Menge an Druckluft eingedüst, welche für die Berechnungen allerdings vernachlässigt wird.

Sorbens:
Als Sorbens werden mit Luft in den Absorber geförderten Kalkhydrat und Braunkohlenkoks bezeichnet. Die geförderten Mengen an Kalkhydrat und Braunkohlenkoks wurden von Ing. Krainer geschätzt und für die Berechnung herangezogen, wobei der Braunkohlenkoks vernachlässigt wird. Die Förderluftmenge konnte über die Förderluftgebläsedaten ausgelesen werden.

$$\dot{m}_{Sorbens} = \dot{m}_{Förderluft} + \dot{m}_{Kalkhydrat} \tag{4.42}$$

$$\dot{m}_{Sorbens} = \frac{300 \cdot 1,160}{3600} + \frac{300}{3600} = 0,211 \ \frac{kg}{s}$$

Die Wärmekapazität der Förderluft, welche der Umgebung abgesaugt wird, wird bei Umgebungstemperatur (25°C) mit Hilfe von [17] ermittelt. Da die Silos von Kalkhydrat und Braunkohlenkoks im Freien stehen, wurde auch für diese die Umgebungstemperatur herangezogen. Die Wärmekapazität des Kalkhydrats wurde aus [16] übernommen. Der Braunkohlenkoks wurde, aufgrund der kleinen Mengen, auch für den Sorbenswärmestrom vernachlässigt.

$$\dot{Q}_{Sorbens} = \dot{Q}_{FöLu} + \dot{Q}_{Kalkhydrat} \tag{4.43}$$

$$\dot{Q}_{Sorbens} = \dot{m}_{FöLu} \cdot c_{p,FöLu} \cdot \vartheta_{FöLu} + \dot{m}_{Kalkhydrat} \cdot c_{p,Kalkhydrat} \cdot \vartheta_{Kalkhydrat}$$

$$\dot{Q}_{Sorbens} = 0,127 \cdot 1,01 \cdot 25 + 0,083 \cdot 1,32 \cdot 25 = 6\ kW$$

Druckluft:
Die Abreinigung des Gewebefilters erfolgt mit Druckluft, indem ein kurzer Druckluftstoß durch die Filterschläuche geschickt wird. Diese Menge an Abreinigungsluft wurde durch den Druckbfall im Druckbehälter, dessen Abmessungen und unter der Annahme isothermer Zustandsänderung während der Abreinigung nach folgendem Zusammenhang berechnet:

$$\dot{m}_{Druckluft} = \frac{\Delta p \cdot V_{Behälter}}{R_{Luft} \cdot T_{Luft}} \cdot t_{Abreinigungsintervall} \cdot n_{Ventile} \tag{4.44}$$

$$\dot{m}_{Druckluft} = \frac{1,7 \cdot 10^5 \cdot 0,112}{287 \cdot 298,15} \cdot 3 \cdot 60 = 40,19\ \frac{kg}{h} = 0,011\ \frac{kg}{s}$$

Die mit der Druckluft eingebrachte Energiemenge kann vernachlässigt werden.

Austretendes Rauchgas:
Am Rauchgasaustritt des Gewebefilters existieren keine Messungen des Rauchgasvolumenstroms, weswegen der Rauchgasmassenstrom näherungsweise über folgende Beziehung ermittelt wurde

$$\dot{m}_{Rauchgas,aus} = \dot{m}_{Rauchgas,ein} + \dot{m}_{Druckluft} + \dot{m}_{Förderluft} + \dot{m}_{Betriebswasser} \tag{4.45}$$

$$\dot{m}_{Rauchgas,aus} = 20,936 + 0,011 + 0,127 + 0,355 = 21,429\ \frac{kg}{s}$$

Obwohl die Wassereinspritzung und die Kalkhydratzudosierung die Rauchgaszusammensetzung verändern, werden die Stoffwerte berechnet, als wäre diese konstant. Die isobare, spezifische Wärmekapazität des Rauchgases am Austritt lässt sich mit dem Polynomansatz mittels Gleichungssatz (4.8) aus Kapitel 4.1.2 berechnen.

$$\text{Es gilt:} \qquad c_{p,Rauchgas,aus} \approx c_{p,Rauchgas,ein}$$

$$\dot{Q}_{Rauchgas,aus} = \dot{m}_{Rauchgas,aus} \cdot c_{p,Rauchgas,aus} \cdot \vartheta_{Rauchgas,aus} \tag{4.46}$$

$$\dot{Q}_{Rauchgas,aus} = 21,429 \cdot 1,15 \cdot 150 = 3715\ kW$$

Rückstand:
Ein Teil des im Gewebefilter abgeschiedenen Feststoffs wird dem Absorber wieder zugeführt und ein anderer Teil verlässt das System als Rückstand. Dieser Rückstand ist ein

Gemisch aus Kalkverbindungen, Asche, Staub, Braunkohlenkoks und anderen Verbindungen, welche im Rauchgas enthalten sind. Der anfallende Rückstand wird zuerst gelagert und dann mit der Bahn wegtransportiert. Dabei erfolgt eine Wiegung, mit welcher der ausgeschiedene Rückstand berechnet wurde (hier wurde wiederum das Referenzmonat Juli 2012 herangezogen)

$$\dot{m}_{Rückstand} = \frac{m_{Rückstand,Juli2012}}{Bh_{Juli2012}} = \frac{317}{691,5} = 0,12734 \ \frac{kg}{s} \tag{4.47}$$

Da mit diesem Verfahren aufgrund der niedrigen Temperaturen hauptsächlich Chlor abgeschieden wird, sind die Hauptbestandteile des Rückstands Calciumchlorid und Calciumchloridhydrate. Aufgrund dessen und der geringen Mengen, welche in das System eingebracht werden, kann die Wärmekapazität mit $c_p = 1kJ/kgK$ näherungsweise angenommen werden. Tabelle 7 untermauert diese Annahme:

Hauptbestandteile	Wärmekapazitäten bei 20°C $[kJ/kgK]$
wasserfrei	$0,670$
Monohydrat	$0,840$
Dihydrat	$1,170$
Tetrahydrat	$1,340$

Tabelle 7: Wärmekapazitäten von Calciumchlorid-Hydrate [18]

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Rückstand} &= \dot{m}_{Rückstand} \cdot c_{p,Rückstand} \cdot \vartheta_{Rückstand} \\ \dot{Q}_{Rückstand} &= 0,1273 \cdot 1 \cdot 101 = 13 \ kW \end{aligned} \tag{4.48}$$

Elektrische Verbraucher:
Wie bereits in Kapitel 4.1.2, wurden auch hier mehrere Verbraucher zusammengefasst. Das Untersystem „Filterstaub,Transport“ enthält die Verbraucher:

- Zellradschleuse1 Filterstaub und 2
- Förderschnecke1 Filterstaub ,2 ,3 und 4.

Zum Untersystem „Kalk,Transport“ gehören:

- Förderluftgebläse
- Dosierzellrad Kalkhydrat.

Die Berechnung der elektrischen Verbraucher, deren Ergebnisse in Tabelle 8 aufgelistet sind, erfolgte analog zur Berechnung aus Kapitel 4.1.2.

VERBRAUCHER	KKS	I $[A]$	$cos\varphi$	t $[h]$	P $[kW]$	$P_{kont}[kW]$
Zellradschleuse1 Filterstaub	HDC10	0,5	0,81	24	0,3	0,3
Zellradschleuse2 Filterstaub	HDC10	0,5	0,81	24	0,3	0,3
Förderschnecke1 Filterstaub	HDC10		0,85	24		0,6
Förderschnecke2 Filterstaub	HDC10		0,84	24		0,6
Förderschnecke3 Filterstaub	HDC10		0,85	24		0,6
Förderschnecke4 Filterstaub	HDC10		0,84	24		0,6
Förderluftgebläse	HRJ11	7	0,89	24	4,3	4,3
Dosierzellrad Kalkhydrat	HRJ20	0,6	0,99	24	0,4	0,4
Betriebswasserpumpe	HTQ12	27,7	0,91	24	17,5	17,5
Beheizung	HDH	22,5	1	2,5	15,6	1,6
Summe						**26,8**

Tabelle 8: Elektrische Verbraucher des Systems Turboabsorber und Gewebefilter

4.2.2 Aktivkoksfilter und Saugzug

Aufgrund des hohen Wärmeeintrages des Saugzug, was zu einer markanten Aufwärmung des Racuhgases führt, kann dieser bei den folgenden Betrachtungen nicht vernachlässigt werden.

4.2.2.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen

Abbildung 20 soll die Grenzen des Systems "Akoksfilter und Saugzug", welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen.

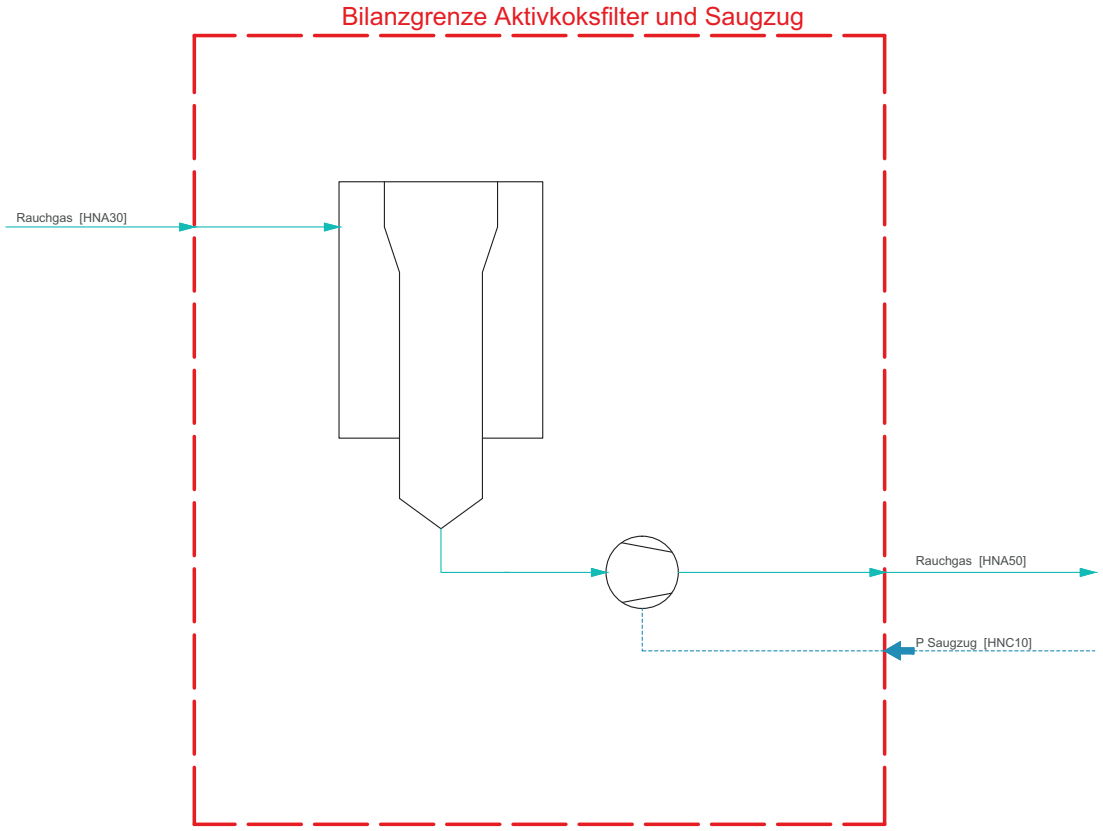

Abbildung 20: Systemgrenze Aktivkoksfilter und Saugzug

Massenbilanz:

$$\dot{m}_{RG,ein,Akoks} = \dot{m}_{RG,aus,SZ} \tag{4.49}$$

Energiebilanz:

$$\dot{Q}_{RG,ein,Akoks} + P_{Saugzug} = \dot{Q}_{RG,aus,SZ} \tag{4.50}$$

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 9 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

RG	Rauchgas
Akoks	Aktivkoksfilter
SZ	Saugzug

Tabelle 9: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.2.2

4.2.2.2 Berechnungen und Ergebnisse

Eintretendes Rauchgas:
Die Zusammensetzung und Eigenschaften des in den Aktivkoksfilter eintretenden Rauchgases entsprechen denen, des aus dem Gewebefilter austretenden Rauchgas. Die Werte werden deswegen aus Kapitel 4.2.1.2 übernommen. Für den Massenstrom gilt Folgendes

$$\dot{m}_{RG,ein,Akoks} = \dot{m}_{RG,aus,Gewebefilter} - \dot{m}_{ReziGas} \tag{4.51}$$
$$\dot{m}_{RG,ein,Akoks} = 21,429 - 3,995 = 17,434 \ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_{RG,ein,Akoks} = \dot{m}_{RG,ein,Akoks} \cdot c_{p,RG,ein,Akoks} \cdot \vartheta_{RG,ein,Akoks} \tag{4.52}$$
$$\dot{Q}_{RG,ein,Akoks} = 17,434 \cdot 1,151 \cdot 153 = 3070 \ kW$$

Austretendes Rauchgas:
Da diesem System keine Massenströme kontinuierlich zugeführt werden, kann davon ausgegangen werden, dass der eintretende Rauchgasmassenstrom, dem austretenden entspricht. Der zur Adsorption eingebrachte Steinkohlenkoks wird nur selten getauscht und adsorbiert auch keine nennenswerten Mengen an Material. Deswegen wird dieser nicht in der Massenbilanz berücksichtigt.

$$\text{Es gilt:} \qquad \dot{m}_{RG,aus,SZ} = \dot{m}_{RG,ein,Akoks}$$

Da der Aktivkoksfilter nur mehr für die Feinreinigung des Rauchgases verantwortlich ist, kann die Annahme getroffen werden, dass die Zusammensetzung des Rauchgases annähernd gleich bleibt. Die Wärmekapazität muss mit dem Polynomansatz nach Gleichungssatz (4.8) bei der Austrittstemperatur angepasst werden.

$$\dot{Q}_{RG,aus,SZ} = \dot{m}_{RG,aus,SZ} \cdot c_{p,RG,aus,SZ} \cdot \vartheta_{RG,aus,SZ} \tag{4.53}$$
$$\dot{Q}_{RG,aus,SZ} = 17,434 \cdot 1,153 \cdot 158 = 3175 \ kW$$

Saugzug:
Der Saugzug transportiert die ganze Rauchgasmenge vom Kessel durch die Rauchgasreinigungsanlage bis zum Kamin. Seine benötigte Leistung errechnet sich nach folgender Formel

$$P_{Saugzug} = \frac{\dot{V}_{B,Rauchgas} \cdot \Delta p}{1000 \cdot \eta_{Saugzug}} \tag{4.54}$$

$$P_{Saugzug} = \frac{77226 \cdot 6900}{1000 \cdot 3600 \cdot 0,864} = 171,26\ kW$$

Dabei wird die totale Druckdifferenz kontinuierlich gemessen und der Wirkungsgrad des Saugzuges war dem dazugehörigen Datenblatt zu entnehmen. Zusätzlich wurde beim Saugzug mittels Leistungsmessgerät die tatsächlich verbrauchte Energiemenge über einen bestimmten Zeitraum gemessen und die Leistung berechnet. Der gemessene Wert von $215,27kW$ ist etwa 25 % höher, als jener der Berechnung durch Gleichung (4.54).

Elektrische Verbraucher:

VERBRAUCHER	KKS	I $[A]$	$cos\varphi$	t $[h]$	P $[kW]$	$P_{kont}[kW]$
Saugzug	HNC10			24		171,3

Tabelle 10: Elektrische Verbraucher des Systems Aktivkokasfilter und Saugzug

4.2.3 Selektive katalytische Reduktion

4.2.3.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen

Abbildung 21 soll die Grenzen des Systems “selektive katalytische Reduktion“, welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen.

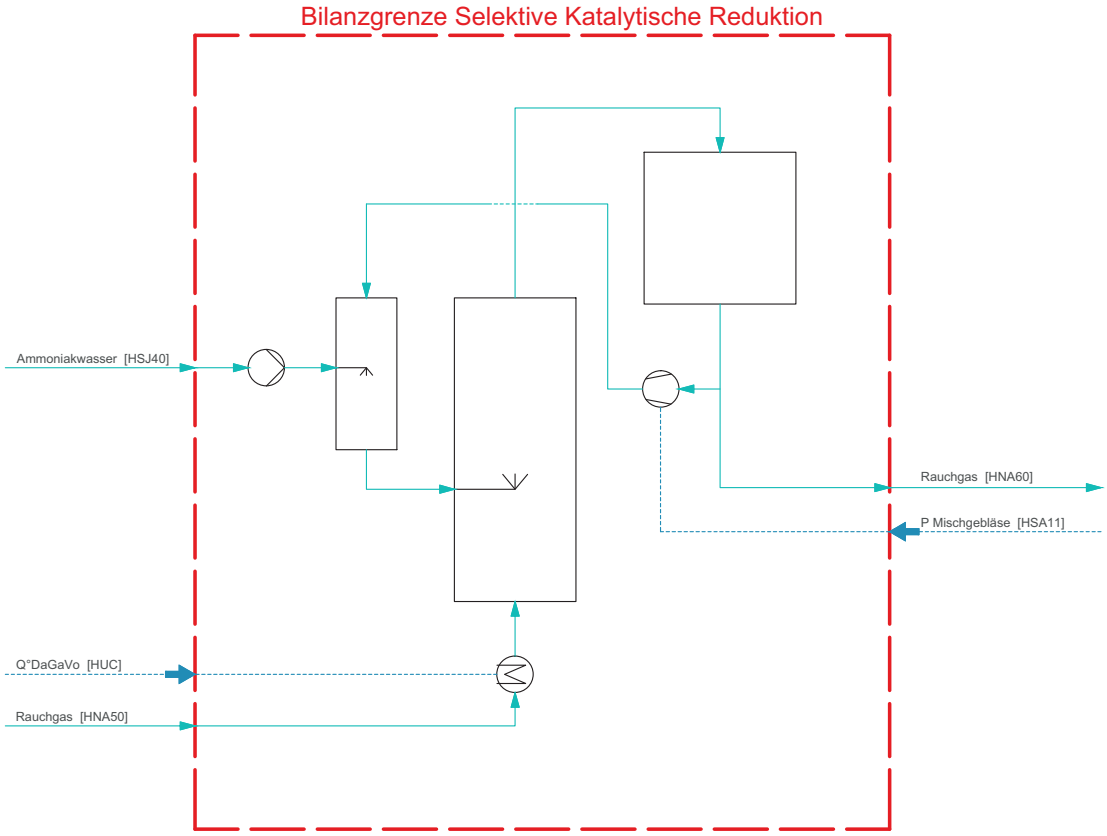

Abbildung 21: Systemgrenze selektive katalytische Reduktion

Massenbilanz:

$$\dot{m}_{RG,ein,SCR} + \dot{m}_{Ammoniakwasser} = \dot{m}_{RG,aus,SCR} \tag{4.55}$$

Energiebilanz:

$$\dot{Q}_{RG,ein,SCR} + \dot{Q}_{Ammoniakwasser} + \dot{Q}_{DaGaVo} = \dot{Q}_{RG,aus,SCR} \tag{4.56}$$

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 11 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

RG	Rauchgas
SCR	selektive katalytische Reduktion
DaGaVo	Dampf-Gas-Vorwärmer

Tabelle 11: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.2.3

4.2.3.2 Berechnungen und Ergebnisse

Eintretendes Rauchgas:
Das in das System „selektive katalytische Reduktion“ eintretende Rauchgas entspricht dem, aus dem System „Aktivkoksfilter und Saugzug“ austretenden Rauchgas. Die Werte werden deswegen aus Kapitel 4.2.2.2 übernommen.

Ammoniakwasser:
25 %iges Ammoniakwasser wird aus einem im freien stehenden Behälter gepumpt und in einen Sprühverdampfer geleitet. Der Massenstrom wurde geschätzt:

$$\dot{m}_{Ammoniakwasser} = 20\ \frac{kg}{h} = 0,006\ \frac{kg}{s} \tag{4.57}$$

Für die Wärmekapazität einer solchen wässrigen Lösung konnte mit Hilfe von [17] für eine ca 23,7 %ige Ammoniakwasserlösung ein Wert ermittelt werden. Dieser kann näherungsweise für die gegenständlichen Berechnungen herangezogen werden. Als Temperatur wird wiederum die Umgebungstemperatur herangezogen, da sich der Behälter im Freien befindet.

$$\dot{Q}_{Ammoniakwasser} = \dot{m}_{Ammoniakwasser} \cdot c_{p,Ammoniakwasser} \cdot \vartheta_{Ammoniakwasser} \tag{4.58}$$
$$\dot{Q}_{Ammoniakwasser} = 0,006 \cdot 4,37 \cdot 25 = 1\ kW$$

Austretendes Rauchgas:
Der Massenstrom des austretenden Rauchgases wurde über die Massenbilanz dieses Systems errechnet.

$$\dot{m}_{RG,aus,SCR} = \dot{m}_{RG,ein,SCR} + \dot{m}_{Ammoniakwasser} \tag{4.59}$$
$$\dot{m}_{RG,aus,SCR} = 17,434 + 0,006 = 17,440\ \frac{kg}{s}$$

Dieser errechnete Wert $\dot{m}_{Rauchgas,aus} = 17,440\ \frac{kg}{s}$ wurde mit Hilfe der am Kamin gemessenen Werte für Volumenstrom, Feuchte und Zusammensetzung überprüft. Es ergab einen Rauchgasmassenstrom von $\dot{m}_{Rauchgas,aus} = 16,416\ \frac{kg}{s}$. Der kontrollierte Wert weicht also um etwa 5 % ab, was aufgrund der getroffenen Vereinfachungen und Annahmen durchaus realisitisch erscheint.
Um den in den Kamin geführten Wärmestrom zu berechnen, wurde die Wärmekapazität mit Hilfe des Gleichungssatzes (4.8) bei der gegebenen Temperatur angepasst.

$$\dot{Q}_{RG,aus,SCR} = \dot{m}_{RG,aus,SCR} \cdot c_{p,RG,aus,SCR} \cdot \vartheta_{RG,aus,SCR} \tag{4.60}$$
$$\dot{Q}_{RG,aus,SCR} = 17,440 \cdot 1,162 \cdot 185 = 3747\ kW$$

Dampf-Gas-Vorwärmung:
Bevor das Rauchgas in die SCR-Anlage kommt, muss dieses vorgewärmt werden; dies geschieht mit Mitteldruckdampf. Da dampfseitig keine Messungen vorhanden sind, wird der übertragene Wärmestrom über die Aufheizung des Rauchgases berechnet.

$$\dot{Q}_{DaGaVo} = \dot{m}_{Rauchgas} \cdot \bar{c}_{p,Rauchgas} \cdot \Delta\vartheta_{Rauchgas} \tag{4.61}$$

$$\dot{Q}_{DaGaVo} = 17,434 \cdot \frac{1,153 + 1,162}{2} \cdot (187 - 158) = 585\ kW$$

Elektrische Verbraucher:
Die Berechnung der elektrischen Verbraucher, deren Ergebnisse in Tabelle 12 dargestellt sind, erfolgte analog zur Berechnung aus Kapitel 4.1.2. Das Sperrluftgebläse scheint jedoch in der Bilanz nicht auf, da es keine Massen in das bilanzierte System fördert.

VERBRAUCHER	KKS	I [A]	$cos\varphi$	t [h]	P [kW]	P_{kont}[kW]
Sperrluftgebläse	HNW10	5,2	0,85	24	3,1	3,1
Mischgasgebläse1 Sprühverdampfer	HSA11	17,6	0,88	24	10,7	10,7
Summe						**13,8**

Tabelle 12: Elektrische Verbraucher des Systems selektive katalytische Reduktion

4.2.4 Diskussion der Ergebnisse

Masse [kg/s]

Input			Output
Rauchgas	20,936	21,429	Rauchgas
Betriebswasser	0,3556	0,127	Rückstand
Sorbens	0,211		
Druckluft	0,011		
Summe	21,513	21,556	Summe

Energie [kW]

Input			Output
Rauchgas	5272	3715	Rauchgas
Betriebswasser	59	13	Rückstand
Sorbens	6		
Summe	5376	3728	Summe

Tabelle 13: Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Turboabsorber und Gewebefilter

Bei Betrachtung der Ergebnisse des Systems Turboabsorber und Gewebefilter in Tabelle 13 sieht man, die fast vollkommen geschlossene Massenbilanz dieses Systems. Dies kommt daher, dass der austretende Rauchgasmassenstrom nicht gemessen, sondern über eine solche Bilanz errechnet wird. Die große Differenz in der Energiebilanz entsteht durch die Nicht-Beachtung der Zusammensetzungsänderung des Rauchgases vor und nach dem Turboabsorber und Gewebefilter, sowie durch etwaige andere Verluste. Dadurch wird das eingespritzte Wasser, welches weiters als Wasserdampf im Rauchgas vorliegt, energetisch nicht berücksichtigt. Die Differenz entspricht also beinahe der Verdampfungsenthalpie des eingespritzten Betriebswassers.

Zu Tabelle 14 lässt sich sagen, dass die Differenz der Energiebilanz aufgrund von Verlusten des Saugzugs bei der Energieumwandlung auftritt.

Die geschlossene Massenbilanz der selektiven katalytischen Reduktion (siehe Tabelle 15 ergibt sich wiederum dadurch, dass hier keine Messwerte für die Bilanzierung herangezogen wurden. Die Energiebilanz schließt beinahe ebenso, weil hier die Dampf-Gas-Vorwärmung über eine Energiebilanz berechnet wurde. Man erkennt in Tabelle 15, dass der energetische Beitrag des Ammoniakwassers, aufgrund der geringen Mengen und Temperaturen vernachlässigbar ist.

Masse [kg/s]

Input			Output
Rauchgas	17,434	17,434	Rauchgas
Summe	17,434	17,434	Summe

Energie [kW]

Input			Output
Rauchgas	3070	3175	Rauchgas
P Saugzug	171		
Summe	3241	3175	Summe

Tabelle 14: Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Aktivkoksfilter und Saugzug

Masse [kg/s]

Input			Output
Rauchgas	17,434	17,440	Rauchgas
Ammoniakwasser	0,006		
Summe	17,440	17,440	Summe

Energie [kW]

Input			Output
Rauchgas	3175	3747	Rauchgas
Ammoniakwasser	1		
Q DaGaVo	585		
Summe	3760	3747	Summe

Tabelle 15: Ergebnisse der Bilanzierung des Systems selektive katalytische Reduktion

4.3 Wasser-Dampf-Kreislauf

Der Wasser-Dampf-Kreislauf ist ein komplex geschaltetes, dynamisches System, welches aus einer Vielzahl Komponenten besteht. Für die Beschreibung dieses Systems ist es notwendig, einige Vereinfachungen zu treffen.
So wird bei allen behandelten Wärmetauschern von Druckverlusten und Unterkühlung des Mediums abgesehen. Komponenten, welche dem An- und Abfahren des Kraftwerks dienen, wurden aus den Betrachtungen ausgeschlossen. Zur Bestimmung einiger Massenströme musste aufgrund fehlender Messungen auf ein iteratives Verfahren zurückgegriffen werden, welches von den Messwerten des Frischdampfes ausgeht und sich mit Hilfe von Annahmen den restlichen Werten der Massenströme nach und nach nähert. Abbildung 22 zeigt die berechneten Ergebnisse nach 3 Iterationsschritten, mit welchen die Bilanzierung weiters erstellt wurde.

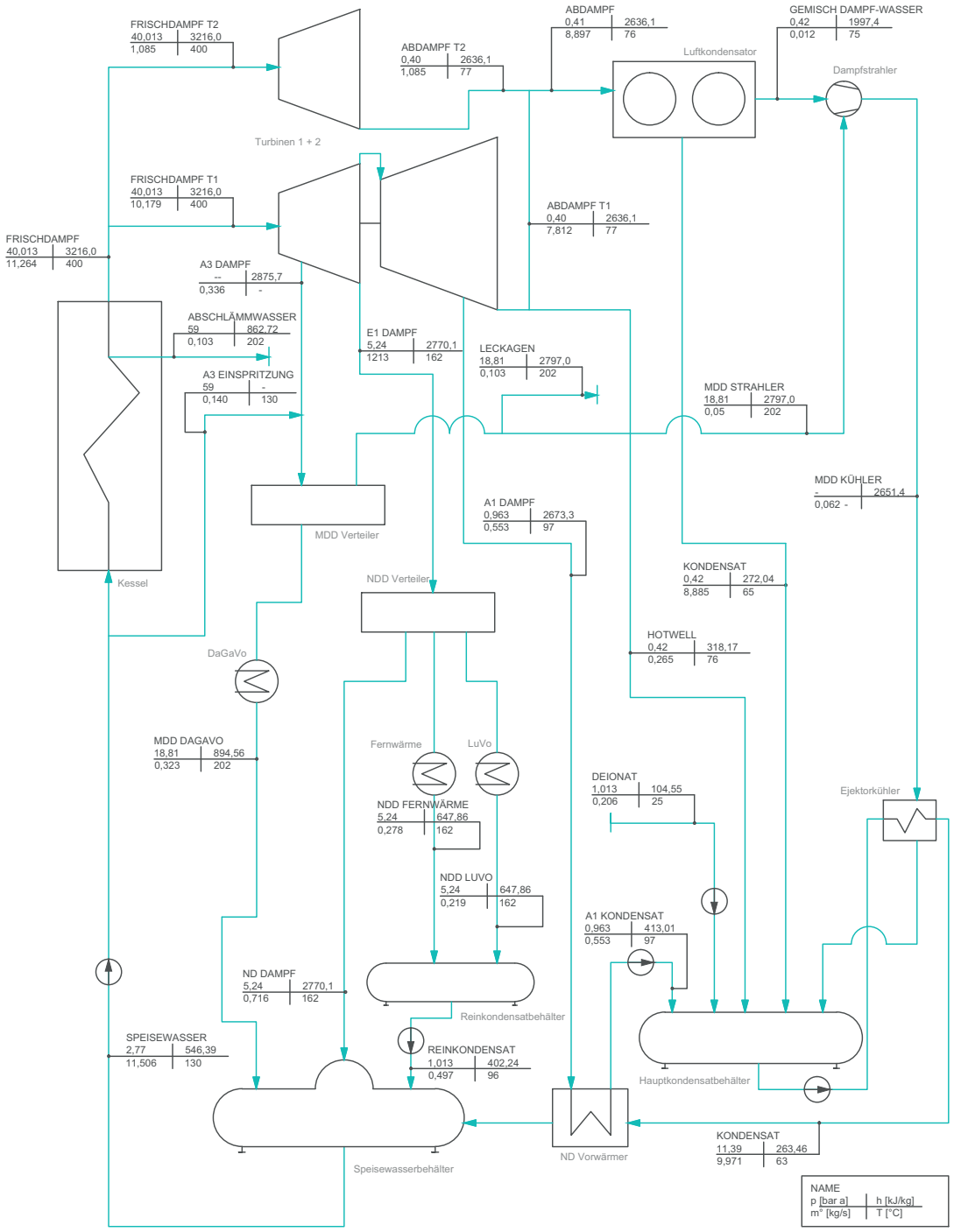

Abbildung 22: Wasser-Dampfkreislauf mit Ergebnissen aus iterativer Berechnung (Sommerbetrieb)

4.3.1 Hauptkondensatbehälter

4.3.1.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen

Abbildung 23 soll die Grenzen des Systems “Hauptkondensatbehälter“, welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen.

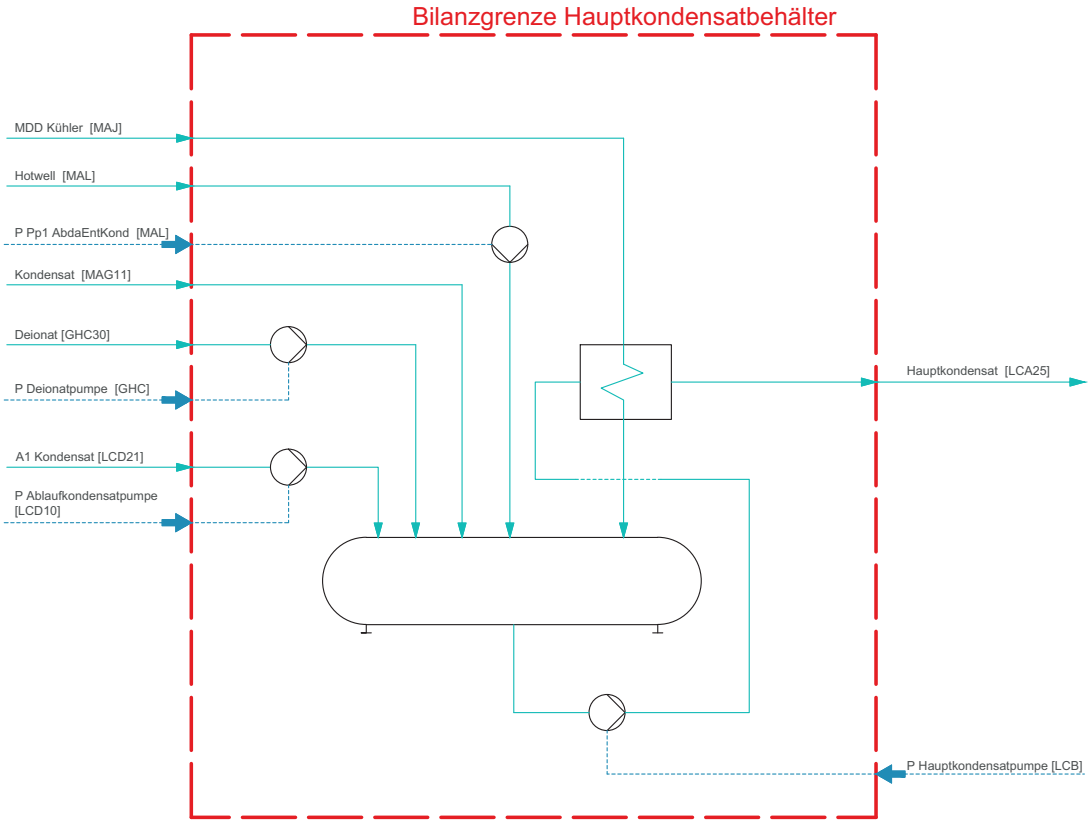

Abbildung 23: Systemgrenze Hauptkondensatbehälter

Massenbilanz:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Kondensat,ein} + \dot{m}_{Deionat} + \dot{m}_{A1Kondensat} \; + \\ + \dot{m}_{MDDKühler} + \dot{m}_{Hotwell} \quad = \quad \dot{m}_{Kondensat,aus} \end{aligned} \tag{4.62}$$

Energiebilanz:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Kondensat,ein} + \dot{Q}_{Deionat} + P_{Deionatpumpe} + \dot{Q}_{A1Kondensat} + \\ + \dot{Q}_{MDDKühler} + \dot{Q}_{Hotwell} \quad = \quad \dot{Q}_{Kondensat,aus} \end{aligned} \tag{4.63}$$

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 16 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

MDD	Mitteldruckdampf
Pp AbdaEntKond	Abdampf Entnahmekondensatpumpe

Tabelle 16: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.1

4.3.1.2 Berechnungen und Ergebnisse

Alle Massenströme, mit Ausnahme des Deionats, Hotwells und des MDD Kühlers, wurde auf iterative Weise berechnet, wie schon in Kaptel 4.3 erwähnt wurde.

Der Deionatstrom konnte mit Hilfe der Behälterfüllstände von Deionat und Hilfskessel berechnet werden, indem dieser eine gewisse Zeit aufgezeichnet wurde. Damit wurde ein Deionatmassenstrom von $\dot{m}_{Deionat} = 0,206\ \frac{kg}{s}$ ermittelt. Für dessen Wärmeeintrag wurde die Umgebungstemperatur und Atmosphärendruck herangezogen.

$$\dot{Q}_{Deionat} = \dot{m}_{Deionat} \cdot h_{Deionat} \tag{4.64}$$
$$\dot{Q}_{Deionat} = 0,206 \cdot 104,55 = 22\ kW$$

Der Dampfmassenstrom, welcher in den Ejektorkühler eintritt, wurde unter Zuhilfenahme der Auslegungsdaten des Dampfstrahlers sowie einer Schätzung in Kapitel 4.3.8.2 errechnet. Ebenso befindet sich in der Bilanzierung des Systems “Luftkondensator“ die Berechnung des damit eingebrachten Wärmestromes.

Die Massen- und Wärmestromermittlung des A1-Dampfes bzw. Kondensates kann in Kapitel 4.3.2.2 nachvollzogen werden.

Der Hotwell ist das Kondensat, welches in der Abdampfleitung der Turbine 1 anfällt. Es wird gesammelt und füllstandgeregelt in den Hauptkondensatbehälter gepumpt. Seine Berechnung erfolgte mit Hilfe der Abdampfkondensatpumpenkennlinie und ihren Einschaltzeiten (diskontinuierlicher Betrieb). So wurde ein Hotwellmassenstrom von $\dot{m}_{Hotwell} = 0,265\ \frac{kg}{s}$ ermittelt. Für die Berechnung des Wärmestroms wurde der Druck vom Abdampf angenommen (siehe Kapitel 4.3.4.2) und eine Temperatur von etwa 65°C aufgrund der nichtisolierten Leitung hin zum Hauptkondensatbehälter, womit sich ein Wärmestrom von $\dot{Q}_{Hotwell} = 84\ kW$ ergab.
Mit Hilfe des iterativ ermittelten, eintretenden Kondensatmassenstromes und den vorhandenen Druck - und Temperaturmessungen, konnte dessen Wärmeeintrag in dieses System folgendermaßen errechnet werden:

$$\dot{Q}_{Kondensat,ein} = \dot{m}_{Kondensat,ein} \cdot h_{Kondensat,ein} \tag{4.65}$$
$$\dot{Q}_{Kondensat,ein} = 8,885 \cdot 322,88 = 2418\ kW$$

Der austretende Kondensatmassenstrom ergibt sich über Gleichung (4.62) zu $\dot{m}_{Kondensat,aus} = 9,971\ \frac{kg}{s}$. Die gemessenen Temperatur und Druck, führen gemeinsam mit der Wasser-Dampf-Tafel zur spezifischen Enthalpie des austretenden Kondensates und so zu dessen Wärmestrom:

$$\dot{Q}_{Kondensat,aus} = \dot{m}_{Kondensat,aus} \cdot h_{Kondensat,aus} \tag{4.66}$$
$$\dot{Q}_{Kondensat,aus} = 9,971 \cdot 263,46 = 2627\ kW$$

Elektrische Verbraucher:
Die Berechnung der elektrischen Verbraucher, deren Ergebnisse in Tabelle 17 dargestellt sind, erfolgte analog zur Berechnung aus Kapitel 4.1.2.

VERBRAUCHER	KKS	I $[A]$	$cos\varphi$	t $[h]$	P $[kW]$	$P_{kont}[kW]$
Deionatpumpe	GHC12	3	0,78	14	1,6	1,0
Hauptkondensatpumpe	LCB12	41	0,88	24	25,0	25,0
AblaufkondensatPumpe	LCD10	3,3	0,85	24	1,9	1,9
Abdampf Entnahmekondesatpumpe	MAL94	2,2	0,88	6	1,3	0,3
Summe						**28,2**

Tabelle 17: Elektrische Verbraucher des Systems Hauptkondensatbehälter

4.3.2 Speisewasserbehälter

4.3.2.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen

Abbildung 24 soll die Grenzen des Systems "Speisewasserbehälter", welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen.

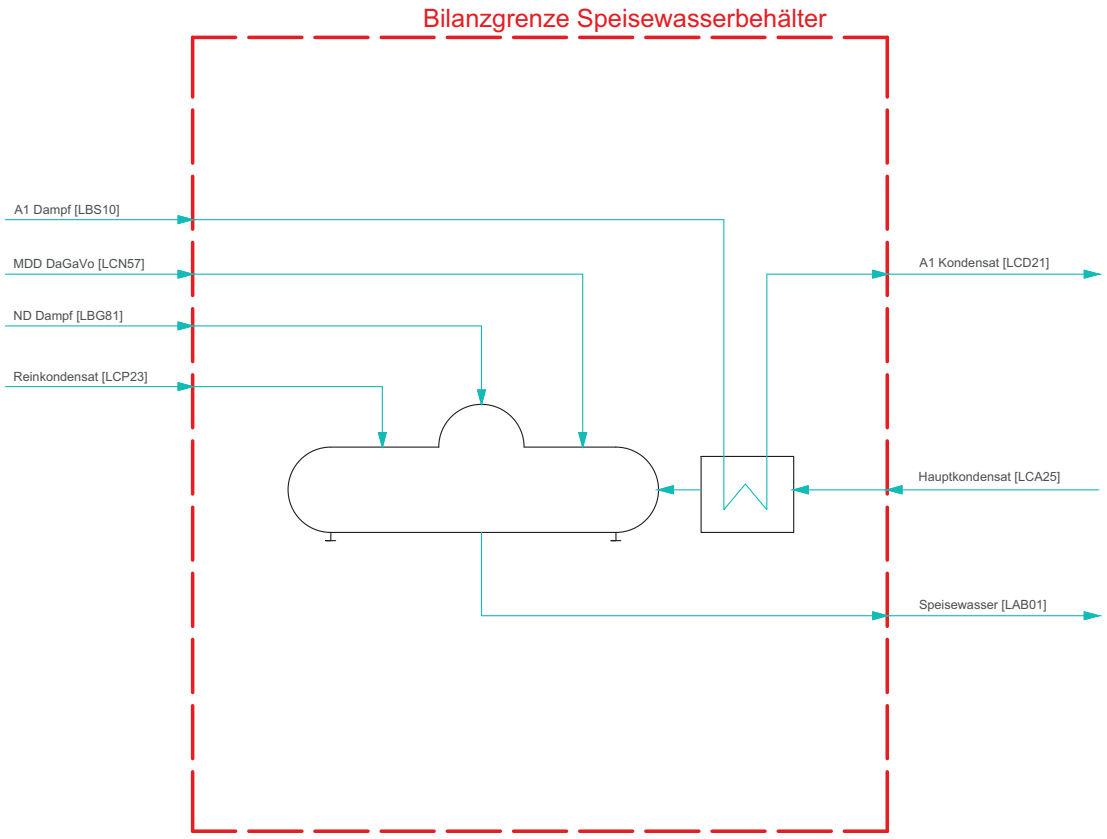

Abbildung 24: Systemgrenze Speisewasserbehälter

Massenbilanz:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Hauptkondensat} + \dot{m}_{Reinkondensat} + \dot{m}_{A1Dampf} + \dot{m}_{NDDampf} + \\ + \dot{m}_{MDDDaGaVo} \quad = \quad \dot{m}_{Speisewasser} + \dot{m}_{A1Kondensat} \end{aligned} \tag{4.67}$$

Energiebilanz:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Hauptkondensat} + \dot{Q}_{Reinkondensat} + \dot{Q}_{A1Dampf} + \dot{Q}_{NDDampf} + \\ + \dot{Q}_{MDDDaGaVo} \quad = \quad \dot{Q}_{Speisewasser} + \dot{Q}_{A1Kondensat} \end{aligned} \tag{4.68}$$

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 18 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

ND	Niederdruck
NDD	Niederdruckdampf
MDD	Mitteldruckdampf
DaGaVo	Dampf-Gas-Vorwärmer
SpW	Speisewasser
Kond	Kondensat
RKond	Reinkondensat

Tabelle 18: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.2

4.3.2.2 Berechnungen und Ergebnisse

Der in den Niederdruckvorärmer eintretende Kondensatstrom entspricht, dem in Kapitel 4.3.1.2 errechneten, aus dem Hauptkondensatbehälter austretenden Kondensatstrom.

$\dot{m}_{Reinkondensat}$ ergibt sich aus der Summe der in den Reinkondensatbehälter eintretenden Ströme (siehe Kapitel 4.3.3.2). Der Wärmestrom des Reinkondensates wird in dem selben Kapitel bestimmt.

Zur Bestimmung des Massenstromes des A1-Dampfes bzw. A1-Kondensates bietet sich eine Energiebilanz des Niederdruckvorwärmers an. Die Enthalpie des A1-Dampfes kann aus der Wasser-Dampf-Tafel bei gemessenen Druck und Temperatur ausgelesen werden. Ebenso kann die Enthalpie des A1-Kondensates so bestimmt werden, wenn von keiner Unterkühlung ausgegangen wird.

$$\dot{m}_{A1Dampf} = \frac{\dot{m}_{Kondensat} \cdot \bar{c}_{p,Kondensat} \cdot \Delta\vartheta_{Kondensat}}{h_{A1Dampf} - h'_{A1Dampf}} \tag{4.69}$$

Da dieser Wert aufgrund der iterativen Ermittlung des Kondensatmassenstromes schwankte, wurde ein Mittelwert für die Bilanzierung herangezogen. Es war zu sehen, dass sich $\dot{m}_{A1Dampf}$, $0,553\ \frac{kg}{s}$ näherte.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{A1Dampf} &= \dot{m}_{A1Dampf} \cdot h_{A1Dampf} \\ \dot{Q}_{A1Dampf} &= 0,553 \cdot 2673,3 = 1478\ kW \end{aligned} \tag{4.70}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{A1Kondensat} &= \dot{m}_{A1Dampf} \cdot h'_{A1Dampf} \\ \dot{Q}_{A1Kondensat} &= 0,553 \cdot 413,01 = 228\ kW \end{aligned} \tag{4.71}$$

Der Niederdruckdampf, welcher zur Entgasung des Speisewassers in den Speisewasserbehälter geleitet wird, kann über die Aufheizung der eintretenden Massenströme errechnet werden. Die Enthalpie des ND-Dampfes kann aus den Parametern des Niederdruckdampfverteilers ($p = 5,24$bar, $T = 164°$C) bestimmt werden. Folgende Gleichungen halfen bei

der Bestimmung des ND-Dampf-Massenstromes:

$$\dot{m}_{Speisewasser} = \dot{m}_{Kondensat} + \dot{m}_{Reinkondensat} + \dot{m}_{NDDampf} + \dot{m}_{MDDDaGaVo} \tag{4.72}$$

$$\dot{Q}_{Speisewasser} = \dot{Q}_{Kondensat} + \dot{Q}_{Reinkondensat} + \dot{Q}_{NDDampf} + \dot{Q}_{MDDDaGaVo} \tag{4.73}$$

somit folgt:

$$\dot{m}_{NDD} = \frac{1}{h_{NDD} - h_{SpW}} \cdot [(\dot{m}_{Kond} + \dot{m}_{Rkond} + \dot{m}_{MDDDaGaVo}) \cdot h_{SpW} - \\ - \dot{m}_{Kond} \cdot h_{Kond} - \dot{m}_{Rkond} \cdot h_{Rkond} - \dot{m}_{MDDDaGaVo} \cdot h_{MDD}] \tag{4.74}$$

Da der so ermittelte Massenstrom, ebenso wie der Wert für den A1-Dampf schwankte, wurde auch hier ein Mittelwert für die weitere Bilanzierung herangezogen ($\dot{m}_{NDDampf} = 0,716\ \frac{kg}{s}$ und $\dot{Q}_{NDDampf} = 1983\ kW$).
Zur Bestimmung des Dampfmassenstromes, welcher über den DaGaVo geführt wird, wird dieser Wärmeübertrager energetisch bilanziert, wobei die Enthalpie des eintretenden Dampfes aus den Parametern des Mitteldruckdampfverteilers (18, 81 bar, 202° C) bestimmt werden kann und die Enthalpie des austretenden Kondensates durch die selben Parameter, jedoch an der Siedelinie. Die von einem Medium an das andere übertragene Wärme wurde bereits in Kapitel 4.2.3.2 bestimmt.

$$\dot{m}_{MDD,DaGaVo} = \frac{\dot{Q}_{DaGaVo}}{h_{MDD} - h'_{MDD}} \tag{4.75}$$

$$\dot{m}_{MDD,DaGaVo} = \frac{585}{2797 - 894,56} = 0,323\ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_{MDD,DaGaVo} = \dot{m}_{MDD,DaGaVo} \cdot h'_{MDD} \tag{4.76}$$

$$\dot{Q}_{MDD,DaGaVo} = 0,323 \cdot 894,56 = 289\ kW$$

Das Speisewasser wurde durch eine Massenbilanz über den Speisewasserbehälter ermittelt. Diese Berechnung ergab einen Speisewassermassenstrom von $11,506\ \frac{kg}{s}$. Da Temperatur und Druck des Speisewasser stets überwacht werden, konnte die Enthalpie leicht ermittelt werden, und so auch der Wärmestrom.

$$\dot{Q}_{Speisewasser} = \dot{m}_{Speisewasser} \cdot h_{Speisewasser} \tag{4.77}$$

$$\dot{Q}_{Speisewasser} = 11,506 \cdot 546,39 = 6287\ kW$$

4.3.3 Reinkondensatbehälter

4.3.3.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen

Abbildung 25 soll die Grenzen des Systems “Reinkondensatbehälter“, welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen.

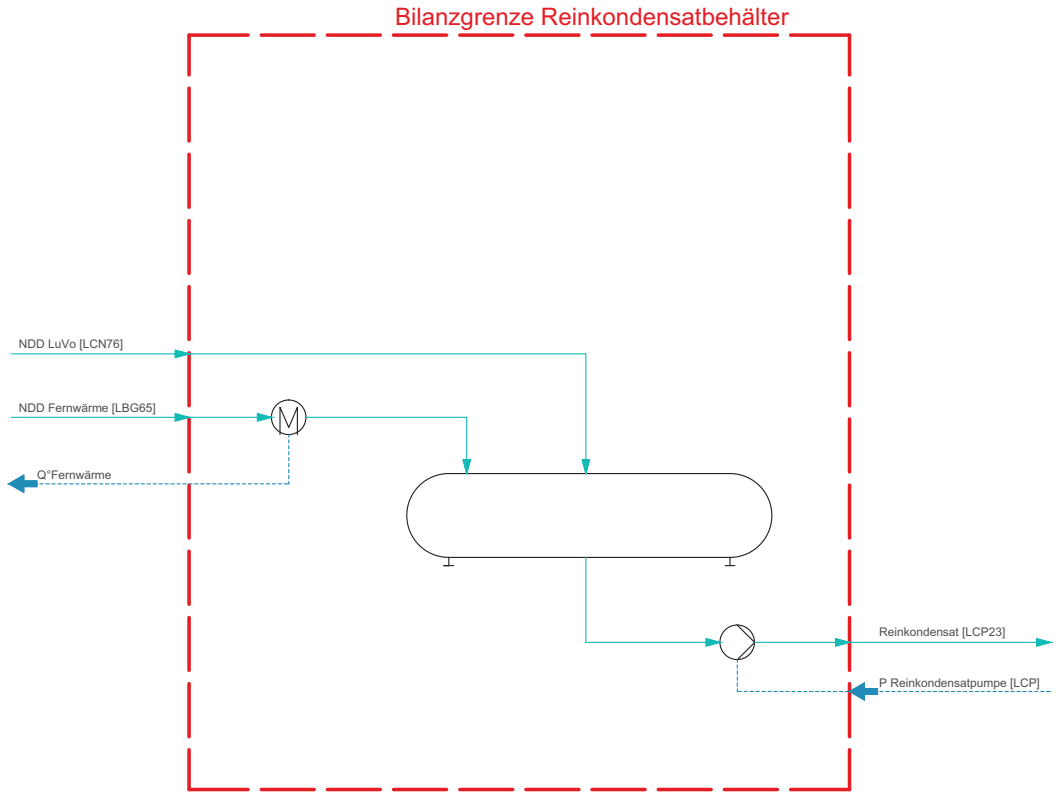

Abbildung 25: Systemgrenze Reinkondensatbehälter

Massenbilanz:

$$\dot{m}_{NDD,Fernwärme} + \dot{m}_{NDD,LuVo} \quad = \quad \dot{m}_{Reinkondensat} \tag{4.78}$$

Energiebilanz:

$$\dot{Q}_{NDD,Fernwärme} + \dot{Q}_{NDD,LuVo} \quad = \quad \dot{Q}_{Reinkondensat} + \dot{Q}_{Fernwärme} \tag{4.79}$$

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 19 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

NDD	Niederdruckdampf
LuVo	Luftvorwärmer

Tabelle 19: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.3

4.3.3.2 Berechnungen und Ergebnisse

Auf die selbe Art und Weise wie der Dampfmassenstrom des Dampf-Gasvorwärmers in Kapitel 4.3.2.2 berechnet wurde, wird auch der Dampfmassenstrom, welcher über den Fern-wärmetauscher geführt wird, berechnet. Da der, als Fernwärme ausgekoppelte Wärmestrom, ein wichtiger Prozessparameter für den Anlagenbetrieb ist, wird dieser auch kontinuierlich gemessen und aufgezeichnet. Im stationären Betrieb der Anlage wurde ein Wärmestrom von 590 kW abgelesen. Mit den Parametern des ND-Dampfverteilers kann der Massenstrom ermittelt werden:

$$\dot{m}_{NDD,Fernwärme} = \frac{\dot{Q}_{Fernwärme}}{h_{NDD} - h'_{NDD}} \tag{4.80}$$
$$\dot{m}_{NDD,Fernwärme} = \frac{590}{2770,1 - 647,86} = 0,278 \ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_{NDD,Fernwärme} = \dot{m}_{NDD,Fernwärme} \cdot h_{NDD} \tag{4.81}$$
$$\dot{Q}_{NDD,Fernwärme} = 0,278 \cdot 2770,1 = 770 \ kW$$

Auch der Dampfmassenstrom über den Luftvorwärmer wird auf analoge Art und Weise berechnet. Der an die Luft übertragene Wärmestrom wurde bereits in Kapitel 4.1.2 behandelt.

$$\dot{m}_{NDD,LuVo} = \frac{\dot{Q}_{LuVo}}{h_{NDD} - h'_{NDD}} \tag{4.82}$$
$$\dot{m}_{NDD,LuVo} = \frac{465}{2770,1 - 647,86} = 0,219 \ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_{NDD,LuVo} = \dot{m}_{NDD,LuVo} \cdot h_{NDD} \tag{4.83}$$
$$\dot{Q}_{NDD,LuVo} = 0,219 \cdot 647,86 = 770 \ kW$$

Betrachtet man die Massenbilanz aus Kapitel 4.3.3.1, so gilt für den Reinkondensatstrom Folgendes:

$$\dot{m}_{Reinkondensat} = 0,278 + 0,219 = 0,497 \ \frac{kg}{s}$$

Der Reinkondensatbehälter steht unter keinem erhöhten Druck und die Temperatur des Inhaltes konnte vor Ort abgelesen werden ($T = 96°$ C).

$$\dot{Q}_{Reinkondensat} = \dot{m}_{Reinkondensat} \cdot h_{Reinkondensat} \tag{4.84}$$
$$\dot{Q}_{Reinkondensat} = 0,497 \cdot 402,24 = 200 \ kW$$

Elektrische Verbraucher:
Die Berechnung der elektrischen Verbraucher, deren Ergebnisse in Tabelle 20 dargestellt sind, erfolgte analog zur Berechnung aus Kapitel 4.1.2.

VERBRAUCHER	KKS	I $[A]$	$cos\varphi$	t $[h]$	P $[kW]$	$P_{kont}[kW]$
Reinkondensatpumpe	LCP12	8,9	0,89	24	5,5	5,5

Tabelle 20: Elektrische Verbraucher des Systems Reinkondensatbehälter

4.3.4 Turbine 1

Für die energetische Beschreibung der beiden Turbinensysteme können die Leistungen nicht vernachlässigt werden, weswegen diese auch in der Bilanzierung berücksichtigt werden.

4.3.4.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen

Abbildung 26 soll die Grenzen des Systems "Turbine 1", welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen.

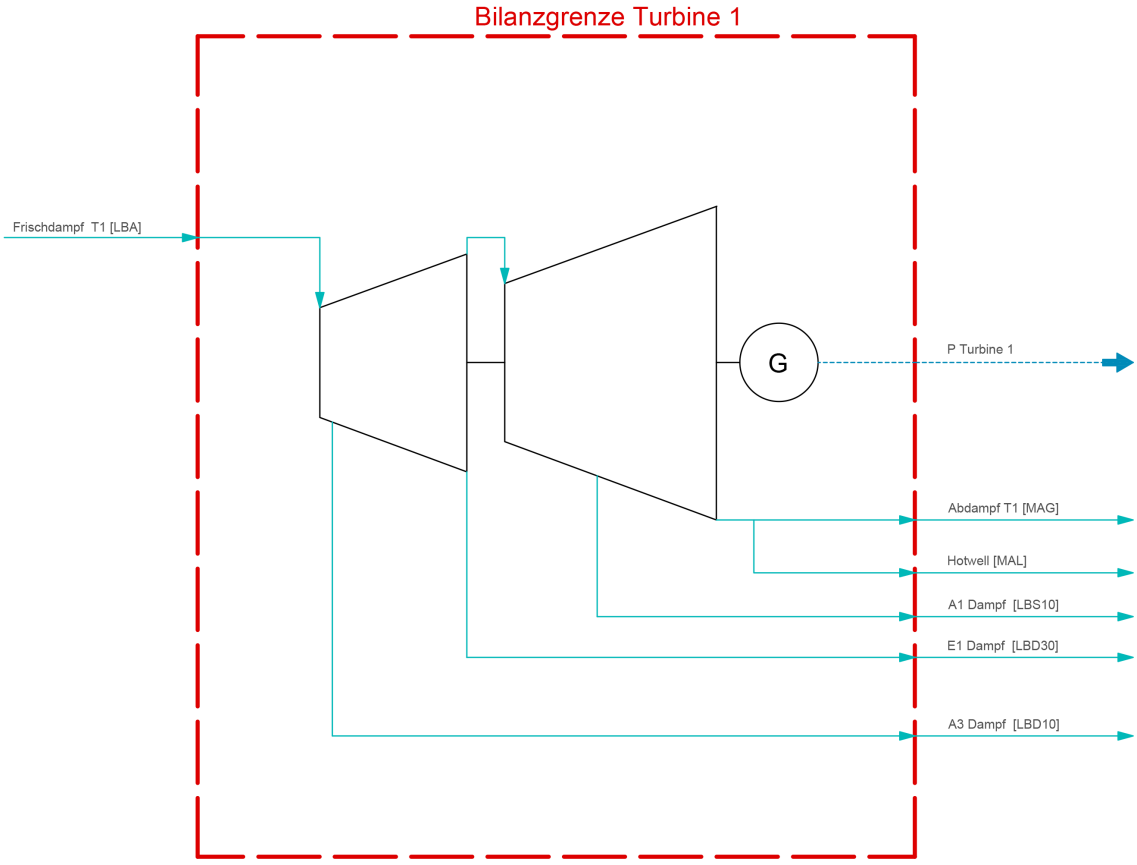

Abbildung 26: Systemgrenze Turbine 1

Massenbilanz:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{FrischdampfT1} &= \dot{m}_{AbdampfT1} + \dot{m}_{A1Dampf} + \\ &+ \dot{m}_{E1Dampf} + \dot{m}_{A3Dampf} + \dot{m}_{Hotwell} \end{aligned} \tag{4.85}$$

Energiebilanz:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{FrischdampfT1} &= \dot{Q}_{AbdampfT1} + \dot{Q}_{A1Dampf} + \\ &+ \dot{Q}_{E1Dampf} + \dot{Q}_{A3Dampf} + \dot{Q}_{Hotwell} + P_{Turbine1}\end{aligned} \tag{4.86}$$

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 21 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

T1	Turbine1

Tabelle 21: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.4

4.3.4.2 Berechnungen und Ergebnisse

Die Frischdampfparameter werden aufgrund ihrer Wichtigkeit für den gesamten Kraftwerksprozess kontinuierlich aufgezeichnet; sowohl Massenstrom, Temperatur als auch Druck ($\dot{m} = 11,264\ \frac{kg}{s}$, $T = 400°$ C, $p = 40,013$ bar). Der Frischdampfstrom, welcher in die Turbine 1 gelenkt wird, wird über folgenden Zusammenhang berechnet, wobei der Dampfmassenstrom, welcher in die Turbine 1 gelangt in Kapitel 4.3.5.2 ermittelt wird:

$$\dot{m}_{FrischdampfT1} = \dot{m}_{Frischdampf} - \dot{m}_{FrischdampfT2} \tag{4.87}$$
$$\dot{m}_{FrischdampfT1} = 11,264 - 1,085 = 10,179\ \frac{kg}{s}$$

Der Wärmestrom, welcher der Turbine 1 zugeführt wird, ergibt sich mit der Enthalpie bei gegebenen Frischdampfparametern:

$$\dot{Q}_{FrischdampfT1} = \dot{m}_{FrischdampfT1} \cdot h_{Frischdampf} \tag{4.88}$$
$$\dot{Q}_{FrischdampfT1} = 10,179 \cdot 3216,0 = 32734\ kW$$

Der Abdampf der Turbine 1 wurde mit Hilfe des bereits beschriebenen Iterationsverfahrens berechnet ($\dot{m}_{AbdampfT1} = 7,812\ \frac{kg}{s}$). Da an dieser Stelle des Wasser-Dampf-Kreislaufes sowohl Temperatur, als auch Druck des Mediums gemessen werden, wurde die Enthalpie analog zu den vorherigen Schritten bestimmt:

$$\dot{Q}_{AbdampfT1} = \dot{m}_{AbdampfT1} \cdot h_{AbdampfT1} \tag{4.89}$$
$$\dot{Q}_{AbdampfT1} = 7,812 \cdot 2636,1 = 20593\ kW$$

Die Bestimmung des A3-Dampfes erfolgt in Kapitel 4.3.6.2 und des E1-Dampfes in Kapitel 4.3.7.2. Der A1-Dampf wurde bereits in Kapitel 4.3.2.2 errechnet. Aufgrund der Definition des stationären Betriebs für diese Arbeit (siehe Kapitel 1.3), d.h. dass kein Prozessdampf erzeugt wird, wird der A2-Dampf vernachlässigt.

Die abgegebene Leistung der Turbine 1 wird kontinuierlich aufegezeichnet und betrug 6400 kW.

Der Hotwell wurde bereits in Kapitel 4.3.1.2 behandelt.

4.3.5 Turbine 2

4.3.5.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen

Abbildung 27 soll die Grenzen des Systems “Turbine 2“, welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen.

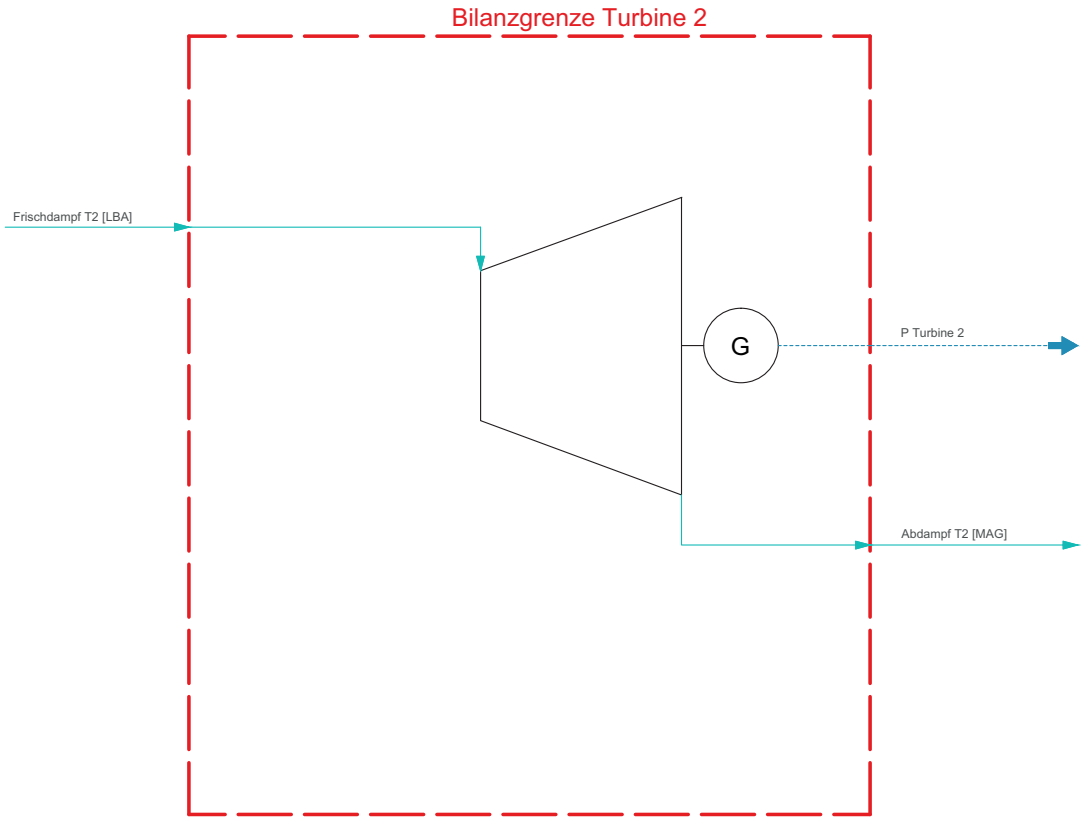

Abbildung 27: Systemgrenze Turbine 2

Massenbilanz:

$$\dot{m}_{FrischdampfT2} = \dot{m}_{AbdampfT2} \tag{4.90}$$

Energiebilanz:

$$\dot{Q}_{FrischdampfT2} = \dot{Q}_{AbdampfT2} + P_{Turbine2} \tag{4.91}$$

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 22 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

T2	Turbine2

Tabelle 22: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.5

4.3.5.2 Berechnungen und Ergebnisse

Da man die abgegebene Leistung der Turbine 2, sowie die Zustände des Frisch - und Abdampfes kennt, war es möglich, den durchgesetzten Massenstrom mittels folgendem Zusammenhang zu ermitteln:

$$\dot{m}_{FrischdampfT2} = \dot{m}_{AbdampfT2} = \frac{P_{Turbine2}}{h_{FrischdampfT2} - h_{AbdampfT2}} \tag{4.92}$$
$$\dot{m}_{FrischdampfT2} = \dot{m}_{AbdampfT2} = \frac{628}{3216 - 2636,1} = 1,085 \ \frac{kg}{s}$$

Für den Frischdampf- und den Kondensatstrom ergeben sich so:

$$\dot{Q}_{FrischdampfT2} = \dot{m}_{FrischdampfT2} \cdot h_{FrischdampfT2} \tag{4.93}$$
$$\dot{Q}_{FrischdampfT2} = 1,085 \cdot 3216 = 3491 \ kW$$

$$\dot{Q}_{AbdampfT2} = \dot{m}_{AbdampfT2} \cdot h_{AbdampfT2} \tag{4.94}$$
$$\dot{Q}_{AbdampfT2} = 1,085 \cdot 2636,1 = 2861 \ kW$$

4.3.6 Mitteldruckdampfverteiler

4.3.6.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen

Abbildung 28 soll die Grenzen des Systems “Mitteldruckdampfverteiler“, welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen.

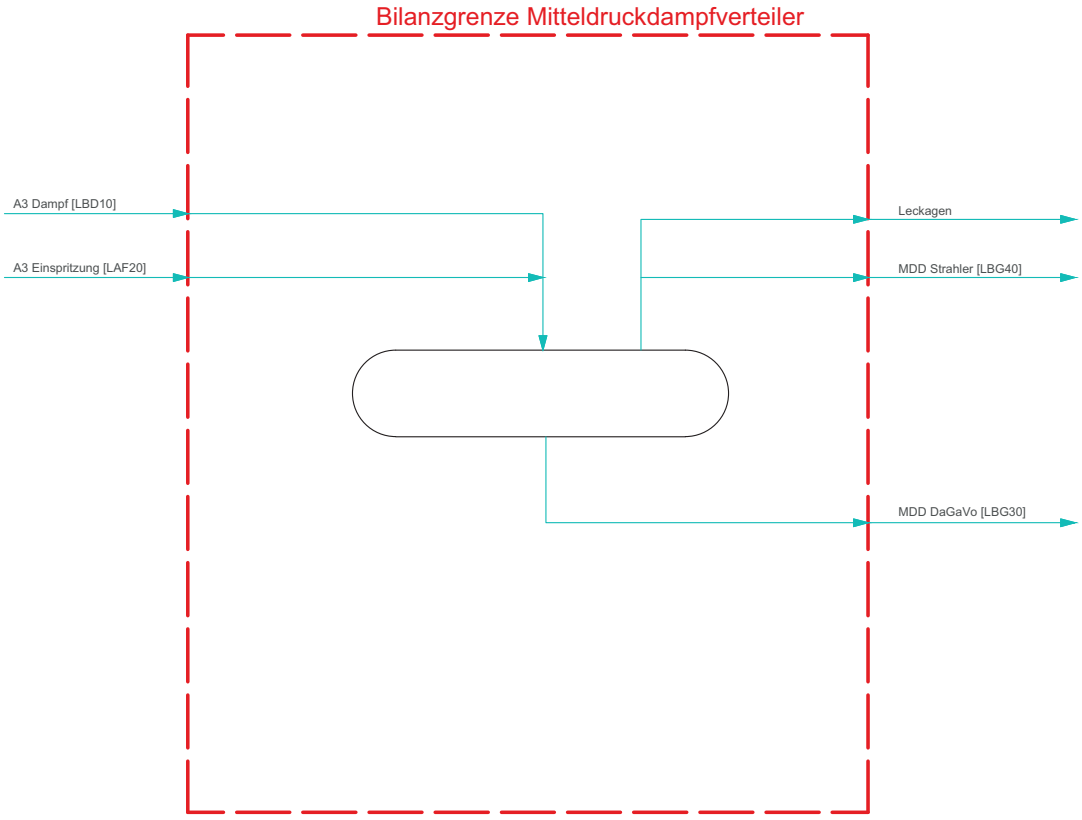

Abbildung 28: Systemgrenze Mitteldruckdampfverteiler

Massenbilanz:

$$\dot{m}_{A3Dampf} + \dot{m}_{A3Einspritzung} = \dot{m}_{MDD,Strahler} + \\ + \dot{m}_{MDD,DaGaVo} + \dot{m}_{Leckagen} \tag{4.95}$$

Energiebilanz:

$$\dot{Q}_{A3Dampf} + \dot{Q}_{A3Einspritzung} = \dot{Q}_{MDD,Strahler} + \\ + \dot{Q}_{MDD,DaGaVo} + \dot{Q}_{Leckagen} \tag{4.96}$$

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 23 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

MDD	Mitteldruckdampf
DaGaVo	Dampf-Gas-Vorwärmer

Tabelle 23: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.6

4.3.6.2 Berechnungen und Ergebnisse

Um den A3-Dampf-Massenstrom bestimmen zu können, müssen zuerst die restlichen ein- und austretenden Ströme des MD-Dampfverteilers bestimmt werden. Direkt nach der Entnahme des Dampfes an der Stelle A3, wird Speisewasser eingespritzt, um die Parameter des MD-Dampfverteilers auf die gewünschten Werte anzupassen (18, 81 bar, 202° C). Im stationären Betrieb wurde mit Hilfe der Ventilkennlinie und der Ventilstellung eine Einspritzmenge von $0,14\ \frac{kg}{s}$ festgestellt. Mit den Parametern des Speisewassers (59 bar, 130° C) wurde ein Wärmestrom von 77 kW errechnet.

Da vom Dampfstrahler nur wenige Daten vorliegen, war eine Schätzung der Treibdampfmenge notwendig (Dampfmassenstrom von $0,05\ \frac{kg}{s}$). Da alle den MD-Verteiler verlassenden Ströme, den selben Druck und die selbe Temperatur aufweisen, erfolgt die Berechnung dieser Wärmeströme immer mit den oben bereits erwähnten MD-Dampf-Parametern. Somit ergibt sich:

$$\dot{Q}_{MDD,Strahler} = \dot{m}_{MDD,Strahler} \cdot h_{MDD} \tag{4.97}$$
$$\dot{Q}_{MDD,Strahler} = 0,05 \cdot 2797 = 140\ kW$$

Der Dampfmassenstrom, welcher den Dampf-Gas-Vorwärmer (DaGaVo) durchströmt wurde bereits in Kapitel 4.3.3.2 behandelt. Für den Wärmestrom gilt:

$$\dot{Q}_{MDD,DaGaVo} = \dot{m}_{MDD,DaGaVo} \cdot h_{MDD} \tag{4.98}$$
$$\dot{Q}_{MDD,DaGaVo} = 0,323 \cdot 2797 = 903\ kW$$

Aufgrund der Annahme, dass 50 % des Deionatzuflusses, den Wasser-Dampfkreislauf als Abschlämmwasser der Kesseltrommel verlassen, müssen die restlichen 50 % als Leckagen austreten. Da die Leckagen an mehreren Stellen im Kreislauf auftreten, diese jedoch nicht erfasst werden konnten, wurde die Vereinfachung getroffen, dass diese das System mit den Parametern des MD-Dampfverteilers verlassen. Diese Annahme wurde getroffen, weil sich diese Parameter im Mittelfeld von Frischdampf- und Abdampfparametern befinden. Für

die Leckagen ergeben sich so also:

$$\dot{m}_{Leckagen} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_{Deionat} \tag{4.99}$$
$$\dot{m}_{Leckagen} = \frac{1}{2} \cdot 0,206 = 0,103 \ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_{Leckagen} = \dot{m}_{Leckagen} \cdot h_{MDD} \tag{4.100}$$
$$\dot{Q}_{Leckagen} = 0,103 \cdot 2797 = 288 \ kW$$

Aus diesen Berechnung kann nun der Massenstrom des A3-Dampfes unter Anwendung der Massenbilanz aus Kapitel 4.3.6.1 bestimmt werden:

$$\dot{m}_{A3Dampf} = \dot{m}_{MDD,Strahler} + \dot{m}_{MDD,DaGaVo} + \dot{m}_{Leckagen} - \dot{m}_{A3Einspritzung} \tag{4.101}$$
$$\dot{m}_{A3Dampf} = 0,05 + 0,323 + 0,103 - 0,14 = 0,336 \ \frac{kg}{s}$$

Die Enthalpie des Mittelstromdampfes A3 konnte mit Hilfe einer Energiebilanz des Mitteldruckdampfverteilers ermittelt werden, wobei die Leckagen hierfür unberücksichtigt blieben:

$$h_{A3Dampf} = \frac{\dot{Q}_{MDD,DaGaVo} + \dot{Q}_{MDD,Strahler} - \dot{Q}_{A3Einspritzung}}{\dot{m}_{A3Dampf}} \tag{4.102}$$
$$h_{A3Dampf} = \frac{903 + 140 - 77}{0,336} = 2875 \ \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{Q}_{A3Dampf} = \dot{m}_{A3Dampf} \cdot h_{A3Dampf} \tag{4.103}$$
$$\dot{Q}_{A3Dampf} = 0,336 \cdot 2875 = 966 \ kW$$

4.3.7 Niederdruckdampfverteiler

4.3.7.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen

Abbildung 29 soll die Grenzen des Systems “Niederdruckdampfverteiler“, welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen.

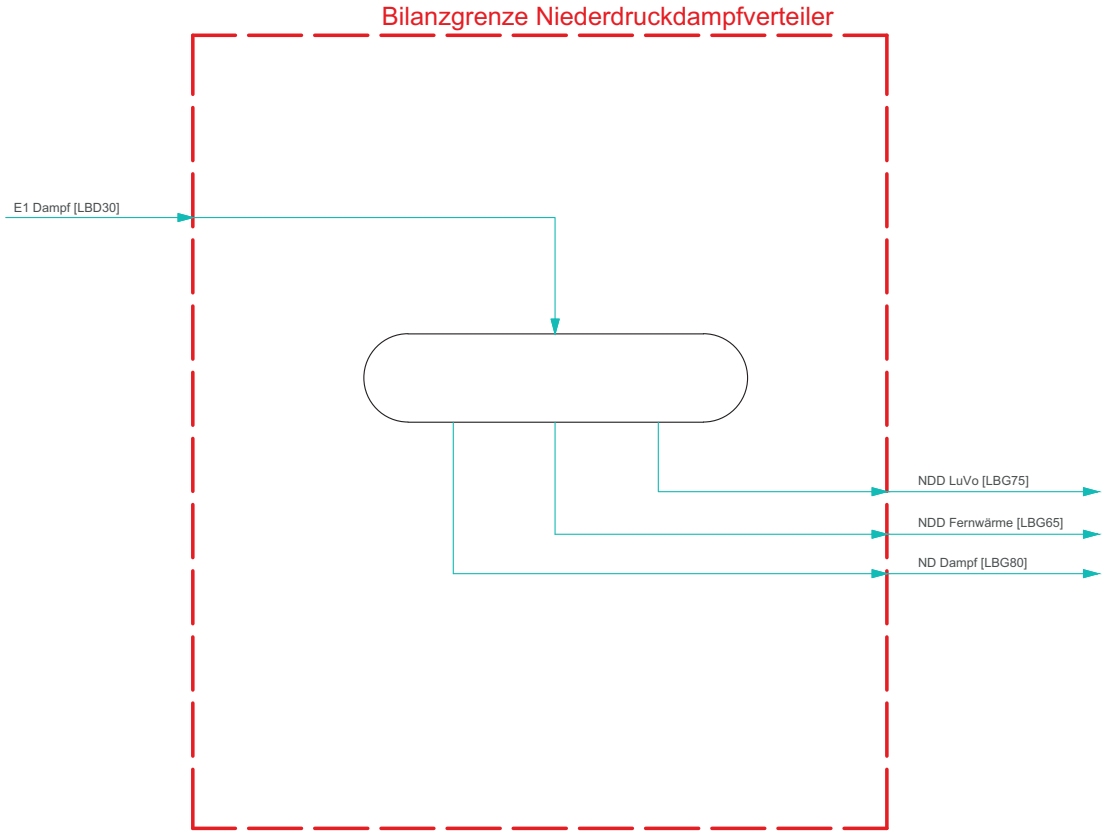

Abbildung 29: Systemgrenze Niederdruckdampfverteiler

Massenbilanz:

$$\dot{m}_{E1Dampf} = \dot{m}_{NDD,Fernwärme} + \dot{m}_{NDD,LuVo} + \dot{m}_{NDDampf} \tag{4.104}$$

Energiebilanz:

$$\dot{Q}_{E1Dampf} = \dot{Q}_{NDD,Fernwärme} + \dot{Q}_{NDD,LuVo} + \dot{Q}_{NDDampf} \tag{4.105}$$

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 24 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

ND	Niederdruck
NDD	Niederdruckdampf
LuVo	Luftvorwärmer

Tabelle 24: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.7

4.3.7.2 Berechnungen und Ergebnisse

Der E1-Dampf, welcher der Turbine 1 entnommen wird, errechnet sich mit der in Kapitel 4.3.7.1 beschriebenen Massenbilanz. Hierfür müssen jedoch zuerst die anderen Massenströme dieses Systems berechnet werden. Für alle aus dem ND-Dampfverteiler austretenden Ströme gilt, dass diese den Behälter mit den ND-Dampfparametern (5, 24 bar, 162° C) verlassen. Die Dampfmassenströme, welche über den Fernwärmetauscher und Luftvorwärmer laufen, wurden schon in Kapitel 4.3.3.2 berechnet. Mit der Enthalpie des Niederdruckdampfes folgt:

$$\dot{Q}_{NDD,Fernwärme} = \dot{m}_{NDD,Fernwärme} \cdot h_{NDD} \tag{4.106}$$
$$\dot{Q}_{NDD,Fernwärme} = 0,278 \cdot 2770,1 = 770\ kW$$

$$\dot{Q}_{NDD,LuVo} = \dot{m}_{LuVo} \cdot h_{NDD} \tag{4.107}$$
$$\dot{Q}_{NDD,LuVo} = 0,219 \cdot 2770,1 = 607\ kW$$

Der ND-Dampf, welcher zur Entgasung des Speisewassers entnommen wird, wurde schon in Kapitel 4.3.2.2 behandelt.

Der E1-Dampf wurde nun mit Gleichung (4.104) berechnet: $\dot{m}_{E1Dampf} = 1,213\ \frac{kg}{s}$
Der Wärmestrom ergab sich mit den ND-Dampf-Parametern zu $\dot{Q}_{E1Dampf} = 3374\ kW$

4.3.8 Luftkondensator

4.3.8.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen

Abbildung 30 soll die Grenzen des Systems “Luftkondensator“, welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen.

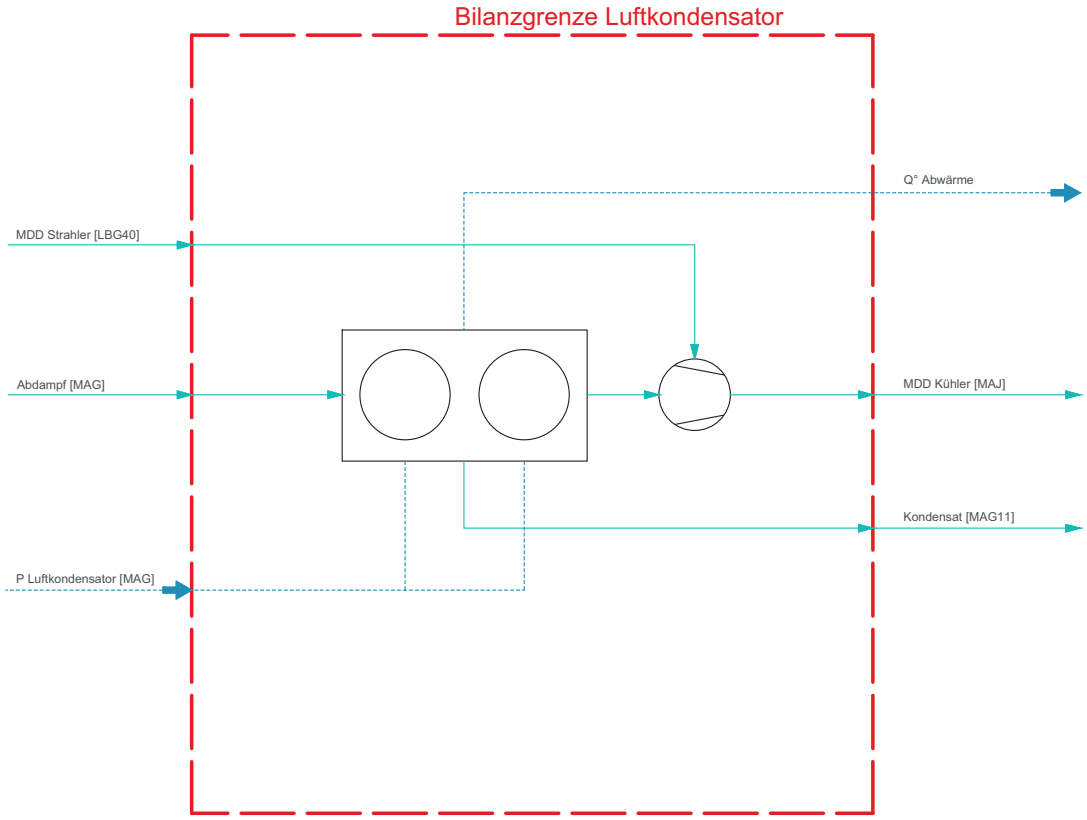

Abbildung 30: Systemgrenze Luftkondensator

Massenbilanz:

$$\dot{m}_{Abdampf} + \dot{m}_{MDD,Strahler} = \dot{m}_{Kondensat} + \dot{m}_{MDD,Kühler} \tag{4.108}$$

Energiebilanz:

$$\dot{Q}_{Abdampf} + \dot{Q}_{MDD,Strahler} = \dot{Q}_{Kondensat} + \\ + \dot{Q}_{MDD,Kühler} + \dot{Q}_{Abwärme} \tag{4.109}$$

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 25 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

MDD	Mitteldruckdampf
LuKo	Luftkondensator
T1	Turbine1
T2	Turbine2

Tabelle 25: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.8

4.3.8.2 Berechnungen und Ergebnisse

Die Abdampfmenge, welche dem Luftkondensator zugeführt wird, wurde mittels Addition des in Kapitel 4.3.5.2 berechneten Abdampfes der Turbine 2 und des iterativ ermittelten Abdampfes der Turbine 1 aus Kapitel 4.3.4.2, errechnet.

$$\dot{m}_{Abdampf} = \dot{m}_{AbdampfT2} + \dot{m}_{AbdampfT1} \tag{4.110}$$
$$\dot{m}_{Abdampf} = 1,085 + 7,812 = 8,897 \ \frac{kg}{s}$$

Abdampftemperatur und - druck werden im Betrieb überwacht und gemessen. Daraus ergibt sich folgender Wärmestrom:

$$\dot{Q}_{Abdampf} = \dot{m}_{Abdampf} \cdot h_{Abdampf} \tag{4.111}$$
$$\dot{Q}_{Abdampf} = 8,897 \cdot 3636,1 = 23454 \ kW$$

In Kapitel 4.3.6.2 wurden bereits die Parameter für den MDD-Strahler und in Kapitel 4.3.1.2 jene für das Kondensat behandelt .

Will man die Parameter des aus dem Dampfstrahler austretende Mediums definieren, muss man den Bilanzraum um den Strahler legen. Das Gemisch aus Dampf und Luft,das vom Dampfstrahler angesaugt wird, konnte unter Verwendung der Kenndaten des Dampfstrahlers ($\dot{m}_{Gemisch} = 41,32 \ \frac{kg}{h}$, davon 10 $\frac{kg}{h}$ Luft und $31,32 \ \frac{kg}{h}$ Dampf) bestimmt werden.

$$\dot{m}_{MDD,Kühler} = \dot{m}_{Gemisch} + \dot{m}_{MDD,Strahler} \tag{4.112}$$
$$\dot{m}_{MDD,Kühler} = 0,012 + 0,05 = 0,062 \ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_{MDD,Kühler} = \dot{Q}_{Gemisch} + \dot{Q}_{MDD,Strahler} \tag{4.113}$$
$$\dot{Q}_{MDD,Kühler} = 23 + 140 = 163 \ kW$$

Die Abwärme, welche die Luftkondensatoren dem Abdampf entziehen und an die Umgebung abführen, wurde über folgende Beziehung errechnet:

$$\dot{Q}_{Abwärme} = \dot{Q}_{Abdampf} - \dot{Q}_{Gemisch} - \dot{Q}_{Kondensat} \tag{4.114}$$
$$\dot{Q}_{Abwärme} = 23454 - 23 - 2869 = 20553 \ kW$$

Elektrische Verbraucher:
Die Berechnung der elektrischen Verbraucher, deren Ergebnisse in Tabelle 26 dargestellt sind, erfolgte analog zur Berechnung aus Kapitel 4.1.2. Sowohl der Ventilator, als auch die Ölpumpe des Kondensators sind doppelt ausgeführt und laufen parallel, während des Betriebes.

VERBRAUCHER	KKS	I $[A]$	$cos\varphi$	t $[h]$	P $[kW]$	$P_{kont}[kW]$
Luftkondensator	MAG11			24		48,9
Ölpumpe1 Luftkondensator	MAG11	1,9	0,75	24	1,0	1,0

Tabelle 26: Elektrische Verbraucher des Systems Luftkondensator

4.3.9 Diskussion der Ergebnisse

Da die Massenströme des Wasserdampfkreislaufes über Massensbilanzen der Komponenten berechnet wurden, schließen sich auch alle Bilanzen der Teilsysteme. Bei den Energiebilanzen werden erst die großen Verluste erkennbar, wobei an dieser Stelle vermerkt werden muss, dass die Leckagen lediglich bei der Massenbilanz berücksichtigt wurden, nicht aber bei der Energiebilanz, weil eine örtliche Zuordnung dieser nicht möglich war.

Im Hauptkondensatbehälter gehen über 300 kW an Wärmestrom dem System verloren. Das entspricht in mehr als 10 % des zugeführten Energiestromes. Eine bessere Isolation des Behälters hätte eine Temperatursteigerung des Hauptkondensates zur Folge, was weiters den Niederdruckvorwärmer entlasten würde und so die benötigte Dampfmenge zur Aufwärmung des Hauptkondensates vor Eintritt in den Speisewasserbehälter reduzieren könnte.

Masse [kg/s]

Input			Output
Kondensat	8,885	9,971	Kondensat
Deionat	0,206		
MDD Kühler	0,062		
Hotwell	0,265		
A1 Kondensat	0,553		
Summe	9,971	9,971	Summe

Energie [kW]

Input			Output
Kondensat	2418	2627	Kondensat
Deionat	22		
MDD Kühler	163		
Hotwell	84		
A1 Kondensat	228		
Summe	2915	2627	Summe

Tabelle 27: Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Hauptkondensatbehälter

Betrachtet man die Energiebilanz des Systems Speisewasserbehälter in Tabelle 28, so schließt sich diese fast vollkommen. Dabei wird nämlich der Massenstrom des A1-Dampfes über den übertragenen Wärmestrom im Niederdruckvorwärmer und der Massenstrom des Niederdruckdampfes über die Aufheizung des Speisewassers ermittelt.

Masse [kg/s]

Input			Output
Kondensat	9,971	11,506	Speisewasser
ND Dampf	0,716	0,553	A1 Kondensat
Reinkondensat	0,497		
A1 Dampf	0,553		
Summe	12,059	12,059	Summe

Energie [kW]

Input			Output
Kondensat	2627	6287	Speisewasser
ND Dampf	1983	228	A1 Kondensat
Reinkondensat	200		
A1 Dampf	1478		
Summe	6577	6515	Summe

Tabelle 28: Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Speisewasserbehälter

Auch im Reinkondensatbehälter gehen, wie schon beim Hauptkondensatbehälter einige Kilowatt an Wärmestrom über die Bilanzgrenze verloren (siehe Tabelle 29). Betrachtet man die Größe des Reinkondensatbehälters und weiters die durchgesetzten, geringen Mengen, so wird ersichtlich, dass der Inhalt des Behälters lange darin verweilt bis dieser weitergefördert wird. Dies führt zu den berechneten Wärmeverlusten von 128 kW.

Masse [kg/s]

Input			Output
NDD LuVo	0,219	0,497	Reinkondensat
NDD Fernwärme	0,278		
Summe	0,497	0,497	Summe

Energie [kW]

Input			Output
NDD LuVo	289	200	Reinkondensat
NDD Fernwärme	770	590	Fernwärme
Summe	912	790	Summe

Tabelle 29: Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Reinkondensatbehälter

Es kann nicht sein, dass dem System Turbine1 mehr Energie entströmt, als in dieses hineingebracht wird, wie in Tabelle 30 aufgelistet ist. Diese Differenz von 148 kW stellt bei den

Dimensionen der Berechnungsgrößen keinen nennenswerten Anteil und kann vernachlässigt werden. Wichtig bei dieser Bilanz ist die Beachtung des Hotwells, da dieser keinenfalls unberücksichtigt bleiben darf. Der Fehler der dadurch entstünde, wäre immens, weil sich die berechnete Abdampfmenge erhöhen würde, welche einen weit höheren Energiegehalt besitzt, verglichen mit dem ablaufenden Kondensat. (Hotwell).

Masse [kg/s]

Input			Output
Frischdampf T1	10,179	0,336	A3 Dampf
		1,213	E1 Dampf
		0,553	A1 Dampf
		0,265	Hotwell
		7,812	Abdampf T1
Summe	10,179	10,179	Summe

Energie [kW]

Input			Output
Frischdampf T1	32734	966	A3 Dampf
		3360	E1 Dampf
		1478	A1 Dampf
		84	Hotwell
		20593	Abdampf T1
		6400	P Turbine1
Summe	32734	32882	Summe

Tabelle 30: Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Turbine 1

Beim Mitteldruckdampfverteiler wurden die Leckagen des gesamten Wasserdampfkreislaufs berücksichtigt, weil die Dampfparameter sich in etwa im Mittelfeld der gesamten Dampfparameter im Kreislauf befinden. Deshalb wurden diese, wie in Tabelle 32, bei der Massenbilanz berücksichtigt. Bei der Energiebilanz hingegen, wurden diese jedoch nicht beachtet, weil diese als Wärmeverluste im ganzen System verteilt sind.

Die Energiebilanz des Luftkondensators in Tabelle 34 ist deshalb nicht geschlossen, weil die Abwärme über die Eigenschaftsänderungen des Dampfes bestimmt wurde und die durch die Ventilatoren erzeugte Wärme nicht berücksichtigt wurde.

Masse [kg/s]

Input			Output
Frischdampf T2	1,085	1,085	Abdampf T2
Summe	1,085	1,085	Summe

Energie [kW]

Input			Output
Frischdampf T2	3491	2861	Abdampf T2
		628	P Turbine1
Summe	3491	3489	Summe

Tabelle 31: Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Turbine 2

Masse [kg/s]

Input			Output
A3 Dampf	0,336	0,323	MDD DaGaVo
A3 Einspritzung	0,140	0,05	MDD Strahler
		0,103	Leckagen
Summe	0,476	0,476	Summe

Energie [kW]

Input			Output
A3 Dampf	966	903	MDD DaGaVo
A3 Einspritzung	77	140	MDD Strahler
Summe	1043	1043	Summe

Tabelle 32: Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Mitteldruckdampfverteiler

Masse [kg/s]

Input			Output
E1 Dampf	1,213	0,278	NDD Fernwärme
		0,219	NDD LuVo
		0,716	ND Dampf
Summe	1,213	1,213	Summe

Energie [kW]

Input			Output
E1 Dampf	3374	770	NDD Fernwärme
		607	NDD LuVo
		1983	ND Dampf
Summe	3374	3360	Summe

Tabelle 33: Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Niederdruckdampfverteiler

Masse [kg/s]

Input			Output
Abdampf	8,897	8,885	Kondensat
MDD Strahler	0,05	0,062	MDD Kühler
Summe	8,947	8,947	Summe

Energie [kW]

Input			Output
Abdampf	23454	2869	Kondensat
MDD Strahler	140	163	MDD Kühler
		20553	Q Abwärme
Summe	23594	23585	Summe

Tabelle 34: Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Luftkondensator

4.4 Luftzerlegungsanlage

Weil der Motor, welcher das Gebläse und die Vakuumpumpe antreibt, wesentlich zum thermischen Energiehaushalt dieses Systems beiträgt, wird dieser in der nachfolgenen Bilanzierung miteinbezogen. Er verändert die Druckniveaus dieses Systems durch Kompression der Gase maßgeblich, wodurch auch deren Temperatur ansteigt.

4.4.1 Systemgrenze und Bilanzgleichungen

Abbildung 31 soll die Grenzen des Systems "Luftzerlegungsanlage", welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen.

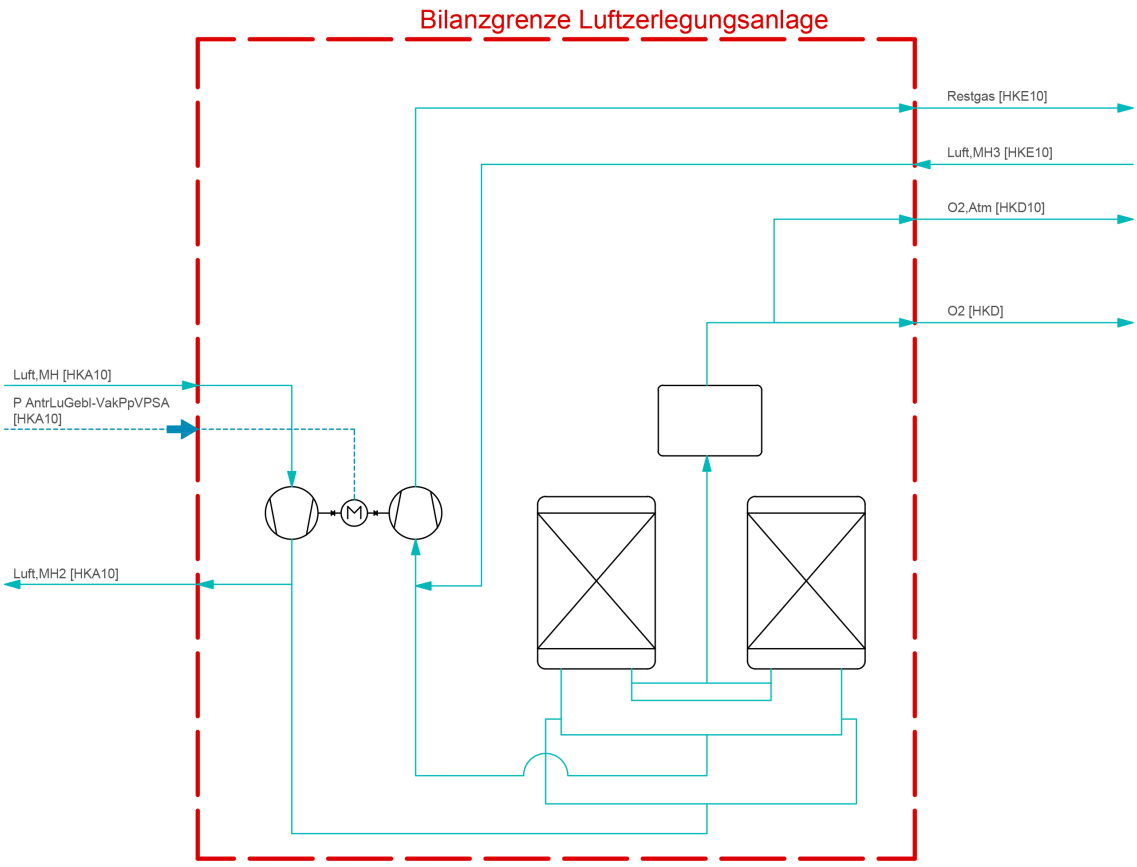

Abbildung 31: Systemgrenze Luftzerlegungsanlage

Massenbilanz:

$$\dot{m}_{Luft,MH} + \dot{m}_{Luft,MH3} \quad = \quad \dot{m}_{O2} + \dot{m}_{Restgas} + \dot{m}_{Luft,MH2} \tag{4.115}$$

Energiebilanz:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Luft,MH} + \dot{Q}_{Luft,MH3} + P_{AntrLuGebl-VakPpVPSA} &= \\ = \quad \dot{Q}_{O2} + \dot{Q}_{Restgas} + \dot{Q}_{Luft,MH2} & \end{aligned} \tag{4.116}$$

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 35 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

MH	Maschinenhalle
VPSA	Vakuum Pressure Swing Adsorption
AntrLuGebl - VakPpVPSA	Antrieb Luftgebläse bzw. Vakuumpumpe der VPSA-Anlage
Des	Desorption
DAP	Druckausgleichsphase

Tabelle 35: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.4

4.4.2 Berechnungen und Ergebnisse

Zur Berechnung der Massen- und Energieströme der Luftzerlegungsanlage, kurz VPSA (Vacuum Pressure Swing Adsorption) genannt, wurde ein Zyklus bestehend aus einer Adsorptions- bzw. Desorptionsphase und einer Druckausgleichsphase herangezogen. Die Adsorptions- bzw Desorptionsphase dauerte 20 Sekunden und die Druckausgleichsphase 5 Sekunden, woraus sich eine Zykluszeit von 25 Sekunden ergibt.

Temperaturen und Drücke werden an fast allen Bereichen gemessen und aufgezeichnet; weiters werden die O_2-Konzentration und der Volumenstrom nach dem Puffer gemessen. Der Massenstrom und der Wärmestrom an produzierter O_2-Luft wurde bereits in Kaptiel 4.1.2 berechnet. Die O_2-Konzentration der Luft wurde aus Tabellenwerken und die des Restgases aus dem R&I-Fließbild der VPSA entnommen. Mit diesen Werten konnte folgendes Gleichungssystem, welches die Adsorptions- bzw Desorptionsphase beschreibt und aus einer Sauerstoffbilanz, sowie einem Zusammenhang zwischen den Massenströmen

besteht, gelöst werden:

$$\dot{m}_{O2} \cdot x_{O2} = \frac{t_{Ads/Des}}{t_{Zyklus}} \cdot (\dot{m}_{Luft,MH} \cdot x_{O2,Luft,MH} - \dot{m}_{Restgas} \cdot x_{O2,Restgas}) \tag{4.117}$$

$$\dot{m}_{O2} = \frac{t_{Ads/Des}}{t_{Zyklus}} \cdot (\dot{m}_{Luft,MH} - \dot{m}_{Restgas}) \tag{4.118}$$

somit folgt:

$$\dot{m}_{Restgas} = \frac{t_{Zyklus}}{t_{Ads/Des}} \cdot \frac{\dot{m}_{O2} \cdot (x_{O2} - x_{O2,Luft,MH})}{x_{O2,Luft,MH} - x_{O2,Restgas}} \tag{4.119}$$

$$\dot{m}_{Restgas} = \frac{25}{20} \cdot \frac{0,948 \cdot (0,92 - 0,231)}{0,231 - 0,145} = 9,494 \ \frac{kg}{s}$$

und daraus:

$$\dot{m}_{Luft,MH} = \frac{t_{Zyklus}}{t_{Ads/Des}} \cdot \dot{m}_{O2} \cdot \dot{m}_{Restgas} \tag{4.120}$$

$$\dot{m}_{Luft,MH} = \frac{25}{20} \cdot 0,948 + 9,484 = 10,679 \ \frac{kg}{s}$$

Der berechnete Wert für den Luftmassenstrom, welcher aus der Maschinenhalle (MH) angesaugt wird, wurde mit Hilfe des R&I-Fließbildes der VPSA und den darin enthaltenen Volumenstrom kontrolliert. Der gegebene Volumenstrom wurde in einen Normvolumenstrom umgerechnet. Unter Zuhilfenahme der Normdichte von Luft errechnete sich ein Luftmassenstrom von $11,729 \ \frac{kg}{s}$. Wenn man die Bedingungen der Berechnungen auf dem R&I-Fließbild betrachtet, wird klar, dass mehr O_2 produziert wurde. Bezieht man nun den errechneten Massenstrom auf die produzierte O_2-Menge, so lassen sich die Ergebnisse besser vergleichen:

$$\frac{\dot{m}_{Luft,MH}}{\dot{V}_{O2}} = \frac{10,679}{2538} = 0,0042 \ \frac{kg \cdot h}{s \cdot m^3} \tag{4.121}$$

$$\frac{\dot{m}_{Luft,MH}}{\dot{V}_{O2}} = \frac{11,729}{2700} = 0,0043 \ \frac{kg \cdot h}{s \cdot m^3} \tag{4.122}$$

Man erkennt nun, dass die spezifischen Massenströme sehr gut übereinstimmen. Der Wärmestrom der zugeführten Luft aus der Maschinenhalle lässt sich mit Hilfe der spezifischen, isobaren Wärmekapazität und Temperatur errechnen.

$$\dot{Q}_{Luft,MH} = \dot{m}_{Luft,MH} \cdot c_{p,Luft,MH} \cdot \vartheta_{Luft,MH} \tag{4.123}$$

$$\dot{Q}_{Luft,MH} = 10679 \cdot 1,007 \cdot 44 = 473 \ kW$$

Für den Wärmestrom des Restgases ist es notwendig, den Zyklus zu beachten, weil sich dadurch die Zusammensetzung und Temperatur des Restgases verändern. Während der

Desorptionsphase (Des) ist das Restgas ein stickstoffreiches Gas mit hoher Temperatur, während es bei der Druckausgleichsphase (DAP) lediglich Luft aus der Maschinenhalle ist. Für die Berechnungen wurde angenommen, dass das stickstoffreiche Gas annähernd die selbe Wärmekapazität wie Luft besitzt. Folglich gilt dieser Zusammenhang:

$$\dot{Q}_{Restgas} = \frac{t_{Ads/Des}}{t_{Zyklus}} \cdot \dot{Q}_{Restgas,Des} + \frac{t_{DAP}}{t_{Zyklus}} \cdot \dot{Q}_{Restgas,DAP} \tag{4.124}$$

wobei:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Restgas,Des} &= \dot{m}_{Restgas,Des} \cdot c_{p,Restgas,Des} \cdot \vartheta_{Restgas,Des} \\ \dot{Q}_{Restgas,Des} &= 9,494 \cdot 1,012 \cdot 116 = 1114,5\ kW \\ \dot{Q}_{Restgas,DAP} &= \dot{m}_{Restgas,DAP} \cdot c_{p,Restgas,DAP} \cdot \vartheta_{Restgas,DAP} \\ \dot{Q}_{Restgas,DAP} &= 9,494 \cdot 1,011 \cdot 91 = 873,5\ kW \end{aligned} \tag{4.125}$$

und somit:

$$\dot{Q}_{Restgas} = \frac{20}{25} \cdot 1114,5 + \frac{5}{25} \cdot 873,5 = 1066\ kW \tag{4.126}$$

Aufgrund der Zyluszeiten und Ventilschaltungen ergeben sich die zwei Zusammenhänge:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Luft,MH2} &= \frac{t_{DAP}}{t_{Zyklus}} \cdot \dot{m}_{Luft,MH} \\ \dot{m}_{Luft,MH2} &= \frac{5}{25} \cdot 10,679 = 2,136\ \frac{kg}{s} \end{aligned} \tag{4.127}$$

und

$$\begin{aligned} \dot{m}_{Luft,MH3} &= \frac{t_{DAP}}{t_{Zyklus}} \cdot \dot{m}_{Restgas} \\ \dot{m}_{Luft,MH3} &= \frac{5}{25} \cdot 9,494 = 1,899\ \frac{kg}{s} \end{aligned} \tag{4.128}$$

Womit sich weiters die mit diesen Massenströmen transportierten Wärmen berechnen lassen:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Luft,MH2} &= \dot{m}_{Luft,MH2} \cdot c_{p,Luft,MH2} \cdot \vartheta_{Luft,MH2} \\ \dot{Q}_{Luft,MH2} &= 2,136 \cdot 1,009 \cdot 84 = 181\ kW \end{aligned} \tag{4.129}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Luft,MH3} &= \dot{m}_{Luft,MH3} \cdot c_{p,Luft,MH3} \cdot \vartheta_{Luft,MH3} \\ \dot{Q}_{Luft,MH3} &= 1,899 \cdot 1,007 \cdot 44 = 84\ kW \end{aligned} \tag{4.130}$$

Die Wirkleistung des Motors für Gebläse und Vakuumpumpe ändert sich aufgrund der zyklische Betriebsweise sprunghaft. Mit Hilfe einer Aufzeichnung der Wirkleistung über der Zeit konnten 3 Phasen bestimmt werden. In diesen 3 Phasen ist die Wirkleistung des Motors jeweils konstant. Die erste Phase dauerte im Schnitt 7 Sekunden bei einer Leistung von 350 kW, die zweite 10 Sekunden bei 900 kW und die dritte 13 Sekunden bei 1350 kW. Somit wurde eine durchschnittliche Wirkleistung von 967 kW errechnet.

Elektrische Verbraucher:

VERBRAUCHER	KKS	I $[A]$	$cos\varphi$	t $[h]$	P $[kW]$	$P_{kont}[kW]$
Antrieb Luftgebläse bzw. Vakuumpumpe	HKA10			24		967

Tabelle 36: Elektrische Verbraucher des Systems Luftzerlegungsanlage

4.4.3 Diskussion der Ergebnisse

Wie schon bei vielen Systemen zuvor, wurden auch hier fehlende Massenströme mit Hilfe von Bilanzen ermittelt, wodurch sich eine geschlossene Massenbilanz ergibt. Betrachtet man die Energiebilanz der Luftzerlegungsanlage in Tabelle 37, so wird sofort klar, dass diese Anlage sehr viel Enrgie benötigt und auch sehr viel Energie ungenützt in die Umgebung entweicht. Der Motor, welcher das Gebläse und die Vakuumpumpe antreibt, stellt den maßgeblichen elektrischen Verbraucher dieses Systems und auch der gesamten Anlage dar. In etwa die Hälfte des gesamten elektrischen Eigenbedarfs der Müllverbrennungsanlage fällt auf diesen Motor zurück. Betrachtet man die Energie des Restgases, so sieht man, dass mehr als 1 MW mit einem Temperaturniveau von über 100°C ungenützt in die Umgebung entlassen wird. Dieses stickstoff- und energiereiche Restgas könnte einer energetischen Nutzung unterzogen werden, um die Anlageneffizienz zu steigern.

M a s s e [k g / s]

I n p u t			O u t p u t
Luft,MH	10,679	9,494	Restgas
Luft,MH3	1,899	0,948	O_2
		2,136	Luft,MH2
Summe	12,578	12,578	Summe

E n e r g i e [k W]

I n p u t			O u t p u t
Luft,MH	473	1066	Restgas
Luft,MH3	84	49	O_2
elektrische Verbraucher	967	181	Luft,MH2
Summe	1524	1296	Summe

Tabelle 37: Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Luftzerlegungsanlage

4.5 Nebenanlagen

In diesem Kapitel werden jene Anlagen beschrieben, welche für den Betrieb der Anlage notwendig sind und einen nicht zu vernachlässigenden Energiebedarf vorweisen. Außerdem konnten diese Anlagen keinem beschriebenen Teilsystem zugeordnet werden.

4.5.1 Kompressorstation

Die Kompressorstation besteht aus 3 Kompressoren, welche das Druckluftsystem der Müllverbrennungsanlage aufrecht erhalten. Druckluft wird für verschiedene Verbraucher der Anlage, wie zum Beispiel zur Abreinigung des Gewebefilters, zur Steuerung der Schaltklappen der Luftzerlegungsanlage und noch viele weitere benötigt. Außerdem besitzt die Kompressorstation einen großen elektrischen Eigenbedarf. Mit Hilfe eines Leistungsmessgeräts wurde die verbrauchte Energiemenge über einen gewissen Zeitraum gemessen, wodurch der Leistungsbedarf ermittelt werden konnte.

4.5.2 Wasseraufbereitungsanlage

Die hohen Anforderungen des Speisewassers erfordern eine aufwendige Wasseraufbereitung. In dieser Wasseraufbereitungsanlage wird vollentsalztes Wasser für die Einbringung in den Wasser-Dampf-Kreislauf bereitsgestellt. Mehrere kleine Verbraucher steuern ebenso zum Leistungsbedarf der Gesamtanlage bei.

4.5.3 Klimaanlagen

Zur Kühlung des E-Gebäudes und der Warte existieren 2 Klimaanlagen, welche einen nicht unerheblichen Energiebedarf vorweisen und deswegen aus diesen Betrachtungen nicht ausgeschlossen werden dürfen.

4.5.4 Kühlwasserkreislauf

Abgesehen vom Dampferzeuger benötigen noch weitere Anlagenteile eine Kühlung für den Betrieb. Dazu gehören die Vorroststufe und die Turbinen. Für diese Kühlung existiert ein eigener Kühlwasserkreislauf, welcher mit Hilfe von Pumpen das Kühlwasser durch diese Systeme führt und dann hin zu einem Gebläse, ähnlich den Luftkondensatoren, wodurch diese wieder abgekühlt werden und so wieder den Systemen zugeführt werden können.

4.5.5 Gebäudebelüftungen

Da sich die Luftzerlegungsanlage in einem abgeschlossenen Gebäude befindet und das Luftgebläse darin die Luft aus dem Haus absaugt, werden Lüfter eingesetzt, um Luft in die Maschinenhalle zu befördern. Ziel ist es, die abgegebene Wärme der Anlage nicht gänzlich in die Atmosphäre zu lassen, sondern die angewärmte Luft für den Prozess zu verwenden.

4.5.6 Sumpfpumpen

Die verschiedenen Sumpfpumpen sind zur Abführung der anfallenden Oberflächenwässer in der Anlage installiert. Sie pumpen das Abwasser weg von der Anlage, hin zu Ölabscheidern und weiter zu einem Auffangbecken, welches dann das gereinigte Abwasser abführt.

4.5.7 Ergebnisse

VERBRAUCHER	KKS	I $[A]$	$cos\varphi$	t $[h]$	P $[kW]$	$P_{kont}[kW]$
Kompressoren	SCA			24		119,4
RohWadruckerhöhung	GAF01	5,5	0,77	9	2,9	1,1
Hochdruckpumpe	GAF04	9,3	0,85	9	5,5	2,1
Konzentratpumpe	GAF05	1,5	0,73	9	0,8	0,3
Kältemaschine E-Raum		20	0,85	24	11,8	11,8
Kältemaschine Warte		3	0,85	24	1,8	1,8
Kühlkreispumpe	PGB12	18,7	0,88	24	11,4	11,4
KüKrRückKüGbl1	PGB26	14,7	0,98	16,8	10,0	7,0
KüKrRückKüGbl2	PGB27	14,7	0,98	16,8	10,0	7,0
KüWaPp1	PGF12	1,3	0,84	24	0,8	0,8
Lü1 MH VPSA	SAA11	11,5	0,98	24	7,8	7,8
Lü2 MH VPSA	SAA12	11,5	0,98	24	7,8	7,8
KesselhaussumpfPp	GMH12	11,4	0,87	0,22	6,9	0,1
MaschinenhausSpfPp	GMM11	15	0,81	0,45	8,4	0,2
Summe						**178,6**

Tabelle 38: Elektrische Verbraucher der Nebenanlagen

4.6 Gesamtanlage

Um die Übersichtichkeit zu wahren und eine bessere Darstellung zu erzielen wurden bei der Behandlung der Gesamtanlage ähnliche Stoffflüsse zusammengefasst.

4.6.1 Systemgrenze

Abbildung 32 soll die Grenzen des Systems “Gesamtanlage“, welches für die Bilanzierung herangezogen wurde, verdeutlichen. Es unterscheidet sich geringfügig zu den Abbildungen der Teilsysteme; so werden gewisse Anlagenteile beim Namen genannt, um eine Zuordnung der In- und Outputs zu gewährleisten.

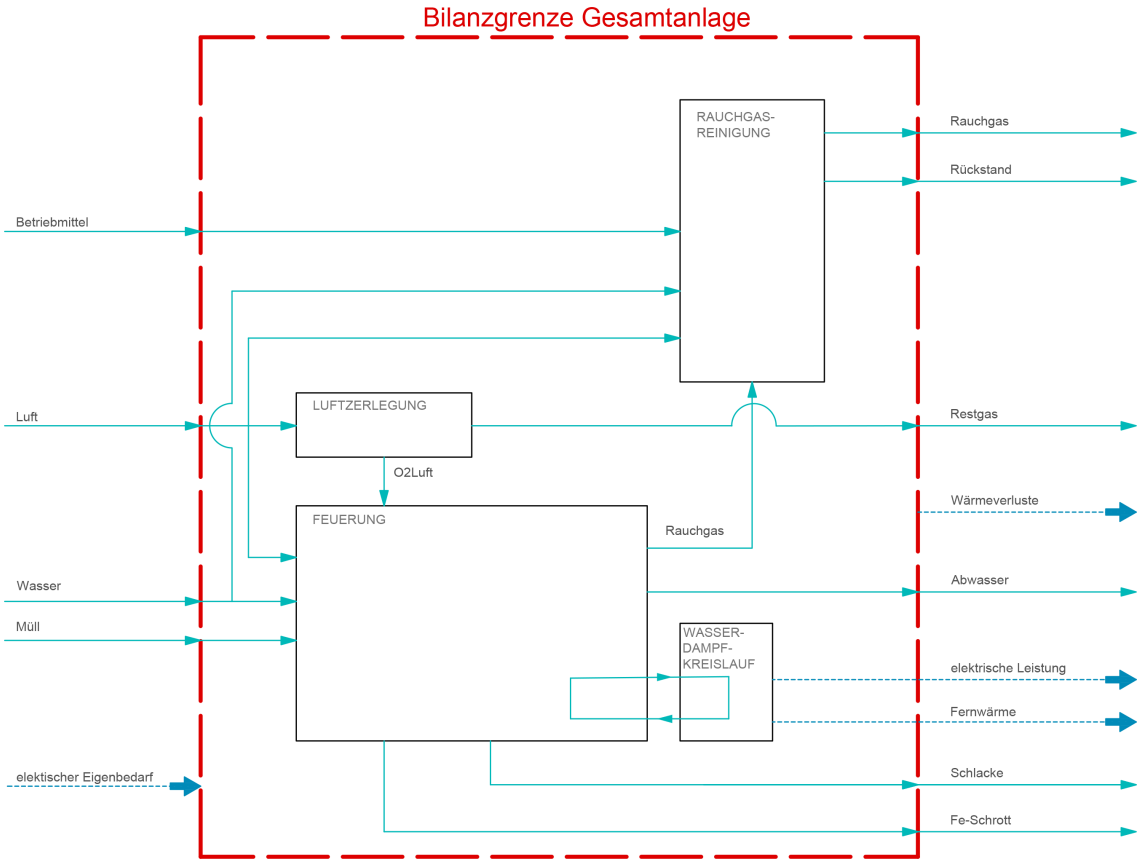

Abbildung 32: Systemgrenze Gesamtanlage

Zum besseren Verständnis und zur Erleichterung des Leseflusses erklärt Tabelle 39 die in diesem Kapitel verwendeten Abkürzungen und Indizes.

Vbr	Verbrennung
Hint	Hinterlüftung
Sp	Sperr
Russ	Russbläser
Dr	Druck
Fö	Förder
MH	Maschinenhaus

Tabelle 39: Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.6

4.6.2 Ergebnisse und Berechnung

Der Müllmassenstrom, sowie dessen Wärmestrom wurden aus Kapitel 4.1.2 übernommen.

Als “Luft“ werden alle dem System zugeführten Luftströme bezeichnet. Womit sich folgende Werte ergaben:

$$\dot{m}_{Luft} = \dot{m}_{Vbr} + \dot{m}_{Hint} + \dot{m}_{Sp} + \dot{m}_{Russ} + \dot{m}_{Dr} + \dot{m}_{Fö} + \dot{m}_{MH} + \dot{m}_{MH3} - \dot{m}_{MH2} \tag{4.131}$$

$$\dot{m}_{Luft} = 10,485 + 0,361 + 1,080 + 0,369 + 0,011 + 0,127 + 10,679 + 1,899 - 2,136$$

$$\dot{m}_{Luft} = 22,840 \ \frac{kg}{s}$$

Der Wärmeeintrag der Druckluft konnte für die Ermittlung des Wärmestroms der Luft vernachlässigt werden.

$$\dot{Q}_{Luft} = \dot{Q}_{Vbr} + \dot{Q}_{Hint} + \dot{Q}_{Sp} + \dot{Q}_{Russ} + \dot{Q}_{Fö} + \dot{Q}_{MH} + \dot{Q}_{MH3} - \dot{Q}_{MH2} \tag{4.132}$$

$$\dot{Q}_{Luft} = 348 + 17 + 51 + 17 + 3 + 473 + 84 - 181$$

$$\dot{Q}_{Luft} = 812 \ kW$$

Als Sammelbegriff für Kalkhydrat und Ammoniakwasser wird “Betriebsmittel“ verwendet. Die Werte für Massen- und Wärmestrom ergeben sich wieder durch Addition der Komponenten:

$$\dot{m}_{Betriebsmittel} = \dot{m}_{Kalkhydrat} + \dot{m}_{Ammoniakwasser} \tag{4.133}$$

$$\dot{m}_{Betriebsmittel} = 0,083 + 0,006 = 0,089 \ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_{Betriebsmittel} = \dot{Q}_{Kalkhydrat} + \dot{Q}_{Ammoniakwasser} \tag{4.134}$$

$$\dot{Q}_{Betriebsmittel} = 3 + 1 = 4 \ kW$$

Das Deionat, welches dem Wasser-Dampfkreislauf zugeführt wird, das Betriebswasser für den Turboabsorber und das Betriebswasser für den Entschlacker werden unter “Wasser“ zusammengefasst.

$$\dot{m}_{Wasser} = \dot{m}_{Deionat} + \dot{m}_{Betriebswasser} + \dot{m}_{BWSchl} \tag{4.135}$$
$$\dot{m}_{Wasser} = 0,206 + 0,355 + 0,268 = 0,829 \ \frac{kg}{s}$$

$$\dot{Q}_{Wasser} = \dot{Q}_{Deionat} + \dot{Q}_{Betriebswasser} + \dot{Q}_{BWSchl} \tag{4.136}$$
$$\dot{Q}_{Wasser} = 22 + 89 + 67 = 178 \ kW$$

“Abwasser“ bezeichnet aufgrund des stationären Betriebs, nur das Abschlämmwasser und entspricht deswegen dem bereits in Kapitel 4.1.2 ermittelten Werten.

“Rauchgas“ bezeichnet den in Kapitel 4.2.3.2 behandelten Rauchgasstrom.

“Rückstand“ entspricht dem Rückstand der Rauchgasreinigungsanlage in Kapitel 4.2.1.2

“Restgas“ wurde aus Kapitel 4.4.2 übernommen.

“Schlacke“ und “Fe-Schrott“ stammen aus Kapitel 4.1.2 und wurden übernommen.

Für den elektrischen Eigenverbrauch der Anlage wurden der erzeugte Strom und der Strom, welcher in das Stromnetz eingespeist wird, im Monat August des Jahres 2013 ermittelt, wobei die Differenz dieser beiden, den Eigenverbrauch ergibt:

$$P_{Eigenverbrauch} = P_{erzeugt} - P_{eingespeist} \tag{4.137}$$
$$P_{Eigenverbrauch} = 5313907 - 3959976 = 1353931 \ \frac{kWh}{Monat}$$
$$P_{Eigenverbrauch} = 1820 \ kW$$

Summiert man sämtliche, ermittelten, elektrischen Leistungen der Verbraucher so ergibt sich ein Eigenbedarf von 1802 kW. Dieser Vergleich zeigt, dass die wichtigsten, elektrischen Verbraucher erfasst wurden und, dass die berechneten Leistungen korrekt sind.

Die elektrische Leistung der Turbinen ergibt sich durch deren Summation wie folgt:

$$P = P_{Turbine1} + P_{Turbine2} \tag{4.138}$$
$$P = 6400 + 628 = 7028 \ kW$$

“Fernwärme“ wurde bereits in Kapitel 4.3.7.2 berechnet.

Masse [kg/s]

Input			Output
Luft	22,840	17,440	Rauchgas
Müll	3,251	9,494	Restgas
Betriebsmittel	0,089	0,641	Schlacke
Wasser	0,829	0,127	Rückstand
		0,103	Abwasser
		0,059	Fe-Schrott
Summe	27,009	27,864	Summe

Energie [kW]

Input			Output
Luft	812	3747	Rauchgas
Müll	34131	1066	Restgas
Betriebsmittel	4	48	Schlacke
Wasser	178	13	Rückstand
Eigenbedarf	1820	93	Abwasser
		2	Fe-Schrott
		7028	elektrische Energie
		770	Fernwärme
		24178	Wärmeverluste
Summe	36945	36945	Summe

Tabelle 40: Ergebnisse der Bilanzierung der Gesamtanlage

Wärmeverluste wurden nur näherungsweise als Differenz der bis dahin ermittelten eintretenden Energieströme und der austretenden Energieströme ermittelt. Von den insgesamt 24178 kW fallen jedoch 85 % auf die mit dem Luftkondensator abtransportierte Wärme zurück. Die verbleibenden 3625 kW ergeben sich durch Umwandlungs- sowie Abstrahlungsverlusten, sowie aus nicht beachteten bzw. vernachlässigten In- und Outputs.

Zur Visualisierung der Energieflüsse der Müllverbrennungsanlage Arnoldstein wurde ein Energieflussdiagramm erstellt. Dieses liest sich von oben nach unten und gibt sowohl quantitative, als auch qualitative Auskunft über die betrachteten Energieströme. Aus dieser Darstellung (33) erkennt man die hohen Verluste der Anlage bei der Wärmenutzung. Die kommt daher, dass zum einen kein Prozessdampf ausgekoppelt wird und keine hohe Auslastung der Fernwärme vorliegt (Sommerbetrieb); zum anderen liegt es darin, dass die Anlage primär eine Verwertunganlage ist und nur sekundär zur Energiebereitstellung verwendet wird.

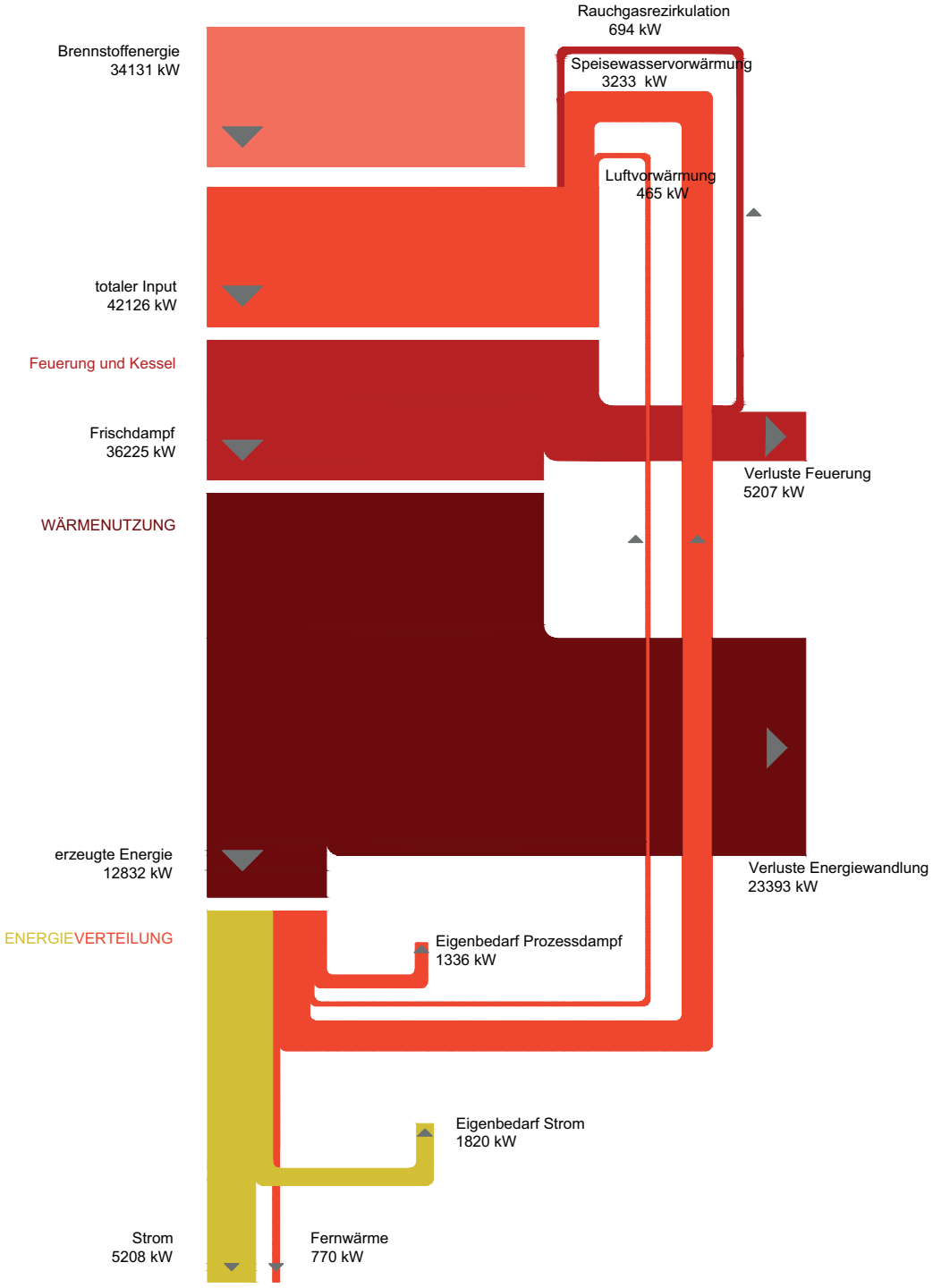

Abbildung 33: Energieflussdiagramm der Anlage

5 Zusammenfassung und Ausblick

Für die Optimierung von Anlagen und Prozessen ist die Kenntnis des Systems von grundlegender Bedeutung. Diese Diplomarbeit beschreibt alle wichtigen Komponenten der Müllverbrennungsanlage Arnoldstein im Detail und dokumentiert die berechneten Bilanzen, um diese nachvollziehbar zu machen. Die durchgeführten Energiebilanzen der Einzelkomponenten zeigen die Effizienz des Kessels, die Menge an ungenutzter Energie, welche zum Beispiel von der Luftzerlegungsanlage an die Umwelt abgegeben wird, die Verluste der Behälter im Wasser-Dampfkreislauf und geben noch viele weitere Informationen über die Anlage preis. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen über die ein- und austretenden Ströme, die diese Arbeit mit sich brachten, lassen sich Energieverluste der Einzelsysteme genau lokalisieren. Im weiteren Schritt sieht man die Größenordnung des Verlustes und kann Wirtschaftlichkeitsrechnungen durchführen, ob sich eine Verbesserung des Prozesses auch rentiert.

Obwohl solche Optimierungen von bestehenden Anlagen zur thermischen Abfallverwertung einen Beitrag zur Verbesserung von Umweltbelastungen durch Schadstofffreisetzungen leisten, so verringern diese nicht das stetig wachsende Müllaufkommen. Will man diesem Problem entgegentreten, so gibt es verschiedene Ansätze. Eine Möglichkeit wäre die Erhöhung von Entsorgungsgebühren, wie es bereits in Nord Amerika und Europa versucht wird. Diese Erhöhung hatte eine Verringerung der Müllproduktion zur Folge. Ein anderer Weg wäre ein Umdenken der Bevölkerung hin zu geringerem Ressourcenverbrauch bzw. hin zu wiederverwertbaren Gebrauchsgegenständen zu erreichen, wodurch der Materialkreislauf sich wesentlich verbessern würde. Die Einsparung von Materialien beim Entwurf industrieller und städtischer Systeme wäre ein weiterer wichtiger Ansatz, wofür jedoch detaillierte Studien über Energie- und Materialflüsse gebraucht werden. [1] Meiner Meinung nach wird nicht ein einzelner dieser beschriebenen Wege zu einer maßgeblichen Reduktion des Müllaufkommen führen. Um dieses Ziel zu erreichen, ist es notwendig alle beschriebenen Ansätze zu verfolgen und gemeinsam an einem Strang zu ziehen, um Spätfolgen zu reduzieren.

Abbildungsverzeichnis

1 Verwertung und Beseitigung von Siedlungsabfällen aus Hasuhalten und ähnlichen Einrichtungen 1989 bis 2010 [3] . . . 2
2 Überblick und Systematik der Verfahren zur thermischen Abfallbehandlung [5] . . . 5
3 Überblick etablierter Rostsysteme [4] . . . 6
4 Typischer Aufbau einer Rostfeuerung [4] . . . 6
5 Prinzipskizze einer Wirbelschichtverbrennung [4] . . . 7
6 Mechanismen der Stickoxidbildung in Abhängigkeit der Flammentemperatur in °C [8] . . . 8
7 Aufbau einer Drehrohrofenfeuerung [4] . . . 8
8 Verfahrensschema des Schwel-Brennverfahrens [6] . . . 9
9 Verfahrensschema des Noell-Konversionsverfahrens [4] . . . 10
10 Verfahrensschema des Thermoselectverfahrens [6] . . . 11
11 Verfahrensschema der Abfallverbrennungsanlage Arnoldstein [11] . . . 14
12 Behandlung nach dem Martin-Syncom-Verfahren [4] . . . 15
13 Dampferzeuger in Vertikalzugausführung; (1) Endüberhitzer, (2) Vorüberhitzer, (3) Speisewasservorwärmer [6] . . . 16
14 Rauchgasentschefelungsanlage [8] . . . 17
15 Schlauchfilter mit Druckluftabreinigung (A) Filterschläuche, (B) Drahtstützkörbe, (C) Rohrstutzen, (D) Kopfplatte, (E) Einlassstutzen, (F) Filtergehäuse, (G) Druckluftdüsen, (H) Ventilrohre, (I) Staubtrichter, (K) Zellenrad, (L) Elektroventile, (M) Steuergerät, (N) Manometer [13] . . . 18
16 Abscheidegrad von NO_x und NH_3-Schlupf in Abhängigkeit des stöchiometrischen Verhältnisses [8] . . . 19
17 Vereinfachtes Wärmeschaltschema einer Kraft-Wärme-Kopplung [14] . . . 21
18 Systemgrenze Kessel . . . 23
19 Systemgrenze Turboabsorber und Gewebefilter . . . 35
20 Systemgrenze Aktivkoksfilter und Saugzug . . . 40
21 Systemgrenze selektive katalytische Reduktion . . . 43
22 Wasser-Dampfkreislauf mit Ergebnissen aus iterativer Berechnung (Sommerbetrieb) . . . 49
23 Systemgrenze Hauptkondensatbehälter . . . 50
24 Systemgrenze Speisewasserbehälter . . . 53
25 Systemgrenze Reinkondensatbehälter . . . 56
26 Systemgrenze Turbine 1 . . . 59
27 Systemgrenze Turbine 2 . . . 61
28 Systemgrenze Mitteldruckdampfverteiler . . . 63
29 Systemgrenze Niederdruckdampfverteiler . . . 66
30 Systemgrenze Luftkondensator . . . 68
31 Systemgrenze Luftzerlegungsanlage . . . 76
32 Systemgrenze Gesamtanlage . . . 84
33 Energieflussdiagramm der Anlage . . . 88

Tabellenverzeichnis

1 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.1 24
2 Polynomkoeffizienten zur Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität . . 25
3 Rauchgaszusammensetzung am Kesselaustritt laut Abnahmeversuch 27
4 Elektrische Verbraucher des Systems Kessel 32
5 Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Kessel 33
6 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.2.1 36
7 Wärmekapazitäten von Calciumchlorid-Hydrate [18] 38
8 Elektrische Verbraucher des Systems Turboabsorber und Gewebefilter . . . 39
9 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.2.2 41
10 Elektrische Verbraucher des Systems Aktivkokasfilter und Saugzug 42
11 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.2.3 44
12 Elektrische Verbraucher des Systems selektive katalytische Reduktion . . . 45
13 Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Turboabsorber und Gewebefilter . 46
14 Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Aktivkoksfilter und Saugzug . . . 47
15 Ergebnisse der Bilanzierung des Systems selektive katalytische Reduktion . 47
16 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.1 51
17 Elektrische Verbraucher des Systems Hauptkondensatbehälter 52
18 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.2 54
19 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.3 57
20 Elektrische Verbraucher des Systems Reinkondensatbehälter 58
21 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.4 60
22 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.5 62
23 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.6 64
24 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.7 67
25 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.3.8 69
26 Elektrische Verbraucher des Systems Luftkondensator 70
27 Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Hauptkondensatbehälter 71
28 Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Speisewasserbehälter 72
29 Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Reinkondensatbehälter 72
30 Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Turbine 1 73
31 Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Turbine 2 74
32 Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Mitteldruckdampfverteiler 74
33 Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Niederdruckdampfverteiler 75
34 Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Luftkondensator 75
35 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.4 77
36 Elektrische Verbraucher des Systems Luftzerlegungsanlage 80
37 Ergebnisse der Bilanzierung des Systems Luftzerlegungsanlage 81
38 Elektrische Verbraucher der Nebenanlagen 83
39 Indizes und Abkürzungen des Kapitels 4.6 85
40 Ergebnisse der Bilanzierung der Gesamtanlage 87

Symbolverzeichnis

$\dot{m}$	Massenstrom in $\frac{kg}{s}$
$\dot{Q}$	Wärmestrom in kW
m	Masse in t
Bh	Betriebsstunden in h
h	spezifische Enthalpie in $\frac{kJ}{kg}$
R	spezifische Gaskonstante in $\frac{kJ}{kgK}$
X	spezifische Luftfeuchte in $\frac{kg}{kg}$
ρ	Dichte in $\frac{kg}{m^3}$
p	Druck in Pa
T	Temperatur in K
$\dot{V}$	Volumenstrom in $\frac{m^3}{s}$
r	Raumanteil in $\frac{m^3}{m^3}$
c_p	spezifische isobare Wärmekapazität in $\frac{kJ}{kgK}$
ϑ	Temperatur in °C
P	Leistung in kW
U	Spannung in V
I	Strom in A
φ	Phasenwinkel in rad
V	Volumen in m^3
n	Anzahl ohne Einheit
x	Massenanteil in $\frac{kg}{kg}$
t	Zeit in s

Literaturverzeichnis

[1] Hoornweg D., Bhada-Tata P., Kennedy C., *Waste production must peak this century*, In: Nature Vol. 502, 31. Oktober 2013

[2] VDI Gesellschaft Energietechnik, *Thermische Abfallentsorgung – Konzept Kosten Verfahren*, VDI-Verlag, 1995

[3] Umweltbundesamt, *Die Bestandsaufnahme der Abfallwirtschaft in Österreich, Statusbericht 2012*, 2012

[4] Dirks E., *Praxishandbuch der Abfallverbrennung – Technik und Betrieb thermischer Behandlungsverfahren*, Herrentor-Fachbuchverlag, 2000

[5] VDI 3460, *Emissionsminderung - Thermische Abfallbehandlung*, Beuth-Verlag 2002

[6] Effenberger H., *Dampferzeugung*, Springer-Verlag, 2000

[7] Gesamte Rechtsvorschrift für Abfallverbrennungsverordnung, Fassung vom 05.11.2013

[8] Schultes M., *Abgasreinigung*, Springer-Verlag, 1996

[9] Stubenvoll J., Böhmer S., Szednyj I., *Stand der Technik bei Abfallverbrennungsanlagen*, Bundesministerium für Land- und Forstwirtschaft, Umwelt und Wasserwirtschaft, September 2002

[10] Kärntner Restmüllverwertungs GmbH, *Die Thermische Behandlungsanlage Arnoldstein*, Broschüre

[11] Böhmer S., Kügler I., Stoiber H., Walter B., *Abfallverbrennung in Österreich – Statusbericht 2006*, Umweltbundesamt, 2007

[12] Zellinger G., *Umweltverträglichkeitserklärung TBA Arnoldstein – Fachbereich Vorhabensbeschreibung*; 2001

[13] Löffler F., *Staubabscheiden*, Georg-Thieme-Verlag, 1988

[14] Schaumann G., *Kraft-Wärme-Kopplung*, Springer-Verlag, 2010

[15] Witte U., *Steinmüller Pocket Book, Steam Generation*, Vulkan-Verlag, 2.Edition, 1996

[16] Önorm EN 12952-15, *Wasserrohrkessel und Anlagenkomponenten, Teil 15: Abnahmeversuch*, 01.02.2004

[17] VDI Gesellschaft Energietechnik, *VDI-Wärmeatlas*, Springer-Verlag, 10.Auflage, 2006

[18] H.G. Hirschberg, *Handbuch der Verfahrenstechnik und Anlagenbau - Chemie,Technik, Wirtschaftlichkeit*, Springer-Verlag, 1999