

DIPLOMARBEIT

Energetische Optimierung der Müllkessel der MVA Dürnrohr

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hermann Hofbauer

Dipl.-Ing. Martin Leitner

E 166

Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und Technische Biowissenschaften

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Daniel Fritz

0726900

3465 Königsbrunn am Wagram, Wagramstrasse 14

Dürnrohr, im März 2014

Danksagung

Ich möchte mich bei meinen Betreuern Univ.Prof.Dipl.Ing.Dr. Hermann Hofbauer und Dipl.Ing. Martin Leitner für ihre Unterstützung bei der Erstellung dieser Arbeit bedanken. Bedanken möchte ich mich auch bei der Geschäftsführung der EVN Abfallverwertung. Besonders dem Herrn Dipl.Ing. Gernot Alfons gebührt ein besonderer Dank. Durch sein rasches Agieren wurde es mir erst überhaupt möglich ein Thema zu erhalten und dieses auszuarbeiten. Der Werksleitung soll hier auch ein Dank ausgesprochen werden. Auch bei Frau Maria Grasl möchte ich mich bedanken, da sie mir ihren Rechner zur Verfügung gestellt hat und mir auch als wichtige Schnittstelle bei der Datenübertragung diente. Bedanken möchte ich mich auch bei dem Herrn Dipl.Ing.Dr. Thomas Gröbl, der mir in jeder Hinsicht behilflich war und nie zögerte mir Ratschläge zu geben. Auch Dipl.Ing. Martin Zweifel sei mein Dank ausgesprochen, da er mir einen kleinen Einblick in seinen Erfahrungsfundus gewährte. Für seine Unterstützung in praktischen Belangen und im Felde möchte ich mich bei Herrn Gottfried Höllmüller bedanken. Auch bei Gerald Klingenbrunner, der mir einen Büroplatz zukommen lies, und Mattias Simetzberger möchte ich mich bedanken, da sie meine Bürokollegen waren und für ein angenehmes Arbeitsklima sorgten. Zum Abschluss möchte ich mich noch bei allen anderen Kollegen und Beteiligten bedanken, die ich hier nicht in vollem Umfang nennen kann, da sie so zahlreich waren und mir eine schöne Zeit in der EVN Abfallverwertung bescherten.

Kurzfassung

In dieser Arbeit soll das energetische Optimierungspotential der MVA Dürnrohr im Bereich Kessel der Linien 1 bis 3 betrachtet werden.

Darüber hinaus ist auch eine Begutachtung des derzeitigen Anlagenzustandes vorzunehmen. Der betrachtete Bereich in dieser Arbeit soll ausschließlich das Umfeld der Dampferzeugung beinhalten. Eine großräumigere Betrachtung, die eine Untersuchung der Rauchgasreinigungsanlage bedeuten würde, soll in dieser Arbeit nicht stattfinden, da diese den Untersuchungsrahmen sprengen würde.

Des Weiteren ist eine Beschreibung des Gewerkes Kessel unabdingbar, um ein umfassendes Gefühl für die Gesamtzusammenhänge zu bekommen. Zum besseren Verständnis, in welchem Bereich des Kessels ein Optimierungspotential zu finden ist, soll dieser einer Modellierung unterzogen werden. Es wird dafür auf ein Programm (*PPSD von KED*) zurückgegriffen, das auch im Anlagenbau Verwendung findet.

In der Modellabbildung findet eine Anlagvalidierung mit Betriebswerten und anschließender Sensitivitätsanalyse statt. Daraus folgend soll das aus der Gesamtmodellierung vorhandene Optimierungspotential der Anlage erhoben und plausibilisiert werden. Als Grundlagen für die Potentialerhebung dienen die Verfügbarkeit, der Wirkungsgrad und die Kosten bzw. die Amortisationszeit. Resultierend daraus sollen die gefundenen Anlageneffizienzsteigerungsmöglichkeiten nach einem Prioritätsranking aufgelistet werden, denen die zuvor angeführten Kriterien zugrunde liegen.

Dies bedeutet eine sinnvolle Gegenüberstellung, sodass das optimale Gleichgewicht in Anbetracht der Randbedingungen, erreicht wird. Diese Auflistung soll eine Grundlage für die Verfassung nachfolgender Arbeiten bieten.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Hintergrund	1
1.3	Überblick	2
2	Anlagengeschichte	3
3	Kesselsystem	6
3.1	Allgemeiner Kesselaufbau	6
3.1.1	Aufgabesystem	7
3.1.2	Rost	7
3.1.3	Brennkammer	8
3.1.4	Strahlungszug	8
3.1.5	Überhitzerzug	9
3.1.6	Speisewasservorwärmung (ECO-Zug)	10
3.2	Das Wasser-, Dampfsystem	10
3.2.1	Einbauten im Wasserdampfsystem	20
3.2.1.1	Speisewasserbehälter	20
3.2.1.2	Speisewasserpumpe	20
3.2.1.3	HDV	21
3.2.1.4	Trommelwasserwärmetauscher	21
3.2.1.5	Kondensatbehälter	21
3.3	Konstruktiver Aufbau der Kessellinien 1 und 2	21
3.3.1	Aufbau der Linien 1 und 2	21
3.3.2	Strahlungszug	22
3.3.3	Horizontalzug	22
3.3.4	Vertikalzug	23
3.4	Konstruktiver Aufbau der Kessellinie 3	25
3.4.1	Strahlungszug	25
3.4.2	Konvektionszug	25
3.4.3	Vertikalzug	26

3.5	Konstruktiver Unterschied zwischen den Linien	28
4	Theorie	29
4.1	Erhaltungssätze	29
4.1.1	Massenerhaltungssatz - Kontinuitätsgleichung	29
4.1.1.1	Kontinuitätsgleichung in differentieller Form	30
4.1.2	Impulserhaltungssatz - Impulssatz	30
4.1.2.1	Impulssatz in differentieller Form	30
4.1.3	Energieerhaltungssatz - Energiesatz	31
4.1.3.1	Energiesatz in differentieller Form	31
4.2	Arten der Wärmübertragung	32
4.2.1	Wärmeleitung	32
4.2.2	Konvektion	34
4.2.2.1	Erzwungene Konvektion	35
4.2.2.2	Anwendungsfall für die erzwungene Konvektion	35
4.2.2.3	Freie Konvektion	36
4.2.2.4	Anwendungsfall für die freie Konvektion	37
4.2.3	Wärmestrahlung	37
4.2.3.1	Grundlegendes	37
4.2.3.2	Schwarze Körper	38
4.2.3.3	Ausstrahlung realer Körper	39
4.2.3.4	Gasstrahlung	40
4.2.4	Wärmedurchgang	43
4.2.4.1	Wärmedurchgang durch die ebene Wand	44
4.2.4.2	Wärmedurchgang durch ein zylindrisches Rohr	44
4.3	Strömungsmechanik	45
4.3.1	Bernoulli-Gleichung	46
4.3.2	Rohrströmung	47
4.3.2.1	Laminare Rohrströmung	47
4.3.2.2	Übergang von laminarer zu turbulenter Rohrströmung	49
4.3.2.3	Turbulente Rohrströmung	50
4.3.2.4	Rohrwiderstandszahl λ_R	52
4.3.2.5	Weitere Verluste	54
4.4	Naturumlauf	55
4.5	Kesselgleichung	60
4.6	Pumpenleistung	61
4.7	Verbrennung	61
4.7.1	Grundlagen	62
4.7.2	Brenn- und Heizwert	62

4.7.3	Sauerstoffbedarf	63
4.7.4	Luftbedarf	64
4.7.5	Luftüberschuss	64
4.7.6	Abgasmenge	65
4.7.6.1	Mindestabgasmenge	65
4.7.6.2	Trockene Abgasmenge	66
4.7.6.3	Feuchte Abgasmenge	66
4.7.7	Abgaszusammensetzung	66
4.7.8	Adiabate Verbrennungstemperatur	67
4.7.9	Verbrennungstemperatur	67
5	Das Programm	68
5.1	PPSD	68
5.2	Programm basierender Lösungsweg	70
5.3	Aufbau der graphischen Oberfläche	71
6	Modellierung	77
6.1	Anlagenmodellierung	77
6.1.1	Bilanzräume	77
6.1.2	Validierung	90
6.1.3	Verschmutzungen	93
6.1.4	Abweichungen Modell zu Realität	95
7	Ergebnisse	100
7.1	Separate Einspritzwassereinbringung	100
7.1.1	Kondensatanschlussstellen	104
7.2	Druck- und Temperaturerhöhung im Speisewasserbehälter	107
7.3	Einsparung von Einspritzwasser	113
7.4	Nachrechnung der erhaltenen Modellwerte	114
7.4.1	Gasstrahlung	114
7.4.2	Konvektion	115
7.4.3	Querangeströmtes Überhitzerpaket	117
8	Zusammenfassung und Ausblick	118

Verwendete Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Querschnittsfläche
A_v	-	geometrieabhängiger Absorptionsgrad des Gases
a	m^2/s	spez. Wärmeleitfähigkeit
$a(T)$	-	hemisphärische Gesamt-Absorptionsgrad
a_λ	-	spektrale Absorptionsgrad
B	m	Zugbreite
C_1	-	Konstante im logarithmischen Überlappungsgesetz
C_2	-	Konstante im logarithmischen Überlappungsgesetz
c	kg/kg	Kohlenstoffgehalt
c	m/s	Lichtgeschwindigkeit
c_1	Wm^2	Konstante im Planckschen Strahlungsgesetz
c_2	μmK	Konstante im Planckschen Strahlungsgesetz
c_D	m/s	Fluidgeschwindigkeit in einer Strömungsmaschine am Druckstutzen
c_S	m/s	Fluidgeschwindigkeit in einer Strömungsmaschine am Saugstutzen
c_p	J/kgK	spez. Wärmekapazität
c_{pmA}	J/m ³ K	spez. Wärmekapazität des Abgases
c_{pmL}	J/m ³ K	spez. Wärmekapazität der Luft
d	m	Rohrdurchmesser
E	W/m^2	einfallende Wärmestrahlung je Flächeneinheit
E_λ	$\text{W}/\text{m}^2\mu\text{m}$	spektrale Bestrahlungsstärke

(wird fortgesetzt)

Zeichen	Einheit	Bedeutung
e	J/kg	spez. innere Energie
F	N	Kraft
f_{p,H_2O}	-	Druckkorrekturfaktor für H_2O
f_{p,CO_2}	-	Druckkorrekturfaktor für CO_2
f	-	Verhältnis von Mindestluftbedarf feucht zu Mindestluftbedarf
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
\mathbf{g}	m/s ²	Vektor der Beschleunigung
H	m	Zughöhe
H_F	m	Förderhöhe
H_o	MJ/kg	oberer Heizwert
H_u	MJ/kg	unterer Heizwert
h	J · s	Plancksches Wirkungsquantum
h	kg/kg	Wasserstoffgehalt
h	J/kg	spez. Enthalpie
h_D	m	Ortshöhe Druckstutzen
h_S	m	Ortshöhe Saugstutzen
I	W/m ² sr	Intensität
i	kg/kg	Inertanteil
k	W/m ² K	Wärmedurchgangskoeffizient
k_B	J/K	Boltzmannkonstante
k_s	m	Sandrauigkeit
k_{s*}	-	Rauigkeitskennzahl
k_1	mm	Wanddickenzuschlag zur Berücksichtigung der Wanddickenunterschreitung
k_2	mm	Wanddickenzuschlag zur Berücksichtigung von Korrosion und Abnutzung
L	W/m ² sr	Strahldichte
L_λ	W/m ² μm sr	spektrale Strahldichte
L_{min}	Nm ³ /kg	Mindestluftbedarf, brennstoffbezogen
$L_{min,f}$	Nm ³ /kg	Mindestluftbedarf feucht, brennstoffbezogen
L_{tat}	Nm ³ /kg	tatsächliche Luftmenge, brennstoffbezogen
l	m	Länge
l_E	m	Einlaufflänge

(wird fortgesetzt)

Zeichen	Einheit	Bedeutung
M_λ	$\text{W}/\text{m}^2\mu\text{m}$	spektrale flächenspezifische Ausstrahlung
$M(T)$	W/m^2	flächenspezifische Ausstrahlung
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
n	kg/kg	Stickstoffgehalt
$O_{2,min}$	Nm^3/kg	erforderliche Sauerstoffbedarf, brennstoff- bezogen
o	kg/kg	Sauerstoffgehalt
P	W	Leistung
p	Pa	Druck
p_S	Pa	Druck am Saugstutzen
p_s	mbar	Sättigungsdampfdruck
p_D	Pa	Druck am Druckstutzen
p_L	mbar	Luftdruck
p_{CO_2}	bar	Partialdruck von Kohlendioxid
p_{H_2O}	bar	Partialdruck von Wasser
Δp	Pa	Druckdifferenz bei Druckstoß
Δp_V	Pa	Druckverlust
Q_{AB}	J/kg	abgeführte Wärme aus dem Brennraum
\dot{Q}	W	Wärmestrom
\dot{Q}_{gw}	W	Wärmestrom durch Strahlung zwischen Gas und Wand
\dot{q}	W/m^2	Wärmestromdichte
$\dot{\mathbf{q}}$	W/m^2	Vektor der Wärmestromdichte
R_j	$\text{m}^2\text{K}/\text{W}$	Wärmewiderstand
r	m	Rohrradius
r	-	Reflexionsgrad
r_λ	-	spektrale Reflexionsgrad
r_V	MJ/kg	Verdampfungsenthalpie
s	kg/kg	Schwefelgehalt
s	m	Wandstärke
s_{gl}	m	gleichwertige Schichtdicke
T	K	Temperatur
ΔT	K	Temperaturdifferenz
T_F	K	Fluidtemperatur
T	m	Zugtiefe

(wird fortgesetzt)

Zeichen	Einheit	Bedeutung
t	s	Zeit
t_A	°C	Temperatur des vorgewärmten Heizgases
t_a	°C	Temperatur der Außenluft
t_L	°C	Temperatur der Luft
t_v	°C	Verbrennungstemperatur
Δt	s	Zeitschrittweite
v	m/s	Geschwindigkeit
\mathbf{v}	m/s	Vektor der Geschwindigkeit
v_*	m/s	Schubspannungsgeschwindigkeit
V	m ³	Volumen
V_{AG}	m ³ /kg	Abgasvolumen
$V_{A,f}$	Nm ³ /kg	Abgasmenge feucht, brennstoffbezogen
$V_{min,tr}$	Nm ³ /kg	Mindestabgasmenge, brennstoffbezogen
V_{tr}	Nm ³ /kg	Abgasmenge trocken, brennstoffbezogen
V_f	Nm ³ /kg	Abgasmenge feucht, brennstoffbezogen
$V_{f,min}$	Nm ³ /kg	minimale Abgasmenge, brennstoffbezogen
\dot{V}	m ³ /s	Volumenstrom
W	J	Arbeit
w	kg/kg	Wassergehalt
Δx	m	Ortsschrittweite
Y	Nm/kg	spezifische Stutzenarbeit
Y_p	Nm/kg	verlustlose spezifische Stutzenarbeit
y_*	-	dimensionslose Höhenkoordinate
x	m	Koordinate
x_{th}^*	-	thermodynamischer Dampfgehalt
\ddot{x}	m/s ²	Beschleunigung
z	m	vertikal Koordinate
α	W/m ² K	Wärmeübergangszahl
α_a	W/m ² K	aufsummierte Wärmeübergangszahl
α	°	Achsneigungswinkel des Volumenelements
β	1/K	räumliche Wärmeausdehnungskoeffizient
$\Delta\epsilon$	-	Korrekturglied bei Mischungen
δ	-	Abweichung Realität zu Modellbildung auf °C bezogen
$\epsilon(T)$	-	hemisphärische Gesamt-Emissionsgrad
ϵ_g	-	Emissionsgrad des Gases

(wird fortgesetzt)

Zeichen	Einheit	Bedeutung
ϵ_w	-	Emissionsgrad der Wand
ϵ_{gw}	-	Emissionsgrad des Gases, bezogen auf die Wandtemperatur
η	Pa s	dynamische Viskosität
κ	-	Kármán- Konstante
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
λ_R	-	Rohrwiderstandszahl
λ	m	Wellenlänge
λ_L	-	Luftüberschusszahl
ν	m ² /s	kinematische Viskosität
ρ	kg/m ³	Dichte
ρ'	kg/m ³	Dichte gesättigtes Wasser
ρ_G	kg/m ³	Dichte Wasser- Dampfgemisch
σ	W/m ² K ⁴	Stefan-Boltzmann-Konstante
σ_{zul}	N/mm ²	zulässige Spannung bei ruhender Beanspruchung
τ	N/m ²	Scherspannung
τ	-	optische Dicke
τ_λ	-	spektrale Transmissionsgrad
ψ	-	Abwertungsfaktor
φ	-	relative Feuchte
ζ	-	Widerstandsbeiwert

Verwendete Konstanten

Symbol	Konstante	Einheit
c	$2,99792458 \cdot 10^8$	m/s
c_1	$3,741775 \cdot 10^{-16}$	Wm ²
c_2	14387,7	μmK
h	$6,62606957 \cdot 10^{-34}$	J · s
k_B	$1,3806488 \cdot 10^{-23}$	J/K
σ	$5,67040 \cdot 10^{-8}$	W/m ² K ⁴

Verwendete Indices

Index tiefgestellt	Bedeutung
<i>a</i>	Außen
<i>D</i>	Dampf
<i>F</i>	Fluid
<i>g</i>	Gas
<i>i</i>	Innen
<i>Kon</i>	Konvektion
<i>lam</i>	laminar
<i>m</i>	Mittel
<i>max</i>	Maximal
<i>sp</i>	Speisewasser
<i>Str</i>	Strahlung
<i>turb</i>	turbulent
<i>w</i>	Wand

Index hochgestellt	Bedeutung
—	Mittelwert
'	Schwankungsgröße
<i>c</i>	kritisch
<i>s</i>	auf den schwarzen Strahler bezogen

Dimensionslose Kennzahlen

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$Ec = v^2/c_p \cdot \Delta T$	-	Eckert-Zahl
$Ga = g \cdot \rho^2 \cdot l^3/\eta^2$	-	Galilei-Zahl
$Gr = g \cdot \beta \cdot (T_w - T_F) \cdot l^3/\nu^2$	-	Grashof-Zahl
$Nu = \alpha \cdot l/\lambda$	-	Nußelt-Zahl
$Pe = v \cdot l/a$	-	Peclet-Zahl
$Pr = \nu/a$	-	Prandtl-Zahl
$Ra = Gr \cdot Pr$	-	Rayleigh-Zahl
$Re = v \cdot \rho \cdot l/\eta$	-	Reynolds-Zahl
$St = \alpha/v \cdot \rho \cdot c_p$	-	Stanton-Zahl

Abkürzungen

Kurzbezeichnung	Bedeutung
<i>AVN</i>	Abfallverwertung Niederösterreich
<i>ECO</i>	Economiser
<i>ESP</i>	Einspritzpumpe
<i>ESW</i>	Einspritzwasser
<i>FLR</i>	Feuerleistungsregelung
<i>HDV</i>	Hochdruckvorwärmer
<i>KED</i>	Kerntechnik Entwicklung Dynamik
<i>KKS</i>	Kraftwerk-Kennzeichensystem
<i>LuVo</i>	Luftvorwärmer
<i>MVA</i>	Müllverbrennungsanlage
<i>ND</i>	Niederdruckdampf
<i>NPSH</i>	Net Positive Suction Head
<i>PPSD</i>	Power Plant Simulator und Designer
<i>PLS</i>	Prozessleitsystem
<i>SWP</i>	Speisewasserpumpe
<i>TOC</i>	Gesamte organische Kohlenstoff (total organic carbon)

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Motivation

Als Motivation für diese Arbeit dient das Streben nach Verbesserungen in den verschiedensten Bereichen im Gewerk Kessel. Als Kesselbereich werden das Wasserdampfsystem sowie der Druckteil des Dampferzeugers gesehen. Die Erhöhung der Kesselreisezeit ist bei Müllverbrennungsanlagen einer der wichtigsten Punkte. Somit sollte jeder Betreiber sich dieser Aufgabe bewusst sein und stets das Beste geben, um dieses Ziel auch zu erreichen. Auch das Einsparen von Betriebsmitteln ist kein unwesentlicher Punkt für den Anlagenbetreiber, da die Einsatzstoffe mit nicht unerheblichen Kosten verbunden sind. Somit führt diese Erkenntnis zu folgendem Schluss: Dass Einsparungen bei den Bedarfsmitteln, soweit diese sinnhaft angesetzt werden, zu einer finanziellen Ersparnis beitragen können. In diesem Sinne ist es Aufgabe der Arbeit, die verschiedensten potentiellen Verbesserungsvorschläge, die der Bereich Kessel zu bieten hat, anzuführen. Das im Zuge der Arbeit erstellte Kesselmodell soll auch dazu dienen, zukünftig geplante Änderungen an den Kessellinien zu überprüfen und zu beurteilen.

1.2 Hintergrund

Der Bau der Müllverbrennung in Dürnrohr ist auf einen Beschluss der niederösterreichischen Landesregierung im Jahre 1994 zurückzuführen. Dieser Beschluss besagt, dass sich das Land Niederösterreich für die thermische Abfallverwertung entschieden hat. Nicht nur Niederösterreich wählte diese Option sondern auch andere Bundesländer, wie z.B.: Wien, Oberösterreich, Kärnten und zum Teil auch die Steiermark, trafen diese Entscheidung. Andere Bundesländer, wie das Burgenland entschieden sich für den Weg der mechanisch biologischen Behandlung ihres Abfalls. Im Jahr 1996 wurde durch die Deponieverordnung ein grundsätzliches Ablagerungsverbot von unbehandelten Abfällen ab dem 01.01.2004 verordnet. Die Deponierungsverordnung schreibt vor, dass die Deponierung von Abfällen mit einem höheren organischen Anteil (TOC) als 5% und entsprechend hohen Heizwert

untersagt ist. Mit dem Stichtag von 01.01.2004 war aber das Ende der Deponierung noch nicht besiegelt, denn es wurde die Möglichkeit der Deponierungszeitraumverlängerung geschaffen. Somit konnte, wenn erwünscht, die Deponierung bis 01.01.2009 fortgesetzt werden. Einzig und alleine das Land Tirol entschied sich für eine Fristverlängerung bis Ende 2008 [1] [2].

1.3 Überblick

Nach dem ein kurzer Einblick in die Hintergründe der Thematik gegeben wurde und auch die Motivation für die Verfassung dieser Arbeit zu Grunde gelegt worden ist, soll ein weiterer kurzer Überblick für den Arbeitsinhalt in dieser Arbeit gezeigt werden. Zuerst soll eine kleine Historie über die Anlage erstellt werden. Auch die in den letzten Jahren durchgeführten Verbesserungen, sollen dem Leser nicht vorenthalten werden. Hiermit, sind die Tätigkeiten gemeint, die zu Verbesserungen der Verfügbarkeit und der Energieeffizienz beigetragen haben. Nach Abschluss der chronologischen Auflistung der Ereignisse soll die Anlage bzw. die Linien etwas genauer beleuchtet werden. Hier soll der Aufbau der Anlage bzw. die konstruktiven Unterschiede der drei Kessellinien aufgezeigt werden. Auch das Wasserdampfsystem soll bei dieser Möglichkeit einer Erklärung unterzogen werden, da diesem System in der Arbeit große Gewichtung beigemessen wird. Näheres dazu aber dann in der Arbeit selbst. Natürlich wird der allgemeinen Theorie, die zur Berechnung notwendig ist, auch der entsprechende Platz eingeräumt. Auch das für die Berechnung bzw. Simulation verwendete Computerprogramm bedarf einer Erklärung bzw. Einführung. Nach Behandlung der erwähnten Punkte wird ein weiteres Kapitel hinzugefügt. Dieses wird sich dann mit den erhaltenen Ergebnissen auseinandersetzen. In diesem Punkt werden die Vorschläge zu den diversen Verbesserungen der Anlageneffizienz dargestellt. Zu guter letzt wird der ganzen Arbeit ein abschließendes Resümee gewidmet.

Kapitel 2

Anlagengeschichte

Die Entstehung der Müllverbrennungsanlage in Dürnrohr in der Weise wie, sie zurzeit (2014) existiert, beruht auf einer zweistufigen Ausbauphase. Wie in der Einleitung erläutert, führten vorgegebene rechtliche Randbedingungen zum Bau der Anlage. Ein Punkt, der für die Standortwahl ausschlaggebend war, ist die direkte Nähe zu dem kalorischen Kraftwerk Dürnrohr und den umgebenden Industriebetrieben, sowie auch die vorhandene Infrastruktur. Bei der Infrastruktur sei die Bahn besonders erwähnt, da mit dieser 90% des zu verbrennenden Abfalls angeliefert werden. Die direkte Nähe zum Kraftwerk Dürnrohr bietet die Möglichkeit der optimalen Energienutzung. Durch die Vernetzung mit dem KW Dürnrohr und den umliegenden Fernwärmenetzen wird eine Einsparung von fossilen Brennstoffen erreicht. Somit kommt es zu einer Senkung der Emissionen am Standort und gleichzeitig zu einer adäquaten Verbesserung der Luftsituation. Nun aber zu den beiden Baustufen, die die Anlage zu dem machen, was sie heute ist: Die größte Müllverwertungsanlage Österreichs. Für die Linien 1 und 2 wurde im Juni 2001 der Genehmigungsbescheid für die Errichtung und den Betrieb der Anlage erteilt. Somit startete der Bau der Müllverbrennung mit dem Monat Juli des selbigen Jahres. Im März 2003 war der Bau der beiden Linien abgeschlossen. Am 3 April 2003 gab es auf der Linie 1 das erste Müllfeuer. In den folgenden Monaten wurde der Testbetrieb durchgeführt. Der offizielle Betriebsbeginn der Müllverbrennung war mit Jänner 2004 gegeben. Ab diesem Zeitpunkt war die AVN (Abfallverwertung Niederösterreich), wie sich die Firma früher nannte, verpflichtet, den ankommenden Müll anzunehmen. Die Brennstoffwärmeleistung der beiden Linien beträgt je Linie 60 MW bei einer Brennstoffzufuhr von maximal 22 t/h und einer Frischdampfleistung von maximal 74 t/h. Mit dieser installierten Leistung ist ein jährlicher Mülldurchsatz von 300.000 Tonnen erreichbar. Diese Angaben beziehen sich jedoch auf einen Heizwert von 10 MJ/kg Müll. Dies lässt den Schluss nahe liegen, dass bei verschiedenen Heizwerten der Mülldurchsatz proportional dem Heizwert ist. Näheres darüber im Kapitel über den Aufbau der Anlage. Im April 2007 wurde der Genehmigungsbescheid für die Errichtung und den Betrieb der Linie 3 erteilt. Baubeginn war hier 2007 im Monat Juni. Das Ende der Bautätigkeiten war mit Oktober 2009 erreicht. Das erste

Müllfeuer auf der Linie 3 gab es im November 2009. Mit dem Frühjahr 2010 wurde der offizielle Betriebsbeginn der neu errichteten Linie gestartet. Damit steht eine weitere Linie mit 90 MW Brennstoffwärmeleistung mit einer maximalen Brennstoffzufuhr von 32,5 t/h und einer Frischdampfleistung bis zu 113 t/h zu Verfügung mit der 225.000 Jahrestonnen verbrannt werden können. Nach diesen Ereignissen war die Metamorphose der Anlage, wie sie derzeit vorliegt, vollendet. Mit den drei Linien konnte jetzt eine Gesamtmenge von 525.000 Jahrestonnen verbrannt werden. Auch der Name der Anlage wurde im Jahre 2009 im Monat Juni geändert. Die neue Firmenbezeichnung wurde von Abfallverwertung Niederösterreich kurz AVN, auf EVN Abfallverwertung Niederösterreich geändert. Im Jahr 2013 gab es eine weitere Namensänderung von EVN Abfallverwertung Niederösterreich auf EVN. Da ein Anlagenzustand mit Betriebsbeginn nicht in Stein gemeißelt ist, liegt es nahe, dass in den nachfolgenden Betriebsjahren die verschiedensten Vorkehrungen getroffen wurden, um Verbesserungen auf der Anlage vorzunehmen.

Folgende Aufzählung gibt den chronologischen Verlauf der Änderungen bzw. Umbauten wieder:

- 2004 wurde eine neue Feuerleistungsregelung installiert
- 2005- 2010 wurde die Rostkühlung an den Linien 1 und 2 deinstalliert.
- 2010 wurde der Umbau der dampfbetriebenen Speisewasserpumpen auf elektrisch betriebene Speisewasserpumpen durchgeführt.
- 2010 wurde der Bau einer Brüden Niederschlagung vorgenommen
- 2011 Aufbringung einer metallischen Schutzschicht (Cladding) im Bereich der Strahlungszüge (1.Zug) auf der Linie 2
- 2011 Absenkung der ECO-Austrittstemperatur
- 2012 Aufbringung einer metallischen Schutzschicht (Cladding) im Bereich der Strahlungszüge (1.Zug) auf der Linie 1
- 2014 Aufbringung einer metallischen Schutzschicht (Cladding) im Bereich der Strahlungszüge (1.Zug) auf der Linie 3

Die angeführten Änderungen wurden aus verschiedenen Gründen durchgeführt. Die Feuerleistungsregelung, kurz FLR genannt, bietet einen sehr guten Ausbrand der aufgegebenen Müllmenge sowie eine zufriedenstellende Frischdampfistmengenkurve. Die Entfernung der Rostkühlung wurde deshalb vorgenommen, um die Verfügbarkeit zu erhöhen. Da die

Rostkühlung auf Grund ihrer komplexen Leitungsvernetzung doch ein erhebliches Ausfallrisiko barg und somit dem Faktor Verfügbarkeit im Weg stand. Der Umbau der dampfbetriebenen Pumpen auf elektrisch betriebene Pumpen, bringt den Vorteil mit sich, dass Wartungskosten und Betriebsmittel eingespart wurden. Des Weiteren stieg durch den Umbau die Betriebssicherheit. Seit dem Umbau der Speisewasserversorgung wird diese mit elektrisch betriebenen Speisewasserpumpen bewerkstelligt. Das Niederschlagen der Brüden hat den Sinn, unnötig entweichendes Kondensat aus dem Entgaser bzw. Speisewasserbehälter rückzugewinnen. Durch diesen Vorgang soll Kondensat als Betriebsmittel eingespart werden. Das Cladding an allen drei Linien dient zur Standzeitverbesserung und führt zu einer höheren Anlagenverfügbarkeit, da wegen dem Cladding die Auswirkungen der Hochtemperaturkorrosion verzögert werden. Der Kesselwirkungsgrad wird durch das Absenken der Rauchgastemperatur verbessert. Aus diesem Grund wurde die Austrittstemperatur von 170°C auf 160°C gesenkt.

Kapitel 3

Kesselsystem

Im folgenden Kapitel wird der Aufbau der gesamten Kesselanlage beschrieben. Es ist hier zu erwähnen, dass die Linien 1 und 2 baugleich sind. Der Kessel der Linie 3 weist eine etwas andere Geometrie im Vergleich zu den beiden kleineren Linien auf. Um diesen Unterschied herauszuarbeiten, werden Dispositionszeichnungen dargelegt. Nur mit Hilfe der Zeichnungen können die konstruktiven Unterschiede gut veranschaulicht werden. Neben dem Druckteil wird auch das Wasserdampfsystem mit den entsprechenden R&I Zeichnungen angeführt. Die Beschreibung des Naturumlaufs ist für das bessere Anlagenverständnis unabdingbar, wobei aber hier nur die Grundzüge erklärt werden sollen. Bei weiterem Interesse kann hier in facheinschlägiger Literatur nachgeschlagen werden[3].

3.1 Allgemeiner Kesselaufbau

Es soll hier der schlichte Aufbau der Kesselanlage erklärt werden. Da es eine Vielzahl von verschiedenen Kesselbauarten gibt, soll hier eine klare Abgrenzung unternommen werden. In der anschließenden Erklärung handelt es sich um einen Wasserrohrkessel, der als Naturumlaufkessel ausgeführt ist. Die einzelnen Räume, durch die das Rauchgas strömt und seine Wärme abgibt, werden als Züge bezeichnet. Da es bei den verschiedensten Bauarten, verschiedenste Anzahlen von Zügen gibt, wird hier eine weitere Präzisierung vorgenommen. In dieser Arbeit wird in ihrer vorliegenden Form, ein Fünfczugkessel behandelt, wobei es sich um drei Strahlungszüge, einen Horizontalzug und einen Vertikalzug handelt. Der genaue Aufbau der verschiedenen Zugarten wird in Folge genauer behandelt. Manch einer wird mit der Bezeichnung des vorliegenden Fünfczugkessels seine Einwände haben, da der 5.Zug, der als Vertikalzug ausgeführt ist, keine gekühlten Wände aufweist. Es scheint eine Frage der Philosophie zu sein, welche Bezeichnung die richtige ist. Eine Partei beschreibt die Anzahl der Züge als solche, deren Wände mit Wasser gekühlt sind. Die andere Partei geht davon aus, dass jeder von Rauchgas durchströmte Zug, als solcher zu bezeichnen ist, ob gekühlte Wände vorliegen oder nicht. Hier in dieser Arbeit wird, die vorliegende Bauweise weiterhin als Fünfczugkessel bezeichnet, da sich diese Bezeichnung über die Jahre

eingebürgert hat.

Grundsätzlich besteht der Kessel aus folgenden Teilen:

- Aufgabesystem
- Rost
- Brennkammer
- Strahlungszug
- Horizontalzug (Konvektionszug)
- Vertikalzug (ECO)

3.1.1 Aufgabesystem

Beim Aufgabesystem handelt es sich um einen Stößel, der den Müll über einen sogenannten Aufgabetisch auf den Rost schiebt. Über den Stößel ist der Müllschacht installiert. Dieser Schacht verbindet den Kessel mit dem Müllbunker. Im Müllbunker selbst wird der Bereich, bei dem der Müll mittels Kran aufgegeben wird, als Schurre bezeichnet.

3.1.2 Rost

Man kann den Rost als die älteste Feuerungsart bezeichnen. Das Prinzip ist einfach zu verstehen. Stückiger Brennstoff befindet sich auf einer ruhenden oder bewegten Rostbahn. Die Rostbahn wird von unten mit Luft durchströmt. Die von unten einströmende Luft wird auch als Unterwind bezeichnet und stellt in diesem Falle die Primärluftzuführung dar. Das Prinzip der Rostfeuerung wird vorwiegend für Dampferzeuger mit kleinen Dampfleistungen eingesetzt [4].

Im Allgemeinen hat die Rostfeuerung folgende Vorteile [4]:

- breites Brennstoffband
- hohe Zuverlässigkeit
- niedriger Eigenbedarf
- gutes Teillastverhalten
- günstiges Laständerungsverhalten
- einfache Wartung und Bedienung

- erreichbar günstige Emissionswerte
- niedrige Reparaturkosten
- niedrige Investitionskosten

Die beschriebene Anlage benutzt bei der Verbrennung einen Schürrost. Der Rost setzt sich aus Rostelementen zusammen, wobei jedes aus abwechselnd festen und beweglichen übereinanderliegenden Stabreihen aufgebaut ist. Die Stabträger werden auf einem Rostwagen zusammengefasst, der über eine Schubstange durch einen Hydraulikzylinder angetrieben wird [5]. Der gesamte Rost in der Anlage von Dürnrohr besteht bei allen drei Linien aus drei Rostbahnen. Die Dimension der Rostbahn bzw. Rostbreite ist von der stündlich durchzusetzenden Müllmenge abhängig. Jede Rostbahn ist in fünf Rostzonen aufgeteilt. Jede Rostzone wird mit Unterwind bzw. Primärluft versorgt. Um das Eintreten der Primärluft zu gewährleisten, besitzen die Roststäbe Schlitze, um für einen entsprechenden Luftaustritt zu sorgen.

3.1.3 Brennkammer

Wie der Name schon sagt, findet hier die Verbrennung statt. Die Brennkammergeometrie hängt von den verschiedenen Stufen der Verbrennung auf den diversen Rostzonen ab. Die Brennkammer dient zur Umschließung der Müllfeuerflamme und sorgt auch dafür, dass Wärme für die Aufbereitung und Zündung des frischen Brennstoffes an die Schicht zurückgeführt wird. Sie dient auch zur Vermischung der Verbrennungsgase und sichert den Wärmeübertrag an die umgebenden Verdampferheizflächen. Es ist darauf zu achten, dass sie so gestaltet wird, dass eine ausreichende Durchmischung der Rauchgase erfolgt. Neben der Vermischung der Rauchgase durch turbulente Wirbelfelder spielt die Sekundärluftstufe auch bei der Stickoxid Minimierung eine Rolle und zwar in Form von Luftstufung [6].

3.1.4 Strahlungszug

Der Strahlungszug ist in diesem Fall als reiner Verdampferteil ausgeführt. Hier wird dem Rauchgas Strahlungswärme entzogen, somit liegt diesem Vorgang das Gesetz von Stefan-Boltzmann zu Grunde. Diese Gesetzmäßigkeit wird im Theorieteil noch näher beschrieben. In den Konstruktionszeichnungen sehen die Strahlungszüge eher unscheinbar aus. Es scheint so, als ob es sich nur um riesige Stahlkonstruktionen handelt, die einen Raum umschließen, der mit Rauchgas durchströmt wird. Dieser erste Schein ist trügerisch, denn hinter dem Strahlungszug steckt ein ausgeklügeltes kompliziertes Gewirr von vernetzten Rohren, das als Umlaufsystem bezeichnet wird. Dieses System ist dafür verantwortlich, dass der Kessel einwandfrei funktioniert. Darum wird dem Umlauf ein eigenes kleines Kapitel in dieser Arbeit gewidmet.

3.1.5 Überhitzerzug

Der Überhitzer ist nichts anderes als ein Wärmeübertrager, der aus mehreren parallel durchströmten Rohren besteht. In diesen Rohren wird Satttdampf durchgeleitet und mit dem wärmeabgebenden Rauchgas überhitzter Dampf bereitgestellt. Der Druck in den Rohren bleibt bis auf den Strömungsdruckverlust konstant. Der Überhitzer ist der am stärksten beanspruchte Bauteil eines Dampferzeugers. Die Überhitzung des Dampfes führt zu einer Wirkungsgraderhöhung des Clausius-Rankine-Prozesses und senkt dadurch den Brennstoffverbrauch. Somit wird weniger Rauchgas emittiert und die freigesetzten Schadstoffe werden verringert [7].

Es wird unter folgenden Überhitzern unterschieden[7]:

- Strahlungsüberhitzer
- Konvektionsüberhitzer

Es soll im Zuge der Arbeit näher auf den Konvektionsüberhitzer eingegangen werden, da in Folge der konvektive Anteil an den Überhitzern in der untersuchten Anlage überwiegt. Bei den Konvektionsüberhitzern gibt es wiederum zwei Einbauarten: Den vertikalen und den horizontalen Konvektionsüberhitzer. Die Überhitzerrohre sind in Strömungsrichtung der Rauchgase fluchtend oder versetzt angeordnet. Der Vorteil der versetzten Überhitzerrohre liegt darin, dass sie die Turbulenz erhöhen und deshalb die Wärmeübertragung gesteigert wird. Nachteilig bei der versetzten Bauweise ist, dass der Druckverlust im Rauchgaskanal ansteigt, sodass es wiederum zu höheren Zugverlusten bzw. zu höheren Saugzugleistungen kommt und die Gefahr der Verschmutzung bei stark aschehaltigen Rauchgasen ansteigt. Die Rauchgastemperatur am Eintritt des Konvektionsüberhitzers muss durch das Vorschalten von Heizflächen bis unter die Ascheerweichungstemperatur abgekühlt werden, um Verschlackungen so gut wie möglich zu vermeiden. Diese konstruktive Ausführung, wird als Schutzverdampfer bezeichnet. Die Konvektionsüberhitzer befinden sich durch die genannten Punkte in einem Rauchgastemperaturbereich von 550- 850°C [8]. Vertikale Rohrschlangen besitzen einen Selbstreinigungseffekt, da sich durch das Rauchgas hervorgerufene Schwingungen in den Bündeln ergeben. Die Rohrteilung in Quer- und Längsrichtung ist je nach Brennstoff verschieden. Anzumerken ist, dass die Längsteilung der Bündel durch den Biegeradius begrenzt wird. Abhilfe für dieses Problem bringen konstruktive Hilfsmittel wie z.B.: Einkröpfungen an den Biegestellen. Vertikale Überhitzerbündel werden unterhalb oder oberhalb der Kesseldecke aufgehängt. Die Aufhängungen müssen nicht gekühlt werden[8]. Horizontale Konvektionsüberhitzer findet man in vertikalen Rauchgaszügen, die vom Rauchgas von unten nach oben oder auch in umgekehrter Weise durchströmt werden. Bei dieser Überhitzerbauart bzw. der Lage der Bündel gestaltet sich

die Halterung der Bündel nicht sehr einfach. Grund für die Schwierigkeit bei der Halterung ist, dass das Traggestell gekühlt werden muss, zumindest bei Rauchgastemperaturen von über 450°C. Der Bündeldurchtritt muss durch die dichten Membranwände erfolgen. Dazu sind verschiedene Konstruktionsmöglichkeiten einsetzbar, wie z.B.: Ausbiegungen in den Membranwänden, sodass die Dichtheit der Kesselanlage gewährleistet ist. Über die Überhitzerschaltung ist zu sagen, dass sie im Gegenstrom durchströmt werden, da hier die Dampfaustrittstemperatur einen höheren Wert annimmt, als die in Gleichstrom durchströmten Überhitzer. Zuletzt genannte werden meist als Endüberhitzer ausgeführt, da durch diese Ausführung der Überhitzerwerkstoff einer geringeren Temperaturbelastung ausgesetzt ist.

Ein weiterer wichtiger Bauteil, der im Zuge der Beschreibung der Überhitzer erwähnt werden muss, ist der Einspritzkühler. Dieser dient zur genauen Einstellung der gewünschten Frischdampf Temperatur durch das Einspritzen von Speisewasser. In der Regel muss fast immer Wasser eingespritzt werden, um die geforderte Temperatur zu erreichen. Dennoch ist die Einspritzmenge begrenzt, denn sie sollte nicht mehr als 7% [9] bis 10% [10] der erzeugten Frischdampfmenge betragen.

3.1.6 Speisewasservorwärmung (ECO-Zug)

Die Speisewasservorwärmung dient zum Aufwärmen des Speisewassers, bevor es in den Verdampferteil des Kessels gelangt. Das Speisewasser wird in Bündeln erwärmt, wobei das Wasser in die entgegengesetzte Richtung der Rauchgase strömt. Somit ist die Art der Wärmeübertragung gleich einer konvektiven Heizfläche. Da durch die Vorwärmung das Rauchgas weiter abgekühlt wird und deshalb mit einer niedrigeren Temperatur aus dem Kessel austritt, wird der Kesselwirkungsgrad der Anlage gesteigert. Da der Wirkungsgrad im Allgemeinen eine wichtige Rolle spielt, werden moderne Dampferzeuger nur mehr mit einer ECO-Ausführung hergestellt. In der Regel wird das Speisewasser auf Temperaturen von 150 bis 270°C erwärmt. Bei Niederdruckanlagen kann die Vorwärmstufe auch als Vorverdampferstufe ausgeführt werden. Bei Hochdruckanlagen ist das nicht der Fall. Da die konvektiven Heizflächen in der Regel in Gegenstrom geschaltet werden, ist es von Vorteil, wenn die Bündeln im vertikal durchströmten Rauchgaskanal liegen, um unnötige konstruktive Eingriffe zu vermeiden. Die Rohrteilungen sind wieder den Verschmutzungsbedingungen des Rauchgases anzupassen. Wie bei den horizontalen Überhitzern, müssen die Speisewasservorwärmerbündel mit gekühlten Tragrohren ausgestattet sein.

3.2 Das Wasser-, Dampfsystem

Da im vorhergehenden Kapitel *Allgemeiner Kesselaufbau* die Hauptbestandteile der druckführenden Kesselteile beschrieben wurde, soll hier das Wasserdampfsystem erklärt werden.

Für die Darstellung, welchen Weg das Wasser nimmt bis es zu Dampf generiert wurde, dienen R&I Schemata. Da im Wasser-, Dampfkreislauf kein sauberer Schnitt vorgenommen werden kann, kommen auch andere Komponenten die für den Betrieb des Kessels notwendig sind hier vor. Solch eine Komponente ist zum Beispiel der Luftvorwärmer, da dieser zwar mit Dampf versorgt wird aber eigentlich für die Verbrennungsunterstützung in der Brennkammer dient.

Es soll hier so gut wie möglich der Speisewasserweg mit seinen verschiedenen Stationsdurchläufen dargestellt werden. Die erste Station ist, das Kondensat das aus dem Kraftwerk Dürnrohr kommt und als Kondensat EVN bezeichnet wird, aufzuwärmen (siehe Abbildung 3.1). Die Kondensaterwärmung wird mit einem Wärmeverschubsystem bewerkstelligt. Der Wärmetauscher für dieses Verschubsystem heißt DeNOx Heißwasserwärmetauscher und bezieht seine Übertragungswärme aus der Rauchgasreinigung. Im nächsten Schritt kommt das vorgewärmte Kondensat über das Kondensatregelventil, dass mit dem Speisewasserbehälterstand geregelt wird, in den Speisewasserbehälter. Das zugehörige R&I Schema ist in der Abbildung 3.2 zu sehen. Die nächste Station ist die Speisewasserpumpe. Hier gelangt das Speisewasser vom Speisewasserbehälter zu der Speisewasserpumpe die den nötigen Druck erzeugt. Das dazugehörige R&I Schema ist in der Abbildung 3.3 zu sehen. Nachdem das Speisewasser auf den gewünschten Druck von 80 bar bei der Linie 3 und 74 bar bei den Linien 1 und 2 angehoben wurde, gelangt es in den Hochdruckvorwärmer der auch als HDV bezeichnet wird (siehe Abbildung 3.4). Nachdem dieser passiert wurde, gelangt das Speisewasser über das Speisewasserregelventil in den Dampferzeuger, wie das in der Abbildung 3.5 ersichtlich ist. In der nächsten Abbildung 3.6 wird der Kondensatbehälter angeführt, wo mit der Kondensatpumpe das Kondensat in den Speisewasserbehälter zurückgeführt wird, wobei die Kondensatpumpenfördermenge auf das Kondensatbehälterniveau geregelt wird. Neben dem Kondensatbehälter gibt es noch den Verwerfkondensatbehälter, der in der Abbildung 3.7 dargestellt ist.

In der Abbildung 3.8 ist der Luftvorwärmer dargestellt, der auch als LuVo bezeichnet wird. Wie oben bereits erwähnt ist der LuVo für den Speisewasserstrom nicht von Bedeutung, dennoch ist er ein ND-Verbraucher und wird deshalb angeführt.

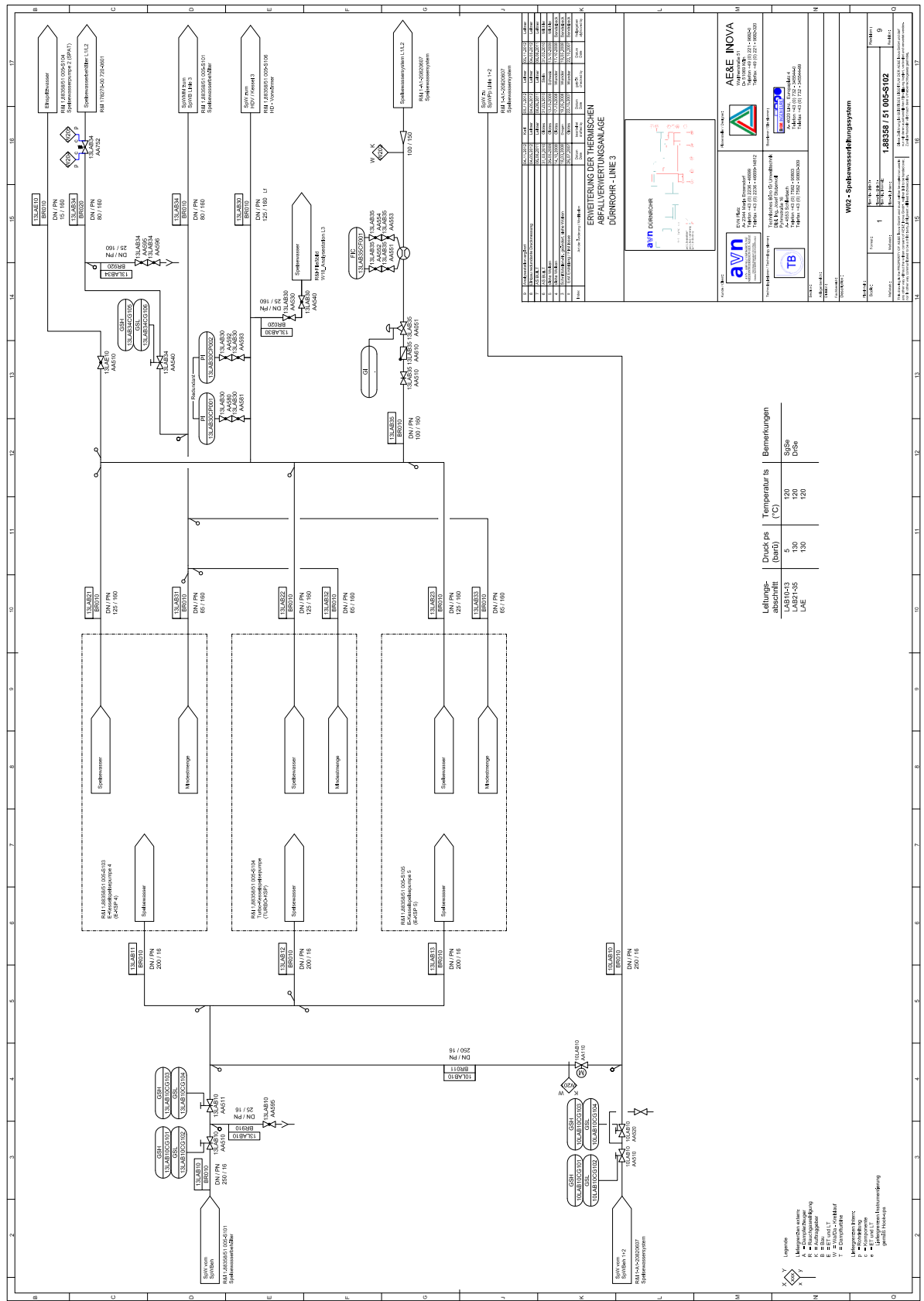


Abbildung 3.3: Spisewasserleitungssystem

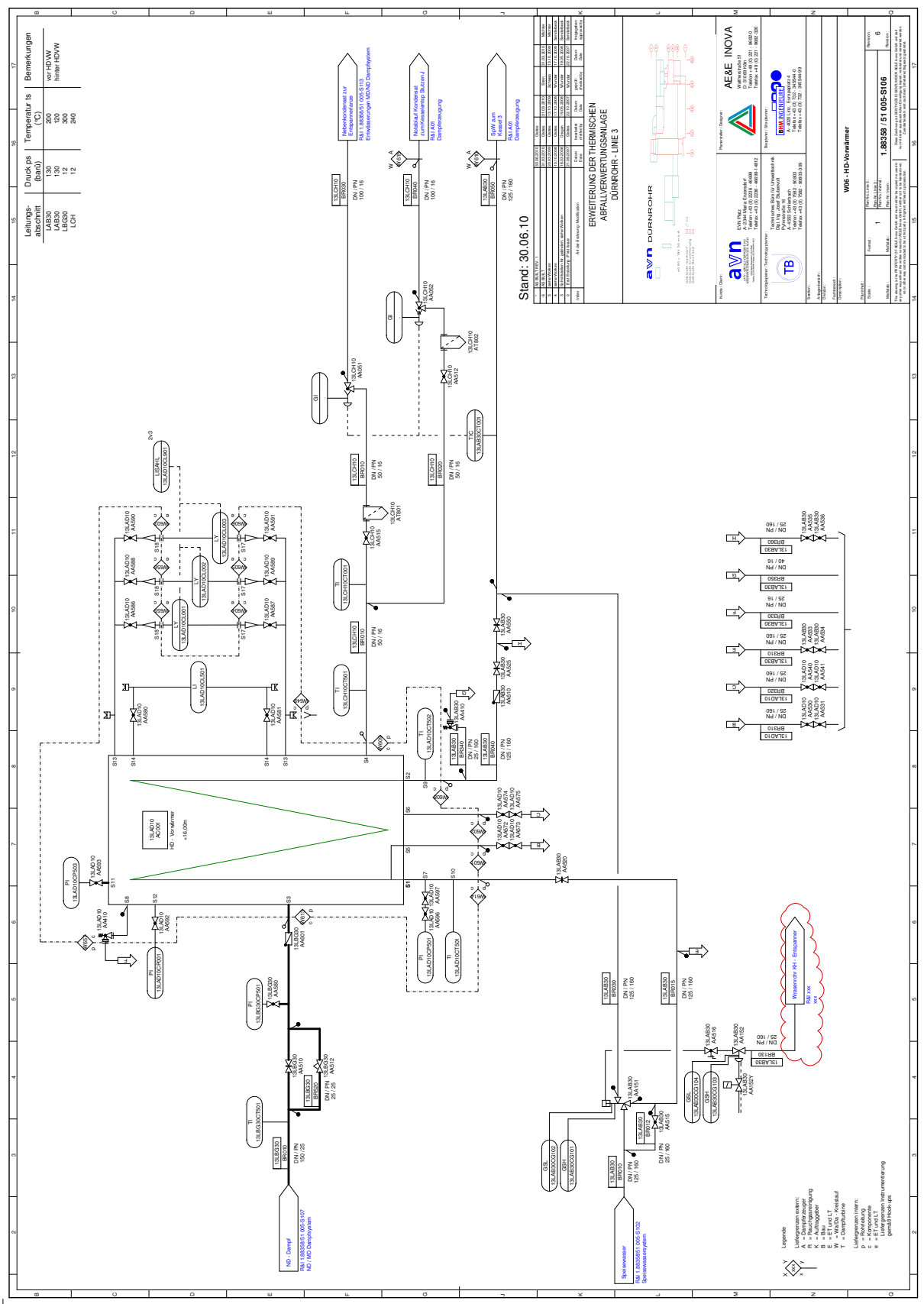


Abbildung 3.4: Hochdruckvorwärmer

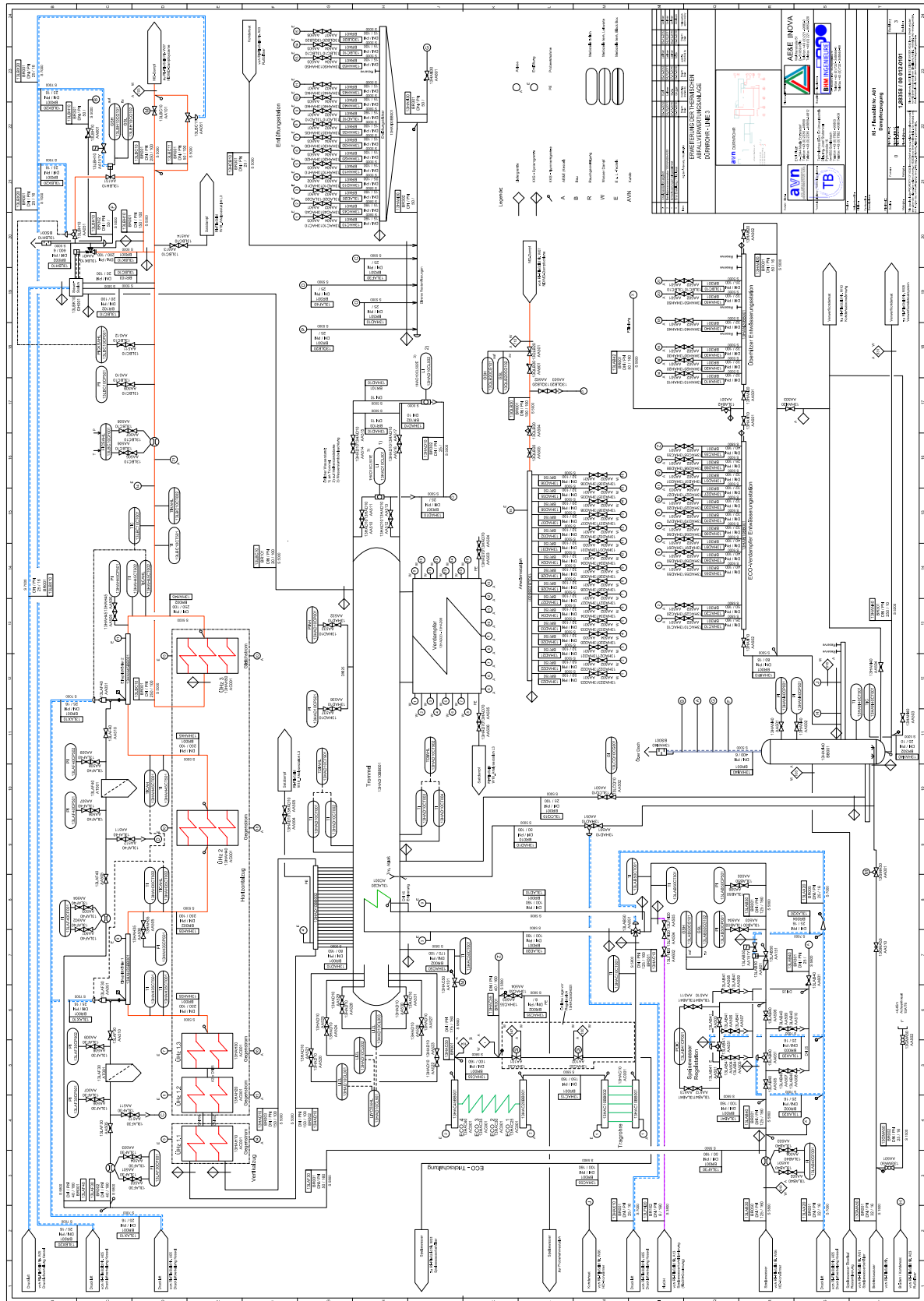


Abbildung 3.5: Dampfzeug

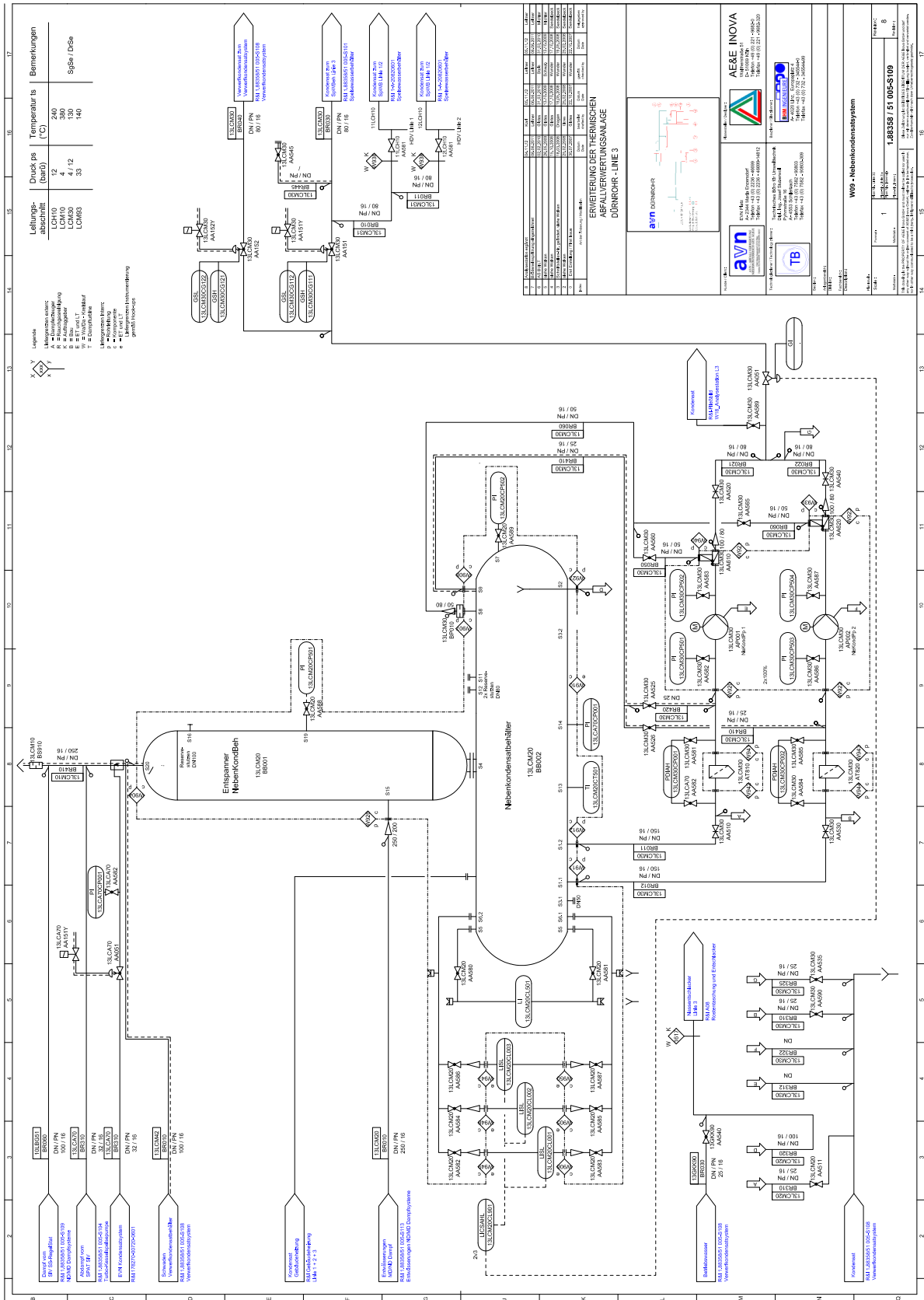


Abbildung 3.6: Kondensatbehälter

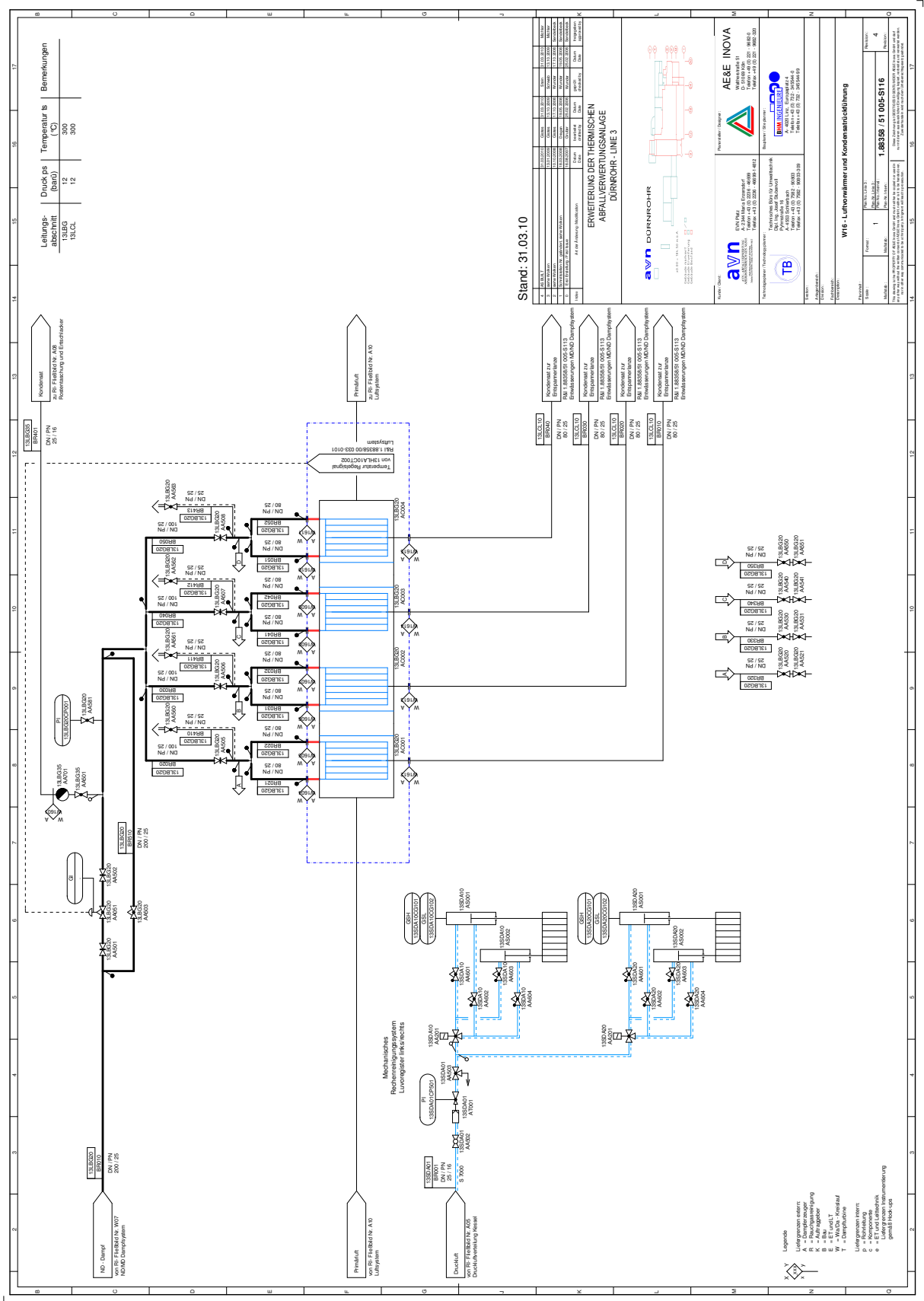


Abbildung 3.8: Luftvorwärmer

3.2.1 Einbauten im Wasserdampfsystem

In diesem Unterkapitel sollen die wichtigsten Einbauten bzw. Aggregate sowie die wichtigsten vorkommenden Stoffströme kurz beschrieben werden, die zuvor in den R&I Schemen angeführt wurden.

Folgende Einbauten werden hier angeführt:

- Speiswasserbehälter
- Speiswasserpumpe
- HDV
- Trommelwasserwärmetauscher
- Kondensatbehälter

3.2.1.1 Speiswasserbehälter

Der Speiswasserbehälter dient als Vorlagebehälter für das zu verdampfende Wasser. Gleichzeitig ist er auch ein direkter Wärmetauscher, da eintretendes Kondensat mit ND-Dampf und anderen eingebrachten wärmeren Strömen aufgewärmt wird. Auf den Speiswasserbehälter sitzt der sogenannte Entgaser. Dessen Aufgabe ist es, Gase, die in der Flüssigkeit gelöst sind, auszutreiben bzw. zu entgasen. Dieser Vorgang wird mit dem Gesetz von *Henry* beschrieben. Für die bessere Funktion der Entgasung sind Einbauten wie z.B. Lochsiebe vorgesehen, um eine Vergrößerung der Oberfläche zu erzielen. In der derzeitigen Ausführung wird der Speiswasserbehälter mit 1,1 bar Absolutdruck und 102°C betrieben. Im Speiswasserbehälter bestehen die zugeführten Ströme aus dem Kondensat aus dem Kraftwerk Dürnrohr, dem Kondensat aus dem Kondensatbehälter, ND-Dampf und der Speiswassermindestmengen Leitung der Speiswasserpumpen. Die abgeführten Ströme setzen sich aus den Brüden und dem zu den Pumpen geführten Speiswasser zusammen.

3.2.1.2 Speiswasserpumpe

Die Speiswasserpumpe bewirkt eine Drucksteigerung des Speiswassers, das vom Speiswasserbehälter entnommen wird. Dabei ist darauf zu achten, dass der Speiswasserbehälter von der Höhe her so platziert wird, sodass der NPSH-Wert nicht unterschritten wird, da es sonst zu Kavitationsproblemen in den Laufrädern der Pumpe kommen kann.

3.2.1.3 HDV

Der HDV ist im Gegensatz zum Speisewasserbehälter ein indirekter Wärmetauscher. Aus diesem Grund wird das Speisewasser und der ND-Dampf konstruktiv durch Rohre getrennt. Die Aufgabe des HDV's besteht darin, das Speisewassertemperaturniveau von 102°C auf 125°C zu steigern. Diese Temperatur muss deshalb erreicht werden, da es sonst zu Kondensationserscheinungen im ECO-Bereich kommen kann. Dieser Vorgang führt zu werkstofftechnischen Problemen und ist deshalb zu vermeiden.

3.2.1.4 Trommelwasserwärmetauscher

Der Trommelwasserwärmetauscher dient zur zusätzlichen Erwärmung des Speisewassers, bevor es in den ECO-Bereich gelangt. In einem stationären Betrieb spielt das eine geringere Rolle, doch bei einem Anfahrvorgang kann es zu Unterschreitungen der gewünschten Rauchgastemperatur am Kesselaustritt kommen. Um diese Situation zu vermeiden, wird die ECO-Wassereintrittstemperatur angehoben und somit die Temperaturdifferenz zwischen Wasser und Rauchgas minimiert.

3.2.1.5 Kondensatbehälter

Der Kondensatbehälter dient dazu, anfallendes Kondensat zu sammeln und mit einer Pumpe wieder dem Speisewasserbehälter zuzuführen. Die eingehenden Ströme bestehen aus dem Kondensat der Gebäudeheizung, dem Kondensat von HDV und LuVo sowie den Kondensaten der Entwässerungen.

3.3 Konstruktiver Aufbau der Kessellinien 1 und 2

Ziel ist es, den Kesselaufbau so zu beschreiben, dass der Leser sich ein Bild über dieses Gewerk machen kann. Wie bereits im einleitenden Absatz des Kapitels erörtert wurde, sind die drei Kessellinien nicht exakt baugleich. Die Linien 1 und 2 sind in ihrer Konstruktion und in ihrem Aufbau gleichwertig. Linie 3 weicht in der Konstruktion und im Aufbau von den beiden anderen Linien geringfügig ab. In der Folge wird der Aufbau linienspezifisch erläutert. Somit werden die beiden Linien 1 und 2 als erstes beschrieben. Danach folgt die Linie 3 und wird in der gleichen Weise aufbereitet. Schlussendlich werden die Unterschiede verglichen, sodass die konstruktiven Differenzen ersichtlich werden.

3.3.1 Aufbau der Linien 1 und 2

Hier wird der Aufbau der beiden Linien behandelt und es werden die wichtigsten geometrische Maße angeführt. Auch der Einbau der zusätzlichen Heizflächen soll hier angeführt

werden. Die Flächen der diversen Überhitzerpakete sowie die Anordnung der Schutzverdampfer wird hier auch erwähnt.

3.3.2 Strahlungszug

Es sollen hier die Grundgeometrien der Strahlungszüge oder auch Leerzüge genannt, angeführt werden. Bei der Aufzählung sind nur die Züge 1 bis 3 dargestellt, der Trichter wurde hier nicht mit einbezogen, der eine Höhe von etwa 5,5 *m* aufweist (siehe Abbildung 3.9). Der 1.Zug beginnt in etwa bei einer Höhe von 14 *m* und endet bei einer Höhe von ca. 36 *m*. Der 2.Zug beginnt bei 21,5 *m* und schließt mit dem gleichen Niveau wie der 1.Zug ab. Der 3.Zug beginnt ebenfalls bei ca. 21,5 *m* und endet bei 36 *m*. Der 1.Zug ist zum Teil mit einer Ausmauerung versehen, die in diesem Fall von 14 *m* bis ca. 25 *m* reicht. Im 2.Zug befinden sich Schottheizflächen die sich über die ganze Länge des Zuges ziehen. Der 3.Zug ist rein als Leerzug ausgeführt. Die einzigen Einbauten die sich darin befinden sind die Leitwände im Zugeintrittsbereich. Diese sollen die Stabilisierung der Rauchgasströmung begünstigen. Nach den Strahlungszügen gelangt das Rauchgas in den Horizontalzug oder Konvektionszug.

Strahlungsraum	H [<i>mm</i>]	B [<i>mm</i>]	T [<i>mm</i>]
1.Zug	21800	7557	5345
2.Zug	12000	7557	3375
3.Zug	12000	7557	3600

Tabelle 3.1: Geometrie der Strahlungsräume

3.3.3 Horizontalzug

Nachdem das Rauchgas die Strahlungszüge passiert hat, tritt es in den Horizontalzug ein, in dem sich die Überhitzerpakete befinden. Bevor das Rauchgas die Überhitzer erreicht, wird es durch den Schutzverdampfer geführt. Die Funktion dieser Einbauten wurde bereits erklärt. Zur Veranschaulichung der Überhitzer werden deren Flächen angegeben wie dies in der Tabelle 3.2 ersichtlich ist.

Konvektionszug	Fläche [m^2]
Schutzverdampfer 1	57
Schutzverdampfer 2	57
Überhitzer 3	250
Überhitzer 2	834
Überhitzer 1.2	834
Überhitzer 1.1	830

Tabelle 3.2: Heizflächen im Konvektionszug

3.3.4 Vertikalzug

Im Vertikalzug befinden sich die ECO-Heizflächen, die für die Speisewasservorwärmung verwendet werden. Um deren Dimensionen besser zu beschreiben, werden die Flächen in der Tabelle 3.3 angeführt. Nachdem die Rauchgase den Vertikalzug durchströmt haben gelangen sie in den Bereich der Rauchgasreinigung.

Vertikalzug	Fläche [m^2]
ECO-Heizfläche 1	990
ECO-Heizfläche 2	990
ECO-Heizfläche 3	990
ECO-Heizfläche 4	990

Tabelle 3.3: Heizflächen im Vertikalzug

Im Anschluss ist die Grobdispositionszeichnung 3.9 für die beiden Linien 1 und 2 angeführt. Dadurch soll der gesamte Umfang der Kesselanlage ersichtlich werden.

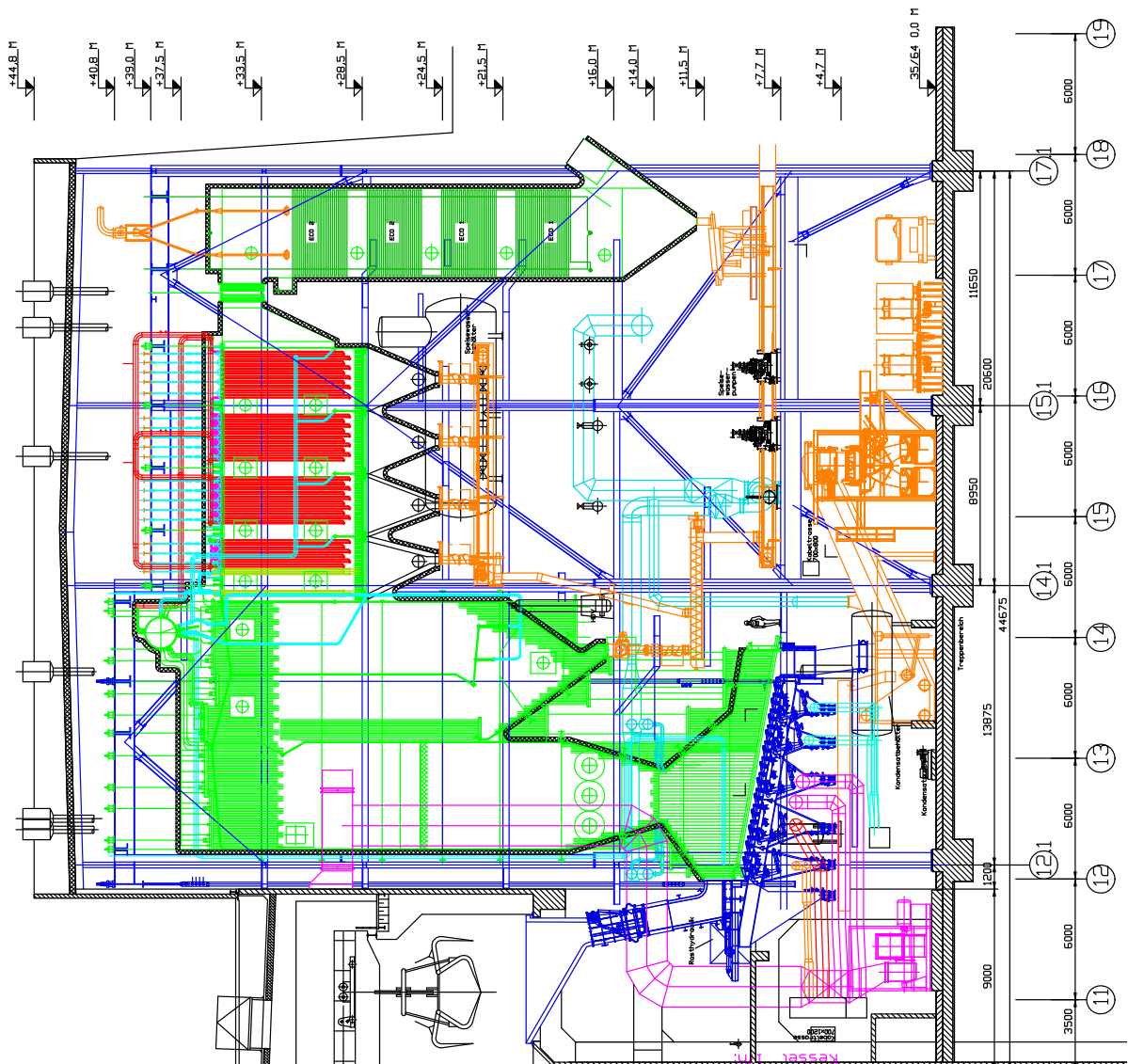


Abbildung 3.9: Grobdispositionszeichnung der Linie 1 und 2

3.4 Konstruktiver Aufbau der Kessellinie 3

Hier wird der Aufbau der Linie 3 dargestellt und die wichtigsten geometrischen Maße angeführt sowie Eigenheiten des Mauerwerks beschrieben. Auch der Einbau der zusätzlichen Strahlungsheizflächen im 3.Zug soll hier angeführt werden. Es werden die Flächen der Überhitzerpakete angegeben sowie die konstruktive Anordnung der Schutzverdampfer.

3.4.1 Strahlungszug

Es sollen hier die Grundgeometrien der Strahlungszüge oder auch Leerzüge genannt, angeführt werden. Bei der Aufzählung sind nur die Züge 1 bis 3 angeführt, die Trichter wurden nicht mit einbezogen. Der 1.Zug beginnt in etwa bei einer Höhe von 14 *m* und endet bei einer Höhe von ca. 36 *m*. Der 2.Zug beginnt bei 19 *m* und schließt mit dem Niveau des 1.Zuges ab. Hier wurde der Trichter noch nicht mit gezählt, der eine Höhe von etwa 4 *m* aufweist. Der 3.Zug beginnt ebenfalls bei ca. 19 *m* und endet bei 36 *m*. Teile des 1.Zuges sind mit einer Ausmauerung versehen, die aus luftgekühlten Platten besteht, die in diesem Fall von 14 *m* bis ca. 25 *m* reicht. Im 2.Zug befinden sich die Schottheizflächen die sich über die ganze Länge des Zuges ziehen. Der 3.Zug ist in diesem Fall auch mit Schottheizflächen, im Gegensatz zu den Linien 1 und 2, versehen. Weitere Einbauten, die sich im 3.Zug befinden, sind die Leitwände im Zugeintrittsbereich und sollen zur Stabilisierung der Rauchgasströmung beitragen. Nach dem Passieren der Strahlungszüge strömt das Rauchgas in den Horizontalzug ein, der auch Konvektionszug genannt wird.

Strahlungsraum	H [mm]	B [mm]	T [mm]
1.Zug	20500	10220	5568
2.Zug	15475	10220	3628
3.Zug	15720	10220	6200

Tabelle 3.4: Geometrie der Strahlungsräume

3.4.2 Konvektionszug

Nachdem das Rauchgas die Strahlungszüge passiert hat, tritt es in den Konvektionszug ein, wo sich die Überhitzerpakete befinden. Um die Überhitzer zu schützen gelangt das Rauchgas durch den Schutzverdampfer. Bei den Überhitzern werden die Flächen für die bessere Veranschaulichung in der Tabelle 3.5 angegeben.

Konvektionszug	Fläche [m^2]
Schutzverdampfer 1	128
Überhitzer 3	700
Schutzverdampfer 2	64
Überhitzer 2	1150
Überhitzer 1.3	1630
Überhitzer 1.2	1630
Überhitzer 1.1	1430

Tabelle 3.5: Heizflächen im Konvektionszug

3.4.3 Vertikalzug

Im Vertikalzug befinden sich die ECO-Heizflächen die für die Speisewasservorwärmung verwendet werden. Hier werden wieder die Flächen für ein besseres Verständnis angegeben. Nachdem die Rauchgase den Vertikalzug durchströmt haben gelangen sie in den Bereich der Rauchgasreinigung.

Vertikalzug	Fläche [m^2]
ECO-Heizfläche 1	1440
ECO-Heizfläche 2	1440
ECO-Heizfläche 3	1440
ECO-Heizfläche 4	1340

Tabelle 3.6: Heizflächen im Vertikalzug

Im Anschluss ist die Grobdispositionszeichnung 3.10 für die Linie 3 angeführt. Dadurch sollen die Ausmaße der Kessellinie ersichtlich werden.

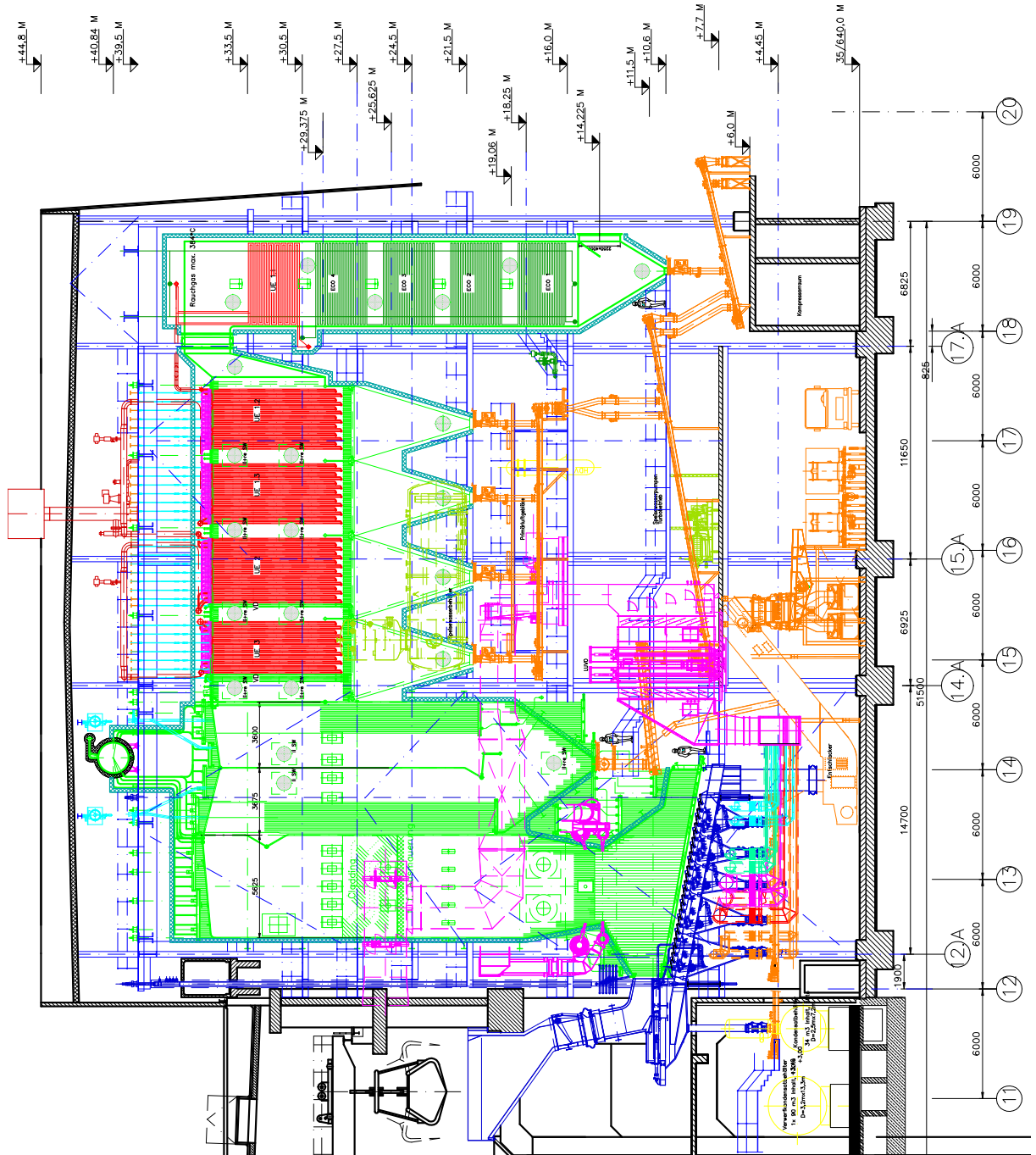


Abbildung 3.10: Grobdispositionszeichnung der Linie 3

3.5 Konstruktiver Unterschied zwischen den Linien

Wie in der Kapiteleinleitung bereits erwähnt wurde, werden hier die Unterschiede, die bei den Linien auftreten, erläutert.

Wenn die Brennkammer betrachtet wird, fällt auf, dass die Einschnürung der Linie 3 breiter ausgeführt ist als bei den beiden anderen Linien.

Wie man unschwer erkennen kann, ist die Linie 3 um einiges größer als die beiden kleineren Linien 1 und 2. Vor allem die Kesselbreite ist bei der Linie 3 erheblich größer als bei den anderen beiden Linien. Die Breite kommt dadurch zustande, da die Linie 3 einen max. Mülldurchsatz von $32,5 \text{ t/h}$ bei einem Müllheizwert von 10 MJ/kg aufweist.

Wenn der erste Zug betrachtet wird, so fällt die Mauerwerksgestaltung als erstes auf. Sie besteht bei den Linien 1 und 2 aus hintergossenen Platten und bei der Linie 3 aus luftgekühlte Platten. Hier ergeben sich Unterschiede bei den Wärmeleitfähigkeiten im Mauerwerk und daraus resultierend, unterschiedliche Wärmeübergänge.

Ein weiterer Unterschied in den Strahlungszügen besteht im 3.Zug, da hier bei der 3 Linie zusätzliche Heizflächen in Form von Schottheizflächen vorhanden sind. Bei den beiden anderen Linien ist der Zug als Leerzug ausgeführt.

Die Unterschiede im Konvektionszug liegen bereits am Eintritt. Bei den beiden kleineren Linien sind die zwei Schutzverdampfer hintereinander angeordnet. Bei der Linie 3 hingegen ist zuerst der erste Schutzverdampfer angebracht und nach dem Überhitzer 3 ist der zweite davor montiert. Wie zu erkennen ist, ist im ungekühlten Vertikalzug (ECO-Zug) noch ein zusätzliches Überhitzerpaket bei der Linie 3 vorhanden. Somit besitzt die Linie 3 einen Überhitzer mehr als die Linien 1 und 2.

Kapitel 4

Theorie

In diesem Kapitel sollen die benötigten Grundlagen erörtert werden. Da die Arbeit einen Dampferzeuger beschreibt und somit sämtliche Disziplinen der Ingenieurwissenschaften vereinigt sind, wie etwa die Thermodynamik, die Strömungslehre und die Festigkeitslehre, sollen nachfolgend die wichtigsten Gleichungen angeführt werden. Zur Vervollständigung der Theorie, wird anschließend der Naturumlaufdampferzeuger in seinen Grundzügen beschrieben. Da ein Dampferzeuger vorliegt, ist es unabhkömmlich, den Verdampfungsvorgang in einem beheizten Rohr zu beschreiben. In der Folge werden auch einzelne Theorieabschnitte herausgehoben und etwas genauer erklärt, da diesen in der Berechnung eine gewisse Priorität zugeschrieben wird.

4.1 Erhaltungssätze

Um das Verhalten von Fluiden zu beschreiben, sind mehrere Gleichungen dafür notwendig. Man spricht im Allgemeinen von den Erhaltungssätzen für die Masse, den Impuls und der Energie. Üblicherweise werden diese Gleichungen in differentieller Form angeschrieben. Deshalb soll diese Darstellungsmöglichkeit angegeben werden, sowie auch Vereinfachungsmöglichkeiten wenn diese vorhanden sind.

4.1.1 Massenerhaltungssatz - Kontinuitätsgleichung

Die Kontinuitätsgleichung beschreibt, dass die zeitliche Veränderung der Masse die von Dichteänderungen hervorgerufen wird, gleich der Summe der ein- und ausfließenden Massenströme ist [11].

4.1.1.1 Kontinuitätsgleichung in differentieller Form

$$\underbrace{\frac{\partial \rho}{\partial t}}_{\substack{\text{zeitliche Änderung} \\ \text{der Dichte}}} + \underbrace{\nabla \cdot (\rho \mathbf{v})}_{\substack{\text{örtliche Änderung} \\ \text{der Massenstrom-} \\ \text{dichte}}} = 0 \quad (4.1)$$

Die angeführte Gleichung wird als instationäre Kontinuitätsgleichung für inkompressible sowie kompressible Fluide bezeichnet. Die Herleitung der Gleichung 4.53 kann in [12] nachgeschlagen werden.

Bei stationärer Strömung fällt der Term der zeitlichen Ableitung weg und man erhält durch Integration erhält man die *stationäre Kontinuitätsgleichung*

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot v = \text{konst.} \quad (4.2)$$

4.1.2 Impulserhaltungssatz - Impulssatz

Die Impulsbilanz erhält man, wenn alle auf ein Kontrollvolumen wirkende Kräfte bilanziert werden. Die Kräfte können, auf das Kontrollvolumen verteilt, wie z.B. die Erdbeschleunigung oder auf der Volumenoberfläche, wie z.B. Normal- und Tangentialspannungen, wirken. Wenn ein kartesisches Koordinatensystem (x -, y -, z -Richtung) eines beliebigen Kontrollvolumens betrachtet wird, ergeben sich drei Gleichungen. Diese Gleichungen sind allgemein als Bewegungsgleichungen bekannt [11].

4.1.2.1 Impulssatz in differentieller Form

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho \mathbf{v})}_{\substack{\text{zeitliche Änderung} \\ \text{der Massenstromdichte}}} + \underbrace{\nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v})}_{\substack{\text{örtliche Änderung} \\ \text{des Impulsstroms}}} + \underbrace{\nabla p}_{\substack{\text{örtliche Änderung} \\ \text{des Drucks}}} - \underbrace{\nabla \cdot \boldsymbol{\tau}}_{\substack{\text{Reibungskraft}}} - \underbrace{\rho \mathbf{g}}_{\substack{\text{Gravitations-} \\ \text{kraft}}} = 0 \quad (4.3)$$

Die Gleichungsterme beschreiben die zeitliche Änderung der Massenstromdichte, die örtliche Änderung des Impulsstromes, die örtliche Änderung des Druckes, die Reibungskraft und die angreifende Gravitationskraft am Kontrollvolumen. Die beschriebene Gleichung wird als instationärer Impulssatz bzw. auch als erweiterte Navier-Stokes-Gleichung bezeichnet. Wenn in der Gleichung die Dichte sowie die Viskosität als konstant angenommen werden, erhält man daraus die Navier-Stokes Gleichung. Eine weitere Vereinfachung der

Gleichung ergibt sich bei der Elimination der Viskosität. Daraus folgt die reibungsfreie Euler- Gleichung. Die Herleitung der Gleichung 4.3 kann in [12] nachgeschlagen werden.

4.1.3 Energieerhaltungssatz - Energiesatz

Wenn der erste Hauptsatz der Thermodynamik für Fließprozesse für ortsfeste Kontrollvolumina angesetzt wird, erhält man das Gesetz zur Erhaltung der Energie einer realen Strömung. Die zeitliche Änderung der Summe aus der inneren und der kinetischen Energie des Mediums in einem Kontrollvolumen ist gleich der Summe, der mit dem Massentransport über die Grenzen des Kontrollraumes transportierten inneren und kinetischen Energie, des in das Kontrollvolumen eingebrachten örtlichen Wärmestroms, der Arbeit zum Fluidtransport durch das Gravitationsfeld, die Volumenänderungsarbeit und der Arbeit für die Überwindung der Reibung [11].

4.1.3.1 Energiesatz in differentieller Form

Nachfolgend ist der Energiesatz in differentieller Form angeschrieben.

$$\begin{aligned}
 \underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho e + \frac{\rho v^2}{2})}_{\text{zeitliche Änderung der Energie}} &= - \underbrace{[\nabla \cdot \rho \mathbf{v}(e + \frac{v^2}{2})]}_{\text{örtliche Änderung des Energiestroms}} - \underbrace{(\nabla \cdot \dot{\mathbf{q}})}_{\text{örtlich zugeführter Wärmestrom}} \\
 &+ \underbrace{\rho(\mathbf{v} \cdot \mathbf{g})}_{\text{Arbeit der Gravitationskraft}} - \underbrace{(\nabla \cdot p\mathbf{v})}_{\text{Volumenänderungsarbeit}} \\
 &+ \underbrace{[\nabla \cdot (\tau\mathbf{v})]}_{\text{Arbeit der viskosen Kräfte}} \tag{4.4}
 \end{aligned}$$

Für technische Anwendungen ist es meist von Vorteil, die spezifische innere Energie e durch die spezifische innere Energie h zu substituieren.

Durch folgende Substitution $h = e + \frac{p}{\rho}$ in die vorhergehende Gleichung 4.4 ergibt sich.

$$\begin{aligned}
 \underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho h - p + \frac{\rho v^2}{2})}_{\text{zeitliche Änderung der Energie}} &= - \underbrace{[\nabla \cdot \rho \mathbf{v}(h + \frac{v^2}{2})]}_{\text{örtliche Änderung des Energiestroms}} - \underbrace{(\nabla \cdot \dot{\mathbf{q}})}_{\text{örtlich zugeführter Wärmestrom}} \\
 &+ \underbrace{\rho(\mathbf{v} \cdot \mathbf{g})}_{\text{Arbeit der Gravitationskraft}} + \underbrace{[\nabla \cdot (\tau\mathbf{v})]}_{\text{Arbeit der viskosen Kräfte}} \tag{4.5}
 \end{aligned}$$

Die Herleitung der Gleichung 4.5 kann in [12] nachgeschlagen werden.

Die Gleichung 4.5 ist eine allgemeine Form des Energiesatzes und gilt somit für alle Fluide, mit reibungsbehafteter sowie mit reibungsfreier Strömung, wie auch im stationären als auch im instationären Fall.

4.2 Arten der Wärmübertragung

In diesem Kapitel, werden die wichtigsten Wärmeübertragungsarten kurz beschrieben. Es wird auf jede Wärmeübertragungsart im einzelnen eingegangen. Es sollen aber zusätzlich spezielle Fälle, die für das Verständnis wichtig sind, einer Betrachtung unterzogen werden. Als solch ein Spezialfall wird hier die Gasstrahlung angesehen, die eine Erweiterung der Wärmestrahlungstheorie darstellt. Anschließend werden die Wärmeübertragungsarten im Kapitel Wärmedurchgang zusammengefasst.

Die drei Wärmeübertragungsarten lauten:

- Wärmeleitung
- Konvektion
- Wärmestrahlung

4.2.1 Wärmeleitung

Hier werden die Grundlagen zur Wärmeleitung in einfacher Form näher gebracht. Als grundlegendes Gesetz wird hier das *Fouriersche Wärmeleitungsgesetz* verwendet.

$$\dot{q} = -\lambda \text{grad}T \quad (4.6)$$

Wobei λ die Wärmeleitfähigkeit von einem Stoff angibt und $\text{grad}T$ den Temperaturgradienten. Wenn man die Gleichung 4.6 in x -Richtung betrachtet und zusätzlich die Gleichung auf eine Fläche bezieht, durch die Wärme strömt, ergibt sich

$$dQ = -\lambda A \frac{\partial T}{\partial x} dt \quad (4.7)$$

In der Gleichung 4.7 beschreibt dQ die Wärme, dt das Zeitintervall, A die durchströmte Fläche und $\frac{\partial T}{\partial x}$ die Temperaturdifferenz bzw. Temperaturgradienten.

Nachstehend wird die Differentialgleichung der Wärmeleitung angeführt. Hier wird wiederum die differenzielle Form angeschrieben. Ausgehend vom ersten Hauptsatz der Thermodynamik führt die Herleitung zur Differentialgleichung für ein kartesisches Koordinatensystem

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \frac{W}{\rho c_p} \quad (4.8)$$

In diesem Fall ist a die Temperaturleitfähigkeit. Die Herleitung der Gleichung 4.8 kann in [13] nachgelesen werden.

Wenn das Fouriersche Wärmeleitgesetz in x -Richtung angesetzt wird, wie das in der Abbildung 4.1 gezeigt wird, ergibt sich daraus folgende Gleichung

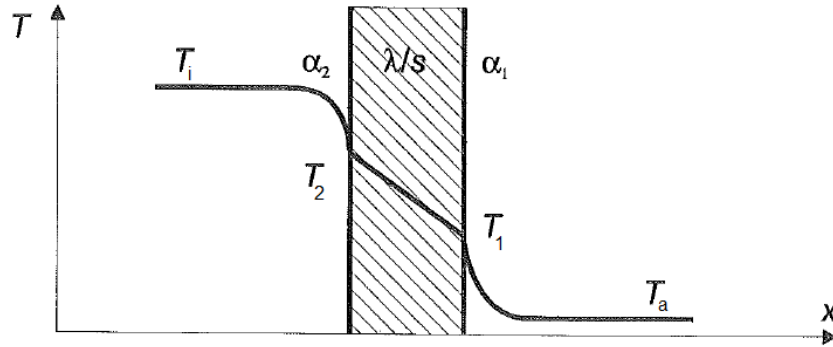


Abbildung 4.1: Wärmeleitung durch eine ebene Platte entlang der x -Komponente [14]

$$\dot{q} = -\frac{\lambda}{s} (T_2 - T_1) \quad (4.9)$$

In der Gleichung 4.9 wird nur die Wärmestromdichte \dot{q} betrachtet, deshalb kommt die Fläche A hier nicht vor.

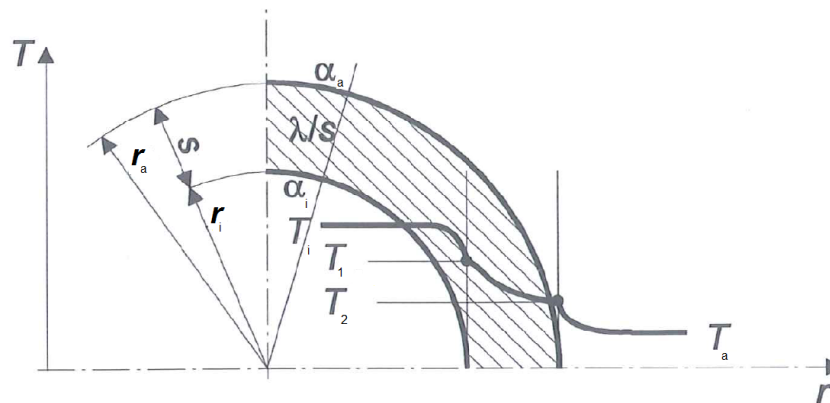


Abbildung 4.2: Wärmeleitung durch ein Rohr [15]

Wenn das Fouriersche Wärmeleitungsgesetz auf ein Rohr, wie in Abbildung 4.2 ersichtlich, so folgt aus der Lösung der Differenzialgleichung ein logarithmisches Temperaturprofil, wie das in der Gleichung 4.10 dargestellt ist

$$\dot{q} = -2\lambda\pi \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{r_a}{r_i}} \quad (4.10)$$

Wenn es sich um einen sehr dünnwandigen Zylinder handelt, so kann die Gleichung für das Rohr ignoriert werden und statt dessen mit der Gleichung für die Platte gerechnet werden.

Da in der praktischen Anwendung Konstruktionen berechnet werden, die nicht aus einzelnen Schichten bestehen, sondern aus mehreren solcher, müssen die verschiedenen Schichtstärken und die unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeiten entsprechend aufsummiert werden. Die beiden nachstehenden Gleichungen 4.11 und 4.12 sollen die Wärmeleitung für drei Schichten angeben, wie das oft bei einer Wand- Isolierung- Wandkonstruktion der Fall ist. Die Gleichungen werden in diesem Fall mit einer Fläche multipliziert, sodass die Wärmeleistung berechnet wird, die die Einheit $[W]$ besitzt.

Für drei Schichten erhält man:

$$\dot{Q} = \frac{A (T_a - T_i)}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3}} \quad (4.11)$$

$$\dot{Q} = 2\lambda\pi l \frac{(T_a - T_i)}{\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{r_4}{r_3}} \quad (4.12)$$

4.2.2 Konvektion

In diesem Kapitel wird die Konvektion behandelt. Bei der Konvektion wird nach der Art der Kopplung zwischen Impulsbilanz und Energiebilanz unterschieden. Grundsätzlich unterscheidet man:

- Erzwungene Konvektion
- Freie Konvektion

Allgemein wird bei der Konvektion die Wärmestromdichte \dot{q} mit der Gleichung

$$\dot{q} = \alpha (T_w - T_F) \quad (4.13)$$

berechnet. Wobei α den Wärmeübergangskoeffizienten beschreibt und $T_w - T_F$ die vorherrschende Temperaturdifferenz. α wird maßgeblich von der Grenzschicht beeinflusst. Eine dünne Grenzschicht bewirkt einen guten Wärmeübergang, wobei dicke Grenzschichten ein kleines α bewirken. Die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten kann für einfache Fälle rechnerisch erfolgen. Bei der rechnerischen Ermittlung wird die Kenntnis des Temperaturfelds vorausgesetzt. Das Temperaturfeld wiederum wird durch das Geschwindigkeitsfeld mitbestimmt. Somit liegt es nahe, dass nur sehr einfache Fälle gelöst werden können. Solche Fälle liegen bei der laminaren Rohrströmung und bei der ebenen Platte mit laminarer Grenzschicht vor. Da es aber neben dem laminaren Bereich auch den turbulenten Bereich gibt, der in der Regel zu unlösbaren rechnerischen Problemen führt, ist man auf Versuchsstände angewiesen. Dennoch besteht noch die Möglichkeit α über die

Ähnlichkeitstheorie zu bestimmen. Mit Hilfe der Dimensionsanalyse kommt man auf dimensionslose Kennzahlen, mit deren Hilfe α berechnet werden kann. In den nachfolgenden Kapiteln werden die für die Konvektion üblichen Kennzahlen angegeben.

4.2.2.1 Erzwungene Konvektion

Hier besteht ein Zusammenhang zwischen dem Strömungsfeld und dem Temperaturfeld. Die erzwungene Konvektion wird, um ein Beispiel zu nennen, durch ein Druckgefälle hervorgerufen. In diesem Fall spielen meist die Massenkräfte eine untergeordnete Rolle, im Gegensatz zu den Zähigkeits- und Trägheitskräften.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (4.14)$$

$$Re = \frac{v \cdot \rho \cdot l}{\eta} \quad (4.15)$$

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (4.16)$$

$$Ec = \frac{v^2}{c_p \cdot \Delta T} \quad (4.17)$$

Die Gleichungen 4.14 bis 4.17 sind die Kennzahlen die sich aus der Dimensionsanalyse ergeben. Die Eckert Zahl Ec findet selten Verwendung, da diese Kennzahl nur bei sehr hohen Geschwindigkeit eine Rolle spielt. Die Gleichungen 4.14 bis 4.17 sind Gleichungen, die im Normalfall für die Beschreibung der erzwungenen Konvektion herangezogen werden.

$$Pe = \frac{v \cdot l}{a} = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p l}{\lambda} = Re \cdot Pr \quad (4.18)$$

$$St = \frac{\alpha}{v \cdot \rho \cdot c_p} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (4.19)$$

Wie ersichtlich, bestehen die beiden Kennzahlen Peclet Zahl Pe und Stanton Zahl St aus der Nußeltzahl Nu , Reynoldszahl Re und Prandtzahl Pr . In einigen Literaturwerken wird die Stantonzahl stellvertretend für die Nußeltzahl angeschrieben.

4.2.2.2 Anwendungsfall für die erzwungene Konvektion

Als Beispiel, für die Anwendungen der erzwungenen Konvektion, soll hier die längs angeströmte ebene Platte dienen. Es werden in diesem Fall die laminare und die turbulente Grenzschicht betrachtet.

Für die laminare Grenzschicht gilt nach *Pohlhausen* und *Krouzhiline* folgende Beziehung für die Nußelt-Zahl [16]:

$$Nu_{lam} = 0,664\sqrt{Re}\sqrt[3]{Pr} \quad (4.20)$$

Der Gültigkeitsbereich liegt hier bei $Re < 10^5$ und 0,6 bis 2000.

Für den Fall der turbulenten Grenzschicht, findet folgende Beziehung für die Nußelt-Zahl Verwendung [16]:

$$Nu_{turb} = \frac{0,037Re^{0,8}Pr}{1 + 2,443Re^{-0,1} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (4.21)$$

Der Gültigkeitsbereich liegt hier zwischen $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$ und 0,6 bis 2000.

Da es sich in der Praxis meist um eine Überlagerung der beiden Strömungsbereich handelt, wurde von *Gnielinski* folgende Beziehung angegeben [16]:

$$Nu_{l,0} = \sqrt{Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2} \quad (4.22)$$

4.2.2.3 Freie Konvektion

Die freie Konvektion wird durch das Auftreten von Dichteunterschieden hervorgerufen, die von Temperaturdifferenzen bewirkt werden. Nahe liegt hier, dass sich die leichteren Teilchen nach oben bewegen, hingegen die schwereren Teilchen durch die Schwerkraft nach unten bewegt werden. Diese auftretende Konvektionsart ist, wie in Gleichung 4.24 ersichtlich, eher von der Temperaturverteilung abhängig.

$$Ga = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} = \frac{g \cdot \rho^2 \cdot l^3}{\eta^2} \quad (4.23)$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_F) \cdot l^3}{\nu^2} \quad (4.24)$$

Somit beschreiben die beiden Kennzahlen Ga und Gr , die mit den Gleichungen 4.23 und 4.24 beschrieben werden, die freie Konvektion. Da bei der freien Konvektion der durch Temperaturdifferenzen hervorgerufene Dichteunterschied eine tragende Rolle spielt, ist es naheliegend, dass hier das Schwerfeld der Erde berücksichtigt werden muss. Ersichtlich durch das Einführen der Variablen g in den beiden Gleichungen.

4.2.2.4 Anwendungsfall für die freie Konvektion

In diesem Fall, wird die freie Konvektion auf die vertikale Fläche angewendet. Die Nußelt-Zahl wird hier mit der folgenden Beziehung beschrieben [17]:

$$Nu = \left\{ 0,825 + 0,387 [Ra \cdot f_1(Pr)]^{\frac{1}{6}} \right\}^2 \quad (4.25)$$

Die Beziehung 4.25 besitzt Gültigkeit im laminaren sowie auch im turbulenten Strömungsbereich von $Ra = 10^{-1}$ bis $Ra = 10^{12}$.

In dieser Beziehung ist $f_1(Pr)$ die Funktion, die die Prandtl-Zahl im gesamten Bereich berücksichtigt $0,001 < Pr < \infty$. Die Funktion wird wie folgt angeschrieben [17]:

$$f_1(Pr) = \left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{-\frac{16}{9}} \quad (4.26)$$

In der Beziehung 4.25 kommt die Dimensionslose Rayleigh-Zahl Ra vor, die sich aus den folgenden beiden Dimensionslosen Kennzahlen Gr und Pr zusammensetzt [17]:

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (4.27)$$

4.2.3 Wärmestrahlung

Im folgenden Kapitel sollen die Grundlagen für die Wärmestrahlung vereinfacht wieder gegeben werden. Es sollen nur die wichtigsten und grundlegendsten Gesetzmäßigkeiten angeführt werden. Dennoch soll als Spezialfall die Gasstrahlung angeführt werden, da diese doch die wichtigste Wärmeübertragungsart im Verdampferteil des Kessels darstellt. Nicht umsonst wird der Verdampferteil auch als Strahlungszug bezeichnet.

4.2.3.1 Grundlegendes

Es wird davon ausgegangen, dass alle Körper, die eine Temperatur über den absoluten Nullpunkt $T > 0K$ besitzen, Wärmestrahlung emittieren oder absorbieren. Wärmestrahlung sei als elektromagnetische Strahlung, so wie es auch das Licht ist, anzusehen. Im Gegensatz zum sichtbaren Licht (380 bis 750 nm) befindet man sich hier in einem anderen Bereich des Wellenlängenspektrums, der sich im μ -Meterbereich befindet ($0,1\mu m < \lambda < 1000\mu m$). Wenn ein Körper mit der Temperatur T_0 Strahlung emittiert und sich in der Umgebung ein anderer Körper mit der Temperatur T_1 befindet und dieser die Strahlung absorbiert, so wird Energie zwischen den beiden Körpern übertragen. Somit ist nahe liegend, wenn beide Körper die gleichen Temperaturen aufweisen, sich dadurch die Temperaturdifferenz eliminiert und Gleichgewicht vorherrscht. Daraus folgt, dass keine Energie mehr übertragen wird.

4.2.3.2 Schwarze Körper

Auf Grund der physikalischen Definitionen wird für die Berechnung immer der schwarze Körper als Berechnungsbezugsgröße herangezogen. Der schwarze Körper an sich absorbiert die einfallende Strahlung zu 100 % und emittiert einen Maximalwert der Strahlungsenergie, der bei dieser Temperatur charakteristisch ist. Man kann mit der flächenspezifischen Ausstrahlung bei einer Wellenlänge λ , die in einen Halbraum Wellen aussendet, das Gesetz von *Max Planck* 4.28 anschreiben. Es sei darauf hingewiesen, dass in der folgenden Gleichungsdarstellung zwei Konstanten (c_1, c_2) verwendet werden die das plancksche Wirkungsquantum h , die Lichtgeschwindigkeit c und die Boltzmannkonstante k_B beinhaltet. Nachstehend ist der Zusammenhang zwischen der Wellenlänge und der Temperatur in der Abbildung 4.3 dargestellt.

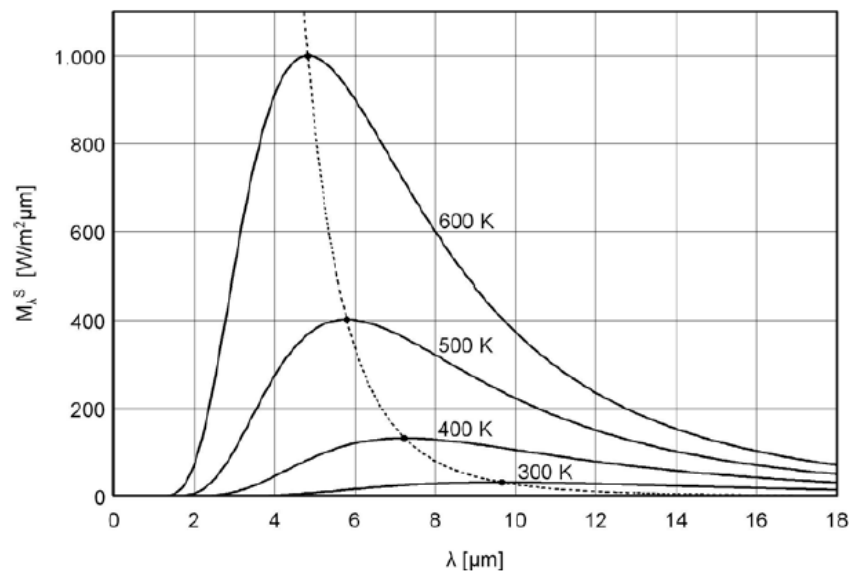


Abbildung 4.3: Spektrale, flächenspezifische Ausstrahlung eines schwarzen Strahlers [18]

$$M_{\lambda}^s(\lambda, T) = \frac{c_1}{\lambda^5 \left[e^{\frac{c_2}{\lambda T}} - 1 \right]} \quad (4.28)$$

Wird die Gleichung 4.28 über die Wellenlänge λ integriert, so erhält man die spezifische Ausstrahlung des schwarzen Körpers nach *Stefan-Boltzmann* [18].

$$M^s = \int_0^{\infty} M_{\lambda}^s(\lambda, T) d\lambda = \sigma T^4 \quad (4.29)$$

M^s ist im eigentlichem Sinne nichts anderes als die durch Strahlung übertragene Wärmestromdichte die bekanntlich die Einheit $\left[\frac{W}{m^2} \right]$ besitzt. In der Gleichung 4.29 ist die *Stefan-Boltzmann-Konstante* σ enthalten. Für dieses gilt

$$\sigma = 5,67040 \cdot 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4} \right]$$

4.2.3.3 Ausstrahlung realer Körper

Es soll ein kurzer Überblick über die Eigenschaften eines realen Körpers gegeben werden. Für weitere Herleitungen zu diesem Kapitel soll auf Fachliteraturen verwiesen werden [19] [20].

Viel mehr soll hier auf die eigentliche Gleichung 4.30 eingegangen werden.

$$M(T) = \epsilon(T) \sigma T^4 \quad (4.30)$$

In dieser Gleichung wird die spezifische Ausstrahlung $M(T)$ eines realen Körpers mit dem hemisphärischen Gesamt-Emissionsgrad $\epsilon(T)$ und der spezifischen Ausstrahlung des schwarzen Körpers $M^s(T) = \sigma T^4$ berechnet. Ist nun der Emissionsgrad bei einer bestimmten Temperatur eines realen Körpers bekannt, liefert die Gleichung 4.30 ein Ergebnis. Die Werte für ϵ können aus diversen Tabellen entnommen werden.

Bei realen Körpern ist nicht nur die Emission zu betrachten, auch das Auftreten von Absorption, Reflexion und Transmission sei zu erwähnen. Diese Eigenschaften von Körperoberflächen sind nicht auf den schwarzen Strahler bezogen, sondern vielmehr auf die Bestrahlungsstärke E , die auf eine Oberfläche trifft.

$$E = \int_0^\infty E_\lambda(\lambda) d\lambda \quad (4.31)$$

Der reale Körper absorbiert im Gegensatz zu einem schwarzen Strahler nur einen Teil der einfallenden Strahlung. Der nicht absorbierte Anteil wird reflektiert und transmittiert. Im Gegensatz zu einem realen Strahler wird bei einem schwarzen Strahler die gesamte einfallende Strahlung absorbiert.

$$a(T) = \frac{1}{E} \int_0^\infty a_\lambda(\lambda, T) E_\lambda(\lambda) d\lambda \quad (4.32)$$

Der hemisphärische Gesamt-Absorptionsgrad berechnet sich somit aus dem spektralen Absorptionsgrad $a_\lambda(\lambda, T)$ und der spektralen Bestrahlungsstärke $E_\lambda(\lambda)$.

Nach den Hauptsätzen der Thermodynamik müssen der Emissionsgrad sowie auch der Absorptionsgrad bei der selben Temperatur gleich sein. Dies führt zum kirchhoffschen Gesetz, das hier auf den grauen Strahler bezogen wird $a(T) = \epsilon(T)$.

Analog zu dem Absorptionsgrad wird die hemisphärische Gesamt- Reflexion definiert.

$$r(T) = \frac{1}{E} \int_0^\infty r_\lambda(\lambda, T) E_\lambda(\lambda) d\lambda \quad (4.33)$$

Der hemisphärische Gesamt-Reflexionsgrad berechnet sich somit aus dem spektralen Absorptionsgrad $r_\lambda(\lambda, T)$ und der spektralen Bestrahlungsstärke $E_\lambda(\lambda)$.

Wie schon kurz erwähnt, muss bei strahlungsdurchlässigen Körpern die Transmission bzw. der Transmissionsgrad berücksichtigt werden. Dieser gibt für jede Wellenlänge λ den hindurch gelassenen Anteil der spektralen Bestrahlungsstärke E_λ an. Grundsätzlich gilt für die beschriebenen Anteile folgende Beziehung:

$$a_\lambda(\lambda, T) + r_\lambda(\lambda, T) + \tau_\lambda(\lambda, T) = 1 \quad (4.34)$$

4.2.3.4 Gasstrahlung

Wie bereits kurz angedeutet soll hier etwas näher auf die Gasstrahlung eingegangen werden.

In den vorhergehenden Kapiteln wurden Körper bezüglich ihrer Strahlung betrachtet. Aber nicht nur Festkörper und Flüssigkeiten senden Strahlen aus, auch manche Bestandteile von Gasen besitzen diese Möglichkeit. Elementare Gase wie O_2, N_2, H_2 sowie die trockene Luft und auch Edelgase sind praktisch durchlässig für die Wärmestrahlung. Anders verhalten sich wiederum $H_2O, CO_2, CO, O_3, SO_2, HCl, NH_3,$ und CH_4 . Diese Gasbestandteile können in einem bestimmten Wellenbereich (*Banden*) Wärmestrahlung aussenden und absorbieren. Nebenbei bemerkt besitzen grundsätzlich alle Kohlenwasserstoffe die Fähigkeit der Eigenstrahlung und der Absorption und wird umso stärker, je mehr Atome das Molekül aufweist bzw. je größer das Molekül ist.

Grundlegend zur Gasstrahlung kann gesagt werden, dass die Intensität dI mit der zurückgelegten Weglänge ds abnimmt. Dieser Vorgang wird durch das Gesetz von *Bouguer* 4.35 beschrieben [21].

$$dI = -aI ds \quad (4.35)$$

Die Gleichung 4.35 besagt, dass die Intensitätsänderung proportional zum Produkt der Intensität und der zurückgelegten Weglänge im absorbierenden Gas ist. Man beachte, dass a als Absorptionsgrad betrachtet wird, die stoffabhängig sowie druck-, und temperaturabhängig ist.

Dadurch ergibt sich für die insgesamt absorbierte Intensität entlang einer Wegstrecke folgende Beziehung

$$I_0 - I = I_0 (1 - e^{-as}) \quad (4.36)$$

Da der Strahlungsaustausch zwischen der diffus strahlenden Wand und der Halbkugel erfolgt, muss die geometrische Gestalt des Gaskörpers betrachtet werden. Somit kommt es zu Einführung der gleichwertigen Schichtdicke s_{gl} . Als gleichwertige Schichtdicke wird der Radius einer gedachten Ersatzhalbkugel angenommen, mit der beliebige Geometrien

des Gasraumes beschrieben werden können. Werte für verschiedene Schichtdicken für unterschiedliche Geometrien können aus Tabellen entnommen werden. Da es in der Praxis aber schwierig ist, die exakte gleichwertige Schichtdicke zu ermitteln, wird diese mit einer Näherungsgleichung beschrieben

$$s_{gl} = 0,9 \frac{4V}{A} \quad (4.37)$$

In der Gleichung 4.37 bezeichnet V das Volumen und A die Fläche bzw. die Oberfläche des Gaskörpers. Man beachte, dass in der angegebenen Gleichung die ganze umschlossene Oberfläche des Gaskörpers zu betrachten ist. Für die Beobachtung einzelner Flächen ist dieses Verfahren nicht geeignet.

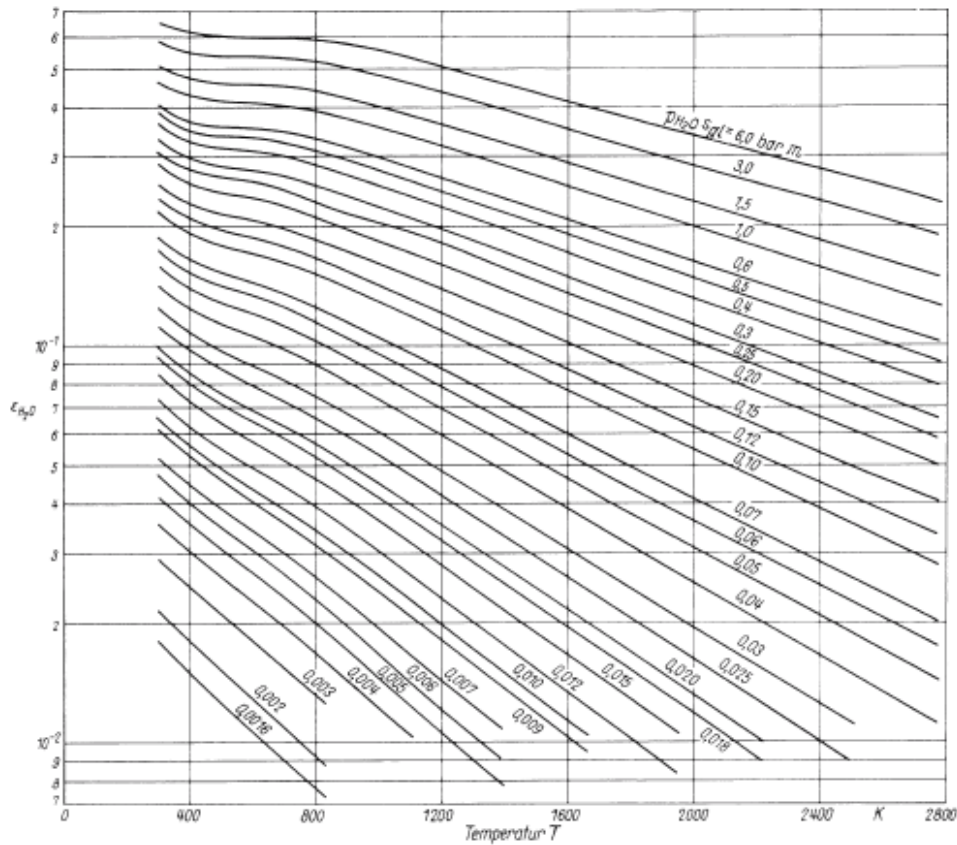
In der Folge bezieht sich die Gasstrahlung nur auf die wichtigsten zwei Gase im Rauchgas H_2O und CO_2 .

Grundsätzlich kann gesagt werden, dass der Emissionsgrad abhängig vom Gesamtdruck im Gaskörper, dem Partialdruck der einzelnen Gase und der Temperatur ist. Die für die Berechnung angewandten Diagramme wurden von *Hottel* und *Eckbert* entwickelt und beziehen sich auf einen Gesamtdruck von 1 bar. Bei Druckabweichungen wurden deshalb Korrekturfaktoren entwickelt, die in der Literatur nachzulesen sind [21].

$$\epsilon_{H_2O}(p) = f_{p,H_2O} \cdot \epsilon(p_{H_2O} \cdot s_{gl}, T) \quad (4.38)$$

$$\epsilon_{CO_2}(p) = f_{p,CO_2} \cdot \epsilon(p_{CO_2} \cdot s_{gl}, T) \quad (4.39)$$

Die Ermittlung der Emissionsgrade ist denkbar einfach. Es müssen nur die Gastemperatur T sowie die Partialdruck von p_{H_2O} und p_{CO_2} und die entsprechenden gleichwertigen Schichtdicken bekannt sein. Mit diesen Bekannten geht man in die dafür vorgesehenen Diagramme und liest die jeweiligen ϵ -Werte heraus. Als Beispiel soll hier das Diagramm für die H_2O Emission angegeben werden.

Abbildung 4.4: Emissionsgrad ϵ_{H_2O} [21]

Die ermittelten Emissionsgrade werden in der Gleichung 4.40 eingesetzt, die eine erweiterte Form der Gleichung 4.30 ist.

$$\dot{Q}_{gw} = A\sigma \frac{\epsilon_w}{1 - (1 - \epsilon_w)(1 - A_v)} (\epsilon_g T_g^4 - A_v T_w^4) \quad (4.40)$$

Wobei \dot{Q}_{gw} den Nettoenergiestrom bezeichnet der zwischen einer Wand und einem Gasvolumen übertragen wird. Die Gleichung 4.40 besitzt nur Gültigkeit, wenn die darin vorkommenden Temperaturen konstant vorliegen. D.h. dass nur ein Ist-Zustand darstellbar ist. Um die Unbekannten ϵ_g , ϵ_w und A_v zu erhalten sind einige Abhängigkeiten und Umrechnungen anzuwenden. Für die Ermittlung der benötigten Variablen werden die beiden Beziehungen

$$\epsilon_g = \epsilon_g(p, T_g, s_{gl}p_g)$$

und

$$A_v = A_v(p, T_g, T_w, s_{gl}p_g)$$

benötigt.

Wie bereits erwähnt hängt der Emissionsgrad des Gases vom Gesamtdruck p , Gastemperatur T_g und vom Produkt $s_{gl}p_g$ aus Schichtdicke und des jeweiligen Partialdruckes ab.

Der Absorptionsgrad muss zusätzlich bei der Wandtemperatur T_w betrachtet werden. Bei einem Temperaturgleichgewicht $T_w = T_g$ können die beiden Faktoren A_v und ϵ_g gleich gesetzt werden

$$A_v = \epsilon_g$$

Wenn das nicht der Fall ist, der allgemein die Regel darstellt, müssen die Umrechnungen laut *Hottel* verwendet werden die nachstehen angegeben sind [21].

Für Wasserdampf gilt hier folgende Umrechnung

$$A_v = \left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,45} \epsilon_g \left(T_w, s_{gl} p_{H_2O} \frac{T_w}{T_g}\right) \quad (4.41)$$

Zu beachten ist hier die Umrechnung der Partialdrücke auf die Bedingungen der Wandtemperatur. Im Bedarfsfall muss bei einer Druckabweichung eine Druckkorrektur durchgeführt werden.

Für Kohlendioxid gilt eine ähnliche Beziehung

$$A_v = \left(\frac{T_g}{T_w}\right)^{0,65} \epsilon_g \left(T_w, s_{gl} p_{CO_2} \frac{T_w}{T_g}\right) \quad (4.42)$$

Da in den Gleichungen 4.41 und 4.42 immer ϵ_g verwendet wird, muss dieser Wert noch ermittelt werden. Da es sich um Gasmischungen handelt, muss mit den folgenden Gleichungen 4.43 und 4.44 die Ermittlung der beiden Faktoren vorgenommen werden.

$$\epsilon_g = \epsilon_{H_2O} + \epsilon_{CO_2} - (\Delta\epsilon)_g \quad (4.43)$$

$$A_v = A_{vH_2O} + A_{vCO_2} - (\Delta\epsilon)_w \quad (4.44)$$

In den Gleichungen sind alle Variablen bekannt, bis auf die beiden Werte für $(\Delta\epsilon)_g$ und $(\Delta\epsilon)_w$. Diese Werte sind Korrekturfaktoren für die einzelnen Überlagerungen der Emissionsbanden. Die Werte werden aus Diagrammen abgelesen oder können auch berechnet werden, wobei das Berechnungsverfahren im FDBR Handbuch nachzulesen ist. Die Berechnung bezieht sich hier wieder auf Angaben von *Hottel* [22].

Analog zur Berechnung mit den Diagrammen kann mit analytischen Ansätzen gearbeitet werden, die wiederum in der Literatur nachzulesen sind [21].

4.2.4 Wärmedurchgang

Der Wärmedurchgang beschreibt die Kombination der drei Wärmeübertragungsarten. Der Wärmedurchgang wird in Folge als die Wärmedurchgangszahl k bezeichnet, die eine der wichtigsten Bezugsgrößen bei der Wärmeübertragung darstellt. Angeschrieben auf ein technisches Problem, bei dem die Temperaturen der umgebenden Medien gegeben sind, lautet die Gleichung für die Wärmestromdichte \dot{q}

$$\dot{q} = k(T_2 - T_1) \quad (4.45)$$

4.2.4.1 Wärmedurchgang durch die ebene Wand

Hier wird kurz der Wärmedurchgang durch eine ebene Wand erklärt. Der Durchgang setzt sich aus drei Teilen zusammen. Die Aufteilung lautet wie folgt: Grenzschicht/ Wand/ Grenzschicht. Wenn die drei Teile ineinander verschachtelt werden folgt daraus die Gleichung 4.46 für k

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (4.46)$$

4.2.4.2 Wärmedurchgang durch ein zylindrisches Rohr

Der Wärmedurchgang durch eine Rohrwand ist der ebenen Wand ähnlich, nur mit dem Unterschied, dass hier der Temperaturverlauf nicht linear wie bei der ebenen Wand sondern logarithmisch ist. Der Verlauf kommt zu Stande, da die wärmedurchströmten Flächen an der Außen- und Innenseite verschieden groß sind und dadurch wird die folgende Gleichung 4.47 erhalten

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{d_a}{2\lambda} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_a}{d_i} \frac{1}{\alpha_i}} \quad (4.47)$$

Da es vorkommen kann, dass manche Terme in der Gleichung einen verschwindend kleinen Anteil annehmen, können diese oft weggelassen werden. Nachstehend wird die Gleichung auf ihre wichtigsten Bestandteile reduziert. Da es sich hier um einen Dampferzeuger handelt, werden die Gleichungen für den Wärmedurchgang auf ein Rohr bezogen, da diese Geometrie der üblichen Konstruktion entspricht.

Ausgehend von der Gleichung 4.47 soll als erstes die Konvektion der Außenseite α_a betrachtet werden. Der Wärmeübergangskoeffizient α_a setzt sich aus den beiden Teilen der Konvektion α_{kon} und Strahlung α_{str} zusammen. Es gilt

$$\alpha_a = \alpha_{kon} + \alpha_{Str} \quad (4.48)$$

Die beiden Wärmeübergänge ($\alpha_{kon}, \alpha_{Str}$) können problemlos zusammengezählt werden wie das in der Gleichung 4.48 dargestellt ist.

Der Wärmeübergangskoeffizient für die Innenseite des Rohres kann vernachlässigt werden, da in der Regel für den Wärmeübergang Werte von $> 3000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ erreicht werden und

deshalb der Term $\frac{1}{\alpha_i}$ einen sehr kleinen Wert annimmt und somit fast keinen Einfluss auf das Ergebnis für k mehr hat.

$$\alpha_i \gg \alpha_a$$

Daraus ergibt sich folgende Gleichung

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{d_a}{2\lambda} \ln \frac{d_a}{d_i}} \quad (4.49)$$

Nun können mit der Zeit diverse Ablagerungen an Rohraußen- und Rohrinnenseite entstehen. Da diese Schichten in der Regel sehr dünn sind, macht es wenig Sinn, diese in die Gleichung mit der Schichtdicke einzufügen. Deshalb wird hierfür ein eigener Koeffizient R_j eingeführt. Man nennt R_j den Wärmewiderstand oder auch den Foulingfaktor. Diese Schichten besitzen meistens eine sehr niedrige Wärmeleitfähigkeit und können aus Tabellen entnommen werden. Der Foulingfaktor kann, wenn gewünscht, weggelassen werden und zwar in dem Fall, wenn in der Berechnung die Schichtstärke angegeben wird. Die Gleichung lautet wie folgt

$$k = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + R_a\right) + \frac{d_a}{2\lambda} \ln \frac{d_a}{d_i} + \left(R_i + \frac{1}{\alpha_i}\right) \frac{d_a}{d_i}} \quad (4.50)$$

Da bei einer Bewertung bzw. Berechnung eines Systems nicht alle Einflüsse mit einbezogen werden können, wird zusätzlich noch ein Abwertungsfaktor φ eingeführt. Die daraus erhaltene Gleichung 4.51 ist für den weiteren Verlauf der Arbeit von großer Bedeutung. Mit ihr werden die einzelnen wärmetechnisch betrachteten Abschnitte (Bilanzräume) des Kessels so gut wie möglich angenähert, sodass die erhaltenen Ergebnisse mit den realen Messwerten eine gute Übereinstimmung liefern. Dieser Faktor ist ein Erfahrungswert und schwer abschätzbar. Mit ihm werden Temperatur- sowie Strömungsschiefen und nicht ermittelbare Schmutzschichten erfasst [23].

$$k = \psi \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_a} + R_a\right) + \frac{d_a}{2\lambda} \ln \frac{d_a}{d_i} + \left(R_i + \frac{1}{\alpha_i}\right) \frac{d_a}{d_i}} \quad (4.51)$$

4.3 Strömungsmechanik

In diesem Kapitel werden die wichtigsten strömungstechnischen Grundlagen, die für das Verständnis der Arbeit notwendig sind, angeführt. Im genaueren wird hier das Rohr betrachtet, da dieses im Kesselbau der wichtigste Bauteil ist.

4.3.1 Bernoulli-Gleichung

Hier soll die Bernoulli-Gleichung für den Fall der inkompressiblen Strömung betrachtet werden. Für diesen Fall wird die Beziehung $Kraft = Masse \cdot Beschleunigung$ herangezogen. Sie soll eine dynamische Beziehung zwischen Druck und der Massenkraft und dem Bewegungszustand liefern. Für die eindimensionale Strömung wird die Länge, die Zeit und die Geschwindigkeit betrachtet. Für die Geschwindigkeitsänderung bei Änderung von x um dx und t um dt gilt [24]:

$$dv = \frac{\partial v}{\partial x} \cdot dx + \frac{\partial v}{\partial t} \cdot dt \quad (4.52)$$

Für die Beschleunigung erhält man folgende Gleichung:

$$\frac{dv}{dt} = \underbrace{v \cdot \frac{\partial v}{\partial x}}_{\text{Beschleunigungs-}} + \underbrace{\frac{\partial v}{\partial t}}_{\text{zeitliche Änderung}} \quad (4.53)$$

anteil
des Strömungszustandes

Für den weiteren Vorgang wird ein Zylinderelement (siehe Abbildung 4.5) mit dem Querschnitt dA und der Länge dx herangezogen und die Gleichung $Kraft = Masse \cdot Beschleunigung$ angewendet. Die Masse des betrachteten Zylinders wird durch $\rho \cdot dA \cdot dx$ berechnet. Auf das Zylinderelement wirken, eine Druckkraft in Folge des Druckunterschiedes und eine Massenkraft. Der Druck an der oberen Seite des Zylinderelements hat den Wert p und wirkt dann auf die Fläche dA mit der Kraft $p \cdot dA$. An der unteren Seite des Zylinderelements wirkt der Druck $p + \left(\frac{\partial p}{\partial x}\right) \cdot dx$.

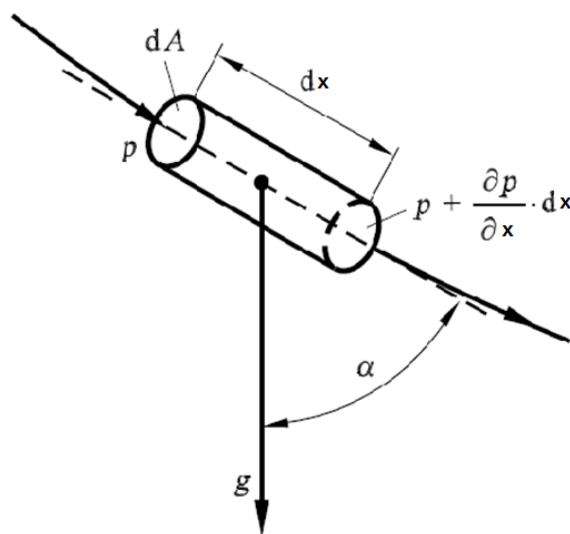


Abbildung 4.5: Kräftegleichgewicht auf das Zylinderelement [24]

Wird die Resultierende der beiden Druckkräfte angeschrieben so erhält man die folgende Beziehung:

$$p \cdot dA - \left(p + \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot dx \right) \cdot dA = - \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \cdot dx \cdot dA \quad (4.54)$$

Auf die Flüssigkeit selbst wirkt eine Massenkraft, deren Wirkung auf die Masseneinheit gleich g ist. Ist in der Strömungsrichtung eine Winkel α mit eingeschlossen so erfährt die Masse in Richtung der Bewegung eine Kraftkomponente und daraus folgt:

$$\rho \cdot dA \cdot dx \cdot g \cdot \cos\alpha \quad (4.55)$$

Jedes Glied in der Gleichung $Kraft = Masse \cdot Beschleunigung$ ist der Faktor $dA \cdot dx$ enthalten der in folge herausfällt. Wird durch die Dichte ρ dividiert und für den Term $v \cdot \frac{\partial v}{\partial x} = \partial(v^2/2)/\partial x$ gesetzt so erhält man:

$$-\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + g \cdot \cos\alpha = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{v^2}{2} \right) + \frac{\partial v}{\partial t} \quad (4.56)$$

Meist handelt es sich bei der Massenkraft nur um die Schwerkraft und somit ist g nach Größe und Richtung konstant. Darum kann $\cos\alpha$ mit der vertikalen Koordinate z ersetzt werden die in die Gleichung mit $-\partial z/\partial x$ ersetzt wird. Da hier eine stationäre Strömung betrachtet wird $\partial v/\partial t = 0$ und die Dichte ρ als konstant vorausgesetzt wird erhält man die folgende Gleichung worin alle Glieder Differenzialquotienten nach x sind:

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + g \cdot \frac{\partial z}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{v^2}{2} \right) = 0 \quad (4.57)$$

Die Gleichung 4.57 kann längs des Stromfadens integriert werden und erhält die folgende Gleichung:

$$\frac{p}{\rho} + g \cdot z + \frac{v^2}{2} = konst. \quad (4.58)$$

Die Gleichung 4.58 wird als die *Bernoulli-Gleichung* bezeichnet, die die Grundgleichung für die eindimensionale Behandlung der Reibungsfreien Strömung ist.

4.3.2 Rohrströmung

In diesem Kapitel sollen die Grundlagen der verschiedensten Rohrströmungen näher erläutert werden.

4.3.2.1 Laminare Rohrströmung

Für die laminare Strömung ist es typisch, dass sich die Fluidteilchen entlang einer achsparallelen Geraden bewegen. Somit tritt hier kein turbulentes Verhalten auf. In der Regel ist

turbulentes Verhalten mit Verwirbelungen und Querströmungen verbunden. Ist eine voll ausgebildete Strömung gegeben, haben alle Teilchen, die sich im gleichen Abstand von der Rohrachse bewegen, die gleiche Geschwindigkeit. Somit ist die Geschwindigkeitsverteilung (siehe Abbildung 4.6) nur vom Radius abhängig und kann folgendermaßen geschrieben werden $v = v(r)$. Daraus ergibt sich, dass die Geschwindigkeit an der Rohrwand gleich Null ist und zur Rohrachse hin zunimmt. Die Geschwindigkeitsverteilung kann mit der Gleichung 4.59 beschrieben werden [25].

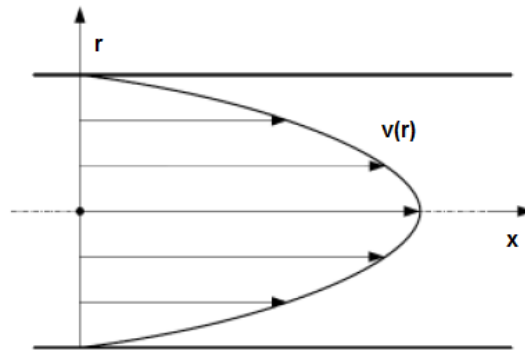


Abbildung 4.6: Geschwindigkeitsprofil bei der laminaren Rohrströmung

$$v = -\frac{1}{4\eta} \frac{dp}{dx} (R^2 - r^2) \quad (4.59)$$

Wie die Abbildung 4.6 zeigt bildet sich ein parabolisches Geschwindigkeitsprofil aus, dass sein Maximum auf der Rohrachse $r = 0$ und sein Minimum auf der Rohrwand $r = R$ hat. Das Minimum wird auch als die *Haftbedingung* bezeichnet. Beachten muss man aber hierbei, dass das voll ausgebildete Geschwindigkeitsprofil erst nach einem bestimmten Abstand vom Rohreinlauf auftritt. Hier spricht man von der Einlaufstrecke l_E . Erst nach dem Einfluss der inneren Reibung im Fluid bildet sich das parabolische Geschwindigkeitsprofil aus. Im Fall der laminaren Strömung ist l_E von der Re und vom Rohrdurchmesser d abhängig.

$$\frac{l_E}{d} \approx 0,03Re \quad (4.60)$$

In der Regel wird bei Berechnungen immer die mittlere Strömungsgeschwindigkeit v_m benutzt. Diese erhält man durch die Integration von $v(r)$ über den Querschnitt des Rohres und durch die Division der Querschnittsfläche.

$$v_m = \frac{2}{R^2} \int_0^R v(r)rdr = \frac{v_{max}}{2} \quad (4.61)$$

Der Volumenstrom der durch einen Querschnitt tritt kann wie folgt berechnet werden:

$$\dot{V} = v_m R^2 \pi = -\frac{R^4 \pi}{8\eta} \frac{dp}{dx}. \quad (4.62)$$

Verwendet man die Beziehung 4.63

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{\Delta p}{l} \quad (4.63)$$

erhält man daraus das Gesetz von Hagen und Poiseuille:

$$\dot{V} = v_m R^2 \pi = -\frac{R^4 \pi}{8\eta} \frac{\Delta p}{l}. \quad (4.64)$$

Der *Reibungsdruckverlust* Δp_V eines Rohres mit Länge l und Durchmesser d erhält man durch Umformung:

$$\Delta p_V = \frac{32l\eta v_m}{d^2}. \quad (4.65)$$

Aus der Gleichung 4.65 wird ersichtlich, dass der Druckverlust bei der laminaren Rohrströmung linear von der Geschwindigkeit abhängig ist.

4.3.2.2 Übergang von laminarer zu turbulenter Rohrströmung

Die laminare Rohrströmung ist nur bei sehr kleinen Strömungsgeschwindigkeiten von Bedeutung. Ab einer bestimmten Geschwindigkeit v_m^c kommt es zum Übergang vom laminaren Strömungsbereich in den turbulenten Strömungsbereich. Diese Änderung des Strömungsbereiches hängt vom Rohrdurchmesser sowie von den Eigenschaften des strömenden Mediums ab. Man bezeichnet diesen Übergang als *Transition* [26].

$$v_m^c = f(d, \rho, \eta)$$

Die Größen v_m^c , d , ρ und η bieten sich an um zur dimensionslosen Reynoldszahl zusammengefasst zu werden. Durch diese Vorgangsweise ist es möglich den Umschlag von der laminaren zur turbulenten Strömung zu charakterisieren. Dieser Wert ist für alle Fluide gleich.

$$Re^c = \frac{v_m^c \cdot d \cdot \rho}{\eta} = 2320 \quad (4.66)$$

Somit ist unterhalb der *kritischen Reynoldszahl* Re^c die Strömung immer laminar und darüber praktisch immer turbulent.

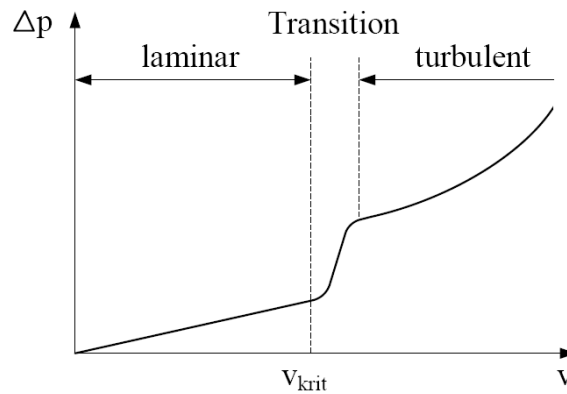


Abbildung 4.7: Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung [27]

Durch die Abbildung 4.7 ist der Verlauf des Reibungsdruckverlustes über der Strömungsgeschwindigkeit ersichtlich. Man sieht, dass bei zunehmender Strömungsgeschwindigkeit im laminaren Bereich der Druckverlust linear ansteigt. Bei einer weiteren Steigerung der Strömungsgeschwindigkeit steigt der Druckverlust plötzlich an um danach im turbulenten Bereich mit dem Quadrat der Geschwindigkeit weiter zu steigen. Die Steigerung des Druckverlustes kann auf die Turbulenz zurückgeführt werden.

4.3.2.3 Turbulente Rohrströmung

Die turbulente Rohrströmung wird dadurch beschrieben, dass neben der Geschwindigkeitskomponente in die Strömungsrichtung noch Komponenten quer zu dieser auftreten. Somit setzt sich die Geschwindigkeit $\mathbf{v}(\mathbf{x}, t)$ aus einem stationären Anteil $\overline{\mathbf{v}(\mathbf{x})}$ und einer überlagerten instationären Schwankung $\mathbf{v}'(\mathbf{x}, t)$ zusammen [28].

Turbulente Strömungen sind im Allgemeinen:

- *instationär*
- *räumlich*
- und *wirbelbehaftet*

$$\mathbf{v}(\mathbf{x}, t) = \overline{\mathbf{v}(\mathbf{x})} + \mathbf{v}'(\mathbf{x}, t) \quad (4.67)$$

$$\overline{\mathbf{v}(\mathbf{x})} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} \mathbf{v}(\mathbf{x}, t) dt \quad (4.68)$$

Diese Schreibweise bezeichnet man als *Reynold'sche Zerlegung*.

Wird der obige Ansatz in die Erhaltungssätze eingesetzt, welche bereits aus dem Kapitel 4.1 bekannt sind, erhält man die zeitlich gemittelten Erhaltungssätze. Diese Erhaltungssätze werden auch als reynoldsgemittelte Erhaltungssätze bezeichnet.

Die Haftbedingung, die bereits aus der laminaren Strömung bekannt ist, gilt auch für die turbulente Strömung. Wie die Abbildung 4.8 zeigt ist die Geschwindigkeitsverteilung flacher. Diese hängt wiederum von der Reynoldszahl und von der Wandrauhigkeit ab.

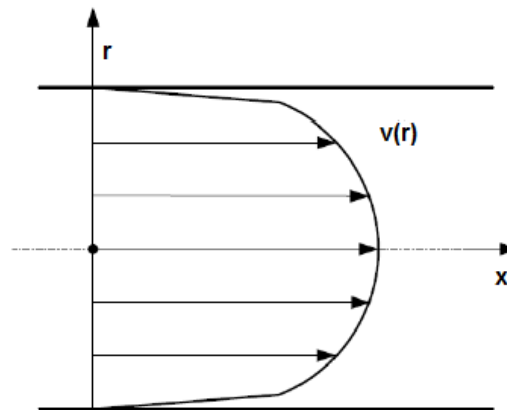


Abbildung 4.8: Geschwindigkeitsprofil bei turbulenter Rohrströmung

Da die geringe Dicke der Wandschicht nur einen geringen Einfluss auf den Volumenstrom hat, ist es ausreichend wenn für die Berechnung der mittleren Geschwindigkeit \bar{v} nur der Kernbereich betrachtet wird. Man kann hier mit guter Näherung das logarithmische Überlappungsgesetz anführen.

$$\frac{\bar{v}}{v_*} = C_1 \ln y_* + C_2 \quad (4.69)$$

Die in der Gleichung 4.69 enthaltenen Variablen sind:

$$v_* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4.70)$$

$$y_* = \frac{v_* y}{\nu}. \quad (4.71)$$

In Gleichung 4.71 ist für $y = R - r$ einzusetzen.

Die Konstante C_1 kann in Gleichung 4.69 der *Kármán-Konstante* κ ersetzt werden.

$$\kappa = \frac{1}{C_1} \quad (4.72)$$

Grundsätzlich sind κ und C_2 experimentell zu bestimmen, wobei κ von der Rauigkeit unabhängig ist. Die Konstante C_2 muss aber unter Berücksichtigung der Wandrauhigkeit

bestimmt werden. Die Wandrauigkeit wird mittels der Rauigkeitskennzahl k_{s*} angegeben. Die Rauigkeitszahl wird wie folgt angeschrieben

$$k_{s*} = \frac{k_s v_*}{\nu} \quad (4.73)$$

In der Gleichung 4.73 ist k_s die Sandrauigkeit.

$$\frac{\bar{v}}{v_*} = \frac{1}{\kappa} \ln y_* + C_2(k_{s*}) \quad (4.74)$$

Wenn der Einlaufeffekt betrachtet wird sind bei der turbulenten Strömung die Verluste geringer als bei der laminaren Strömung. Dadurch ist bei der turbulenten Strömung die Einlaufstrecke l_E kürzer. Für die Berechnung der Einlaufstrecke kann die folgende Näherung verwendet werden.

$$\frac{l_E}{d} \approx 45 \quad (4.75)$$

Für den Reibungsdruckverlust Δp_V bei einem Rohr mit einer Länge l und dem Radius R kann bei der turbulenten Strömung folgende Gleichung angeführt werden.

$$\Delta p_V = 2\rho v_*^2 \frac{l}{R} \quad (4.76)$$

4.3.2.4 Rohrwiderstandszahl λ_R

Zu λ_R kann man sagen das sie eine Funktion der Reynoldszahl Re und der relativen Rauigkeit $\frac{k_s}{d}$ ist. Durch diesen Zusammenhang kann λ_R , wie in Abbildung 4.9 ersichtlich, aus dem *Colebrook-Diagramm* entnommen werden [29].

$$\lambda_R = \lambda_R\left(Re, \frac{d}{k_s}\right) \quad (4.77)$$

Im Diagramm wird zwischen fünf Kurvenbereichen unterschieden. In jedem Kurvenbereich gibt es verschiedene Gleichungen für die Berechnung der Rohrwiderstandszahl λ_R . In der Folge sind für die Kurvenbereiche die Berechnungsformeln angegeben.

1. Bereich nach *Hagen Poiseuille*:

Im laminaren Bereich ist λ_R nur von der Reynoldszahl abhängig.

$$\lambda_R = \frac{64}{Re}$$

- laminar
- hydraulisch glatt

- $Re < 2320$

2. Bereich nach *Blasius*:

$$\lambda_R = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (4.78)$$

- turbulent
- hydraulisch glatt
- $2320 < Re < 10^5$

3. Bereich nach *Prandtl* und *Kármán*:

$$\lambda_R = \frac{1}{\left[2 \lg \left(Re \sqrt{\frac{\lambda_R}{2,51}} \right)^2\right]} \quad (4.79)$$

- turbulent
- hydraulisch glatt
- $10^5 < Re < 10^8$

4. Bereich nach *Colebrook*:

$$\lambda_R = \frac{1}{\left[2 \lg \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda_R}} + \frac{0,27}{d/k_s} \right)\right]^2} \quad (4.80)$$

- turbulent
- hydraulisch rau

5. Bereich nach *Prandtl* und *Nikuradse*:

$$\lambda_R = \frac{1}{\left[2 \lg \left(3,71 \frac{d}{k_s} \right)\right]^2} \quad (4.81)$$

- turbulent
- hydraulisch rau

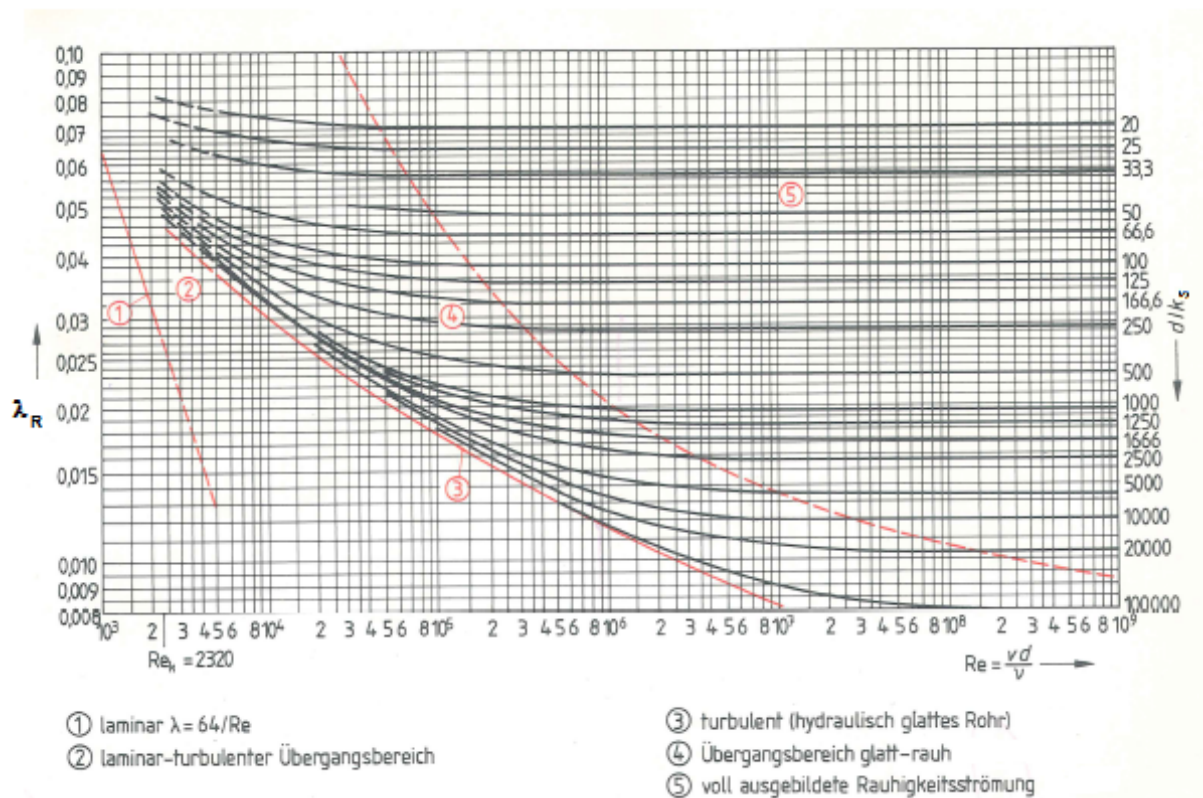


Abbildung 4.9: Colebrook-Diagramm [29]

4.3.2.5 Weitere Verluste

Da es bei Anlagen komplexe Rohrleitungssysteme gibt, die Einbauten wie Krümmer, Verzweigungen, Ventile, Schieber und viele weitere Einrichtungen enthalten, die zu zusätzlichen Druckverlusten führen, wird der dimensionslose Widerstandsbeiwert ζ eingeführt, der die verschiedensten Verluste berücksichtigt. In der folgenden Gleichung 4.82 wird ersichtlich, wie der Widerstandsbeiwert miteinbezogen wird [30]:

$$\Delta p_V = \frac{\rho v^2}{2} \zeta. \quad (4.82)$$

Durch die Umformung auf ζ erhält man die einfache Gleichung 4.83:

$$\zeta = \frac{2\Delta p_V}{\rho v^2}. \quad (4.83)$$

Die ζ -Werte für die verschiedensten Einbauten sind in diversen Literaturen [31][32] angegeben.

Gleichung 4.84 stellt einen allgemeinen Ansatz zur Berechnung des Reibungsdruckverlustes dar und wird auch für turbulente Strömungen verwendet. Darin ist v die mittlere Strömungsgeschwindigkeit und λ_R die *Rohrwiderstandszahl*.

$$\Delta p_V = \lambda_R \frac{l}{d} \frac{\rho v^2}{2} \quad (4.84)$$

Für die Berechnung des gesamten Druckverlustes der in einem Rohrleitungssystem herrscht dient die Gleichung 4.85. Diese setzt sich zusammen aus dem Druckverlust des geraden Rohrs nach Gleichung 4.84 und der Summe der Druckverluste der Einbauten nach Gleichung 4.82. Wie man sieht kann der Widerstandsbeiwert der verschiedenen Einbauten addiert werden. Grundvoraussetzung dafür ist, dass sich die Einbauten nicht gegenseitig, aufgrund ihrer Nähe bzw. Einbauabstand, beeinflussen.

$$\Delta p_{V_{ges}} = \frac{\rho v^2}{2} \left(\lambda_R \frac{l}{d} + \sum \zeta \right) \quad (4.85)$$

4.4 Naturumlauf

Wie bereits erwähnt wurde, soll in diesem Kapitel ein kurzer Einblick, in die Funktion eines Naturumlaufkessels gegeben werden. Der Naturumlaufdampferzeuger kann für beliebige Dampfleistungen hergestellt werden. Solche Kessel werden bis zu einem Druck von 175 bar gebaut, wobei diese Druckangabe bereits dem Frischdampfdruck entspricht. Somit ist der Trommeldruck mit ca. 185 bar begrenzt. Das komfortable an diesem System ist, dass keine zusätzlichen Energiequellen benötigt werden, um den Umlauf zu gewährleisten. Das Funktionsprinzip des Dampferzeugers ist einfach erklärt. Die Bewegung der Strömung wird durch den in den Rohren vorhandenen Dichteunterschied hervorgerufen. In den Rohren herrscht in jedem Bereich Sättigungszustand, sowohl im unbeheizten so auch im beheizten Systembereich. Das schwerere Wasser aus dem Behälter (Trommel) strömt dabei nach unten und das leichtere Wasserdampfgemisch steigt nach oben. Der unbeheizte Systemteil wird als Fallrohr bezeichnet und das beheizte System mit dem leichteren Wasser-, Dampfgemisch wird Steigrohr genannt. Das gesättigte Wasser besitzt die Dichte ρ' und das nach oben strömende Wasser-Dampf-Gemisch besitzt die Dichte ρ_G . Aus der Dichtedifferenzen ($\rho' - \rho_G$) ergibt sich die treibende Kraft, die den Umlauf bewirkt. Wichtig dabei ist, dass ρ' größer als ρ_G sein muss. Ist das nicht der Fall, würde der Dichteunterschied gleich null werden und somit die Triebkraft verloren gehen. Diese Tatsache besagt, dass der Naturumlaufdampferzeuger nur in Bereichen unter dem kritischen Druck betrieben werden kann, da ab 221,2 bar die Dichten nicht mehr unterscheidbar sind [33]. Der Dampferzeuger besteht aus Rohren, Sammlern und der Trommel, die zusammen ein geschlossenes System ergeben. Rohre bilden die Wände, die als ein Rohr-Steg-Rohr System ausgeführt sind, die auch als Membranwände bezeichnet werden. Die Sammler fungieren als Verteilungsknoten, sowie auch als Sammelknoten in der Kesselsystemstruktur. Als Anfang und Endpunkt in einem Umlaufsystem dient die Trommel, die auch eine Separation des vorliegenden Wasser- Dampfgemisches bewirkt.

Wie in Abbildung 4.10 ersichtlich ist, schließen vier Massenströme an die Trommel:

- Speisewasser
- Fallrohr
- Steigrohr
- Sattedampf

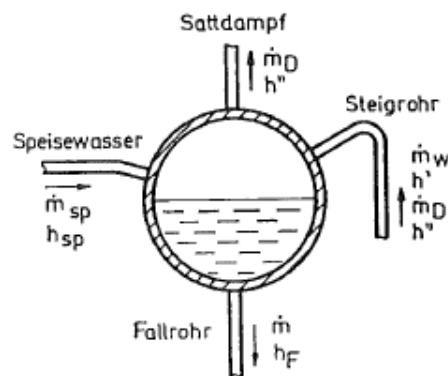


Abbildung 4.10: Bilanzrelevante Eingänge [34]

Das Umlaufsystem ist dann funktionsfähig, wenn ein Arbeitsmittel (Wasser), die beheizten Rohre durchströmt und somit für eine ausreichende Kühlung dieser sorgt, sodass die zulässigen Materialgrenztemperaturen nicht überschritten werden [33]. Wie bereits erwähnt, befindet sich in den Steigrohren ein Zweiphasengemisch (Wasser und Dampf). Der entstehende Druckverlust und der Wärmeübergang werden in ihrem Verhalten von der Zweiphasenströmung beeinflusst [35]. Daher ist es sinnvoll einen kurzen Blick auf den Verdampfungsvorgang zu werfen. In der Abbildung 4.11 sind die verschiedenen Strömungsformen und die daraus resultierenden Wärmeübergangsbereiche in einem beheizten Rohr abgebildet.

Bei den *Wärmeübergängen* werden in folgende Bereiche unterschieden:

- Konvektiver Wärmeübergang an die Flüssigkeit
- Unterkühltes Sieden
- Blasensieden
- Strömungssieden

- Sprühströmung
- Konvektiver Wärmeübergang an den Dampf

Bei den *Strömungsformen* werden die folgenden Stadien durchlaufen:

- Unterkühlte Flüssigkeit
- Blasenströmung
- Pfropfenströmung
- Schaumringströmung
- Ringströmung
- Sprühströmung
- Überhitzter Dampf

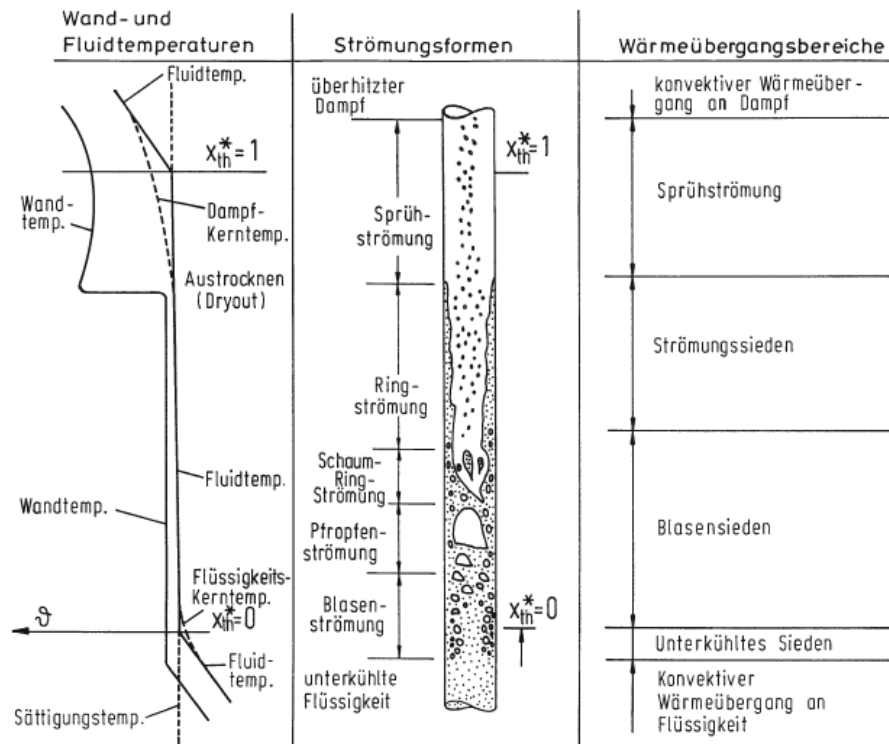


Abbildung 4.11: Verdampfungsvorgänge in einem beheizten Rohr [36]

Unterkühltes Sieden tritt bei einer hinreichend überhitzten Wand auf, sodass sich an ihr Blasen bilden können [36].

Das *Blasensieden* beginnt dann, wenn die Flüssigkeit über den Querschnitt Sättigungstemperatur erreicht hat. Hier wird der Wärmeübergang durch die Dampfblasenbildung hervorgerufen, und weniger durch die Konvektion. In diesem Bereich werden die Blasen-, Pfropfen-, Schaum-, und ein geringer Anteil der Ringströmung durchlaufen [36].

Beim *Strömungssieden* wird der Flüssigkeitsfilm so dünn und der Wärmewiderstand so klein, dass die wandnahe Flüssigkeit nicht mehr ausreichend überhitzt werden kann. Somit wird die Blasenbildung unterdrückt. Beim Strömungssieden wird die Wärme durch den Flüssigkeitsfilm geleitet, wobei dieser an seiner Oberfläche verdampft. Dieser Vorgang wird solange fortgesetzt bis es zu einer vollständigen Verdampfung des Flüssigkeitsfilmes kommt. Wenn die Wand jetzt in diesem Bereich mit konstanter Wärmestromdichte beheizt wird, führt das zu einer Erhöhung der Wandtemperatur. Bei einem kompletten verschwinden der Flüssigkeit kommt es zu Austrocknungserscheinungen, dem sogenannten Dryout [36].

Die *Sprühströmung* ist der letzte Bereich bevor die Flüssigkeit vollkommen verdampft ist. Hier werden die mitgerissenen Flüssigkeitstropfen verdampft und anschließend die Wärme nur mehr konvektiv an den vorliegenden Dampf übertragen [36].

Angemerkt sei, dass die beschriebenen Bereiche in ihrer Ausdehnungsart erheblich variieren können, da die Bereiche sehr stark von den Wärme- und Massenstromdichten beeinflusst werden [36]. Grundsätzlich ist zu sagen, dass der Bereich des *Blasensiedens* bei den Naturumlaufdampferzeugern anzustreben ist [35].

Um die Funktion des Wasserumlaufes beurteilen zu können, muss vom umlaufenden Arbeitsmedium folgendes bekannt sein [37]:

- Umlaufgeschwindigkeit
- Auftrieb
- Druckverlust

Die drei Einflussgrößen finden sich in der Bewegungsgleichung wieder, deren dass zweite Newtonsche Axiom $m\ddot{x} = \Sigma F$ zugrunde liegt. Nachfolgend wird die Bewegungsgleichung 4.86 auf ein Volumenelement, wie in der Abbildung 4.12 ersichtlich ist, angeschrieben, die gleichzeitig eine Vereinfachung der Gleichung 4.3 ist.

$$\rho dV \frac{dv}{dt} = -\rho g dV \sin\alpha - \frac{\partial p}{\partial x} dV - \frac{\lambda}{d} \frac{\rho v^2}{2} dV \quad (4.86)$$

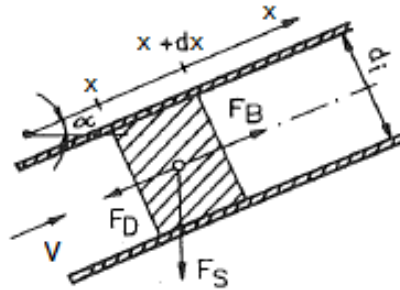


Abbildung 4.12: Kräfte an einem Volumenelement [38]

Für eine Umlaufberechnung werden die Massen- und die Energiebilanzen, sowie die Zustandsgleichungen benötigt [37].

Um die Umlaufberechnung zu beginnen, muss die wärmetechnische Berechnung erfolgt und abgeschlossen sein. Durch diese sind folgende Parameter bekannt [39]:

- Trommeldruck
- Wärmebelastung längs dem Steigrohr
- Enthalpie am Austritt aus dem Speisewasservorwärmer
- Die Rohrführung ist bereits bekannt

Die Berechnung der Umlaufströmung dient zur Abschätzung der Zuverlässigkeit des Dampferzeugers. Als zuverlässig gilt jener Dampferzeuger, bei dem die Steigrohre in ausreichender Menge mit dem Wasser-Dampfgemisch versorgt und dadurch gekühlt werden. Der Dampfgehalt am Ende eines Steigrohres kann als Kühlungskriterium herangezogen werden. Wie vorhin erklärt, steigt mit zunehmendem Dampfgehalt die Gefahr einer Siedekrise an [40]. Die Gefahr von Siedekrisen steigt, je kleiner die Umlaufzahl wird. Die Umlaufzahl ist indirekt proportional zum Dampfgehalt am Steigrohraustritt [41]. Grundsätzlich ist davon abzusehen, Fallrohre zu beheizen, denn es könnte zu einer Dampfbildung in diesen kommen. Tritt solch ein Fall auf, kann es in der Folge, zu Umlaufstörungen kommen. Auch zu schwach beheizte Steigrohre bewirken Umlaufprobleme, die im Extremfall eine Strömungsumkehr bewirken.

In Folge werden die Vorteile wie auch die Nachteile der Naturumlaufdampferzeuger aufgelistet:

Als Vorteile können angeführt werden [42]:

- Einfacher Aufbau des Verdampfers
- Geringerer Energieaufwand bei der Pumpenleistung

- Bei niedrigem Drücken ist Speisewasser von niederer Qualität notwendig
- Große Speicherfähigkeit des Systems
- Nur bei extremen Bedingungen wird die kritische Wärmestromdichte erreicht
- Einfache Bedienbarkeit des Systems

Dem stehen folgende Nachteile gegenüber [42]:

- Schnellere abfallende Heißdampftemperaturen infolge von örtlich festgehalten Verdampfungspunkten in der Trommel
- Empfindlichkeit des Umlaufsystems gegenüber schnellen Druckabsenkungen
- Dickwandige Bauteile (Trommel) führen zu längeren Anfahrzeiten und Einschränkungen beim Gleitdruckbetrieb
- Speicherkapazitäten machen den Gleitdruckbetrieb sehr träge und führen zu Dampftemperaturabweichung

4.5 Kesselgleichung

Nachstehend ist die Gleichung für die Auslegung eines Rohres, das auf Innendruck beansprucht ist, angeführt. Die Gleichung 4.87 [43] wird auch als Kesselgleichung bezeichnet.

$$s = \frac{d_a p}{(2\sigma_{zul} - p)} + k_1 + k_2 \quad (4.87)$$

Aus der Gleichung 4.87 ist zu sehen, dass bei größeren Rohrdurchmessern und steigendem Druck die erforderliche Wandstärke zunimmt. Daraus folgt ein erhöhtes Risiko für Spannungsrisse bei ungeeigneten Temperaturgradienten.

Wie bereits erwähnt, dient die Trommel als Gemischseparator, wobei die Trennung durch die Schwerkraft begünstigt wird. Die Trennwirkung erreicht durch Einbauten ihr Optimum, sodass die mitgerissenen kleinen Tropfen zurückgehalten werden, da es sonst zu Problemen im Überhitzerbereich kommen kann [44].

Folgende Maßnahmen und Einbauten werden in der Trommel vorgenommen und eingebaut [44]:

- Nutzung der gesamten Trommellänge für die Einmündung der Steigrohre
- Optimierung der Umlaufgeschwindigkeiten

- Einbau von Prall-, Lenk- und Lochblechen
- Einbau von Wellblechabscheidern
- Einbau von Zyklonabscheider

4.6 Pumpenleistung

Da die Pumpenleistung in der Folge wichtig sein wird, soll diese hier kurz behandelt werden [45]. Grundsätzlich ist die spezifische Stutzenarbeit Y als erstes zu erwähnen mit der Einheit $[Nm/kg = m^2/s^2]$. Sie gibt das Energiegefälle zwischen Ein- und Austritt der Maschine an sprich zwischen Saug- und Druckstutzen. Kurz gesagt gibt die spezifische Stutzenarbeit die Arbeitsfähigkeit von 1 kg Fluid, das durch eine Strömungsmaschine durchfließt, wieder. Meist wird bei tropfbaren Flüssigkeiten nicht von der spezifischen Stutzenarbeit gesprochen sondern von der Förderhöhe H_F in $[m]$. Somit lautet die Stutzenarbeit

$$Y = gH_F$$

wobei g die Fallbeschleunigung darstellt und H die Höhendifferenz. Allgemein kann die spezifische Stutzenarbeit wie folgt angeschrieben werden:

$$Y = Y_p + \frac{c_D^2 - c_S^2}{2} + g(h_D - h_S) \quad (4.88)$$

In der Gleichung stellt Y_p die verlustlose spezifische Arbeit dar und kann wie folgt angeschrieben werden:

$$Y_p = \int_{p_S}^{p_D} \frac{dp}{\rho} \quad (4.89)$$

Wobei ρ die Dichte des Fluides darstellt und dp die Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckstutzen. Somit kann die Leistung P für ein inkompressibles Medium bei nicht Betrachtung der verschiedensten Verluste wie etwa Spalt- und mechanische Verluste in folgender Weise angeschrieben werden:

$$P = \rho \dot{V} Y = \dot{m} Y \quad (4.90)$$

4.7 Verbrennung

Da die Verbrennung bzw. die Verbrennungsrechnung in der Folge auch mit dem Berechnungsprogramm behandelt wird, ist es angebracht die Grundlagen dieses Vorgangs anzuführen.

4.7.1 Grundlagen

Die Verbrennung ist im Allgemeinen eine chemische Reaktion, bei der die brennbare Bestandteile eines Brennstoffes zusammen mit Sauerstoff unter Abgabe von Wärme reagieren. Der Sauerstoff wird meist durch die Zugabe von atmosphärischer Luft dem Verbrennungsvorgang zugeführt. Die brennbaren Bestandteile eines Brennstoffes sind zum größten Teil Kohlenstoff und Wasserstoff, aber auch Schwefel und Stickstoff. Da bei der Verbrennung Sauerstoff benötigt wird liegt es nahe, dass Sauerstoff, der im Brennstoff enthalten ist, den von außen eingebrachten Sauerstoffbedarf verringert. Zusätzlich gibt es bei den Brennstoffen Bestandteile die nicht verbrannt werden können. Solche Bestandteile sind meist mineralischen Ursprungs wie z.B. Quarz. Grundsätzlich wird in feste, flüssige und gasförmige Brennstoffe unterschieden. Die Verbrennung startet bei den verschiedenen Brennstoffarten unterschiedlich. Die Verbrennung bei festen Brennstoffen wird durch die Erwärmung von diesen eingeleitet. Bei den flüssigen und gasförmigen Brennstoffen hingegen durch das momentane Überschreiten der Zündgrenzen durch eine geeignete Quelle. Das eine Verbrennung vollständig ablaufen kann, müssen mehrere Faktoren erfüllt werden. Als solche Faktoren sind eine ausreichend hohe Temperatur, die Durchmischung von Brennstoff und Luft, sowie eine ausreichende Verweilzeit zu nennen. Diese 3 Komponenten werden auch als 3-T-Kriterium der Verbrennung bezeichnet. Auch das vorhanden sein einer ausreichenden Luftmenge ist notwendig.

Bei festen und flüssigen Brennstoffen wird die Bestimmung ihrer Massenanteile durch die Elementaranalyse bestimmt. In der folgenden Gleichung werden die Bestandteile die in einem Brennstoff enthalten sind aufgezählt [46].

$$c + h + s + o + n + i + w = 1 \quad (4.91)$$

Wobei c für Kohlenstoff, h für Wasserstoff, s für Schwefel, o für Sauerstoff, n für Stickstoff, i für Asche und w für Wasser steht.

Bei den gasförmigen Brennstoffen wird der Raumanteil der einzelnen Gase bestimmt und somit keiner Elementaranalyse unterzogen. Wie in folgender Gleichung 4.92 ersichtlich, werden die Raumanteile der Gase nach ihren chemischen Symbolen gekennzeichnet.

$$CO + H_2 + CH_4 + C_2H_4 + C_2H_6 + \Sigma C_n H_m + CO_2 + N_2 + O_2 = 1 \quad (4.92)$$

Da in der Arbeit ein fester Brennstoff behandelt bzw. Verwendung findet, wird in der Folge auch nur dieser behandelt.

4.7.2 Brenn- und Heizwert

Um die in einem Brennstoff enthaltene Energie zu beschreiben, werden der Brennwert bzw. der Heizwert angeführt. Es kann gesagt werden, dass die freiwerdende Wärmemenge eines

Stoffes von folgenden Faktoren abhängt: Art, Masse sowie Zustand des verbrennenden Stoffes [46].

Die Unterscheidung zwischen den beiden Werten (Brenn-, Heizwert) liegt darin das der Brennwert um den Betrag der Verdampfungswärme von im Abgas enthaltenen Wassers größer ist als der Heizwert. In den technischen Anwendungen liegt das Wasser meist in dampfförmigen Zustand vor. Somit muss bei der Verbrennungsrechnung der Heizwert verwendet werden.

Um den Zusammenhang zwischen Brennwert und Heizwert ersichtlich zu machen dient die folgende Gleichung:

$$H_o = H_u + r_V (9h + w) \quad (4.93)$$

In der Gleichung 4.94 beschreibt r_V die Verdampfungsenthalpie des Wassers und ist in [MJ/kg] einzusetzen.

Für die genaue Bestimmung des Heizwertes bei festen Brennstoffen kann nur auf eine kalorimetrische Analyse zurückgegriffen werden. Dennoch gibt es einige Gleichungen die den Heizwert zufriedenstellend rechnerisch annähern können. Eine dieser Gleichung wurde von *Boie* entwickelt und wird in der Folge angeführt:

$$H_u = 34,8 \cdot c + 93,9 \cdot h + 6,3 \cdot n + 10,5 \cdot s - 10,8 \cdot o - 2,5 \cdot w \quad (4.94)$$

Die Bedeutung der angegebenen Faktoren ist bereits bekannt und werden als Massenanteil in die Gleichung eingesetzt.

4.7.3 Sauerstoffbedarf

Die Bestandteile Kohlenstoff, Wasserstoff, Schwefel und Stickstoff bilden bei der Verbrennung gasförmige Verbrennungsprodukte. Eine vollständige Verbrennung liegt dann vor, wenn die Bestandteile in folgende Endprodukte reagieren: CO_2 , H_2O , SO_2 , NO und NO_2 . Wenn nach der Verbrennung die Gase CO_2 , H_2 und CH_4 auftreten spricht man von einer unvollständigen Verbrennung. Mit dem eingebrachten Sauerstoff reagieren die Bestandteile des Brennstoffes C , H_2 und S zu den folgenden Produkten [46]:



Ausgehend aus der Elementaranalyse aus dem Brennstoff kann bei vollständiger Verbrennung der für die Verbrennung erforderliche Sauerstoffbedarf berechnet werden.

$$O_{2,min} = 2,67 \cdot c + 8 \cdot h + s - o \quad (4.98)$$

$$O_{2,min} = 1,87 \cdot c + 5,6 \cdot h + 0,7 \cdot s - 0,7 \cdot o \quad (4.99)$$

Der Unterschied zwischen den beiden Gleichungen liegt in den Einheiten. Die Gleichung 4.98 besitzt die Einheit $[kg/kg_{Bst}]$ während die Gleichung 4.99 besitzt die Einheit $[Nm^3/kg_{Bst}]$ aufweist.

4.7.4 Luftbedarf

Für die Berechnung der theoretisch erforderlichen Luftmenge für eine vollständige Verbrennung gilt folgende Gleichung [46]:

$$L_{min} = \frac{O_{2,min}}{0,21} \quad (4.100)$$

Die 0,21 in der Gleichung kommen aus dem in der Luft enthaltenen Sauerstoff der bei 21 Vol% liegt.

Da bei technischen Anwendungen meist Umgebungsluft herangezogen wird muss der darin enthaltene Dampfgehalt der Luft berücksichtigt werden. Es muss lediglich die Gleichung 4.100 mit dem Faktor f multipliziert werden.

$$L_{min,f} = L_{min} \cdot f \quad (4.101)$$

Die Berechnung des Faktors f wird wie folgt durchgeführt.

$$f = 1 + \varphi \frac{p_s}{p_L - \varphi \cdot p_s} \quad (4.102)$$

In der Gleichung 4.102 werden φ als relative Feuchte $[-]$, p als Luftdruck $[mbar]$ und p_s als der Wasserdampfdruck gesättigter Luft $[mbar]$ bezeichnet.

4.7.5 Luftüberschuss

In der Regel werden im technischen Bereich bzw. Anlagen höhere Luftmengen benötigt um eine vollständige Verbrennung zu gewährleisten. Ziel dieser Vorgehensweise ist, dass jedes brennbare Molekül mit Sauerstoff für die Verbrennung versorgt wird. Das Verhältnis der wirklich zugeführten Luftmenge wird als Luftzahl bezeichnet und wird wie folgt angeschrieben [46]:

$$\lambda_L = \frac{L_{tat}}{L_{min}} \quad (4.103)$$

Aus der Gleichung 4.103 kann die tatsächlich benötigte Verbrennungsluftmenge berechnet werden.

$$L_{tat} = \lambda_L \cdot L_{min} \quad (4.104)$$

4.7.6 Abgasmenge

In diesem Kapitel wird die Berechnung der Abgasmenge kurz erläutert. Die bei einer vollständigen Verbrennung entstehenden Gase sind CO_2 , H_2O , SO_2 , N_2 und O_2 . Durch die Gasmengen kann die auf die Brennstoffmenge bezogene feuchte Abgasmenge wie folgt bestimmt werden [46]:

$$V_{A,f} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} \quad (4.105)$$

In den folgenden Gleichungen werden die einzelnen Gase mit der Einheit $[Nm^3/kg_{Bst}]$ berechnet:

$$V_{CO_2} = 22,41 \cdot \frac{c}{12} = 1,87 \cdot c \quad (4.106)$$

$$V_{SO_2} = 22,41 \cdot \frac{s}{32} = 0,7 \cdot s \quad (4.107)$$

$$V_{H_2O} = 22,41 \cdot \left[\frac{h}{2} + \frac{w}{18} \right] \quad (4.108)$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (\lambda_L - 1) \cdot L_{min} \quad (4.109)$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot \lambda_L \cdot L_{min} \quad (4.110)$$

4.7.6.1 Mindestabgasmenge

Die Mindestabgasmenge $V_{min,tr}$ wird auf ein $\lambda_L = 1$ und im trockenen Zustand bezogen und berechnet sich wie folgt [46]:

$$V_{min,tr} = 1,87 \cdot c + 0,7 \cdot s + 0,79 \cdot L_{min} \quad (4.111)$$

4.7.6.2 Trockene Abgasmenge

Hier wird die Abgasmenge berechnet, die im trockenen Zustand, bei einem vorgegebenen λ_L , vorherrscht [46]:

$$V_{tr} = \lambda_L \cdot 0,79 \cdot L_{min} + 1,87 \cdot c + 0,7 \cdot s + (\lambda_L - 1) \cdot 0,21 \cdot L_{min} \quad (4.112)$$

4.7.6.3 Feuchte Abgasmenge

Bei der feuchten Abgasmenge wird einfach zur trockenen Abgasmenge der Anteil des Wassers addiert. Die Berechnung lautet wie folgt [46]:

$$V_f = V_{tr} + V_{H_2O} \quad (4.113)$$

$$V_f = V_{tr} + 11,2 \cdot h + 1,24 \cdot w \quad (4.114)$$

4.7.7 Abgaszusammensetzung

Die Abgaszusammensetzung berechnet sich relativ einfach. Die Zusammensetzung kann auf das feuchte sowie das trockene Abgas bezogen werden. Die Werte für die Abgaszusammensetzung sind in [%] angegeben. In der Folge werden die Gleichungen bezogen auf die feuchte Rauchgasmenge für die Berechnung angegeben [46].

$$CO_2 = \frac{1,87 \cdot c}{V_f} \cdot 100 \quad (4.115)$$

$$O_2 = \frac{(\lambda_L - 1) \cdot 0,21 \cdot L_{min}}{V_f} \cdot 100 \quad (4.116)$$

$$N_2 = \frac{\lambda_L \cdot 0,79 \cdot L_{min}}{V_f} \cdot 100 \quad (4.117)$$

$$H_2O = \frac{11,2 \cdot h + 1,24 \cdot w}{V_f} \cdot 100 \quad (4.118)$$

$$SO_2 = \frac{0,7 \cdot s}{V_f} \cdot 100 \quad (4.119)$$

4.7.8 Adiabate Verbrennungstemperatur

Hier wird angenommen dass keine Wärme nach außen abgegeben wird und somit die entstehende Wärme auf die Abgase übertragen wird. Die Bilanz wird auf einen 1 kg Brennstoff und einer Temperatur von 0 °C bei einem Druck von 1,013 bar bezogen. Der Brennstoff und die Luft werden bei Umgebungszustand zugeführt. Bei der Verbrennung selbst bleibt der Druck konstant. Aus der angesetzten Energiebilanz erhält man die folgende Gleichung [46]:

$$t_v = \frac{H_u}{c_{pmA} \cdot V_f} \quad (4.120)$$

Die maximale Verbrennungstemperatur die möglich ist berechnet sich bei einem Luftüberschuss von $\lambda_L = 1$ und daraus folgend mit der minimalen Abgasmenge $V_{f,min}$:

$$t_v = \frac{H_u}{c_{pmA} \cdot V_{f,min}} \quad (4.121)$$

4.7.9 Verbrennungstemperatur

Bei der Verbrennungstemperatur t_v handelt es sich um jene Temperatur, die theoretisch bei einer vollständigen Verbrennung erreicht werden kann. Diese Temperatur lässt sich über eine Energiebilanz ermitteln. Nachfolgend wird die Verbrennungstemperatur für den allgemeinen Fall angeschrieben [46].

$$t_v = \frac{H_u + L_{tat} \cdot c_{pmL} \cdot (t_L - t_a) - Q_{AB}}{V_{AG} \cdot c_{pmA}} + t_A \quad (4.122)$$

Kapitel 5

Das Programm

5.1 PPSD

PPSD *Power Plant Simulator und Designer* ist eine Programmentwicklung der Firma KED *Kerntechnik Entwicklung Dynamik*, die es auch gleichzeitig vertreibt. Das Programm reiht sich in die Gruppe der modular- sequentiellen Programme ein. Es ist auf die speziellen Bedürfnisse für die Berechnung von Dampferzeugersystemen zugeschnitten. Das Programm ermöglicht das Abbilden einer gesamten Kesselanlage mit den dazu benötigten Modulen wie etwa Wärmetauscher, Rohrleitungen und Behälter. Die Module werden nach dem Einfügen im Programm mit den benötigten Massenströmen verbunden und einer Berechnung unterzogen. Die Abbildung bzw. der Aufbau des betrachteten Systems erfolgt in einer graphischen Benutzeroberfläche. Hier können die einzelnen Unit- Modelle aus einer Modellbibliothek nach den Drag and Drop Verfahren auf die vorgesehenen Positionen gelegt werden. Da es verschiedenste Dampferzeugertypen gibt, werden hier einige aufgezählt, die mit PPSD behandelt werden können.

- Naturumlaufkessel
- Zwangsumlauf
- Zwangsdurchlauf
- Großwasserraumkessel

Im Programm können zusätzlich verschiedene Verbrennungssysteme dargestellt werden, die nachstehend angeführt werden.

- Rostfeuerungen
- stationäre Wirbelschichten
- zirkulierende Wirbelschichten

Bei Interesse können auch einzelne Wärmetauscher betrachtet werden, sodass die Abbildung eines Gesamtsystems nicht zwingend notwendig wird.

Da in einem System verschiedene Medien vorkommen, sollen diejenigen von ihnen, die im PPSD behandelt werden können, in einer Auflistung angeführt werden:

- Flüssigkeiten
- Wasser mit Phasenübergängen
- Gase mit realen Eigenschaften
- Staub und Aschestrahlung

Mit PPSD kann das untersuchte Modell mit den verschiedensten Verfahren betrachtet werden. Die Möglichkeiten, die das Programm zu bieten hat, sind:

- statinäre Berechnung
- dynamische Berechnung
- Naturumlauf Berechnungen
- Kreislaufberechnung
- Rohrbündelschwingungen

Wie in der Auflistung zu sehen ist, kann mit dem PPSD auch eine Kreislaufberechnung vorgenommen werden. Die Modellbibliothek bietet hier für die nötigen Module an. Die Berechnung des Kreislaufes beinhaltet eine sehr gute Detaillierung der Ergebnisse. Ein weiterer Vorteil ist bei der Berechnung der Wärmetauscher aufzeigen. Diese werden nicht nur mit den Massen- und Energiebilanzen durchgeführt, sondern werden detaillierten wärmetechnischen Berechnungsmethoden unterzogen (Wärmetauschertheorie). Es ergibt sich daraus die Möglichkeit, einen Wärmetauscher auszulegen, nachzurechnen und auch zu optimieren. Durch diese Zusatzfunktion steigt der Umfang, der notwendigen Eingangsdaten massiv an und setzt ein grundlegendes Verständnis für die angewandten Berechnungsmethoden voraus.

5.2 Programm basierender Lösungsweg

PPSD ist in seiner Berechnungsstrategie ein *modular-sequentielles Programm*. Das bedeutet, dass die Teilmodelle einzeln und nach der Reihe behandelt werden. Die Reihenfolge, nach dem der Berechnungsvorgang abläuft, entspricht der Richtungsbewegung des Stoffstromes. Für die Berechnung werden die Werte eines bereits berechneten Teilsystems herangezogen und dienen als weitere Berechnungsgrundlage für das Folgesystem. Somit ergibt sich eine Verkettung der in der Kalkulation eingebundenen Systeme und bringt den Vorteil mit sich, dass der Lösungsansatz gut nachvollziehbar ist. Problematisch ist aber die Berechnung von sehr weitverzweigten komplexen Systemen, da hier Rückkopplungen entstehen.

Die allgemeinen Vorteile von dieser Berechnungsmethode sind folgende:

- Das betrachtete System ist einfach zu definieren
- Einfacher Ablauf der Simulation
- Die abgebildete Struktur ist leicht erweiterbar
- Die Fehlersuche ist einfach
- Nachrechnung der betrachteten Systeme gestaltet sich einfach
- Die Rechneranforderungen sind nicht sehr hoch

Es gibt natürlich nicht nur Vorteile bei dieser Programmstruktur, deshalb sollen die Nachteile nachstehend angeführt werden:

- Iterative Lösung bei Rückführungen
- Bei komplexen System wie z.B. Rückführungen kommt es zu einer langen Rechen-dauer
- Für Berechnungen des dynamischen Verhaltens nicht besonders geeignet

Da es sich hier um ein *modular-sequentielles Programm* handelt, ist es angebracht, eine weitere Lösungsstrategie für Simulationsprogramme zu erwähnen. Eine andere Strategie verfolgen zum Beispiel die gleichungsorientierten Systeme. Solche Programme sind zwar flexibler und ermöglichen auch eine gute dynamische Berechnung, sind aber Rechenintensiver, das wiederum einen leistungsfähigeren Rechner voraussetzt. Zudem bewegen sie sich auch auf einer höheren mathematischen Ebene. Die gleichungsorientierten Programme werden bei sehr stark vernetzten und geometrieabhängigen Systemen eingesetzt, wie z.B. bei der Umlaufberechnung eines Naturumlaufkessels [47].

5.3 Aufbau der graphischen Oberfläche

Hier wird der graphische Aufbau des Programms anhand von Screenshots kurz erläutert.

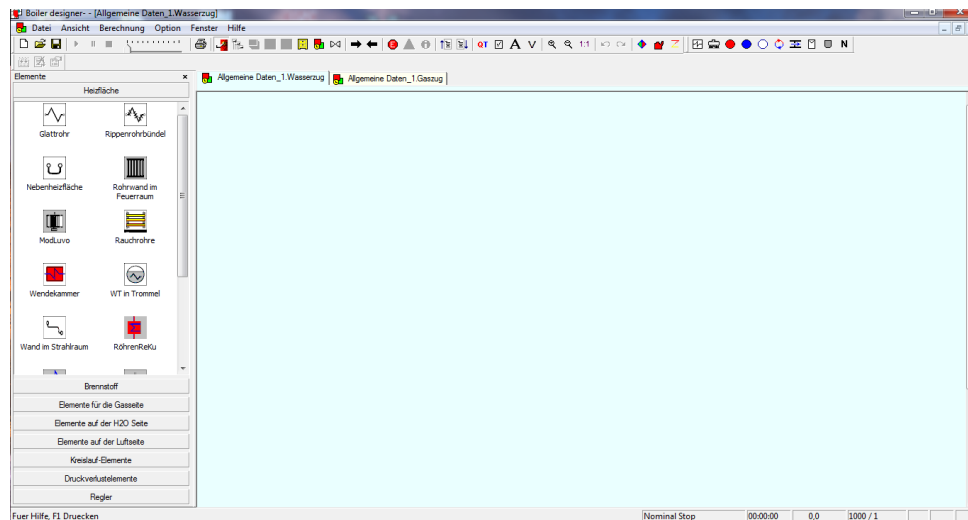


Abbildung 5.1: Benutzeroberfläche

Wie in der Abbildung 5.1 gezeigt wird, besteht die Benutzeroberfläche aus einer Bibliothek, woraus die benötigten Module gewählt werden können. Nachdem eine neue Datei erstellt wurde, erscheinen zwei Eingabefenster. Einerseits das Fenster *Allgemeine Daten 1 Wasserzug* und das Fenster *Allgemeine Daten 1 Gaszug*. Diese Fenster benötigt das Programm, um die Berechnung zwischen den zwei Bereichen Rauchgasseite und Wasserseite zu ermöglichen. Somit ist ersichtlich, dass das Programm die Rauchgasseite und die Wasserseite separat behandelt. Die Verbindung zwischen den beiden Seiten sind die übertragenen Wärmen. Wenn eines der beiden Fenster nicht definiert wird, kann das Programm mit der Kalkulation nicht beginnen und es kommt zu einer sofortigen Fehlermeldung.

Das Programm ist streng hierarchisch aufgebaut. In den ersten beiden grundlegenden Eingangsfenster müssen zuerst die Anlagenmodelle (siehe Abbildung 5.2 und Abbildung 5.3) erstellt werden. Nun liegt der nächste Schritt darin, das Strahlungszugmodul in einer Untergruppe genau zu definieren, wie das in der Abbildung 5.4 zu sehen ist. Die Definition beinhaltet alle wichtigen geometrischen Details der Heizfläche. So wird hier die Teilung der Fläche eingegeben, Rohrdurchmesser, Höhe usw. (siehe Abbildung 5.5)

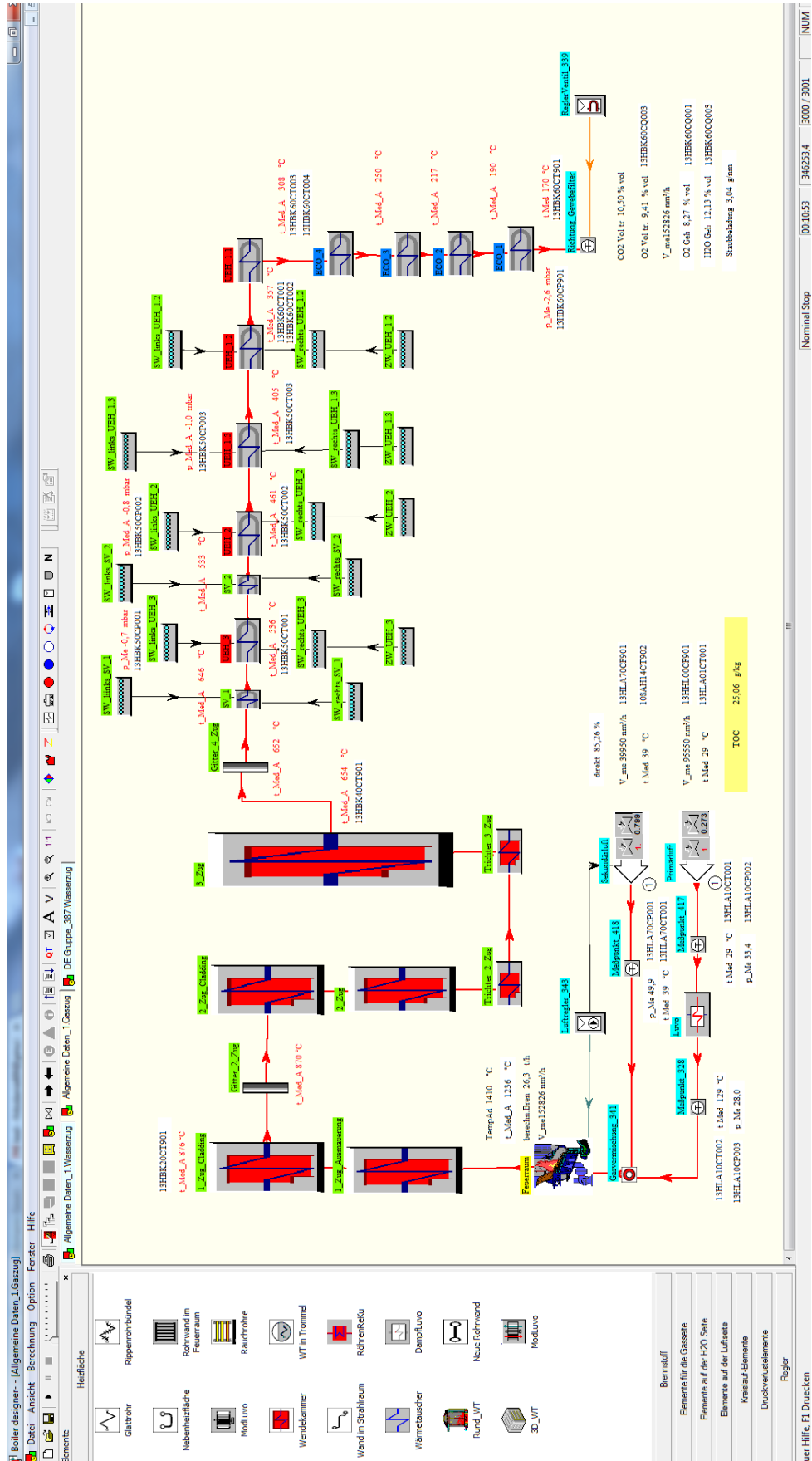


Abbildung 5.2: Gegenständliches Anlagenmodell der Linie 3 von der Gasseite betrachtet

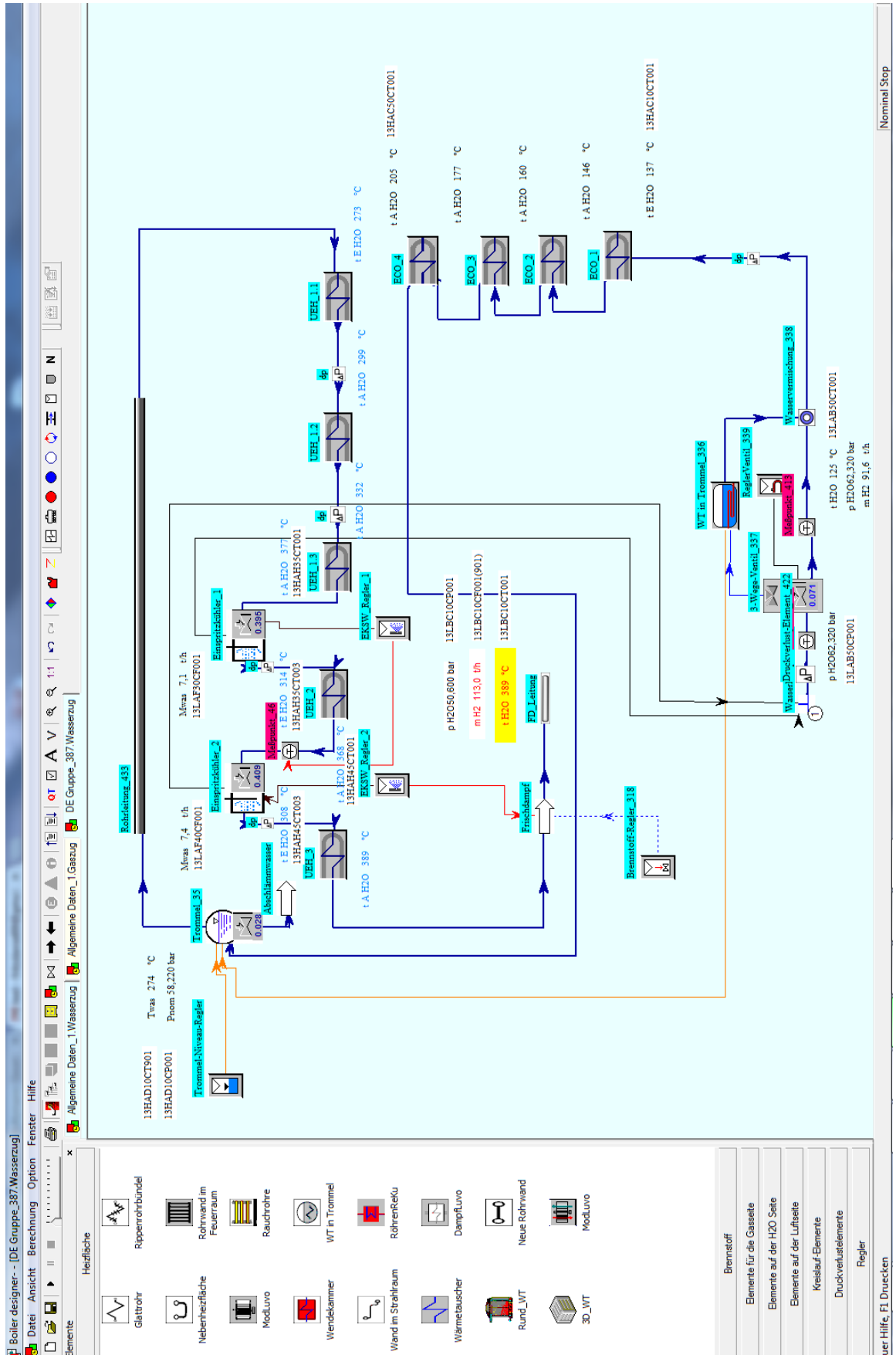


Abbildung 5.3: Gegenständliches Anlagenmodell der Linie 3 von der Wasserseite betrachtet

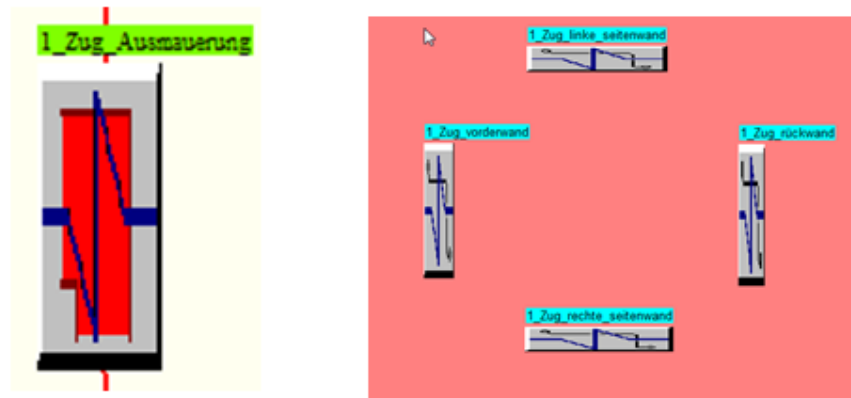


Abbildung 5.4: Strahlungsmodul auf der linken Seite und Definition der einzelnen Heizfläche auf der rechten Seite

Parameter	Werte	Dimension	Beschreibung
<input type="checkbox"/> TypWand	Rohrwand Projektion	-	Typ Wand 0-Rohrwand;1-Schotter;2-Rohrwand Projektion;3-Schotten Rohr-Steg-Rohr Proj.
<input type="checkbox"/> VarHzfl	nein	-	Berechnung der Heizfläche: 0 - nein, 1- ja
<input type="checkbox"/> Strom	Kreuz Gleichstrom	-	Krz-Gl-Str-0,Krz-Geg-Str-1,2-Krz-Str,Gl-Str-3,Geg-Str 4
<input type="checkbox"/> H	103,20	m ²	Heizoberfläche
<input type="checkbox"/> ArtMet	P235GH	-	Art des Rohrmetalls
<input type="checkbox"/> Kabw	0,42	-	Abwertungsfaktor (Sicherheit) [Bewertungsfaktor]
<input type="checkbox"/> Eps_a	0,0000	m ² -K/W	Wärmeübergangswiderstand außen
<input type="checkbox"/> Zone	1,000	-	Zahl der Zonen (Abschnitte)
<input type="checkbox"/> d_a	57,0	mm	Außendurchmesser
<input type="checkbox"/> s_w	5,6	mm	Wandstärke
<input type="checkbox"/> n_d	136,000	-	Parallel durchströmte Rohre
<input type="checkbox"/> L Rohr	10100,00	mm	gestr. Rohrlänge in Heizzone
<input type="checkbox"/> dHgeodä...	10100,00	mm	geodätische Höhendifferenz für Druckverlusteberechnung
<input type="checkbox"/> Teilung	75,00	mm	Rohrteilung
<input type="checkbox"/> Schm_a	0,00	mm	Schmutzschichtdicke außen
<input type="checkbox"/> lamSch a...	0,10	W/m-K	Wärmeleitzahl der Schmutzschicht aussen

Abbildung 5.5: Eingabefeld für eine Heizfläche in einem Strahlungsmodul

Der gleiche Vorgang wird auf der Wasserseite genauso durchgeführt. Hier ist wiederum eine Verschachtlung notwendig, wie das beim Strahlungsmodul der Fall war. Die Abbildung 5.6 zeigt die benötigten Module sowie die wasserseitige Einbindung der Heizflächen.

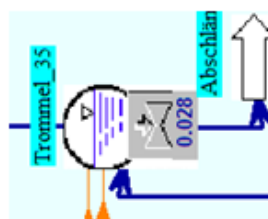
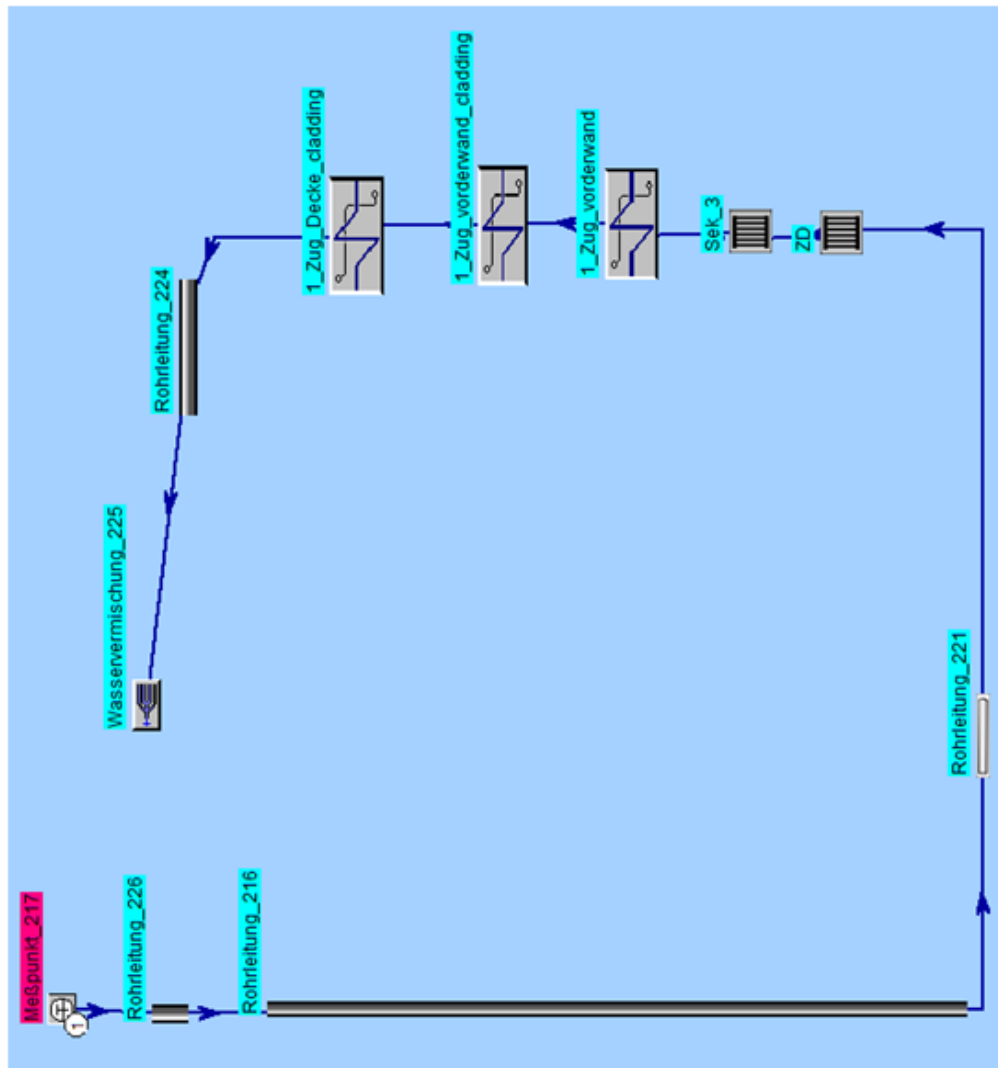


Abbildung 5.6: Eingabefeld für eine Heizfläche in einem Strahlungsmodul

Um die Abbildung 5.6 zu verstehen, muss ein Blick auf die Abbildung 5.3 geworfen werden. Es soll in der Abbildung 5.3 die Trommel betrachtet werden, die das Bindeglied zwischen den beiden Abbildungen darstellt. Im Trommelmodul wird eine Gruppe erstellt, die das Umlaufsystem darstellt. Wiederum werden in jedem einzelnen Umlaufsystem die Heizflächen, die im betrachteten System enthalten sind, eingebaut. Zum genauen Modellierungsvorgang dient ein eigenes Kapitel, das sich mit der Darstellung der Anlagenlinien befasst.

Um der Vollständigkeit genüge zu tragen, soll noch das Eingabefeld der Konvektionsheizflächen abgebildet werden (siehe Abbildung 5.7). Somit sind die wichtigsten Eingabemodule für die Anlagenmodellierung angegeben. Es ist aber klar, dass die kurz Beschreibung ein Betriebs- bzw. Anwenderhandbuch nicht ersetzen kann [48].

Parameter	Werte	Dimension	Beschreibung
<input type="checkbox"/> VarHzfl	nein	-	Berechnung der Heizfläche: 0 - nein, 1- ja
<input type="checkbox"/> H	1150,00	m ²	Heizoberfläche
<input type="checkbox"/> L Rohr	66480,76	mm	gestr. Rohrlänge in Heizzone
<input type="checkbox"/> Anord	fluchtend	-	Rohranordnung: fluchtend-0; versetzt-1
<input type="checkbox"/> Strom	Kreuz Gegenstrom	-	Krz-Gl-Str-0,Krz-Geg-Str-1,2-Krz-Str,Gl-Str-3,Geg-Str 4
<input type="checkbox"/> d_a	48,3	mm	Außendurchmesser
<input type="checkbox"/> s_w	5,6	mm	Wandstärke
<input type="checkbox"/> t_b	180,00	mm	Rohrbreitenteilung
<input type="checkbox"/> t_l	120,00	mm	Rohrlängsteilung
<input type="checkbox"/> B_tb	7000,00	mm	Breite des Kanals
<input type="checkbox"/> T_rs	6930,00	mm	Tiefe des Konvektionszuges (Kanal)
<input type="checkbox"/> n_t_b	38,000	-	Rohrreihen in Richtung quer Gasstrom
<input type="checkbox"/> n_t_l	30,000	-	Rohrreihen in Rauchgasrichtung
<input type="checkbox"/> n_fl	3,00	-	Flutigkeit (Anzahl parallel durchströmter Reihen in RG-Richtung)
<input type="checkbox"/> Kabw	0,50	-	Abwertungsfaktor (Sicherheit) [Bewertungsfaktor]
<input type="checkbox"/> ArtMet	P235GH	-	Art des Rohrmetalls
<input type="checkbox"/> WinkelGas	0,00	*	Rohr-Neigungswinkel quer zur Anströmung 0=senkrechte Anströmung
<input type="checkbox"/> RBogenA...	0,00	mm	Abstand eines Rohrbogen zur Wand
<input type="checkbox"/> Eps_a	0,0000	m ² -K/W	Wärmeübergangswiderstand außen
<input type="checkbox"/> Eps_i	0,0000	m ² -K/W	Wärmeübergangswiderstand innen
<input type="checkbox"/> Schm_a	0,00	mm	Schutzschichtdicke außen
<input type="checkbox"/> lamSch a...	25,00	W/m-K	Wärmeleitzahl der Schutzschicht aussen
<input type="checkbox"/> L_n_Bündel	760,00	mm	Länge des Volumens nach dem Rohrbündel
<input type="checkbox"/> dHgeodä...	0,00	mm	geodätische Höhendifferenz für Druckverlustberechnung
<input type="checkbox"/> Zeta-Ein	0,50	-	Zeta- Eintritt : 0.5 - 0.25
<input type="checkbox"/> Zeta-Aus	1,00	-	Zeta-Austritt
<input type="checkbox"/> Zeta-Uml	1,15	-	Zeta-Umlenkung
<input type="checkbox"/> Rauigkeit	0,03	mm	Rauigkeit : 0.08 mm Weniglegierterstahl, 0.01 mm Hochlegierter Stahl

Abbildung 5.7: Eingabefeld für ein Konvektionsmodul

Kapitel 6

Modellierung

6.1 Anlagenmodellierung

In diesem Kapitel soll der Vorgang der Modellierung sowie die grundlegenden Schritte für den gegenständlichen Fall beschrieben werden. Die Geometrien wurden bereits im Kapitel Kesselsystem angeführt und sollen keiner weiteren Behandlung mehr unterzogen werden. Es soll hier auf die Problematik der Verschmutzung eingegangen werden, da diese beim Abwertungsfaktor eine große Rolle spielt. Zusätzlich werden einige Fotos gezeigt, um die Schwierigkeiten bei der Ermittlung der Verschmutzungen ersichtlich zu machen.

6.1.1 Bilanzräume

Anhand der Linie 3 wird eine Übersicht bezüglich der Bilanzraumaufteilung für den Strahlungsraum erstellt. Dazu dient eine Grobdispositionszeichnung 6.1, wie sie bereits aus dem Kapitel Kesselsystem bekannt ist.

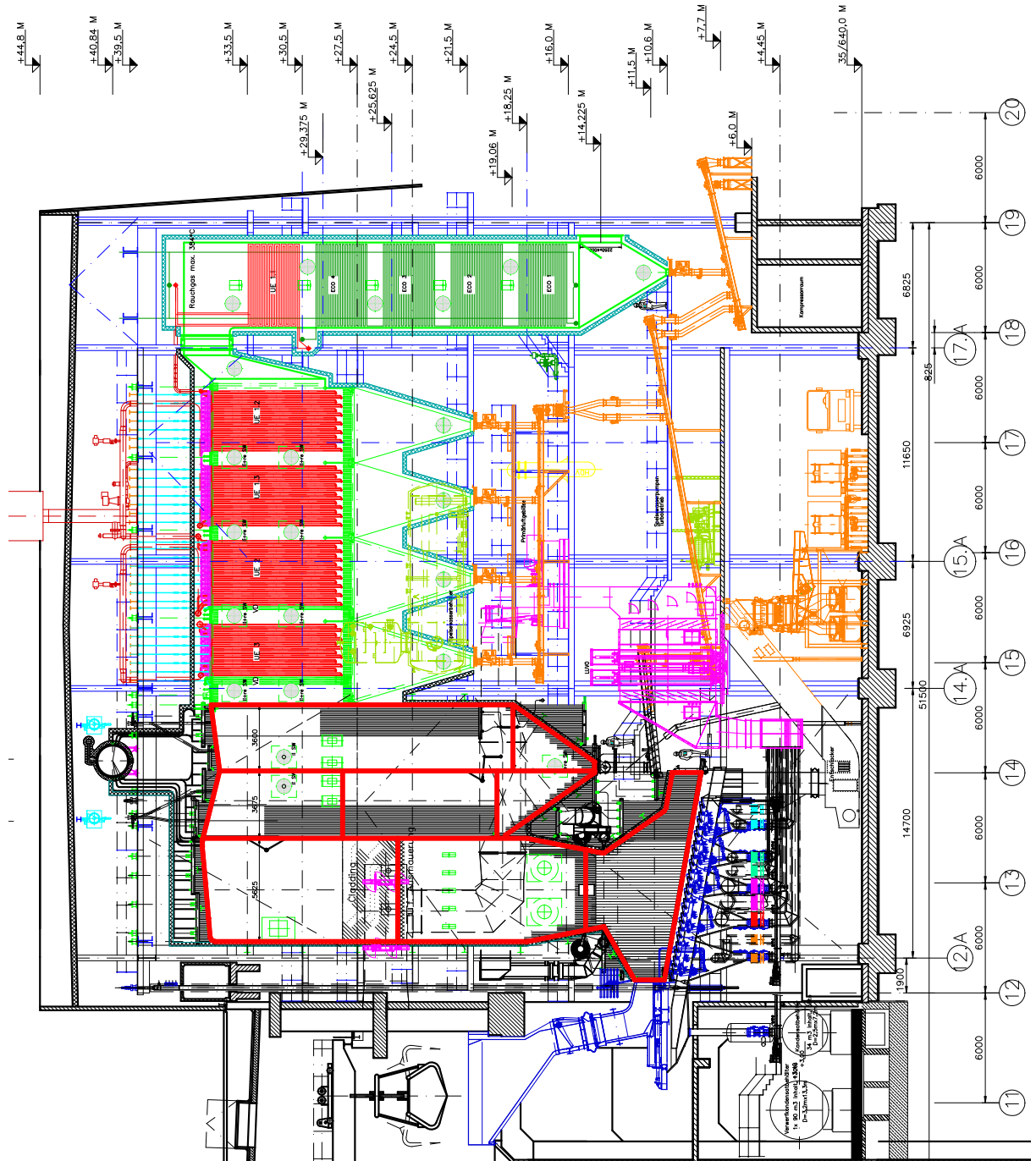


Abbildung 6.1: Aufteilung der Bilanzräume in den Strahlungszügen

Die Bilanzräume im Strahlungsraum wurden wie folgt aufgeteilt:

- Feuerraum
- Nachbrennkammer bzw. ausgemauerter 1.Zug
- 1.Zug Cladding
- 2.Zug Cladding
- 2.Zug
- Trichter 2.Zug
- Trichter 3.Zug
- 3.Zug

In den Strahlungszügen sind die für die Berechnung benötigten Heizflächen eingefügt. Um eine Vorstellung darüber zubekommen, wie alles aufgebaut ist, dienen einige Bilder.

Wie in der Abbildung 6.2 ersichtlich ist, sind hier eine Vielzahl von kleine Flächen angeordnet. Die Begründung dafür liegt im komplexen Aufbau der Feuerraumgeometrie. Die Bilanzgrenze für den Übergangsbereich Feuerraum zu Nachbrennkammer wird bei der letzten Sekundärluftdüsenebene gelegt.

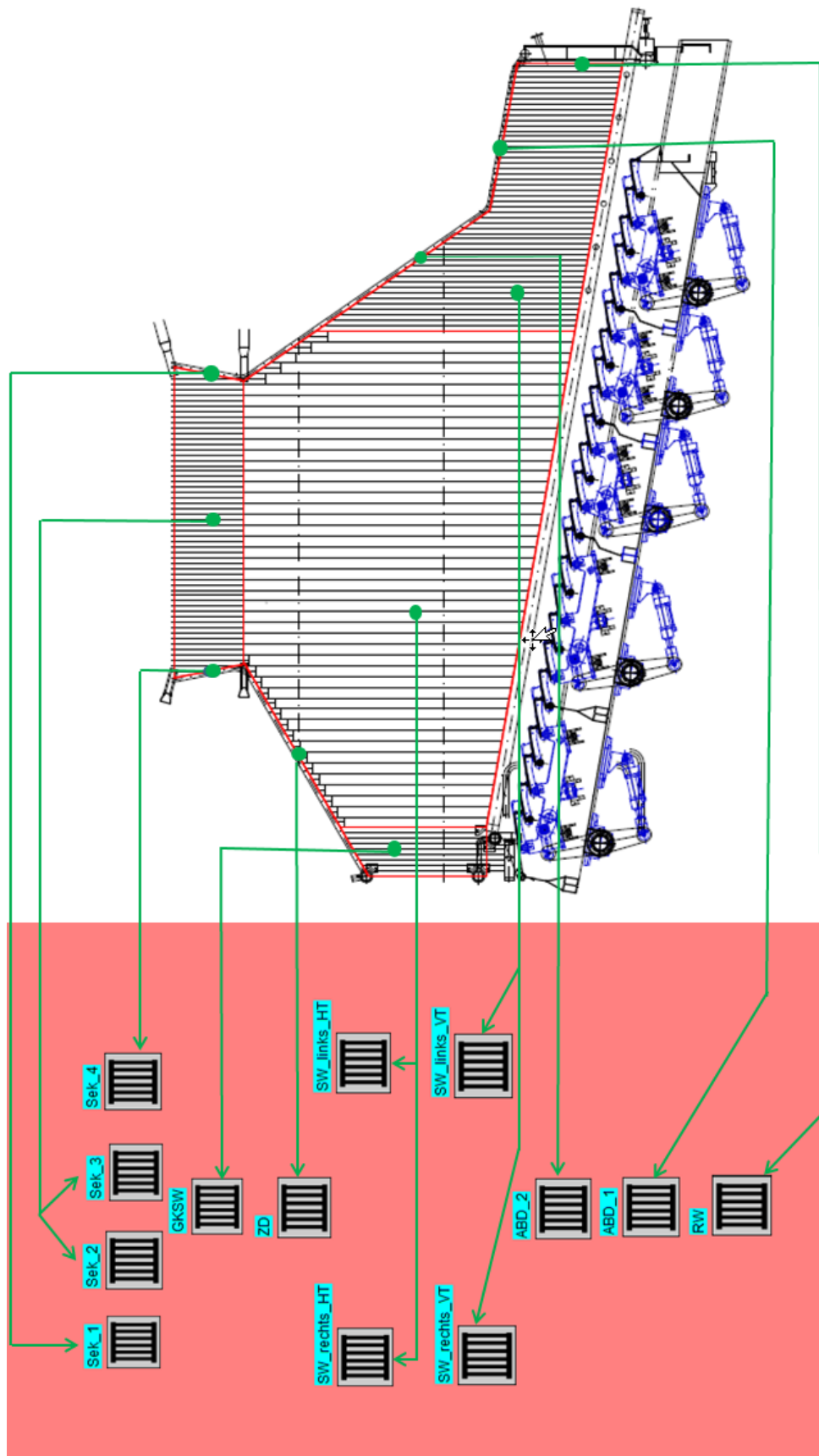


Abbildung 6.2: Heizflächen im Feuerraum

Der nächste Bilanzraum, ist in diesem Fall der 1.Zug mit Mauerwerk (siehe Abbildung 6.3) und im Vergleich zur Abbildung 6.2 relativ einfach gestaltet. Hier besteht der Strahlungsraum aus vier Flächen die den Gasraum umschließen. Die Bilanzgrenzen liegen hier zwischen der letzten Sekundärluftdüsenebene und dem Ende des Mauerwerkes. Die Grenze wurde deswegen hier gezogen, da das Mauerwerk als aufgebrauchte Schmutzschicht, mit der passenden Wärmeleitfähigkeit, an den Heizflächen der Strahlungszüge dargestellt wird.

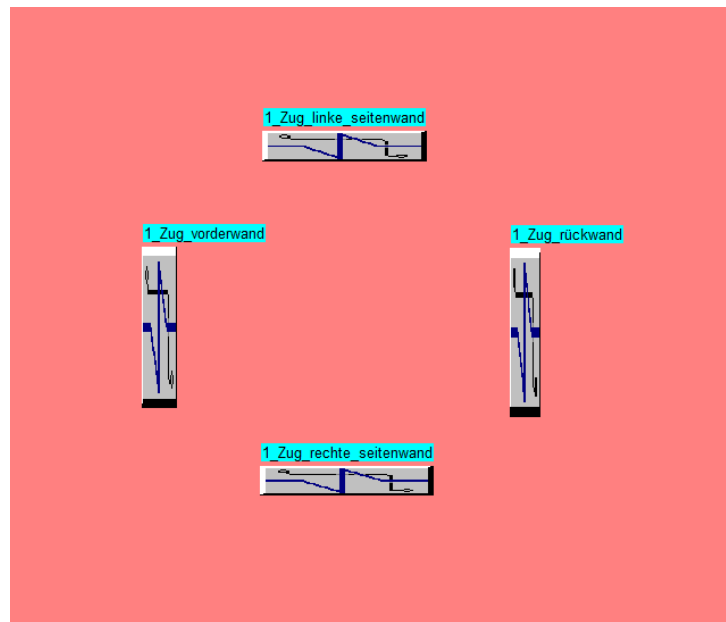


Abbildung 6.3: Heizflächen im ausgemauerten Bereich im 1.Zug

Zusätzlich beinhaltet der Bilanzraum für den Feuerraum noch die Eingabe für den zugeführten Brennstoff. In der Untergruppe die im Feuerraum untergebracht ist, wird der Brennstoff, wie das in der Abbildung 6.4 und Abbildung 6.5 gezeigt wird eingegeben. In dieser Untergruppe ist auch der Brennstoffregler untergebracht, mit dem die Brennstoffzufuhr nach der geforderten Kessellast zugeführt wird.

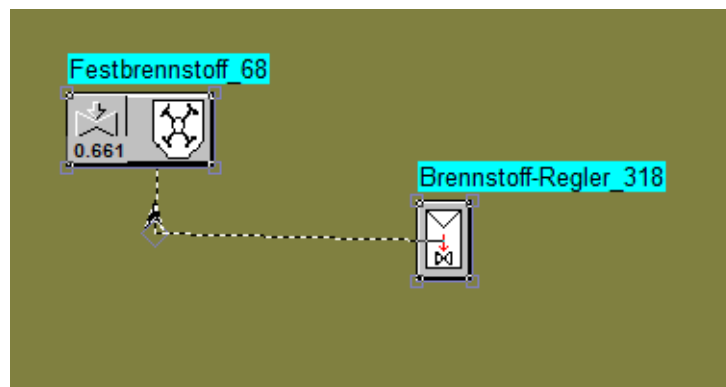


Abbildung 6.4: Untergruppe des Feuerraums für die Brennstoffeingabe

Parameter	Werte	Dimension	Beschreibung
<input type="checkbox"/> Bmax	40,00	t/h	max. Brennstoffmassenstrom
<input type="checkbox"/> Option für Heizwert	Eingabe Hu	-	Option für Heizwertes (Hu): =0 Eingabe H_u, =1 Kohle =2 Müll=9 Eingabe H_o
<input type="checkbox"/> Hu	12700	kJ/kg	unterer Heizwert
<input type="checkbox"/> Kohleart	Braunkohle	-	Kohleart: 0- Anthrazit, 1- Steinkohle, 2-Braunkohle
<input type="checkbox"/> V_art	Rostfeuerung	-	Verbrennungsart:0-Kugelmühle,1-Schlagmühle,2-Torf,3-Feuerraum mit Staubzyklon, 4- Feuerraum mit Kohlezyklon,5-Rostfeuerung
<input type="checkbox"/> T_brenn	20	°C	Brennstofftemperatur
<input type="checkbox"/> F_Asche	15,00	m ² /kg	Wirksame Projektionsfläche (Q_abs * A ->VDI WA Tab1)
<input type="checkbox"/> Ing. Wasser Asc...	__Gesamtanalyse	-	Eingabe Wasser Asche frei= 1;Gesamtanalyse=0
<input type="checkbox"/> C	29,28	%	Kohlenstoffgehalt
<input type="checkbox"/> H	4,20	%	Wasserstoffgehalt
<input type="checkbox"/> S	0,74	%	Schwefelgehalt
<input type="checkbox"/> O	25,00	%	Sauerstoffgehalt
<input type="checkbox"/> N	0,12	%	Stickstoffgehalt
<input type="checkbox"/> Cl	0,91	%	Chlorgehalt
<input type="checkbox"/> Ar	0,00	%	Argongehalt
<input type="checkbox"/> W	12,35	%	Wasser
<input type="checkbox"/> Asche	27,40	%	Aschengehalt
<input type="checkbox"/> Summe Anteile	100,00	%	Summe Anteile
<input type="checkbox"/> FktStaub	0,50	-	Absorbtiionsfaktor bei Staubstrahlung

Abbildung 6.5: Eingabefeld für den Brennstoff

Bei der Brennstoffeingabe wurde der Heizwert aus dem PLS übernommen, da diese Vorgehensweise bei der Validierung eine bessere Übereinstimmung der Ergebnisse brachte. Im Feuerraum selbst, werden die vom Programm errechneten Werte für die Verbrennung ausgegeben, wie das in der Abbildung 6.6 ersichtlich ist.

Parameter	Werte	Dimension	Beschreibung
Tad_Brenn	1410	°C	adiabatische Temperatur bei Brennstoffverbrennung
TempAd	1410	°C	adiabatische Temperatur
Q Brennst, Luft, Rezi	94528	kW	gesamte Wärme in Feuerraum Brennstoff, Luft, Rezi
Q	12791	kW	Wärmeleistung
Q Brennst.umgesetz ...	89258	kW	Umgesetzte Brennstoff- Feuerungswärmeleistung bez. 25 C
berechn.Brennstoffm...	26,31	t/h	berechnete Brennstoffmenge gemischt inc. Verluste
O2 -Zahl	1,80	-	Sauerstoffüberschuß im Feuerraum
Luftzahl	1,80	-	Luftzahl im Feuerraum
a_t	0,74	-	Schwärzegrad des Feuerraums
Volbelastung	321,77	kW/m ³	Volumenbelastung
m_Med	196,27	t/h	Massenstrom des Mediums
V_med	152826	nm ³ /h	Volumenstrom des Mediums im Normzustand
t Medium	1236	°C	t Medium (meistens Rauchgas)
h_med	1497	kJ/kg	Enthalpie des Mediums pro 1kg
h_Med_V	1923	kJ/nm ³	Enthalpie des Mediums pro 1 nm ³
p_Med	-0,3	mbar	Überdruck des Mediums
Dichte	1,2842	kg/m ³	Dichte des Mediums (meistens Normdichte)
Qstrahl	0	kW	Strahlungswärme
H2 Gehalt Mbez	0,00	% gew	Wasserstoff Gehalt massenbezogen
CO2 Gehalt Mbez	14,20	% gew	Kohlendioxid Gehalt im Medium massenbezogen
SO2 Gehalt Mbez	0,20	% gew	Schwefeldioxid Gehalt massenbezogen
N2 Gehalt Mbez	67,55	% gew	Stickstoffgehalt im Medium massenbezogen
Ar-Gehalt Mbez	1,13	% gew	Argon Gehalt im Medium massenbezogen
O2 Gehalt Mbez	9,20	% gew	Sauerstoff Gehalt im Medium massenbezogen
H2O Gehalt Mbez	7,59	% gew	Wasser oder Dampf Gehalt im Medium massenbezogen
CO Gehalt Mbez	0,00	% gew	Kohlenmonoxidgehalt im Medium massenbezogen
He Gehalt Mbez	0,00	% gew	Helium Gehalt massenbezogen
NH3 Gehalt Mbez	0,00	% gew	Ammoniak Gehalt massenbezogen
CL2 Gehalt Mbez	0,00	% gew	Chlor Gehalt massenbezogen
HCL Gehalt Mbez	0,13	% gew	Salzsäure Gehalt massenbezogen
CH4 Gehalt Mbez	0,00	% gew	Methan Gehalt massenbezogen
C2H6 Gehalt Mbez	0,00	% gew	Äthan Gehalt massenbezogen
C3H8 Gehalt Mbez	0,00	% gew	Propan Gehalt massenbezogen
C4H10 Gehalt Mbez	0,00	% gew	n-Butan Gehalt massenbezogen
m_Staub	0,46	t/h	Massenstrom des Staubes im Medium
FASche	15,00	m ² /kg	Wirksame Projektionsfläche (Q_abs * A -> VDI WA Tab1)
CO2 Gehalt Vol	9,22	% vol	Kohlendioxid Gehalt im Medium volumenbezogen
SO2 Gehalt Vol	0,09	% vol	Schwefeldioxid-Gehalt Volumenbezogen
N2 Gehalt Vol	69,38	% vol	Stickstoffgehalt im Medium volumenbezogen
Ar-Gehalt Vol	0,81	% vol	Argon Gehalt im Medium volumenbezogen
O2 Gehalt Vol	8,27	% vol	Sauerstoff Gehalt im Medium volumenbezogen
H2O Gehalt Vol	12,13	% vol	Wasser oder Dampf Gehalt im Medium volumenbezogen
H_G= H_o	13913	kJ/kg	obere Heizwert (Brutto)
Q_Brennstoff H_o	102325	kW	Eingebrachte Brennstoffwärme H_o bezogen auf 25 C
my_Luft_trocken	3,70	kg/kg	bezogener Verbrennungsluftmassenstrom auf Brennstoffmassenstrom
my_Rauchgas	4,47	kg/kg	bezogener Rauchgasmassenstrom auf Brennstoffmassenstrom
Feuer Flächenbelastung	474,61	kW/m ²	Feuer Flächenbelastung (Wärme durch Brennstoff / Fläche)
Q Verlust Rostdurchfall	1550	kW	Wärmeleistung Verluste Rostdurchfall eingegeben in Feuerraum
Massenstrom unverb...	0,17	t/h	unverbrannter Massenstrom durch Rostdurchfall etc. Wird als C aufgeführt

Abbildung 6.6: Ausgabefeld für die Verbrennungsrechnung

Die nächste Abbildung 6.7 zeigt den oberen Bereich des 2.Zuges. Der wiederum mehrere Flächen aufweist, da dieser mit der Kesseldecke begrenzt ist und zusätzlich Schottheizflächen besitzt. Die Schottheizflächen wurden im Programm zu einer Fläche zusammengefasst, da nur die Gesamtfläche für die wärmetechnische Berechnung von Interesse ist.

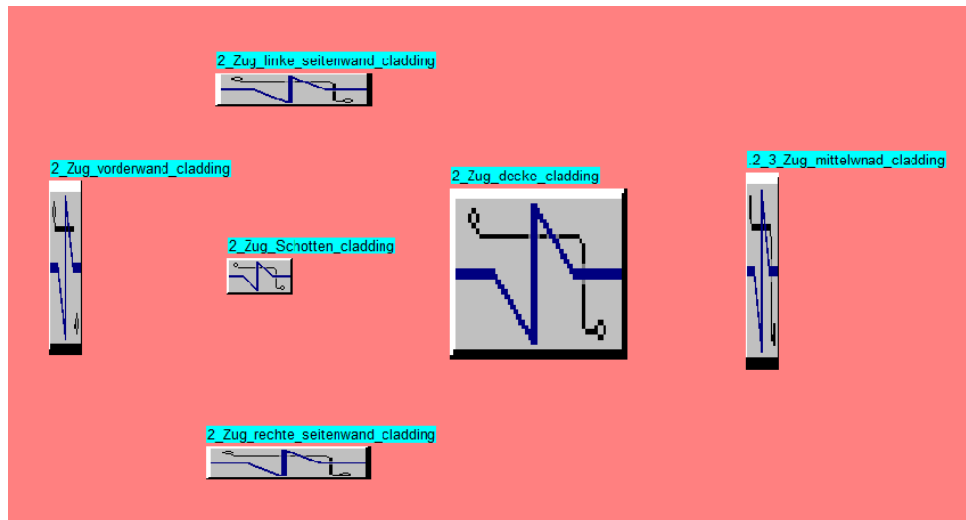


Abbildung 6.7: Heizflächen im zweiten Zug

Die Trichterseitenwände wurden nicht als Dreieck angesehen, da diese Geometrieform nicht im Programm darstellbar ist. Darum wurde das Dreieck in ein Rechteck mit der gleichen Fläche umgeschrieben und als solche in das Programm eingegeben.

Nach der Eingabe der Strahlungsheizflächen wurden die Glattrohrheizflächen in das Modell eingebunden. Diese Heizflächen sollen die Konvektionsheizflächen darstellen. Die Überhitzerpakete sind in der Abbildung 6.1 mit roter Farbe gekennzeichnet.

Im nächsten Schritt werden die ECO-Heizflächen bzw. die Speisewasservorwärmerheizflächen im Programm eingebunden.

Das fertige Anlagenmodell ist in der Abbildung 6.8 ersichtlich.

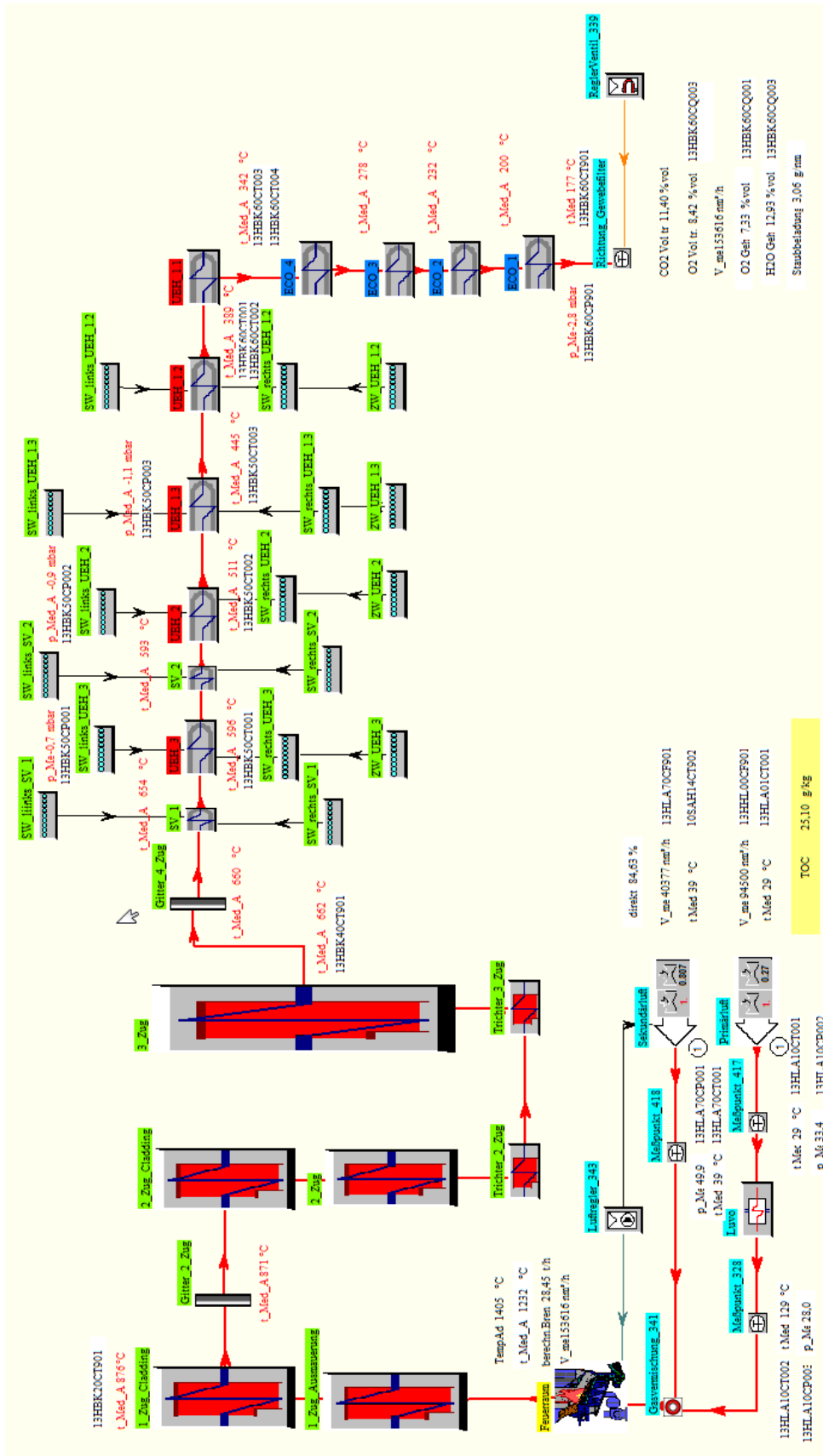


Abbildung 6.8: Gegenständliches Gaszugmodell für die Linie 3

Wie in der Abbildung 6.8 ersichtlich sind die Überhitzerpakete von gekühlten Seitenwänden umgeben. Die Seitenwände sind mit dem Umlaufsystem verbunden, haben aber einen geringeren Einfluss auf den Wärmeeintrag da die Rauchgastemperatur in diesem Bereich bereits sehr niedrig ist.

Die Geometrien wurden bei der Linie 3 aus Werkstattzeichnungen übernommen da diese im Gegensatz zu den Linien 1 und 2 vorhanden waren. Zu erwähnen ist, dass das Modell von den beiden Linie 1 und 2 bereits vorhanden waren. Das Modell wurde einer Kontrolle bezüglich der Heizflächengeometrien unterzogen. Das bestehende Modell der beiden Linien 1 und 2 wurde für eine Nachberechnung des Umlaufes erstellt und im Zuge des Programmkaufes zu Verfügung gestellt. Das Modell bestand aber nur aus dem Kessel selbst. Für die Gesamtabbildung musste aber das Wasser-Dampfsystem noch ergänzt werden. Nach Abschluss der Gaszugmodellierung mit all den benötigten Elementen, wie das in der Abbildung 6.8 ersichtlich ist, wird in der Folge der Wasserzug nachgebildet. Wie im Kapitel *Das Programm* bereits erklärt wurde, wird für die Berechnung bzw. Bilanzierung eine Gegenseite benötigt.

Dieses Gegenstück bildet der Wasserzug, der wiederum das Verdampfungssystem sowie den Dampfüberhitzungsbereich beinhaltet. Hier traten anfangs bei der Modellierung Probleme auf, da das Umlaufsystem auf ein einziges Umlaufschema bezogen wurde. Diese Vorgehensweise ist auf Empfehlung des Programmherstellers durchgeführt worden. Als das System der Verdampfung erstellt und anschließend berechnet wurde, traten unplausible Verdampfungsphasen in den Heizflächen auf. Es kam stellenweise, besonders in den stark beheizten Bereichen der Strahlungszüge, zu einer vollkommenen Verdampfung des Kesselwassers, das unweigerlich zu Problemen bei der Wärmeübertragung führte. Grundlagen darüber wurde bereits im Kapitel Verdampfungsvorgang in einem beheizten Rohr vermittelt. Aus diesem Grund musste ein qualitativer Umlauf nach den Umlaufberechnungsschemen des Kessellieferanten AE&E erstellt werden. Der Neuentwurf des Umlaufsystems führte zum gewünschten Austrittsdampfgehalt und lieferte dadurch auch brauchbare Wärmeübergänge. Der Dampfgehalt wurde in einem Bereich von 1% bis 10% gehalten.

In der folgenden Abbildung 6.9 wird das Wasserzugmodell dargestellt. Auch ein Umlaufschema soll gezeigt werden, da hier die Verdampferheizflächen eingefügt wurden. Der Wasserzug besteht aus den Komponenten laut R&I Schema aus dem Kapitel 3.2. Diese sind, wie aus der Abbildung 6.9 ersichtlich, die Trommel, Trommelwasservorwärmer, Trommelniveauregler, Einspritzkühler, Einspritzkühlerregler, Überhitzerbündel, Ecobündel und der Brennstoffregler. In der Trommel sind die diversen Umlaufsysteme verpackt bzw. wählbar wie das in der Abbildung 6.10 veranschaulicht wird.

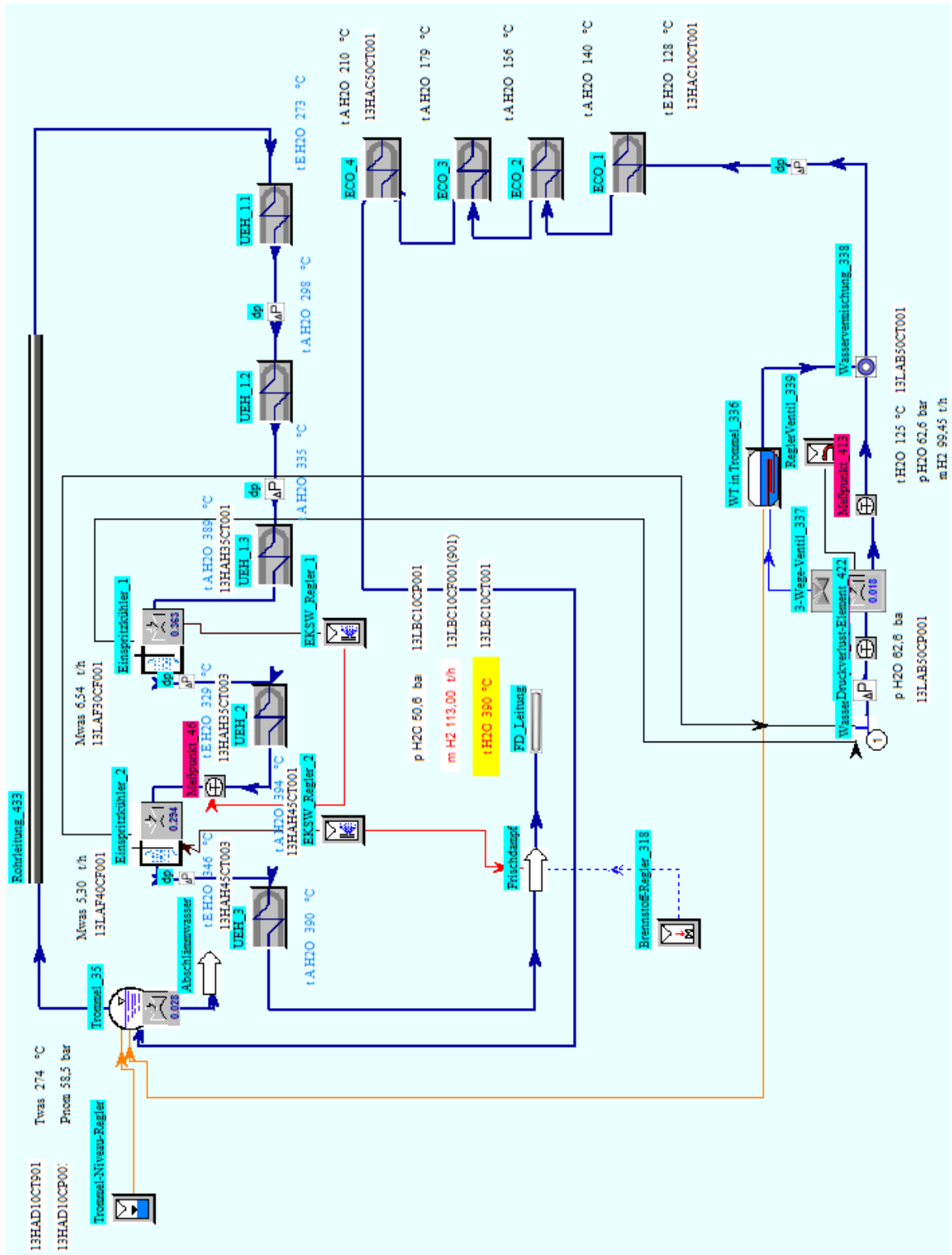


Abbildung 6.9: Gegenständliches Wasserzugmodell der Linie 3

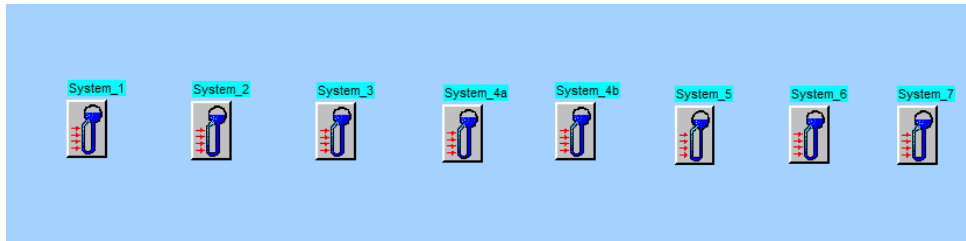


Abbildung 6.10: Modellebene Umlaufsystem

Das ganze Verdampfersystem besteht aus sieben Umlaufsystemen, in denen die Verdampferheizflächen der Strahlungszüge enthalten sind. Ein Umlaufsystem soll aus Gründen der Vollständigkeit nochmals abgebildet werden (siehe Abbildung 6.11).

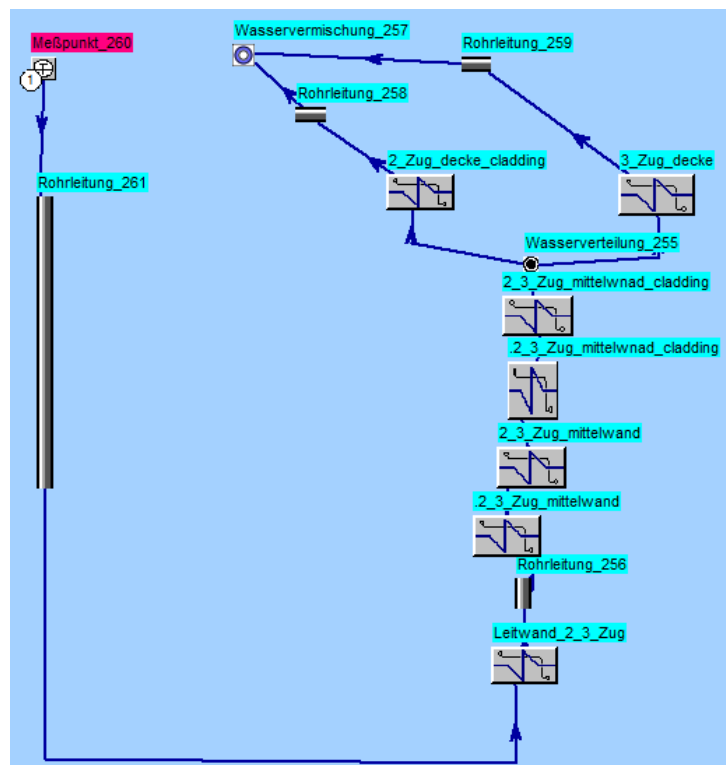


Abbildung 6.11: Verwendetes Umlaufsystem

Wie man sieht besteht das Umlaufsystem aus einem unbeheizten Fallrohr, das die Heizflächen mit dem benötigten Wasser versorgt. Das Wasser strömt durch den durch die Beheizung hervorgerufenen Dichteunterschied nach oben und durchströmt so die Heizflächen. Nachdem alle Heizflächen durchströmt wurden, gelangt das Wasser- Dampfgemisch über die sogenannten Überströmhöhre wieder in die Trommel wo es zu einer Dampfseparation kommt. Der separierte Dampf wird von der Trommel, abgezogen und in die Überhitzer geführt.

Da das gesamte Kesselsystem ja nicht nur aus dem Verdampfer und dem Überhitzer besteht müssen weitere Einbauten für die Vervollständigung des Systems mit eingebunden

werden. Für eine bessere Übersicht wurde ein weiterer Wasserzug modelliert, wie in der Abbildung 6.12 ersichtlich.

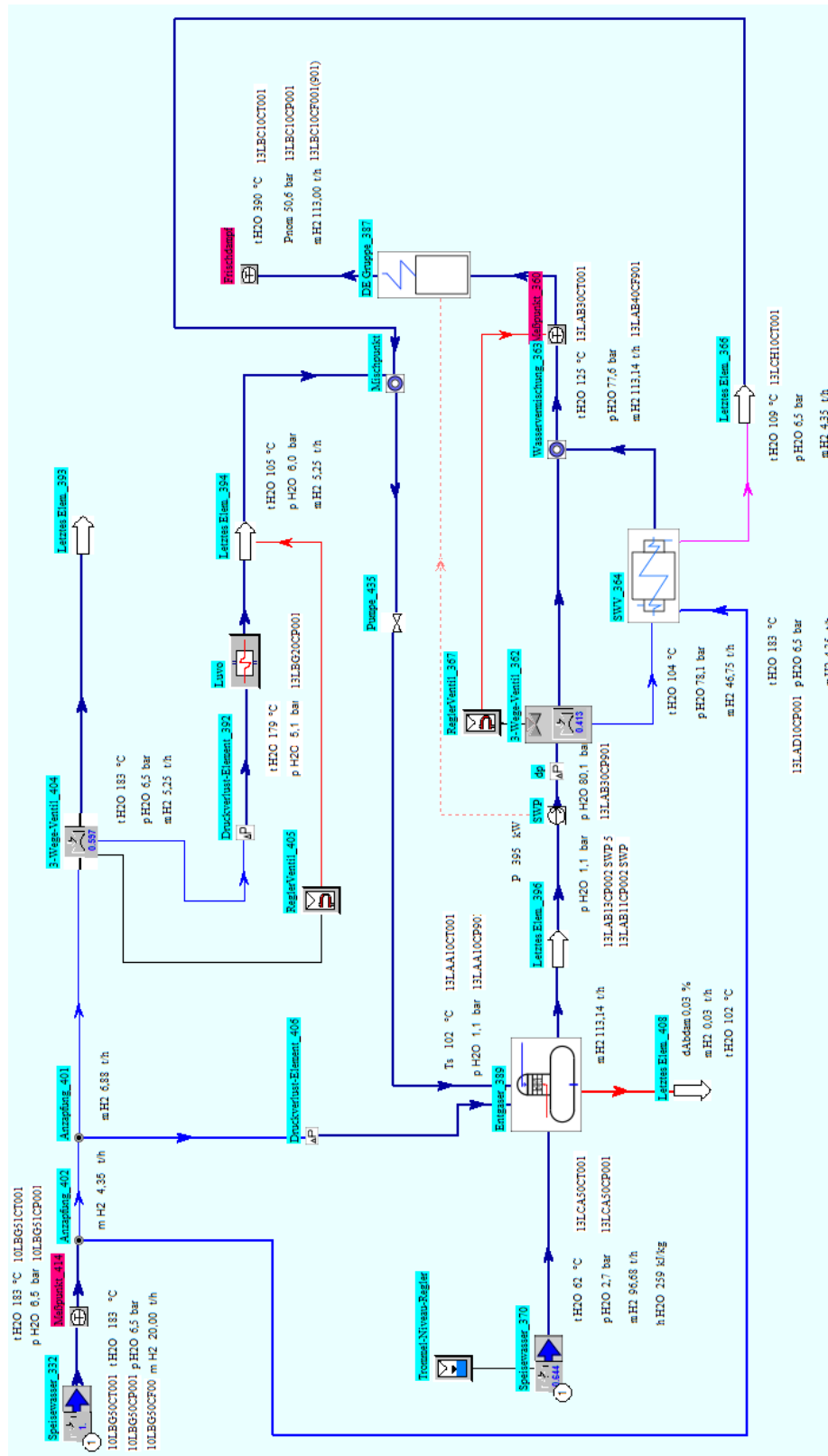


Abbildung 6.12: Gegenständliches Wasserzugmodell des Speisewasserweges der Linie 3

Das abgebildete Modell (siehe Abbildung 6.12) besteht aus der Kondensatzuführung aus dem Kraftwerk Dürnrohr, dem Speisewasserbehälter, der Speisewasserpumpe und dem Hochdruckvorwärmer. Zusätzlich ist noch die Niederdruckdampfversorgung für den Speisewasserbehälter und dem Luftvorwärmer eingezeichnet, wobei das Kondensat von den beiden wieder in den Speisewasserbehälter zurückgeführt wird.

6.1.2 Validierung

Nachdem die Anlagenmodelle im Programm erstellt wurden, folgt der Schritt der Validierung bei einem geeigneten Lastfall. Für diesen Zweck wurden Daten bei einem Vollastbetrieb herangezogen. Um einen Eindruck über den Umfang der benötigten Daten zu gewinnen, werden nachstehend die verwendeten Messpunkte in der Tabelle 6.1 angeführt. In der Tabelle 6.1 sind nur die KKS Nr. für die Linie 3 angeführt, deren Anfangsbezeichnung mit der Zahl 13 beginnt. Werden jedoch die KKS Nr. für die beiden anderen Linien benötigt, ist wie folgt vorzugehen: Anstatt die Zahl 13 zu verwenden, müssen lediglich die Zahlen auf 11 bzw. 12 stellvertretend für die Linie 1 und 2 geändert werden.

Nach dem die Validierungsdaten auf das Anlagenmodell übertragen wurden, entspricht die Anlage in etwa dem der realen Anlage. Es ist aber klar das hier keine 100% Übereinstimmung entstehen kann, da die diversen Einflüsse in der realen Anlage in Betracht gezogen werden müssen.

Das Problem beginnt bereits bei den vorhandenen Messungenauigkeiten, die bei realen Bedingungen vorkommen können. Auch haben die Messsysteme an sich schon Messabweichungen vorzuweisen. Temperaturen werden in der Regel mit einer geringen Abweichung gemessen. Bei den Durchflussmessungen sollte jedoch nicht allzu großes Vertrauen in die erhaltenen Messergebnisse gesetzt werden. Da das System in der Realität keinen stationären Betrieb aufweist und immer geringen Schwankungen unterzogen ist, sind exakte Messungen fast ein unmögliches Unterfangen.

Weitere Gründe für die Messabweichungen sind Gassträhnen, Schief lagen und etwaige Anpackungen auf den Messsonden. Da bei der Validierung auch die verschiedensten Verschmutzungen eine wichtige Rolle spielen und diese bei der Einstellung der Temperaturen in der Modellierung einen sehr großen Einfluss haben, soll in der Folge eine kurze Erläuterung dieser Verschmutzungen vorgenommen werden. Um die Problematik anschaulich zu erklären, wird ein eigenes Kapitel für diese Thematik erstellt.

KKSnr.	Bezeichnung	Einheit
10LBG50CP001	P Dampf DBA ver	<i>bar</i>
10LBG50CT001	T Dampf DBA ver	$^{\circ}C$
10LBG51CP001	P ND Da hi SSRegStat	<i>bar</i>
10LBG51CT001	T Da hi Agrana SSRegStat	$^{\circ}C$
10SAH14CT902	RaumTemp KH +35m L3	$^{\circ}C$
13HAC10CT001	T Speisewasser v Eco	$^{\circ}C$
13HAC50CT001	T Speisewasser hi ECO	$^{\circ}C$
13HAD10CP001	P Trommel	<i>bar</i>
13HAH35CT001	T Dampf hinter UE 1.3	$^{\circ}C$
13HAH35CT002	T Dampf vor UE2	$^{\circ}C$
13HAH35CT003	T2 MDDahiEinspriKü1	$^{\circ}C$
13HAH45CT001	T Dampf nach UE2	$^{\circ}C$
13HAH45CT002	T Dampf vor UE3	$^{\circ}C$
13HAH45CT003	T FeuerraumDck li	$^{\circ}C$
13HBK20CP901	P Feuerraum	<i>mbar</i>
13HBK20CT901	T Kesseldecke	$^{\circ}C$
13HBK40CT901	T Rauchgas Austr 3.Zug	$^{\circ}C$
13HBK50CP001	P Rauchgas hi ÜHz 3	<i>mbar</i>
13HBK50CP002	P Rauchgas hi ÜHz 2	<i>mbar</i>
13HBK50CP003	P Rauchgas hi ÜHz 1.3	<i>mbar</i>
13HBK50CT001	T Rauchgas hi ÜHz 3	$^{\circ}C$
13HBK50CT002	T Rauchgas hi ÜHz 2	$^{\circ}C$
13HBK50CT003	T Rauchgas hi ÜHz 1.3	$^{\circ}C$
13HBK60CP901	P 2v3 Rauchgas hi ECO	<i>mbar</i>
13HBK60CQ001	Q Sauerstoff im Rauchgas	<i>Vol.%</i>
13HBK60CQ003	Q Feuchte im Rauchgas	<i>Vol.%</i>
13HBK60CT001	T Rauchgas v Ühz 1.1 re	$^{\circ}C$
13HBK60CT002	T Rauchgas v Ühz 1.1 li	$^{\circ}C$
13HBK60CT003	T Rauchgas v ECO 3 re	$^{\circ}C$
13HBK60CT004	T Rauchgas v ECO 3 li	$^{\circ}C$
13HBK60CT901	T Rauchgas v Austr	$^{\circ}C$
13HHH00CQ901	Müllaufgabe 1h MW, nil	<i>t/h</i>
13HHH00EE003G	Heizwert, nil	<i>MJ/kg</i>
13HHL00CF901	F PriLu Summe EinzlMes	<i>Nm³/h</i>

KKSnr.	Bezeichnung	Einheit
13HLA01CT001	T PrimLu v PrimLuGeb1	$^{\circ}C$
13HLA10CP002	P PrimLu hi PrimLuGeb1	<i>mbar</i>
13HLA10CP003	P PrimLu hi Luvo	<i>mbar</i>
13HLA10CT001	T PrimLu v Luvo	$^{\circ}C$
13HLA10CT002	T PrimLu hi Luvo	$^{\circ}C$
13HLA70CF901	F Sekundärluft GESAMT	Nm^3/h
13HLA70CP001	P SekLu hi SekLuGeb1	<i>mbar</i>
13HLA70CT001	T SekLu hi SekLuGeb1	$^{\circ}C$
13HTA20CF001	F Rohgas feucht	Nm^3/h
13LAA10CP901	P Speisewasserbeh	<i>bar</i>
13LAA10CT001	T Speisewasserbehälter	$^{\circ}C$
13LAB13CP002	P SpWSgLtg EKSP 5	<i>bar</i>
13LAB30CP901	P SpWDrLtg z HDVW	<i>bar</i>
13LAB30CT001	T SpW hi HDVW	$^{\circ}C$
13LAB40CF901	F Speisewasser Linie 3	<i>t/h</i>
13LAB50CP001	P Speisewasser v 3-WVtl	<i>bar</i>
13LAB50CT001	T Speisewasser v 3-WVtl	$^{\circ}C$
13LAD10CP001	P DaSe HDVW	<i>bar</i>
13LAF30CF001	F SpW v EinsprKü 1	<i>t/h</i>
13LAF40CF001	F SpW v EinsprKü 2	<i>t/h</i>
13LBC10CF901	Dampfdurchfluß Kessel 3	<i>t/h</i>
13LBC10CP001	Druck AVN Kessel 3	<i>bar</i>
13LBC10CT001	Temp FD AVN Kessel 3	$^{\circ}C$
13LBG20CP001	P ND-Da v Luvo	<i>bar</i>
13LCA50CP001	P Kond hi HeiWaKondVW	<i>bar</i>
13LCA50CT001	T Kond hi HeiWaKondVW	$^{\circ}C$
13LCH10CT001	T NeKond hi HDVW	$^{\circ}C$
13LCM20CT001	T NebenKondBeh	$^{\circ}C$

Tabelle 6.1: Verwendete Messpunkte

6.1.3 Verschmutzungen

Wie bereits im vorigen Kapitel erwähnt wurde, soll hier die Problematik der Verschmutzung beschrieben werden. Für die Beschreibung wird in diesem Fall Bildmaterial für das bessere Verständnis herangezogen. Es sollen aber nur einige Bilder hergezeigt werden, da der aufgenommene Bildband doch eine beträchtliche Länge aufweist. Im Anschluss sollen die Abwertungsfaktoren kurze Erwähnung finden, die in der Gleichung 4.51 mit einfließen.



Abbildung 6.13: Anpackung 2 Zug



Abbildung 6.14: Anpackung 3 Zug

Wie sich in den Abbildungen zeigt, sehen die Anpackungen in keinsten Weise gleich aus. Sie unterscheiden sich in Farbe, Struktur und Schichtdicke. Da die Farbe der Anpackungen auf verschiedenste Bestandteile rückschließen lässt, können auch die verschiedensten Wärmeleitfähigkeiten vermutet werden. Die Anpackungen entstehen durch ein komplexes



Abbildung 6.15: Anpackung 3 Zug Schotten



Abbildung 6.16: Anpackungen Überhitzer 3

Zusammenspiel der Temperatur und der Strömungsgeschwindigkeit. Bei der Temperatur spielen die verschiedenen Schmelzpunkte der vorliegenden Staubfrachten eine Rolle, wie sich diese in den verschiedensten Bereichen der Kesselanlage verhalten und deshalb haften bleiben.

Interessant ist die Tatsache, dass der erste Zug nur geringe Verschmutzungen im Gegensatz zu den anderen Zügen aufweist. Hier ist die Gefahr groß, zu glauben, dass der erste Zug der Bereich mit der massivsten Verschmutzung ist. Es hat sich durch eine optische Befundung herausgestellt, dass das ein Trugschluss ist. Je weiter der Rauchgasstrom zurückverfolgt wird, desto mehr kann eine zunehmende Verschmutzung in den hinteren Bereichen der Anlage beobachtet werden.

Diese Tatsache führte bei der Modellierung anfangs zu Schwierigkeiten, da die Tempe-

raturen im Bereich der Kesseldecke bei weitem überschritten wurden. So kam es, dass Deckentemperaturen jenseits der 1000 °C erreicht wurden, anstatt der geforderten 850°C. Dennoch haben Erfahrungen gezeigt, dass die berechneten Temperaturen, im Vergleich zu Realität und Modell bis zu 50 K abweichen können. Im Anschluss werden die Abwertungsfaktoren wie sie auf der Linie 3 verwendet wurden in der Tabelle 6.2 angeführt.

Bereich	Abwertungsfaktor ψ
1 Zug Ausmauerung	0,8
1 Zug Cladding	0,79
2 Zug Cladding	0,58
2 Zug	0,45
2 Zug Trichter	0,05
3 Zug Trichter	0,1
3 Zug	0,35
Überhitzer 3	0,41
Überhitzer 2	0,5
Überhitzer 1.3	0,46
Überhitzer 1.2	0,47
Überhitzer 1.1	0,48
ECO-Heizflächen	0,45

Tabelle 6.2: Abwertungsfaktoren für die Linie 3

6.1.4 Abweichungen Modell zu Realität

Hier werden für einen ausgewählten Lastfall die wichtigsten Validierungsparameter angegeben und mit den gemessenen Realwerten verglichen. Es werden zwei Lastfälle in der Folge dargestellt. Der erste Lastfall bezieht sich auf die Linie 3 und ist im Zeitraum von *05.09.2012 (11:00:00)* bis *09.09.2012 (10:00:00)* betrachtet worden und der zweite bezieht sich auf die Linie 2 von *05.04.2013 (10:00:00)* bis *26.04.2013 (10:00:00)*. Der erste Lastfall wurde nach zwei Varianten validiert. Im ersten Fall wurde die Validierung auf die Wasserseite bezogen im zweiten Fall auf die Rauchgasseite. Durch diese Vorgehensweise sollen die Knackpunkte im Programm sichtbar gemacht werden.

Wenn die zwei Tabellen 6.3 und 6.4 verglichen werden, kommt es in manchen Bereichen zu erheblichen Abweichungen. Wird die Rauchgasaustrittstemperatur 13HBK40CT901 genauer betrachtet, wird hier bei der wasserseitigen Validierung eine Abweichung von 15% beobachtet. Die höhere Temperatur ist aber in diesem Fall zu verwenden, da ansonsten die Einspritzmengen nicht gut erreicht werden, wie das bei der rauchgasseitigen Validierung

ersichtlich ist. Hier wird bei den Einspritzmengen (13LAF30CF001 und 13LAF40CF001) eine maximale Abweichung von bis zu 75% erreicht. Es sei hier angemerkt, dass die Genauigkeit der Durchflussmengen teilweise in Frage gestellt werden muss. Durch Beobachtungen am 20.02.2014 kam in diesem Bezug Skepsis auf, da die Mengenmessung einen Durchfluss von 0 t/h detektierte aber das Regelventil eine Öffnungsstellung von 13% aufwies. Es ist auch eigenartig, dass nach einer längeren Reisezeit die gesamte Einspritzmenge in der Anlage einen Wert erreichen, die nach der Literatur zu hoch erscheint [9] [10]. So soll hier der erste Verweis auf eine nicht gute Übertragung von Realität zu Modell vorgenommen werden. Ein weiteres Problem scheint die Rohgasmessung zu sein. Im Modell werden Durchsätze erreicht die ca. 11% von der Realität abweichen. Das kann eine Erklärung dafür sein, dass die Rauchgasaustrittstemperatur einen höheren Wert annehmen muss, um die benötigte Wärmemenge zu übertragen. Gerade im Konvektionsbereich spielt die Rauchgasgeschwindigkeit eine große Rolle, da mit ihr in Bezug auf die Grenzschicht der Wärmeübergang korreliert.

Da aber die Werte der wasserseitigen Validierung eine bessere Übereinstimmung im Bezug auf Modell und Realität liefert, wird die wasserseitige Validierung in der Folge bevorzugt (siehe Tabelle 6.3 und Tabelle 6.5).

KKS Nr.	Bezeichnung	real	modell	[]	$\delta[\%]$
13HHH00CQ901	Müllaufgabe 1h MW, nil	28,37	28,45	<i>t/h</i>	0,27
13HHH00EE003G	Heizwert, nil	11,87	11,85	<i>MJ/kg</i>	-0,20
13HHL00CF901	F PriLu Summe EinzMes	94481	94500	<i>Nm³/h</i>	0,02
13HLA70CF901	F Sekundärluft GESAMT	39541	40371	<i>Nm³/h</i>	2,10
13HBK20CT901	T Kesseldecke	850	875,00	<i>°C</i>	2,92
13HBK40CT901	T Rauchgas Austr 3.Zug	573	662	<i>°C</i>	15,55
13HBK50CT001	T Rauchgas hi ÜHz 3	560	596	<i>°C</i>	6,37
13HBK50CT002	T Rauchgas hi ÜHz 2	475	510	<i>°C</i>	7,34
13HBK50CT003	T Rauchgas hi ÜHz 1.3	415	445	<i>°C</i>	7,26
13HBK60CT001	T Rauchgas v ÜHz 1.1 re	367	389	<i>°C</i>	6,70
13HBK60CT002	T Rauchgas v ÜHz 1.1 li	363	389	<i>°C</i>	
13HBK60CT003	T Rauchgas v ECO 3 re	305	342	<i>°C</i>	
13HBK60CT004	T Rauchgas v ECO 3 li	305	342	<i>°C</i>	12,08
13HBK60CT901	T Rauchgas v Austr	177	177	<i>°C</i>	-0,02
13HTA20CF001	F Rohgas feucht	173416	153609	<i>Nm³/h</i>	-11,42
13LAB30CT001	T SpW hi HDVW	125	125	<i>°C</i>	0,01
13LAB40CF901	F Speisewasser Linie 3	112,97	113,06	<i>t/h</i>	0,08
13LAF30CF001	F SpW v EinsprKü 1	7,8	6,5	<i>t/h</i>	-16,27
13LAF40CF001	F SpW v EinsprKü 2	5,7	5,3	<i>t/h</i>	-6,71
13HAC10CT001	T Speisewasser v Eco	125	129	<i>°C</i>	3,16
13HAC50CT001	T Speisewasser hi Eco	212	210	<i>°C</i>	-1,13
13HAD10CP001	P Trommel	58,5	58,5	<i>bar</i>	-0,04
13HAH35CT001	T Dampf hinter UE 1.3	395	389	<i>°C</i>	-1,63
13HAH45CT001	T Dampf nach UE2	394	394	<i>°C</i>	-0,10

Tabelle 6.3: Validierung wasserseitig von 05.09.2012 bis 09.09.2012

KKS Nr.	Bezeichnung	real	modell	[]	δ [%]
13HHH00CQ901	Müllaufgabe 1h MW, nil	28,37	28,58	t/h	0,73
13HHH00EE003G	Heizwert, nil	11,87	11,85	MJ/kg	-0,20
13HHL00CF901	F PriLu Summe EinzMes	94481	94500	Nm^3/h	0,02
13HLA70CF901	F Sekundärluft GESAMT	39541	40988	Nm^3/h	3,66
13HBK20CT901	T Kesseldecke	850	876,00	$^{\circ}C$	3,03
13HBK40CT901	T Rauchgas Austr 3.Zug	573	578	$^{\circ}C$	0,89
13HBK50CT001	T Rauchgas hi ÜHz 3	560	556	$^{\circ}C$	-0,77
13HBK50CT002	T Rauchgas hi ÜHz 2	475	478	$^{\circ}C$	0,61
13HBK50CT003	T Rauchgas hi ÜHz 1.3	415	414	$^{\circ}C$	-0,21
13HBK60CT001	T Rauchgas v ÜHz 1.1 re	367	361	$^{\circ}C$	-0,98
13HBK60CT002	T Rauchgas v ÜHz 1.1 li	363	361	$^{\circ}C$	
13HBK60CT003	T Rauchgas v ECO 3 re	305	309	$^{\circ}C$	
13HBK60CT004	T Rauchgas v ECO 3 li	305	309	$^{\circ}C$	1,27
13HBK60CT901	T Rauchgas v Austr	177	177	$^{\circ}C$	-0,02
13HTA20CF001	F Rohgas feucht	173415	154312	Nm^3/h	-11,02
13LAB30CT001	T SpW hi HDVW	125	125	$^{\circ}C$	0,01
13LAB40CF901	F Speisewasser Linie 3	112,97	113,11	t/h	0,12
13LAF30CF001	F SpW v EinsprKü 1	7,8	5,2	t/h	-32,99
13LAF40CF001	F SpW v EinsprKü 2	5,7	1,4	t/h	-75,14
13HAC10CT001	T Speisewasser v Eco	125	138	$^{\circ}C$	10,36
13HAC50CT001	T Speisewasser hi Eco	212	201	$^{\circ}C$	-5,37
13HAD10CP001	P Trommel	58,5	58,5	bar	-0,04
13HAH35CT001	T Dampf hinter UE 1.3	395	382	$^{\circ}C$	-3,40
13HAH45CT001	T Dampf nach UE2	394	394	$^{\circ}C$	-0,10

Tabelle 6.4: Validierung L3 rauchgasseitig von 05.09.2012 bis 09.09.2012

KKSNr.	Bezeichnung	real	modell	[]	$\delta[\%]$
12HHH00CQ901	Müllaufgabe 1h MW, nil	20,06	19,66	t/h	-1,97
12HHH00EE003G	Heizwert, nil	10,79	10,79	MJ/kg	0,00
12HHL00CF901	F PriLu Summe EinzMes	66282	66500	Nm^3/h	0,33
12HLA70CF901	F Sekundärluft GESAMT	23147	22998	Nm^3/h	-0,64
12HBK20CT901	T Kesseldecke	819	853	$^{\circ}C$	4,10
12HBK40CT901	T Rauchgas Austr 3.Zug	590	652	$^{\circ}C$	10,51
12HBK50CT001	T Rauchgas hi ÜHz 3	564	616	$^{\circ}C$	9,2
12HBK50CT002	T Rauchgas hi ÜHz 2	559	574	$^{\circ}C$	2,71
12HBK50CT003	T Rauchgas hi ÜHz 1.2	455	468	$^{\circ}C$	2,97
12HBK50CT006	T Rauchgas v Ühz 1.1 li	397	393	$^{\circ}C$	-0,83
12HBK60CT003	T Rauchgas v ECO 3 re	363	342	$^{\circ}C$	
12HBK60CT004	T Rauchgas v ECO 3 li	361	289	$^{\circ}C$	-7,18
12HBK60CT901	T Rauchgas v Austr	165	165	$^{\circ}C$	0
12HTA20CF001	F Rohgas feucht	118150	100876	Nm^3/h	-14,62
12LAB30CT001	T SpW hi HDVW	125	124	$^{\circ}C$	-0,99
12LAB40CF901	F Speisewasser Linie 3	71,9	72,1	t/h	0,35
12LAF30CF001	F SpW v EinsprKü 1	3,5	3,5	t/h	0,57
12LAF40CF001	F SpW v EinsprKü 2	2	2	t/h	-0,98
12HAC10CT001	T Speisewasser v Eco	129	130	$^{\circ}C$	0,67
12HAC50CT001	T Speisewasser hi Eco	229	214	$^{\circ}C$	-6,44
12HAD10CP001	P Trommel	57,6	57,6	bar	0,07
12HAH35CT001	T Dampf hinter UE 1.3	355	356	$^{\circ}C$	0,23
12HAH45CT001	T Dampf nach UE2	392	392	$^{\circ}C$	-0,03

Tabelle 6.5: Validierung L2 wasserseitig von 05.04.2013 bis 26.04.2013

Kapitel 7

Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Modellierung angeführt, diskutiert und bewertet. Grundsätzlicher Vorgang für die Ermittlung von Optimierungspotentialen war der, dass im validierten Modell Umbauten vorgenommen wurden. Eine Sensitivitätsanalyse diente zur Kontrolle und Bewertung der Umbauten. Hier wurden aber in erster Instanz Änderungen vorgenommen, die für eine Verbesserung im energetischen Sinne der Anlagen als sinnvoll eingestuft wurden. Erst in zweiter Instanz fanden Bewertungen ihren Eingang, die für weitere Verbesserungen sorgen könnten. Um einen Leitfaden der gefundenen Punkte vorzugeben, werden die Optimierungspotentiale angeführt und im Anschluss ausführlich besprochen.

Die in dieser Arbeit näher betrachteten Optimierungspotentiale sind:

- Separates Einbringen von Einspritzwasser mittels eigene Einspritzpumpen
- Druck- und Temperaturerhöhung im Speisewasserbehälter
- Entfernung des Hochdruckvorwärmers
- Verwendung von kaltem Kondensat bei den Einspritzkühlern

7.1 Separate Einspritzwassereinbringung

Dieser Punkt ist die offensichtlichste Verbesserung bei der energetischen Optimierung, da hier bereits mit einfachen Maßnahmen ein positives Ergebnis erzielt wird. Vor allem die Offensichtlichkeit der derzeitigen Energievernichtung ist bemerkenswert. Sieht man sich die Abbildung 3.5 an, so ist im unteren Bereich des Schemas das Speisewasserregelventil ersichtlich. Wird der Druck betrachtet, den die Speisewasserpumpe aufbringen muss, der bei der Linie 3 80 bar und bei den Linien 1 und 2 74 bar beträgt und dann im Regelventil vernichtet wird, stellt sich die Frage, ob es hier nicht eine andere Möglichkeit gibt, um das zu vermeiden. Denn das hohe Druckniveau muss nur aus einem einzigen Grund bereitgestellt werden, um die Einspritzkühler mit ausreichend Druck zu versorgen,

sodass eine optimale Zerstäubung im Einspritzventil des Einspritzwassers gewährleistet wird. Im Regelventil werden die angeführten Druckniveaus bei der Linie 3 um 15 bar und bei den beiden anderen Linien um 14 bar gesenkt. Dass das Regelventil einen Druckverlust hervorruft ist verständlich. Es wäre bloß ein Druckverlust von 1 bar notwendig, da das Ventil diesen Bereich zum Regeln benötigt. In den nächsten Tabellen werden die Leistungsdifferenzen einer Gegenüberstellung unterzogen. Für eine bessere Übersicht der Anschlussstellen, die für eine Kondensatentnahme möglich sind, dienen die Abbildungen 7.3 und 7.4. Es werden keine zusätzlichen Modellbilder mehr eingefügt, da diese nur platzraubend sind und sich im Detail nicht wesentlich von den bisherigen unterscheiden, außer bei den Kondensatentnahmestellen.

<i>Linie</i>	T_{ESW} [°C]	P_{SWP} [kW]	P_{ESP} [kW]	ΣP [kW]	ΔP [kW]
L1	125	234	0	234	0
L1	125	194	20	214	-20
L1	60	193	17	210	-24
L1	50	194	15	209	-25

Tabelle 7.1: Pumpenleistungen Linie 1

<i>Linie</i>	T_{ESW} [°C]	P_{SWP} [kW]	P_{ESP} [kW]	ΣP [kW]	ΔP [kW]
L2	125	234	0	234	0
L2	125	194	20	214	-20
L2	60	193	17	210	-24
L2	50	194	15	209	-25

Tabelle 7.2: Pumpenleistungen Linie 2

<i>Linie</i>	T_{ESW} [°C]	P_{SWP} [kW]	P_{ESP} [kW]	ΣP [kW]	ΔP [kW]
L3	125	395	0	395	0
L3	125	301	49	350	-45
L3	60	304	42	344	-49
L3	50	304	39	343	-52

Tabelle 7.3: Pumpenleistungen Linie 3

Es ist in den Tabellen 7.1 bis 7.3 ersichtlich, dass die eingesparte Leistung P mit der Kondensattemperatur korreliert. Das ist auf die unterschiedliche Energieeinbringung zurückzuführen, die in den Einspritzkühlern eingebracht wird. Denn es liegt auf der Hand, dass bei kälterem Kondensat die einzuspritzende Menge kleiner wird als wenn wärmeres Kondensat verwendet wird. Dieser Punkt wird aber in weiterer Folge nochmals separat behandelt, da die Menge an eingesparten Einspritzwasser nicht zu verachten ist. Auch müssen die unterschiedlichen Höhenniveaus berücksichtigt werden, da bei den verschiedenen Möglichkeiten der Wasserabzweigung die Anschlüsse in verschiedenen Höhenpositionen liegen. Da die gleichen Pumpen verwendet werden, ist die Wirkungsgradänderung zu berücksichtigen, denn beim vorliegenden Betrieb liegt der gesamte Wirkungsgrad der Pumpe bei etwa 73%. Bei einer Druckabsenkung wandert der Arbeitspunkt in ein anderes Wirkungsgradfeld, wie das in der Abbildung 7.1 der Speisewasserpumpenkennlinien der Linie 3 zeigt. Durch Drehzahl und Druckverminderung kommt es zu Verschiebung des Arbeitspunktes nach unten in ein anderes Wirkungsgradfeld. Es ist nicht exakt bestimmbar, wie weit sich der Wirkungsgrad nach unten bewegt, da erstens die Drehzahlkurve für den neuen Betriebsfall nicht bekannt ist und zweitens in den zu betrachteten Bereich, die Kurvenschar zusammenfällt und darum ein schleifender Schnitt vorliegt.

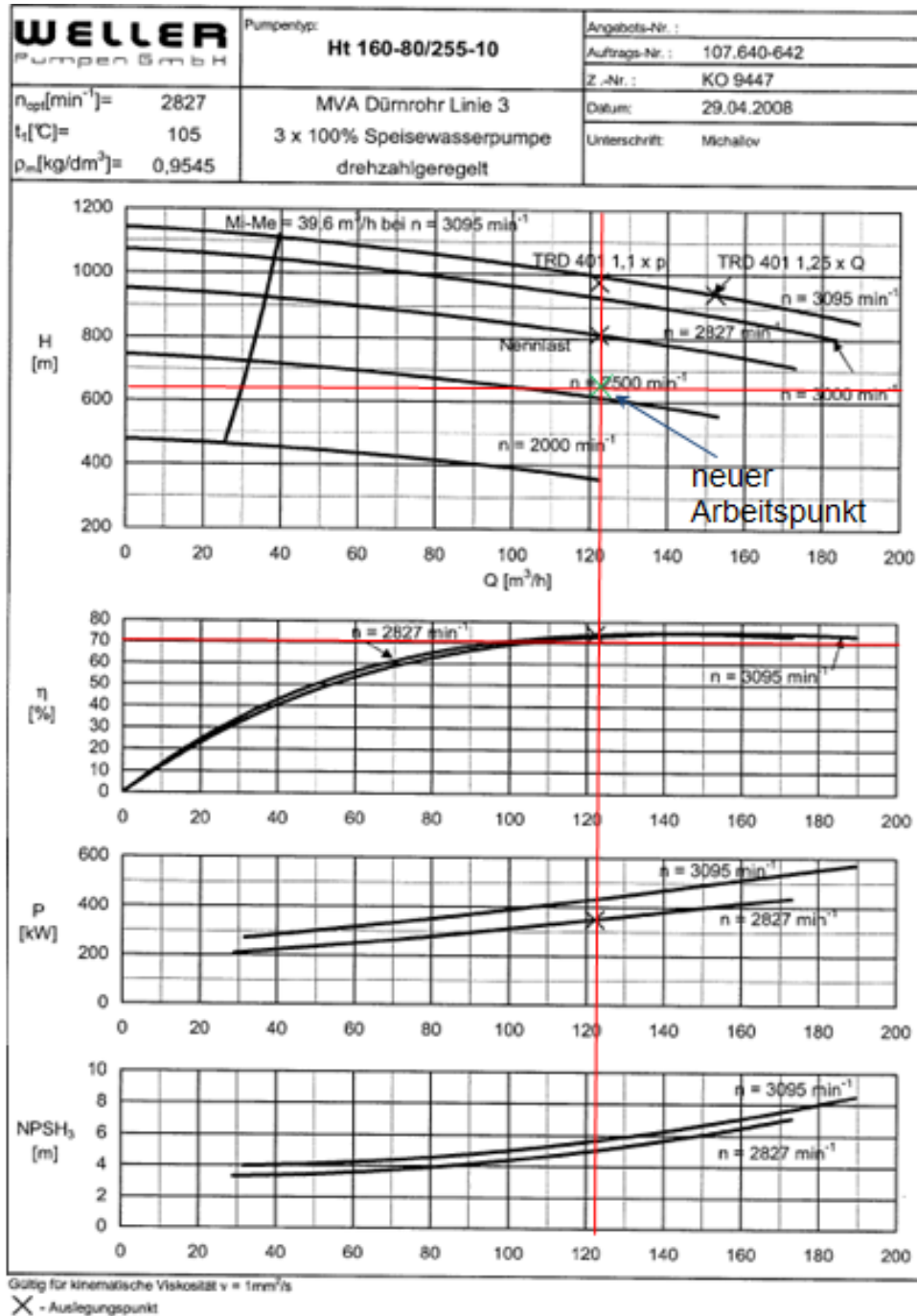


Abbildung 7.1: Pumpenkennlinie

Deshalb wurde für die Modellierung der neuen Zustandspunkte ein Wirkungsgrad von 70% gewählt. Der elektrische Wirkungsgrad wurde auf 90% gesetzt, obwohl hier ein höherer Wirkungsgrad zu vermuten ist, da es sich bei den Speisewasserpumpen um größere elektrische Maschinen handelt. Damit liegt die Leistungerspanis bei allen drei Linien aufsummiert in einem Bereich von minimal 85 kW bis maximal 102 kW. Anschließend soll zur Veranschaulichung eine allgemeine Abbildung 7.2 eingefügt werden, die den Vorgang der Wirkungsgradkennfeldänderung verdeutlicht.

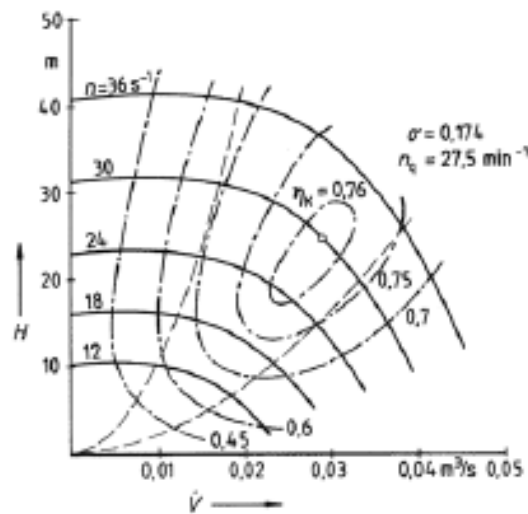


Abbildung 7.2: Wirkungsgradänderung bei Drehzahländerung [49]

7.1.1 Kondensatanschlussstellen

Da es mehrere Möglichkeiten gibt die Einspritzpumpen in das System einzufügen, werden in den Abbildungen 7.3 und 7.4 diese angeführt. So würde die Möglichkeit eines Anschlusses für die Einspritzpumpe vor dem DeNOx Heißwasserwärmetauscher sowie auch danach bestehen. Die Anschlussstellen sind in der Abbildung 7.3 mit roten Kreisen gekennzeichnet und die Einspritzstränge mit blauer und grüner Farbe. Eine weitere Möglichkeit wäre das Einbinden der Einspritzpumpe in der vorhandenen Einspritzwasserleitung. Die eingebundene Pumpe ist im vorliegenden Schema 7.4 mit einer roten Revisionswolke gekennzeichnet.

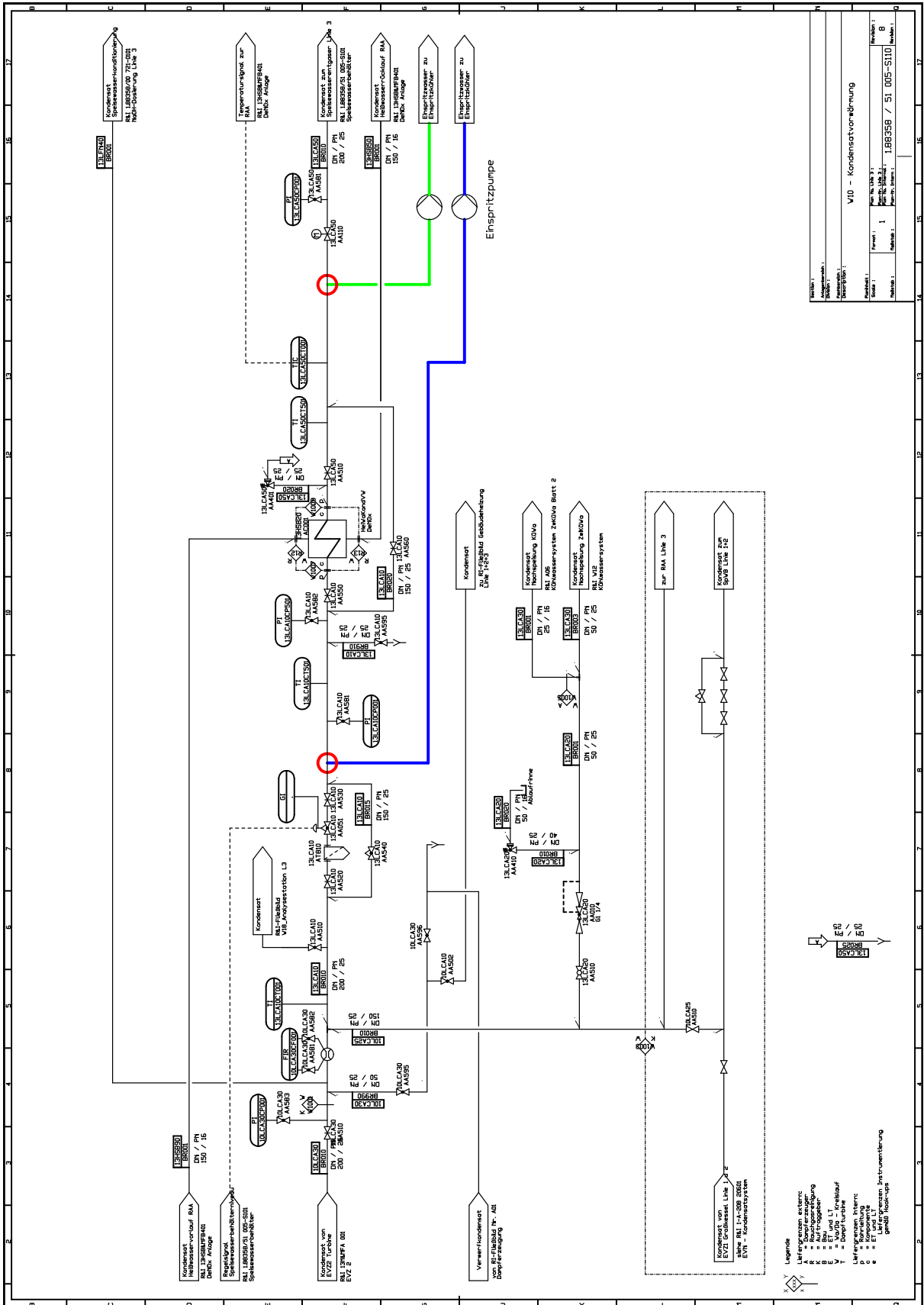


Abbildung 7.3: Kondensatanschlussmöglichkeiten

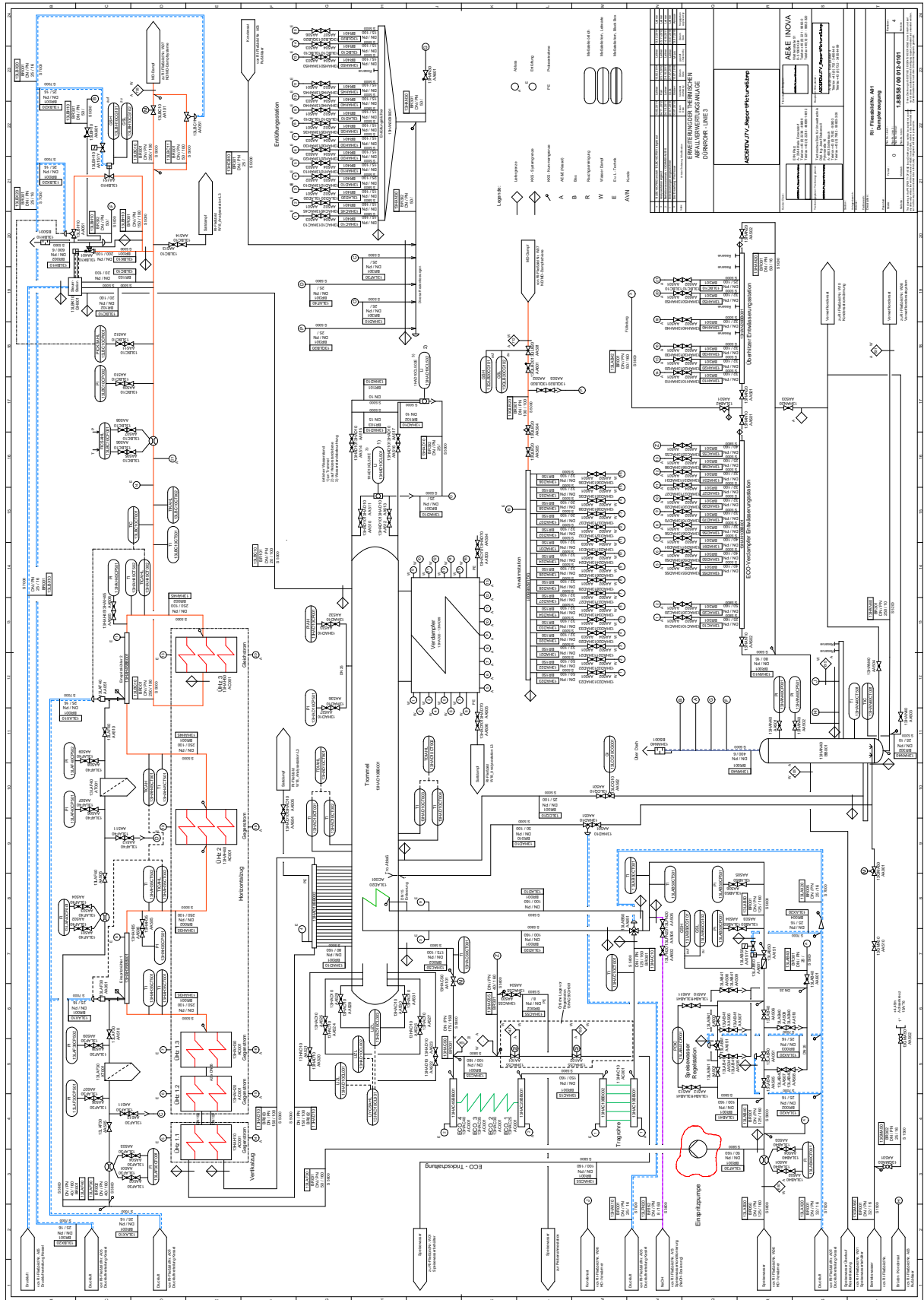


Abbildung 7.4: Eingefügte Einspritzpumpe in der Einspritzwasserleitung

7.2 Druck- und Temperaturerhöhung im Speisewasserbehälter

Es sollen hier die verschiedenen Ausführungsmöglichkeiten behandelt werden, die eine Speisewasservorwärmung ermöglicht. Im derzeitigen Zustand ist die Anlage mit einem direkten Wärmetauscher (Speisewasserbehälter) und einem indirekten Wärmetauscher (HDV) ausgeführt. Es wird angedacht, dass der HDV entfernt wird und die Wassererwärmung ausschließlich im Speisewasserbehälter erfolgt. Durch diese Vorgehensweise werden Einsparungen bei den Wartungskosten erreicht. Mit der Steigerung der beiden Parameter (Druck und Temperatur) im Speisewasserbehälter von 104°C und 1,1 bar auf 125°C und 2,3 bar, erklärt somit den dritten Punkt in der Aufzählung. Um die beiden Varianten zu vergleichen, bezüglich der Sinnhaftigkeit eines Umbaues, werden diese im PPSD abgebildet und sind in den Abbildungen 7.5 und 7.6 ersichtlich.

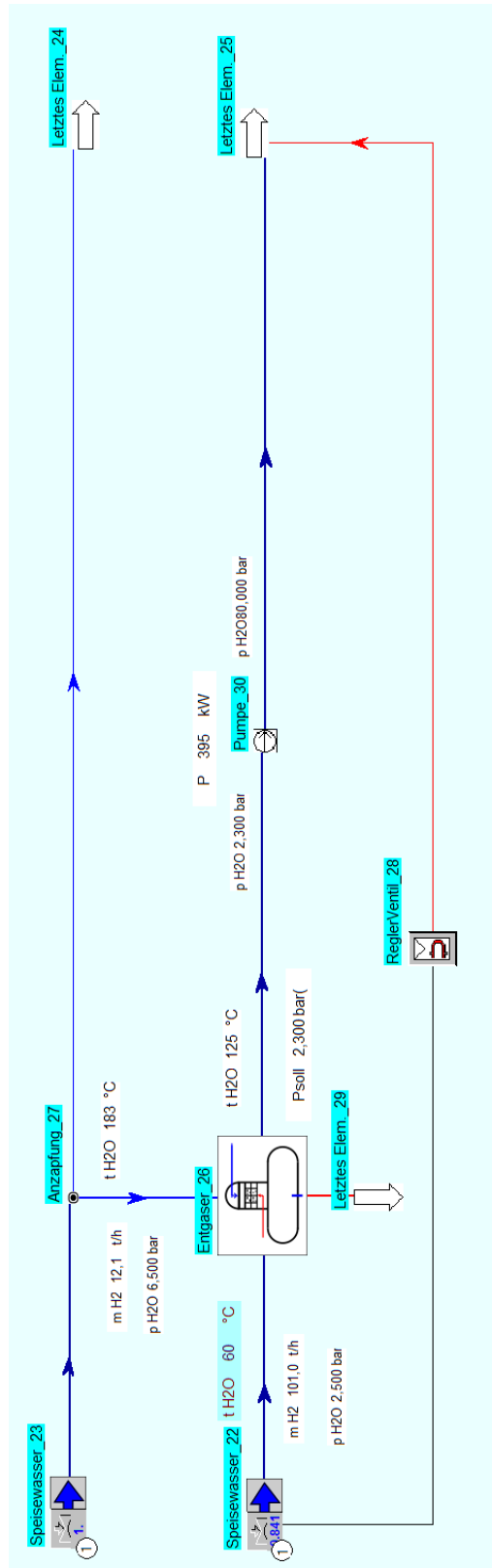


Abbildung 7.5: Modell mit Speisewasserbehälter als Vorwärmer

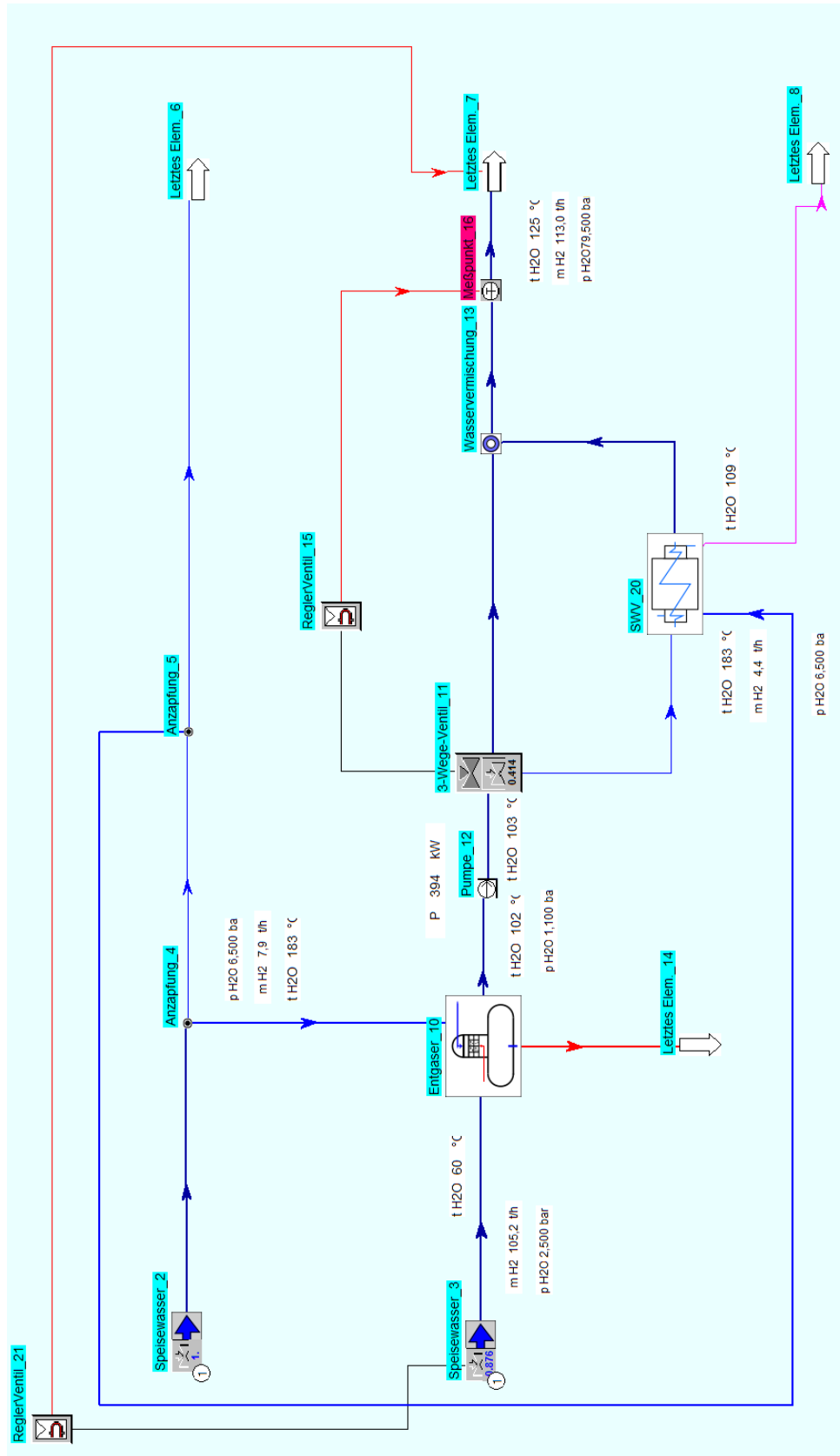


Abbildung 7.6: Modell mit Speisewasserbehälter und HDV als Vorwärmer

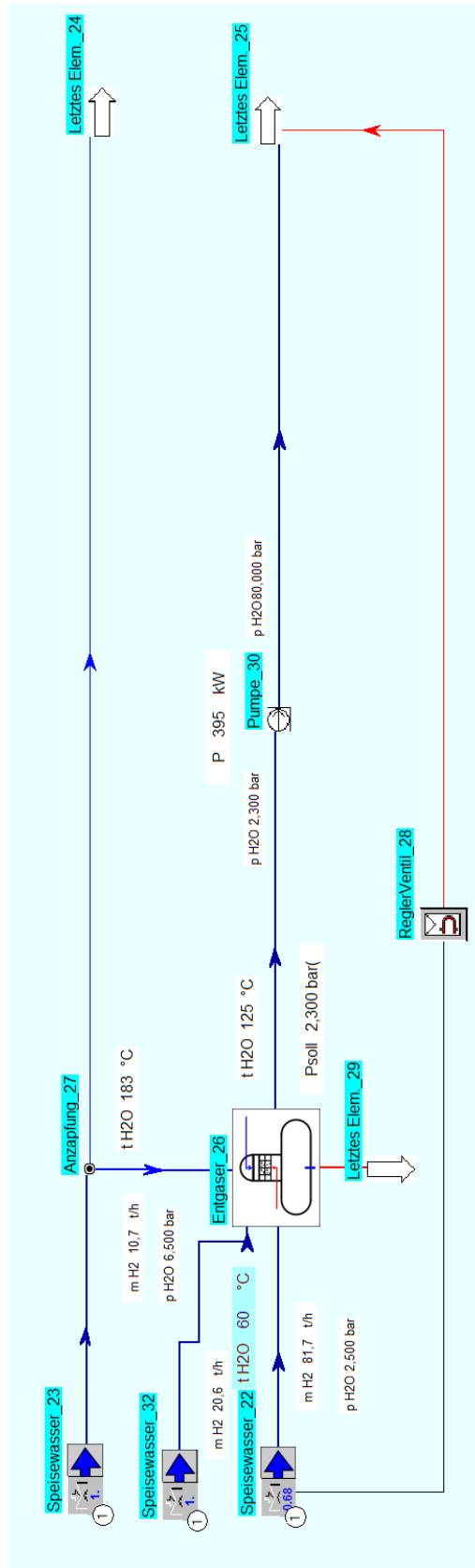


Abbildung 7.7: Modell mit Speisewasserbehälter und HDV als Vorwärmer mit Kondensatzufuhr

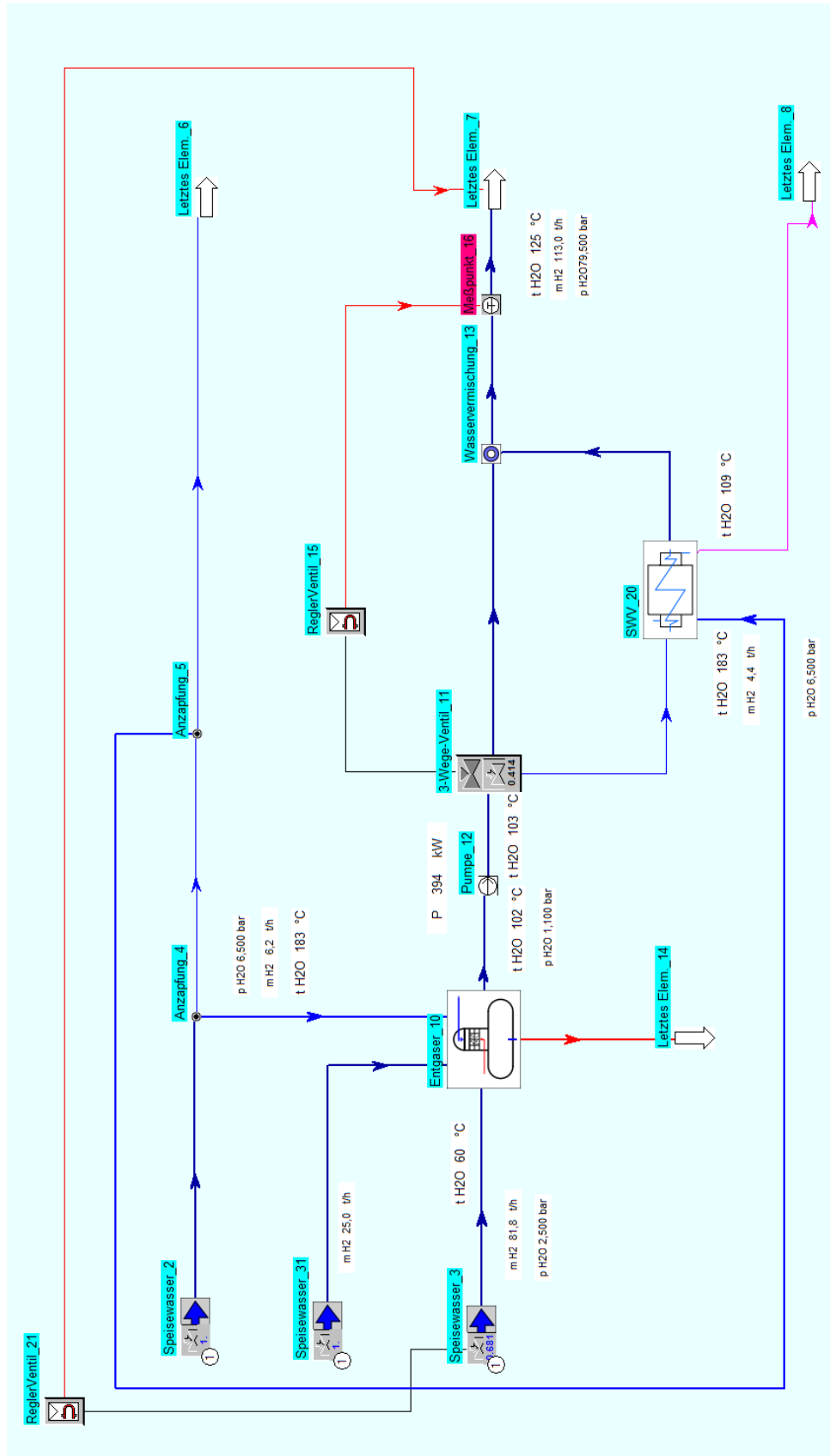


Abbildung 7.8: Modell mit Spisewasserbehälter und HDV als Vorwärmer mit Kondensatzufuhr

Beim Vergleich der beiden Fälle wurde festgestellt, dass sich bei der Variante nach Abbildung 7.5 ein geringerer Dampfmassenstrom von $12,1 t/h$ einstellt, um die geforderte Temperatur von 125 °C zu erreichen. Bei dieser Möglichkeit, wurde der HDV entfernt und die Speisewasservorwärmung wird nur mehr im Speisewasserbehälter vorgenommen. Bei der Variante nach Abbildung 7.6 wird hingegen ein Dampfmassenstrom von $12,3 t/h$ benötigt um die geforderte Temperatur zu erreichen. Die zuletzt genannte Variante, stellt den derzeitigen Anlagenzustand dar, der mit einer zwei stufigen Speisewasservorwärmung arbeitet. Es ergibt sich somit eine Dampfmassenstromdifferenz von $0,2 t/h$. Die Dampfeinsparungsdifferenz scheint klein zu sein, würde aber eine Dampfersparnis von $1600 t$, in einem Zeitraum von $8000 h$, auf die Linie 3 im Vollastbetrieb bezogen, bringen. Bei den beiden Linien 1 und 2 würde die Dampfersparnis auch bei jeweils $1600 t$ liegen. Auf den ersten Blick würde sich ein Umbau bezahlt machen. Doch bei den ersten beiden Varianten wurden die Bilanzgrenzen in einem zu kleinen Rahmen gezogen und somit wird der in den Speisewasserbehälter zurückfließende Kondensatstrom nicht betrachtet. Deshalb werden in den Modellen (siehe Abbildung 7.7 und 7.8) die fehlenden Rückflussleitungen eingefügt. Der Kondensatstrom stellt einen weiteren Energiestrom dar, der in den Speisewasserbehälter gelangt. Es stellt sich jetzt die Frage, wie groß ist der Kondensatmassenstrom. In diesem Fall ist die Ermittlung nicht ganz einfach, da in der Rückführleitung keine Durchflussmessung vorhanden ist. Die Grundlage für einen Massenstromwert bilden Werte von der Kondensatpumpe der Linie 3, die aus PLS Daten gewonnen werden. Hier wird bei einem Vollastbetrieb der Linie 3 von $113 t/h$ ausgegangen. In diesem Fall bedeutet das, dass ein Kondensatmassenstrom von ca. $25 t/h$ zurückbefördert wird. Die Kondensattemperatur im Kondensatbehälter beträgt 98 °C . Wird die Kondensatrückführung mit betrachtet, folgt daraus ein erforderlicher Dampfmassenstrom von $10,6 t/h$, bei einer zweistufigen Speisewasservorwärmung. Bei der Verwendung einer einstufigen Speisewasservorwärmung erfolgt ein Dampfbedarf von $10,7 t/h$. Der Mehrbedarf an Dampf ist auf das fehlen von Kondensat aus dem HDV, der in diesem Fall (einstufige Vorwärmung) nicht vorhanden ist, zurückzuführen. Es ergibt sich eine Differenz von $0,1 t/h$. Wird der neue Wert betrachtet, stellt sich die Frage, wie ernst kann man diesen Wert nehmen, da der zurückgeführte Kondensatstrom nicht gemessen sondern über PLS Daten und Pumpenkennlinie ermittelt wurde. Wie man sieht bewegen sich die Änderungen in einem sehr kleinen Bereich und wie bereits angedeutet wurde, ist der Kondensatmassenstrom grob abgewogen worden. Ideal wäre es, wenn in der Rückführleitung eine zusätzliche Durchflussmessung vorhanden wäre, um damit genauere Untersuchungen durchführen zu können. Die erhaltenen Werte sind mit Vorsicht zu behandeln, denn schon kleine Dampfersparnisse können über einen Beobachtungszeitraum von $8000 h$ pro Jahr, große finanzielle Summen ergeben. Wenn der HDV aus der Anlage wegfällt, führt dies zu Einsparungen bei den Wartungskosten. Bei der Planung von Neuanlagen wäre die Option ohne HDV durchaus angebracht, aber bei

einer Bestandsanlage sei diese Entscheidung aber zu überdenken.

7.3 Einsparung von Einspritzwasser

Da es die Möglichkeit gibt, Einspritzwasser an verschiedenen Stellen und deshalb bei verschiedenen Temperaturen zu entnehmen, werden die eingesparten Einspritzmengen für die drei Linien kurz angeführt. Bei geringeren Kondensat- bzw. Einspritzmengen wird die Pumpenleistung für die Einspritzpumpen geringer. Die Kondensattemperaturen, bei denen die Entnahme vorgenommen wird, wurden bereits am Anfang des Kapitels angeführt. Sie werden aber trotzdem nochmals für die bessere Übersicht wiedergegeben. Grundsätzlich liegt es auf der Hand, dass durch das Wasser mit einem niedrigeren Temperaturniveau auch weniger von diesem benötigt wird. Nachfolgend werden Tabellen angeführt, welche die Einspritzmengen bei den verschiedenen Kondensattemperaturen beinhalten:

Linie	T Kon [$^{\circ}C$]	$\dot{m}_{ESK1}[\frac{t}{h}]$	$\dot{m}_{ESK2}[\frac{t}{h}]$	$\Sigma\dot{m}_{ESK}[\frac{t}{h}]$	$\Delta\dot{m}_{ESK}[\frac{t}{h}]$
L1	125	3,52	2,02	5,54	0
L1	60	3,22	1,88	5,1	0,44
L1	50	3,16	1,86	5,02	0,52

Tabelle 7.4: Einspritzmengen Linie 1 und der Linie 2

Linie	T Kon [$^{\circ}C$]	$\dot{m}_{ESK1}[\frac{t}{h}]$	$\dot{m}_{ESK2}[\frac{t}{h}]$	$\Sigma\dot{m}_{ESK}[\frac{t}{h}]$	$\Delta\dot{m}_{ESK}[\frac{t}{h}]$
L3	125	6,51	5,29	11,80	0
L3	60	5,40	4,72	10,12	1,70
L3	50	5,34	4,65	9,99	1,81

Tabelle 7.5: Einspritzmengen Linie 3

Die Tabellen 7.4 und 7.5 bestätigen die Vermutung, dass die eingespritzte Wassermenge bei Abnahme der Wassertemperatur geringer wird. Die Einsparungen von Kondensat belaufen sich bei den Linien eins und zwei bei ca. 0,52 t/h und bei der Linie drei bei 1,81 t/h. Es stellt sich aber die Frage, ob diese Ausführungen wirklich umsetzbar sind, denn durch das kältere Kondensat kommt es in der Dampfleitung zu verlängerten Verdampfungswegen, die sich negativ auf die Rohrleitungswerkstoffe auswirken können. Es ist auch zu beurteilen, mit welcher Qualität das Kondensat in die Anlage eingebracht wird. In den Fällen mit kaltem Kondensat wird es vor dem Entgaser bzw. Speisewasserbehälter entnommen. Es stellt sich die Frage, ob durch diese Maßnahme nicht auch die Frischdampfqualität darunter leidet und es in der Folge zu Betriebsproblemen in der Turbine

kommen kann. Bei einer theoretischen Betrachtung ist anzunehmen, dass durch die geringere Einspritzmenge eine größere Menge Wasser verdampft werden muss und deshalb mehr Brennstoff benötigt wird. Da es sich beim Brennstoff um Müll handelt, der eine große Heizwertbereichsschwankung aufweist, kann für die in der Modellierung erhaltenen Werte keine Garantie abgegeben werden. Die berechneten Brennstoffmengen sind in einem so kleinen Bereich von einander verschieden, dass sich über das Jahr gesehen keine großen Unterschiede daraus ergeben.

7.4 Nachrechnung der erhaltenen Modellwerte

Da die Berechnungen im Programm durchgeführt wurden, sollen im Anschluss noch einige Werte einer Plausibilisierung durch Handrechnungen unterzogen werden. Hier liegt das Augenmerk in den Strahlungszügen bei der Gasstrahlung und der Konvektion. Bei den Überhitzerpaketen soll auch eine kurze Nachberechnung bezüglich der Konvektion vorgenommen werden.

7.4.1 Gasstrahlung

Eine kurze Nachberechnung soll die erhaltenen Werte auf ihre Plausibilität überprüfen. Bei dieser werden verschiedenste Varianten herangezogen und verglichen. Der Hauptteil stammt aus dem VDI Wärmeatlas [21] und ein weiterer aus dem FDBR- Handbuch [22]. Eine Beschreibung des Berechnungsvorganges für die Gasstrahlung wurde bereits im Theorieteil vorgenommen. Bei näherem Interesse sei auf die oben angeführten Literaturquellen verwiesen. In der nachfolgenden Tabelle 7.6 sind die Berechnungsergebnisse aufgelistet, dabei bezieht sich die Berechnung auf den 1 Zug Cladding im Bereich der Vorderwand.

Berechnungsmethode	$\alpha_{Str} \left[\frac{W}{m^2K} \right]$
Modellberechnung	71,2
Analytische Berechnung ohne Korrektur (VDI)	65
Analytische Berechnung mit Korrektur (VDI)	67,3
Analytische Berechnung für Gemische	62,2
Handrechnung mittels Diagramme	66
Berechnungsverfahren (FDBR)	69

Tabelle 7.6: Berechnete Wärmeübergänge für die Gasstrahlung

Wie aus der Tabelle 7.6 ersichtlich, weichen die nachgerechneten Werte von den Modellwerten ein wenig ab. Die Berechnung *Analytische Berechnung ohne Korrektur (VDI)*

wurde ohne Druckkorrektur durchgeführt. Aus der *Analytische Berechnung mit Korrektur (VDI)* nähert sich der Wert aus der Programmrechnung besser an. Wie ersichtlich, ist die Berechnung mit der Methode *Analytische Berechnung für Gemische* am ungenauesten. Die *Handrechnung mittels Diagrammen* nähert sich dem Ergebnis *Analytische Berechnung mit Korrektur (VDI)* am besten an. Hier ist anzunehmen, dass die größten Fehler durch Ablesefehler in den Diagrammen entstehen. Das *Berechnungsverfahren (FDBR)* nähert sich dem Programmwert am besten an. Gründe warum die Modellberechnung ein wenig von den nachgerechneten Werten abweicht sind nicht ganz genau nachvollziehbar, da der Quellcode des Programms leider nicht einsehbar ist und deshalb die verwendeten Werte nicht ersichtlich sind. Auch das Miteinbeziehen von SO_2 kann den Wert ändern, wobei dieses bei der Nachberechnung nicht betrachtet wurde. Im allgemeinen sind die Berechnungen bei der Gasstrahlung bezüglich ihrer Genauigkeit nicht besonders optimal, wie das auch in verschiedenen Literaturquellen angedeutet wird [50].

7.4.2 Konvektion

Wie im vorhergehenden Kapitel wird hier der Modellwert mit einschlägiger Literatur nachgerechnet [16][17][51]. Die Ergebnisse der Berechnung werden wieder in einer Tabelle angeführt.

Berechnungsmethode	$\alpha_{Kon} \left[\frac{W}{m^2K} \right]$
Modellberechnung	4,2
Berechnung nach VDI	4,2

Tabelle 7.7: Berechnete Wärmeübergänge für Strömung längs einer Wand

Hier treten die Abweichungen erst in der zweiten Dezimalstelle auf und sind deshalb hier nicht ersichtlich, wie das in der Tabelle 7.7 gezeigt wird. Es stellen sich hier aber wieder die gleichen Fragen wie bei der Berechnung der Gasstrahlung. Aber dennoch kann hier von einer guten Übereinstimmung gesprochen werden. Für die Berechnung der Konvektion wurden die freie Konvektion, Konvektion einer angeströmten Fläche sowie die Mischkonvektion betrachtet. Bei einem Vergleich der drei Arten stellte sich heraus, dass die Strömung entlang einer Fläche die beste Übereinstimmung lieferte. Die frei Konvektion ist in diesem Fall gar nicht anwendbar, da die überströmte Platte kälter ist als die Umgebung. Vor allem das Vorhandensein des Saugzuges legt nahe, dass ein Druckgefälle über die Zughöhe herrscht und somit eine erzwungene Konvektion vorliegt. Im Anschluss (siehe Tabelle 7.8) werden noch die erhaltenen Werte verglichen, sodass der Unterschied zwischen den Konvektionsarten ersichtlich wird.

Berechnungsmethode	$\alpha_{Kon} \left[\frac{W}{m^2K} \right]$
freie Konvektion	7,2
Strömung längs einer Wand	4,2
Mischkonvektion	7,7

Tabelle 7.8: Vergleich Konvektionsarten

Im Weiteren werden noch die beiden Werte für die Konvektionsanteile aufsummiert. Wie in der Theorie beschrieben wurde, können die zwei Werte einfach zusammengezählt werden.

$$\alpha = \alpha_{Str} + \alpha_{Kon}$$

Die Werte werden in der Tabelle 7.9 dargestellt.

Berechnungsmethode	$\alpha_{Str} \left[\frac{W}{m^2K} \right]$	$\alpha_{Kon} \left[\frac{W}{m^2K} \right]$	$\alpha_{Kon} \left[\frac{W}{m^2K} \right]$
Modellberechnung	71,2	4,2	75,4
VDI	65	4,2	69,2
VDI	67,3	4,2	71,5
VDI	62,2	4,2	66,4
VDI	66	4,2	70,2
FDBR/ VDI	69	4,2	73,2

Tabelle 7.9: Berechnete Wärmeübergänge für die freie Konvektion

7.4.3 Querangeströmtes Überhitzerpaket

Bei der Berechnung wird wieder auf den VDI Wärmeatlas verwiesen [52]. Die Berechnung ist im Allgemeinen sehr aufwendig, da sie iterativ durchgeführt wird. Es wird von einer Eintrittstemperatur ausgegangen und auf eine Austrittstemperatur zurückgerechnet. Vor allem die Änderung der Temperaturen bei der Iteration führen zu laufenden Änderungen der Stoffdaten. Bei der Nachberechnung werden die Eintrittstemperaturen und die Austrittstemperaturen angenommen, um die Berechnung zu verkürzen. Die Ergebnisse sind in der Tabelle 7.10 angeführt.

Berechnungsmethode	$\alpha_{Kon} \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$
Modellberechnung	34,9
Berechnung nach VDI	35,1

Tabelle 7.10: Berechnete Wärmeübergänge für ein Überhitzerpaket

Wie ersichtlich wird, kommt es bei der Berechnung zu sehr guten Übereinstimmungen der Modellwerte.

Kapitel 8

Zusammenfassung und Ausblick

Zum Abschluss wird nochmals ein kurzer Blick über die Arbeit vorgenommen. Es wurden Modelle für alle drei Anlagenlinien erstellt, wobei die Modelle der Linien 1 und 2 gleich sind. Eine sehr zeitaufwendige Arbeit war das Ermitteln der benötigten Geometrien. Diese mussten aus einer Vielzahl von Werkstattzeichnungen eruiert werden.

Bei der Modellbildung mittels *PPSD* als unterstützendes Simulationsprogramm stellte sich heraus, dass das Umlaufsystem nicht in einer Gruppe abbildbar war, deshalb wurde es so gut wie möglich aber so genau wie nötig nachgebildet, um passende Dampfzusammensetzungen im Verdampfersystem zu generieren.

Mit dieser Erkenntnis war es möglich, ein brauchbares Modell zu erstellen. Für den Vergleich Modell zu Realität wurden Lastfälle bei annähernd maximaler Last ermittelt. Mit diesen Daten wurde dann auf die Wasserseite validiert, da sich diese für die beste Variante erwiesen hat, um das best mögliche Anlagenmodell zu erhalten. Es wurde natürlich auch der Versuch unternommen, auf die rauchgasseitigen Werte zu validieren. Dieser Weg schien aber nicht der richtige zu sein, da hier die Wasserseite des Kesselsystems nicht optimal wiedergegeben werden konnte. Der größte Knackpunkt in der Modellierung war die Austrittstemperatur im 3. Zug, da hier die Realtemperatur nicht mit der gewünschten Genauigkeit erreicht wurde. Auch der Volumenstrom des Rauchgases wurde im Modell im Vergleich zur Realanlage unterschritten. Das wiederum kann ein Grund sein, dass die Austrittstemperatur einen zu hohen Wert annahm. Dennoch sind die Volumenströme in der realen Anlage mit Vorsicht zu betrachten. Abschließend kann aber über die Modellierung ein positives Urteil gegeben werden, denn bis auf die Volumenstrom- und Austrittstemperaturproblematik liefert das Modell brauchbare Ergebnisse. Da das Modell in vielen Punkten gute Übereinstimmungen liefert, kann es, wie auch gefordert, für weitere Betrachtungen herangezogen werden. Darum kann es für die Bewertung von zukünftigen Anlagenänderungen für eine Abschätzung der Eingriffsauswirkungen genutzt werden.

Bei weiteren Untersuchungen wurde festgestellt, dass kleinere Umbauarbeiten im Bereich der Einspritzkühlerzuleitung eine nicht unwesentliche Leistungsparsnis bei den Speisepumpen liefert, da durch den Umbau der derzeitige Pumpendruck gesenkt werden kann. Hier sollten aber dennoch nachgeschaltete elektrische Gerätschaften, wie beispielsweise der Frequenzumrichter, einer Betrachtung unterzogen werden. Diesem Problem wurde in der Arbeit kein Platz eingeräumt, da dieser Bereich in der Elektrotechnik beheimatet ist. Auch erwähnenswert bei einer Nutzung von kaltem Kondensat ist dessen Qualität. Hier sollte eine ausreichende Qualität gewährleistet werden, denn bei nicht Einhaltung würde das unweigerlich zu schlechteren Frischdampfparametern führen.

Eventuell eine weitere Möglichkeit zur Verbesserung der Betriebsmittelaufwendung wäre eine regelungstechnische Betrachtung des Trommelwärmetauschers. Hier sei aber auf das komplexe Zusammenspiel von Anfahrtrieb und Erreichen eines stationären Anlagenbetriebes verwiesen. Würde der Wärmetauscher maximal ausgenutzt werden, so könnte man sich ND-Dampf für die Speisewasservorwärmung ersparen.

Eine weitere Möglichkeit um Kosten zu sparen, wäre der Umbau des Speisewasserbehälters auf einen Druckbehälter, da hier die Speisewasservorwärmung nur in diesem stattfinden würde und deshalb der HDV außer Betrieb genommen werden kann.

Weitere Möglichkeiten für die Verbesserung des Anlagenbetriebes könnten durch den zusätzlichen Einbau von Heizflächen sowie das Absenken der Kesselaustrittstemperatur des Rauchgases bewirken. Zusätzliche Heizflächen könnten die Reisezeit verlängern und die Absenkung der Rauchgastemperatur würde zu einem besseren Kesselwirkungsgrad führen. Untersuchungen an den Primär- und Sekundärluftgebläsen könnten wiederum eine Einsparung von elektrischer Leistung mit sich bringen. Die separate Betrachtung der Rauchgasreinigungsanlage würde sicher auch noch einiges an Optimierungsmöglichkeiten mit sich bringen. Um ein Beispiel zu nennen, würden Wärmeverschiebesysteme hier einen positiven Beitrag liefern. Die Austrittstemperaturabsenkung des Rauchgases aus der Anlage (Kamin) wäre z.B. hier erwähnenswert, wie das bereits in den skandinavischen Ländern als Stand der Technik ihre Anwendung findet.

Abschließend ist nochmals zu sagen, dass die Betrachtung der Kesselanlage durchaus seine Berechtigung hatte, dahier Verbesserungspotential vorhanden war. Wie in der Zusammenfassung ersichtlich ist, würde es noch eine Vielzahl von Positionen in der Anlage geben, die es verdient hätten, einer weiteren Betrachtung unterzogen zu werden. Somit soll diese Arbeit auch der Grundstein für Folgearbeiten sein, denn es ist Aufgabe eines jeden Betreibers, das best mögliche aus seiner Anlage herauszuholen.

Literaturverzeichnis

- [1] EVN. *Optimierung Abfallverbrennung Erweiterungsvorhaben der AVN Zubau einer Linie 3*. EVN, 2007.
- [2] EVN. *Schulung*. EVN, 2008.
- [3] Bernd Epple, Reinhard Leithner, Wladimir Linzer, and Heimo Walter. *Simulation von Kraftwerken und Feuerungen*, pages 518 – 584. 2 Auflage. Springer Wien NewYork, 2012.
- [4] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, pages 190 – 192. Springer, 2000.
- [5] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, page 386. Springer, 2000.
- [6] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, pages 201 – 202. Springer, 2000.
- [7] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, page 549. Springer, 2000.
- [8] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, pages 554 – 560. Springer, 2000.
- [9] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, page 576. Springer, 2000.
- [10] P. Stricker. *Skriptum: Wärmetechnische Anlagen*, page 143. 2 Auflage. Prof. W. Linzer, Wien Eigenverlag, 1998.
- [11] Markus Haider. *Skriptum zur Vorlesung: Angewandte Thermodynamik*, pages 330–333. Auflage 4.2. Eigenverlag, 2009.
- [12] Karl Ponweiser. *Numerische Methoden der Wärmelehre (Skriptum)*. TU Wien, Institut für Thermodynamik und Energiewandlung, 2008.
- [13] Markus Haider. *Skriptum zur Vorlesung: Angewandte Thermodynamik*, pages 246 – 247. Auflage 4.2. Eigenverlag, 2009.
- [14] Markus Haider. *Skriptum zur Vorlesung: Angewandte Thermodynamik*, page 291. Auflage 4.2. Eigenverlag, 2009.
- [15] Markus Haider. *Skriptum zur Vorlesung: Angewandte Thermodynamik*, page 292. Auflage 4.2. Eigenverlag, 2009.

- [16] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI- Wärmeatlas*, chapter G, pages Gd1 – Gd2. 10 Auflage. Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [17] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI- Wärmeatlas*, chapter F, pages Fa1 – Fa3. 10 Auflage. Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [18] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI-Wärmeatlas*, chapter K, pages Ka 1 – Ka 2. 10 Auflage. Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [19] Hans Dieter Baehr and Karl Stephan. *Wärme- und Stoffübertragung*, pages 589 – 615. Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010.
- [20] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI-Wärmeatlas*, chapter K, pages Ka 2 – Ka 6. 10 Auflage. Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [21] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI- Wärmeatlas*, chapter K, pages Kc1 – Kc11. 10 Auflage. Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [22] FDBR-Verband. *FDBR- Handbuch Wärme und Strömungstechnik*, chapter 7.1.3 Wärmeübergang durch Gasstrahlung, pages 7.1.3–1 – 7.1.3–13. FDBR- Verband, Mai 1972.
- [23] Christian Daublebsky von Eichhain. U- value (heat transmission coefficient). e-mail, November 2013.
- [24] Ludwig Prandtl. *Prandtl-Führer durch die Strömungslehre*, pages 58–60. Springer Vieweg, 2012.
- [25] Alfred Kluwick. *Grundlagen der Strömungslehre (Skriptum)*, chapter 8, pages 66–69. 3 Auflage. Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, 1998.
- [26] Alfred Kluwick. *Grundlagen der Strömungslehre (Skriptum)*, chapter 9, pages 73–75. 3 Auflage. Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, 1998.
- [27] Gerhard H. Jirka. *Einführung in die Hydromechanik*, chapter 8, page 168. 3 Auflage. Universitätsverlag Karlsruhe, 2007.
- [28] Alfred Kluwick. *Grundlagen der Strömungslehre (Skriptum)*, chapter 10, pages 76–88. 3 Auflage. Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, 1998.
- [29] Hans G. Steger, J. S. Sieghart, and Erhard Glauningner. *Technische Mechanik 2*, pages 335–338. 4 Auflage. öbv & hpt Wien, 2000.
- [30] Leopold Böswirth. *Technische Strömungslehre*, pages 177–180. 7 Auflage. Vieweg, 2007.

- [31] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI-Wärmeatlas*, chapter L. Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [32] I.E. Idelchik and Erwin Fried. *Flow Resistance: A design guide for engineers*. Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
- [33] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, pages 448– 449. Springer, 2000.
- [34] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, page 463. Springer, 2000.
- [35] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, page 450. Springer, 2000.
- [36] Hans Dieter Baehr and Karl Stephan. *Wärme- und Stoffübertragung*, pages 570 – 572. 7 Auflage. Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010.
- [37] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, pages 461 – 464. Springer, 2000.
- [38] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, page 462. Springer, 2000.
- [39] Helmut Effenberger. *Dampfer*, page 470. Springer, 2000.
- [40] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, pages 474 – 475. Springer, 2000.
- [41] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, page 472. Springer, 2000.
- [42] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, pages 477 – 478. Sp, 2000.
- [43] EVT Energie und Verfahrenstechnik GmbH. *EVT Taschenbuch*, page 42. GEC Alsthom, 1994.
- [44] Helmut Effenberger. *Dampferzeugung*, pages 487 – 488. Springer, 2000.
- [45] Carl Pfeleiderer and Hartwig Petermann. *Strömungsmaschinen*, chapter 1, pages 11 – 20. 7 Auflage. Springer, 2004.
- [46] Univ. Prof. Dr. Hermann Hofbauer. *Basic Engineering Auslegung verfahrenstechnischer Prozesse und Anlagen IV- Verbrennungsanlagen*, pages 60–70. Hermann Hofbauer, 2011.
- [47] Thomas Gröbl. *Bericht Prozesssimulation- Überblick, Vergleich ISPEpro & PPSD*, pages 3– 13. EVN, 2013.
- [48] KED. *Manuals PPSD*, volume 1. KED, 2004.
- [49] Klaus Menny. *Strömungsmaschinen, Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*, chapter 5, page 236. 5 Auflage. Teubner, 2006.

- [50] K. Schack. *Zur Berechnung der Wasserdampfstrahlung*, volume 43, pages 1151 – 1153. Wiley-VCH, 1971.
- [51] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI- Wärmeatlas*, chapter F, pages Fe1 – Fe3. 10 Auflage. Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [52] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI- Wärmeatlas*, chapter G, pages Gg1 – Gg4. 10 Auflage. Springer Berlin Heidelberg, 2006.

Abbildungsverzeichnis

3.1	Vorwärmung Kondensat EVN	12
3.2	Speisewasserbehälter	13
3.3	Speisewasserleitungssystem	14
3.4	Hochdruckvorwärmer	15
3.5	Dampferzeugung	16
3.6	Kondensatbehälter	17
3.7	Verwerfkondensatbehälter	18
3.8	Luftvorwärmer	19
3.9	Grobdispositionszeichnung der Linie 1 und 2	24
3.10	Grobdispositionszeichnung der Linie 3	27
4.1	Wärmeleitung durch eine ebene Platte entlang der x-Komponente [14] . . .	33
4.2	Wärmeleitung durch ein Rohr [15]	33
4.3	Spektrale, flächenspezifische Ausstrahlung eines schwarzen Strahlers [18] . .	38
4.4	Emissionsgrad ϵ_{H_2O} [21]	42
4.5	Kräftegleichgewicht auf das Zylinderelement [24]	46
4.6	Geschwindigkeitsprofil bei der laminaren Rohrströmung	48
4.7	Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung [27]	50
4.8	Geschwindigkeitsprofil bei turbulenter Rohrströmung	51
4.9	Colebrook-Diagramm [29]	54
4.10	Bilanzrelevante Eingänge [34]	56
4.11	Verdampfungsvorgänge in einem beheizten Rohr [36]	57
4.12	Kräfte an einem Volumenelement [38]	59
5.1	Benutzeroberfläche	71
5.2	Gegenständliches Anlagenmodell der Linie 3 von der Gasseite betrachtet .	72
5.3	Gegenständliches Anlagenmodell der Linie 3 von der Wasserseite betrachtet	73
5.4	Strahlungsmodul auf der linken Seite und Definition der einzelnen Heizflä- che auf der rechten Seite	74
5.5	Eingabefeld für eine Heizfläche in einem Strahlungsmodul	74
5.6	Eingabefeld für eine Heizfläche in einem Strahlungsmodul	75
5.7	Eingabefeld für ein Konvektionsmodul	76

6.1	Aufteilung der Bilanzräume in den Strahlungszügen	78
6.2	Heizflächen im Feuerraum	80
6.3	Heizflächen im ausgemauerten Bereich im 1.Zug	81
6.4	Untergruppe des Feuerraums für die Brennstoffeingabe	81
6.5	Eingabefeld für den Brennstoff	82
6.6	Ausgabefeld für die Verbrennungsrechnung	83
6.7	Heizflächen im zweiten Zug	84
6.8	Gegenständliches Gaszugmodell für die Linie 3	85
6.9	Gegenständliches Wasserzugmodell der Linie 3	87
6.10	Modellebene Umlaufsystem	88
6.11	Verwendetes Umlaufsystem	88
6.12	Gegenständliches Wasserzugmodell des Speisewasserweges der Linie 3	89
6.13	Anpackung 2 Zug	93
6.14	Anpackung 3 Zug	93
6.15	Anpackung 3 Zug Schotten	94
6.16	Anpackungen Überhitzer 3	94
7.1	Pumpenkennlinie	103
7.2	Wirkungsgradänderung bei Drehzahländerung [49]	104
7.3	Kondensatanschlussmöglichkeiten	105
7.4	Eingefügte Einspritzpumpe in der Einspritzwasserleitung	106
7.5	Modell mit Speisewasserbehälter als Vorwärmer	108
7.6	Modell mit Speisewasserbehälter und HDV als Vorwärmer	109
7.7	Modell mit Speisewasserbehälter und HDV als Vorwärmer mit Kondensat- zufuhr	110
7.8	Modell mit Speisewasserbehälter und HDV als Vorwärmer mit Kondensat- zufuhr	111

Tabellenverzeichnis

3.1	Geometrie der Strahlungsräume	22
3.2	Heizflächen im Konvektionszug	23
3.3	Heizflächen im Vertikalzug	23
3.4	Geometrie der Strahlungsräume	25
3.5	Heizflächen im Konvektionszug	26
3.6	Heizflächen im Vertikalzug	26
6.1	Verwendete Messpunkte	92
6.2	Abwertungsfaktoren für die Linie 3	95
6.3	Validierung wasserseitig von 05.09.2012 bis 09.09.2012	97
6.4	Validierung L3 rauchgasseitig von 05.09.2012 bis 09.09.2012	98
6.5	Validierung L2 wasserseitig von 05.04.2013 bis 26.04.2013	99
7.1	Pumpenleistungen Linie 1	101
7.2	Pumpenleistungen Linie 2	101
7.3	Pumpenleistungen Linie 3	101
7.4	Einspritzmengen Linie 1 und der Linie 2	113
7.5	Einspritzmengen Linie 3	113
7.6	Berechnete Wärmeübergänge für die Gasstrahlung	114
7.7	Berechnete Wärmeübergänge für Strömung längs einer Wand	115
7.8	Vergleich Konvektionsarten	116
7.9	Berechnete Wärmeübergänge für die freie Konvektion	116
7.10	Berechnete Wärmeübergänge für ein Überhitzpaket	117