

Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Fakultät Life Sciences

Energetische und wirtschaftliche Optimierung eines Dampfversorgungssystems unter Einbeziehung von KWK

Bachelorarbeit

im Studiengang Umwelttechnik

Julian Jungmann

Matrikelnummer: 1977449

Hamburg, Dezember 2013

Erstgutachter:	Prof. Dr. Armin Gregorzewski	HAW-Hamburg
Zweitgutachter:	Marco Wagner	projects energy GmbH

Die Abschlussarbeit wurde betreut und erstellt in Zusammenarbeit mit der Firma:
projects energy gmbh

Inhalt

Abbildungsverzeichnis	4
Tabellenverzeichnis	5
1 Einleitung.....	6
2 Kraft-Wärme-Kopplung.....	7
2.1 Beitrag der Kraft-Wärme-Kopplung zur Energiewende	7
2.2 KWK-Förderung	8
2.3 Dezentrale Stromeigenversorgung	8
3 Dampf.....	9
3.1 Entstehung von Wasserdampf	9
3.2 Dampfstadien	11
3.2.1 Nassdampf	11
3.2.2 Trocken gesättigter Dampf	11
3.2.3 Überhitzter Dampf	11
4 Dampf in der Industrie	12
4.1 Verwendung	12
4.2 Energieverbrauch und Kosten	12
5 Klassische Dampferzeugung.....	13
5.1 Dampferzeugung am Beispiel eines Großraumkessel	13
5.2 Stand der Technik	15
6 Wärmebilanz des Unternehmens Amann Nähgarne	17
6.1 Das Unternehmen	17
6.2 Wärmebilanz	17
6.3 Optimierungsmöglichkeiten	31
Fazit.....	35
7 Prinzip der Dampferzeugung mit BHKW und Mikrogasturbine.....	36
7.1 Blockheizkraftwerk	36
7.2 Mikrogasturbine.....	36
7.3 Direkte Abgasnutzung	36
7.3.1 Abhitzeessel.....	36
7.3.2 4-Zug-Kessel.....	37
7.4 Indirekte Abgasnutzung.....	37
7.4.1 Gasturbinenabgasbrenner.....	37

8	Dimensionierung der KWK-Varianten	38
9	Wirtschaftlichkeitsanalyse der KWK-Varianten	41
9.1	Kapitalgebundene Kosten	41
9.2	Verbrauchskosten	42
9.3	Betriebskosten	47
9.4	Wärmepreis.....	47
9.5	Preissteigerung der Energie- und Wartungskosten.....	47
9.6	Reduzierung der Primärenergie und der CO2-Emissionen	53
10	Fazit	54
11	Empfehlung.....	57
12	Literaturverzeichnis.....	58
13	Anhang	59

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Energiefluss für getrennte und gekoppelte Erzeugung.....	7
Abbildung 3-1 : Verdampfungsvorgang	9
Abbildung 3-2: Dampferzeugung im T,s-Diagramm	10
Abbildung 5-1: Fließschema Dampferzeugung klassisch.....	13
Abbildung 5-2: Fließschema Dampferzeugung: Stand der Technik	15
Abbildung 6-1: Wärmebilanzierungstool Übersicht	19
Abbildung 6-2: Tortendiagramm Erzeugungsverluste	30
Abbildung 7-1: Gasturbinenabgasbrenner	37
Abbildung 9-1: Jahresdauerlinie Wärmelast	44
Abbildung 9-2: Stromlastgang Prognose 2014	46
Abbildung 10-1: Übersicht der Wärmepreise	55

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: KWK-Zuschüsse bei Verwendung fossiler Brennstoffe	8
Tabelle 3-1: Ausschnitt Dampftafel	11
Tabelle 6-1: Daten Dampferzeugung	17
Tabelle 6-2: Verluste und Kondensat	18
Tabelle 6-3: Amortisationsrechnung Absalzentspanner und Mischkühler	32
Tabelle 6-4: Amortisationsrechnung Brüdenkondensator	33
Tabelle 6-5: Amortisationsrechnung Abgaseconomiser	34
Tabelle 6-6: Brennwert, Heizwert und Taupunkt verschiedener Brennstoffe	35
Tabelle 6-7: Amortisationsrechnung zweiter Economiser	35
Tabelle 8-1: Übersicht KWK-Varianten	38
Tabelle 8-2: Potential der Entgasung als Niedertemperatursenke	38
Tabelle 8-3: Speisewasser nach Entgasung	38
Tabelle 8-4: Übersicht Wärmeleistung BHKW	40
Tabelle 9-1: Kapitalgebundene Kosten	41
Tabelle 9-2: Verbrauchskosten	42
Tabelle 9-3: Nutzwärmelastgang und BHKW Wärmemenge	43
Tabelle 9-4: Stromlastgang und Eigenverbrauch	45
Tabelle 9-5: Betriebskosten	47
Tabelle 9-6: Wärmepreis	47
Tabelle 9-7: Verbrauchskosten mit KWK-Zuschlag verteilt auf 10 Jahre	48
Tabelle 9-8: Preissteigerung	48
Tabelle 9-9: Berechnung Kapitalwert	50
Tabelle 9-10: Interner Zins nach "Regula Fasi"	51
Tabelle 9-11: Überprüfung des Internen Zins	52
Tabelle 9-12: Reduzierung Primärenergie und CO2 Emissionen	53
Tabelle 10-1: Kosten KWK-Aggregate	54
Tabelle 10-2: Übersicht Wirtschaftlichkeit	54
Tabelle 11-1: Leistung 4-Zug-Kessel	57

1 Einleitung

Durch die Energiewende und immer knapper werdende Rohstoffe sind die Energiepreise in den letzten Jahren so stark angestiegen, dass es nicht mehr nur aus ökologischer, sondern vor allem auch aus ökonomischer Sicht notwendig ist, den eigenen Energieverbrauch zu reduzieren. Die Industrie ist aufgrund der Herstellung und Weiterverarbeitung materieller Güter der energieintensivste Teil der Wirtschaft. Daher besteht dort das größte Einsparpotential. Diese Arbeit widmet sich der energetischen und wirtschaftlichen Optimierung eines industriellen Dampfversorgungssystems unter Einbeziehung von Kraft-Wärme-Kopplung (KWK). Die KWK spielt im Kontext der Energiewende eine wichtige Rolle, da deren Anteil am Strommix in Deutschland bis 2020 auf 25 % steigen soll.

Ziel der Arbeit ist die Erweiterungsmöglichkeit des Dampfversorgungssystems der Amann Nähgarne GmbH u. Co KG in Augsburg durch KWK energetisch und wirtschaftlich darzustellen. Außerdem wurde ein auf Excel basierendes Tool erstellt, mit dem Dampfversorgungssysteme bilanziert werden können. Auf Grundlage dieser Bilanz kann anschließend das Potenzial von Wärmerückgewinnungsmöglichkeiten dargestellt werden.

Die Arbeit ist in drei Schwerpunkte unterteilt. Der erste Schwerpunkt befasst sich mit den theoretischen Grundlagen der KWK und der Dampferzeugung. Des Weiteren wird auf die gesetzlichen Anforderungen und Förderungen eingegangen. Der zweite Schwerpunkt befasst sich mit der Bilanzierung des vorhandenen Dampferzeugungssystems und dem Potenzial, sowie die Wirtschaftlichkeit der möglichen Effizienzmaßnahmen. Im dritten Schwerpunkt folgt die energetische und wirtschaftliche Darstellung der Erweiterung durch KWK.

Die Anfertigung der Arbeit erfolgte in enger Zusammenarbeit mit der projects energy GmbH, die seit über 20 Jahren im Bereich der Energieeffizienzberatung und der Projektierung energieeffizienter Technik tätig ist. Durch die große Anzahl bereits realisierter Projekte, war es möglich auf zahlreichen Erfahrungen und vorhandenen Excel-Lösungen aufzubauen.

2 Kraft-Wärme-Kopplung

Unter Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) versteht man die gleichzeitige Erzeugung von mechanischer Energie und Wärme, wobei die mechanische Energie oft direkt über einen Generator in Strom umgewandelt wird. KWK-Anlagen können vom Aufbau her sehr unterschiedlich sein. Es gibt thermische Kraftwerke mit einer elektrischen Leistung im Megawattbereich, welche die Abwärme der Stromerzeugung in ein Fernwärmenetz leiten oder kleinere Blockheizkraftwerke im Kilowattbereich, die die Wärme in der Regel direkt vor Ort in ein Nahwärmenetz leiten. Auch Brennstoffzellen-Kraftwerke gelten als KWK-Anlagen. Das Grundprinzip, die gleichzeitige Erzeugung von Strom und Wärme durch Verbrennung eines energiereichen Brennstoffs, ist bei allen Varianten gleich. KWK-Anlagen werden in Anlagen mit einem und mit zwei Freiheitsgraden unterteilt. Anlagen mit einem Freiheitsgrad können Strom und Wärme nur in einem von der Anlage festgelegtem Verhältnis erzeugen. Anlagen mit zwei Freiheitsgraden können ein variables Erzeugungsverhältnis fahren (Schaumann, Schmitz, 2010, S. 7 ff.).

2.1 Beitrag der Kraft-Wärme-Kopplung zur Energiewende

Die KWK spielt bei der Energiewende eine wichtige Rolle, da sie die im Brennstoff enthaltene Energie so effizient wie kaum eine andere Technologie nutzt. Die Exergie aus dem Brennstoff wird nicht in niederwertige Wärme umgewandelt, sondern ist auch noch nach der Erzeugung von mechanischer Energie/Strom zum großen Teil auf einem so hohen Temperaturniveau, dass sie z.B. für die Dampferzeugung ausreicht. Moderne KWK-Anlagen können Wirkungsgrade von über 90% erreichen und im Vergleich zur getrennten Strom- und Wärmeerzeugung bis zu 30 % Primärenergie einsparen (Schaumann, Schmitz, 2010, S. 5 ff.).

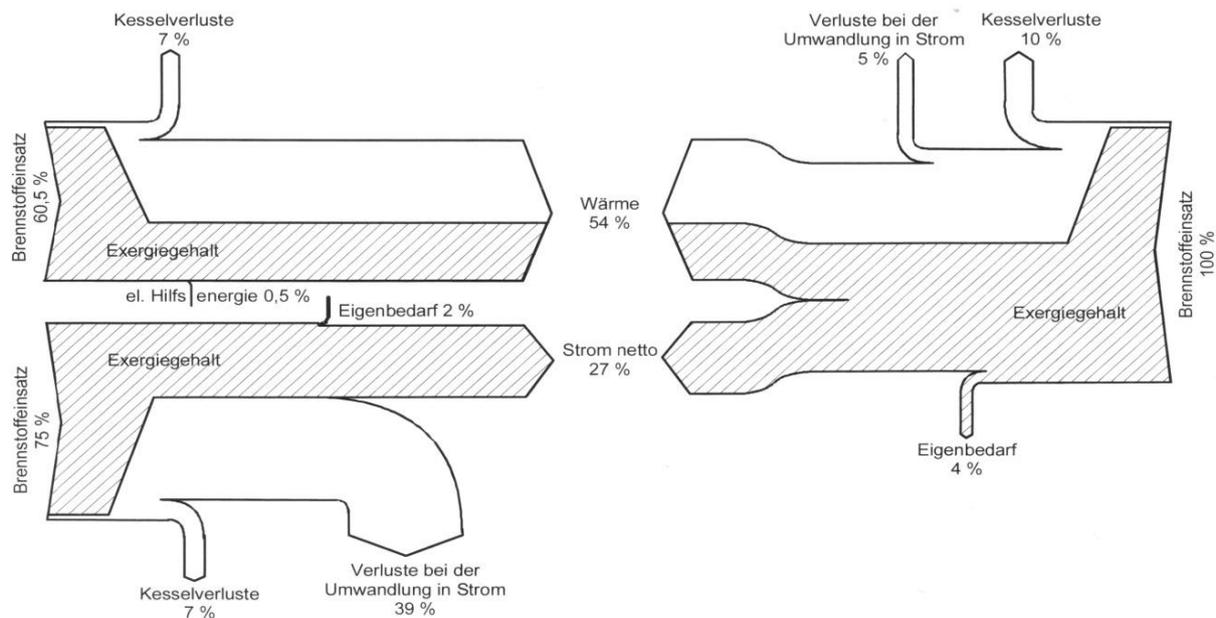


Abbildung 2-1: Energiefluss für getrennte und gekoppelte Erzeugung¹

¹ Quelle: Schaumann, Schmitz, 2010 S. 6

2.2 KWK-Förderung

Im März 2002 wurde von der Bundesregierung das Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz erlassen. Es sieht vor, den Anteil der KWK an der Stromerzeugung in Deutschland bis 2020 auf 25% auszubauen. Um die angestrebten 25 % zu erreichen, wird die KWK vom Bund gefördert. Voraussetzung für die Förderung ist, dass die KWK-Anlage hocheffizient im Sinne der Richtlinie 2004/8/EG ist. Diese Richtlinie schreibt unter anderem eine Primärenergieeinsparung im Vergleich zu der getrennten Erzeugung von Wärme und Strom vor. Die Höhe der Förderung hängt von der Anlagenleistung und dem Brennstoff ab. Gefördert werden neue und grundsanierte Anlagen. Das Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz wurde im Juli 2012 novelliert. Seit dem gelten für Anlagen, die nach dem 12. Juli 2012 errichtet worden sind und mit Erdgas betrieben werden, die in Tabelle 1-1 aufgeführten Förderungssätze.

Tabelle 2-1: KWK-Zuschüsse bei Verwendung fossiler Brennstoffe²

Elektrische Leistung [kW]	Förderung [Cent/kWh]	Max. Betriebsjahre	Max. Vollbenutzungsstunden
Bis 50	5,41	10	30.000
50-250	4,0	Keine Begrenzung	30.000
250-2000	2,0	Keine Begrenzung	30.000
Über 2000	1,8	Keine Begrenzung	30.000

Die Tabelle 1-1 zeigt, dass Anlagen ab einer elektrischen Leistung von 50 kW die ersten 30.000 Vollbenutzungsstunden gefördert werden. Bei Anlagen bis 50 kW kann die Förderung für 10 Jahre oder 30.000 Vollbenutzungsstunden gezahlt werden. Für KWK-Anlagen, die mit biogenen Brennstoffen befeuert werden, gelten je nach Brennstoff gesonderte Förderungssätze. Die Förderung gilt sowohl für den eingespeisten als auch für den selbst verbrauchten Strom. Im § 53a des Energiesteuergesetzes werden KWK-Anlagen bis 2 MW und einem Nutzungsgrad von mindesten 70% von der Energiesteuer befreit. Durch die dezentrale Erzeugung und dem dezentralen Verbrauch von Strom werden die vorgelagerten Netze entlastet. Dadurch werden beim Netzbetreiber Kosten eingespart, die dem Betreiber der dezentralen Erzeugung nach §18 der Stromnetzentgeltverordnung in Form der vermiedenen Netznutzungsentgelte gut geschrieben werden. Die Gutschrift wird für jede Anlage individuell berechnet.

2.3 Dezentrale Stromeigenversorgung

Die dezentrale Stromeigenversorgung mit KWK wird für die Industrie aufgrund steigender Strompreise und der eigenen Versorgungssicherheit immer interessanter. Industriebetriebe besitzen in der Regel über das ganze Jahr genügend Wärmebedarf, um auch eine größere KWK-Anlage mit vielen Vollbenutzungsstunden betreiben zu können. Besonders interessant wird es, wenn der erzeugte Strom auch selbst verbraucht wird. Für diesen Fall entfallen weitere Abgaben, die für eingekauften Strom bezahlt werden müssten. Auf selbst verbrauchten Strom muss nach § 37 des EEG keine EEG-Umlage gezahlt werden, die zurzeit bei 5,28 Cent/kWh liegt. Es entfällt nach § 9 KWKG die KWKG-Umlage und bei Anlagen bis 2MW nach §9 des Stromsteuergesetzes die Stromsteuer. Durch den

²Quelle: KWKG, §7, Abs. 4

Eigenverbrauch entfällt ebenfalls die Konzessionsabgabe an den Netzbetreiber. Wird der Strom dagegen eingespeist, erhält der Betreiber nur die Förderung und den Durchschnittspreis des letzten Quartals an der EEX (European Energy Exchange) für Baseload Strom (KWKG, 2002, § 4, Abs. 3). Dieser Preis liegt deutlich unter dem, was von einem Unternehmen an einen Stromversorger inklusive aller Abgaben zu entrichten ist, dadurch besteht ein großer Anreiz zum Eigenverbrauch des erzeugten Stroms.

3 Dampf

Dampf entsteht durch die Verdampfung eines Stoffes aus seiner flüssigen Phase, oder durch Sublimation aus der festen Phase. In der Technik spielt Wasserdampf eine besondere Rolle, da dieser für viele Anwendungen, wie zum Beispiel den Wärmetransport, sehr gute Eigenschaften besitzt.

3.1 Entstehung von Wasserdampf

In einem Zylinder, welcher mit einem Kolben verschlossen ist, befindet sich Wasser. Der Kolben ist im Zylinder beweglich und übt Druck auf das Wasser aus. Wird dem Wasser isobar Wärme zugeführt, steigt die Temperatur des Wassers, bis die Siedetemperatur erreicht ist. Die Siedetemperatur ist dabei abhängig von dem Druck, den der Kolben auf das Wasser ausübt (1). Unter weiterer Wärmezufuhr beginnt das Wasser zu verdampfen, wobei die Temperatur konstant auf Höhe der Siedetemperatur bleibt. Durch die Verdampfung hebt sich der Kolben und das Volumen im Inneren vergrößert sich. Solange sich noch Wasser im Zylinder befindet, wird das Gemisch aus Dampf und siedendem Wasser Nassdampf genannt (2-3). Ist das Wasser gerade vollständig verdampft, wird der Dampf Sattdampf oder auch trockengesättigter Dampf genannt (4). Wird dem Sattdampf weiter Wärme zugeführt, vergrößert sich das Volumen weiter und die Temperatur steigt wieder. Dampf mit einer höheren Temperatur als die zu dem herrschenden Druck gehörige Siedetemperatur nennt man überhitzten Dampf. Solange der Druck zwischen dem Druck des Tripelpunktes und dem des kritischen Punktes liegt, läuft der oben beschriebenen Verdampfungsvorgang mit denselben Erscheinungen ab (Baehr, Kabelac, 2012, S. 199 f.).

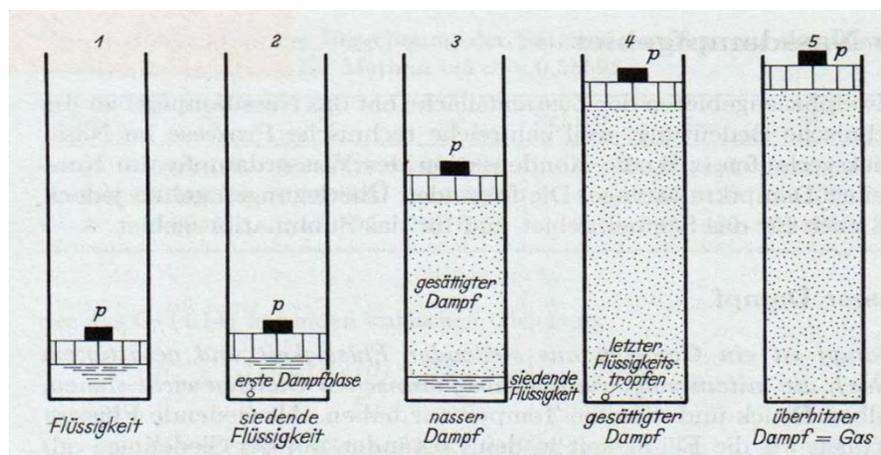


Abbildung 3-1 : Verdampfungsvorgang³

³ Quelle: Baehr, Kabelac, 2012, S. 200

Im T-s-Diagramm ist auf der Abszisse die spezifische Entropie und auf der Ordinate die Temperatur aufgetragen. Die von der Siede- und Taulinie eingeschlossene Fläche bildet das Nassdampfgebiet, in welchem bei konstantem Druck die Temperatur trotz Energieaufnahme konstant bleibt. Die rote Linie zeigt einen Verdampfungsprozess im T-s-Diagramm.

1-2 Das Wasser wird von der Speisepumpe auf den benötigten Druck gebracht.

2-3 Das Wasser wird isobar bis auf die dem Druck entsprechende Siedetemperatur erhitzt.

3-4 Unter weiterer Wärmezufuhr verdampft das Wasser isotherm.

4-5 Isobare Überhitzung des Dampf.

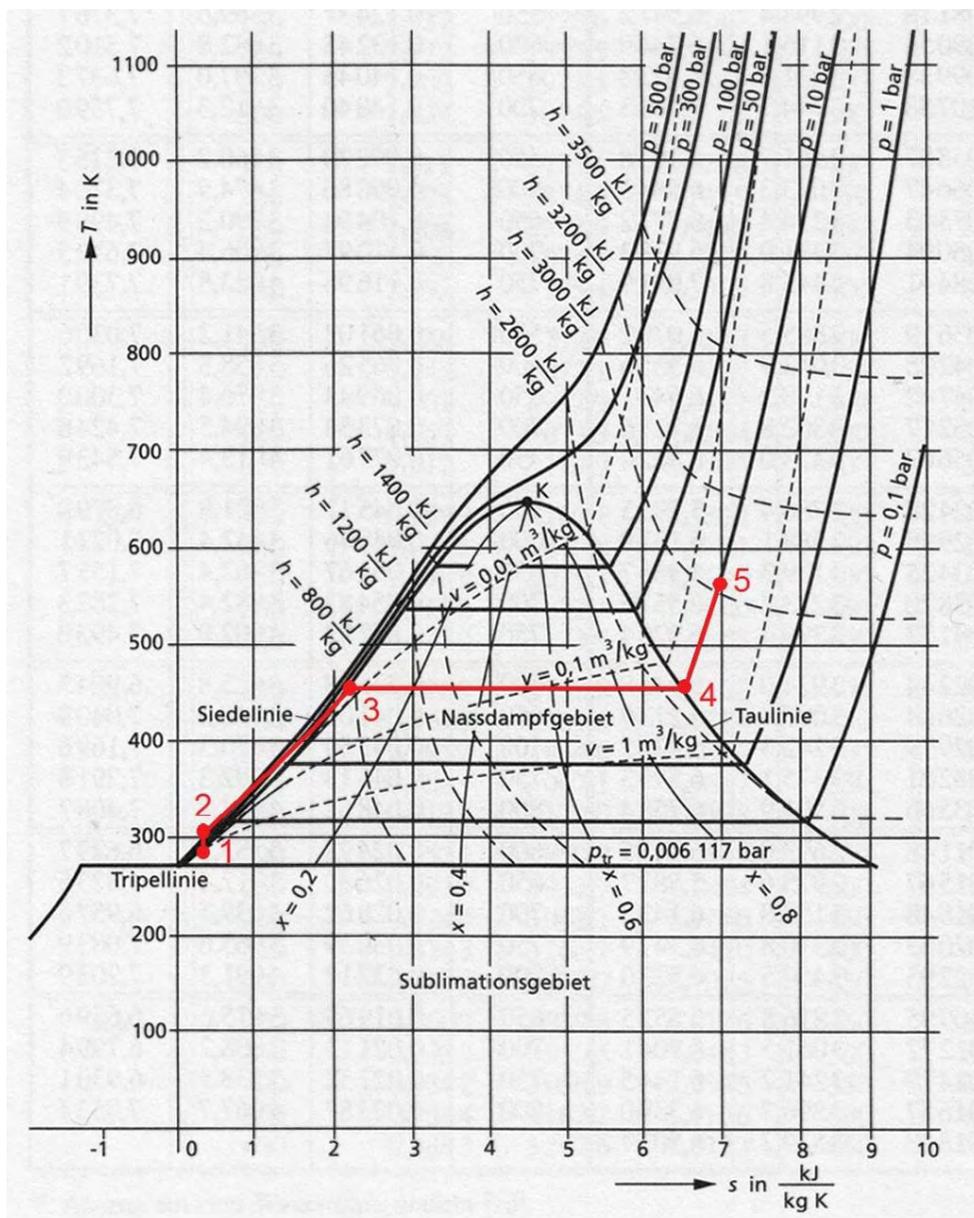


Abbildung 3-2: Dampferzeugung im T,s-Diagramm⁴

⁴ Quelle: modifiziert übernommen, Cerbe, Gernot, 2011, S. 234

3.2 Dampfzustände

Wasserdampf kann in drei verschiedenen Zuständen vorkommen, diese werden in den folgenden drei Kapiteln beschrieben.

3.2.1 Nassdampf

Nassdampf ist ein Gemisch aus gesättigtem Dampf und siedendem Wasser. Im Nassdampfgebiet stehen Dampf und Flüssigkeit im thermodynamischen Gleichgewicht. Sie besitzen denselben Druck und dieselbe Temperatur. Der im Nassdampf enthaltene Sattdampf wird über die Zustandsgröße x dargestellt, x kann dabei Werte zwischen 0 und 1 annehmen.

$$x = \frac{\text{Masse des gesättigten Dampfes im Nassdampf}}{\text{gesamte Nassdampfmasse (inkl. siedendem Wasser)}}$$

3.2.2 Trocken gesättigter Dampf

In trocken gesättigtem Dampf befindet sich keine Flüssigkeit, $x = 1$. Trocken gesättigter Dampf existiert nur auf der Taulinie (siehe T-s-Diagramm), welche das Nassdampfgebiet vom Gebiet des überhitzten Dampfes abgrenzt. Dampf in dieser Form gilt als idealer Wärmeträger, da seine spezifische Enthalpie um ein vielfaches höher ist als die von Wasser bei gleicher Temperatur und Druck.

Tabelle 3-1: Ausschnitt Dampftafel⁵

abs. Druck	Temperatur	spez. Volumen Dampf	Enthalpie Wasser $x=0$	Verdampfungswärme	Enthalpie Dampf $x=1$
p	t	v''	h'	r	h''
bar	°C	m^3/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
11	184,1	0,178	781,4	1999,9	2781,3

Während der Verdampfung nimmt der Dampf die Verdampfungswärme r auf. Diese Verdampfungswärme wird schlagartig wieder frei, wenn der Dampf, z.B. an der Oberfläche eines Wärmetauschers, kondensiert.

3.2.3 Überhitzter Dampf

Überhitzter Dampf entsteht, wenn dem Sattdampf isobar weiter Wärme zugeführt wird, die Temperatur des Dampfes steigt dabei an. Im überhitzten Zustand ähnelt der Dampf von seinen Eigenschaften her dem idealen Gas. Überhitzter Dampf eignet sich als Antrieb für Dampfturbinen, da der Dampf bei richtiger Steuerung in der Turbine nicht kondensiert und somit keinen Schaden an den Turbinenschaufeln verursacht. Für Heizanwendungen ist überhitzter Dampf ungeeignet, da dieser seine Wärme erst langsam abgibt, bis er auf die Kondensationstemperatur abkühlt.

⁵ Quelle: Cerbe, Gernot, 2011

4 Dampf in der Industrie

4.1 Verwendung

Wasserdampf wird für fast alle thermischen Prozesse in der Industrie zum Heizen verwendet, wenn Temperaturen über 100 °C benötigt werden. Dabei wird zwischen der direkten und indirekten Beheizung unterschieden. Bei der indirekten Beheizung, gibt der Dampf seine Wärmeenergie über Wärmetauscher an das zu beheizende Medium ab, das dabei entstehende Kondensat wird zum Dampfkessel zurückgeführt. Bei der direkten Beheizung wird der Dampf auf das zu beheizende Medium gegeben, dabei nimmt dieses den Dampf in der Regel auf und es fällt kein Kondensat an.

Direkte Beheizung

Papierindustrie: Verwendung von Dampf zum Aufweichen der Holzhackschnitzel
Textilindustrie: Dampfreiniger und Färbeprozesse

Indirekte Beheizung

Molkerei: Beheizung des Sprühturms zur Milchpulverherstellung
Raffinerien: Beheizung des zu raffinierenden Mediums

4.2 Energieverbrauch und Kosten

Die Dampferzeugung ist aufgrund des hohen Energiebedarfs sehr kostenintensiv. Wie in Tabelle 2-1 ersichtlich, enthält 1 kg Dampf bei 11 bar a eine Enthalpie von 2781,3 kJ. Bei einer Speisewassertemperatur von 10 °C werden 0,76 kWh benötigt, um 1 kg Wasser zu verdampfen.

$$\frac{2781,3 \text{ kJ} - 10 \text{ °C} * 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}}}{3600} = 0,76 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}}$$

Mit einem guten Kesselwirkungsgrad von 95 % und einem typischen Erdgaspreis von 0,03 Cent/kWh kostet eine Tonne Satttdampf 24 €.

$$\frac{760,9 \frac{\text{kWh}}{\text{t}}}{0,95} * 0,03 \frac{\text{Cent}}{\text{kWh}} = 24 \frac{\text{€}}{\text{t}}$$

5 Klassische Dampferzeugung

5.1 Dampferzeugung am Beispiel eines Großraumkessel

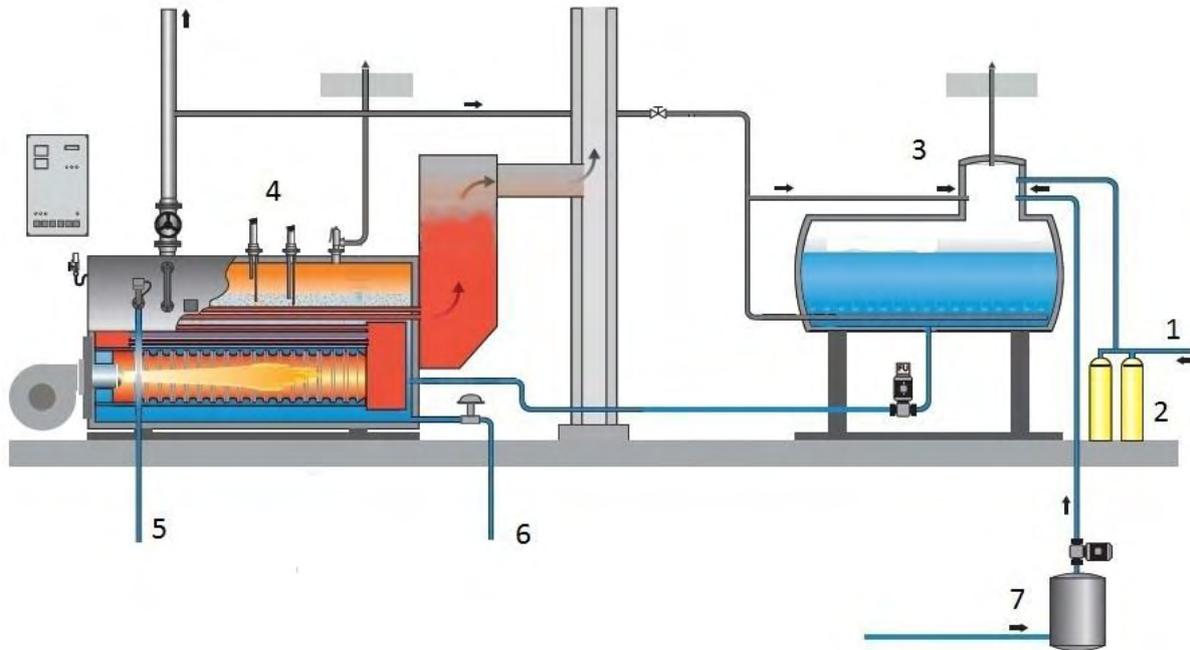


Abbildung 5-1: Fließschema Dampferzeugung klassisch⁶

1. Rohwasser

Unbehandeltes Rohwasser darf nicht direkt für die Dampferzeugung genutzt werden, da es Bestandteile enthält, die der Anlage in Form von Lochfraß oder Kesselstein schaden. Diese Bestandteile sind Sauerstoff, Kohlendioxid, Stickstoff, Schwefelverbindungen und organische Verunreinigungen.

2. Chemische Wasseraufbereitung

Die im Wasser gelösten Härtebildner Kalzium und Magnesium müssen entfernt werden, da sie sonst als sogenannter Kesselstein ausfallen würden. Der Kesselstein verringert den Wärmeübergang und kann zur Zerstörung der Heizflächen führen. Zur Entfernung der Härtebildner werden Ionenaustauscher eingesetzt, welche die Kalzium- und Magnesium-Ionen gegen Natrium-Ionen austauschen. Alternativ werden immer öfter Osmoseanlagen eingesetzt. Diese arbeiten mit einer Membran und sind dadurch sehr umweltfreundlich.

⁶ Quelle: modifiziert übernommen, Sattler, Schibel, 2011, S. 68

3. Thermische Wasseraufbereitung

Um die im Wasser gelösten Gase zu entfernen, wird das Wasser im Vollentgaser erhitzt. Bei Temperaturen um 100 °C hat Wasser ein sehr geringes Lösungsvermögen für Gase. Die Gase lösen sich aus dem Wasser und werden abgeführt. Bevor das Wasser in den Dampfkessel fließt, werden zur Erhaltung der Alkalität und zur Entfernung des restlichen Sauerstoffs Korrekturchemikalien beigemischt.

4. Dampfkessel

Der abgebildete Dampfkessel ist ein Dreizug-Großwasserraumkessel, dessen drei Züge vollständig mit Wasser bedeckt sind. Der erste Zug bildet die Brennkammer. In dieser sitzt der Gebläsebrenner, welcher vorzugsweise Erdgas verfeuert. Die heißen Abgase strömen über eine Wendekammer in den zweiten Zug, den sogenannten ersten Rauchgaszug. Nach dem zweiten Zug ist erneut eine Wendekammer angebracht und die Abgase strömen in den dritten Zug, den zweiten Rauchgaszug. Die beiden Rauchgaszüge sind als Konvektionsheizflächen ausgelegt, an denen das Wasser durch Wärmeaufnahme verdampft. Bei welcher Temperatur dies geschieht, hängt vom eingestellten Druck im Kessel ab. Die Abgase verlassen den Kessel über den Schornstein.

5. Absalzung

Durch die Dampferzeugung konzentrieren sich die Salze im Kesselwasser auf und führen zu Festkrusten und Schaumbildung. Um eine Übersalzung zu verhindern, wird regelmäßig die Leitfähigkeit gemessen. Ist diese zu hoch, wird das Absalzventil geöffnet und ein Teil des Kesselwassers abgelassen. Gleichzeitig strömt frisches Wasser nach, bis sich die Leitfähigkeit wieder im vorgegebenen Bereich befindet.

6. Abschlammung

Am Boden des Dampfkessels lagern sich Feststoffe ab, die in regelmäßigen Abständen über das Abschlammventil ausgeschleust werden.

7. Kondensat

In der Regel gibt der Dampf seine Wärme über einen Wärmetauscher ab. Hierbei fällt Kondensat an, welches abgeführt werden muss. Bei der offenen Kondensatbehandlung wird das Kondensat über offene Kondensatbehälter zurückgeführt. Da das Kondensat oft noch eine Temperatur von über 100°C besitzt, kommt es zu einer Entspannungsverdampfung. Diese Dämpfe werden in die Atmosphäre abgeleitet, wodurch nicht nur Wasser sondern auch Energie verloren geht.

5.2 Stand der Technik

Aufgrund gestiegener Energiekosten und technischer Weiterentwicklungen sind in heutigen Dampferzeugungsanlagen zahlreiche Effizienzmaßnahmen vorzufinden.

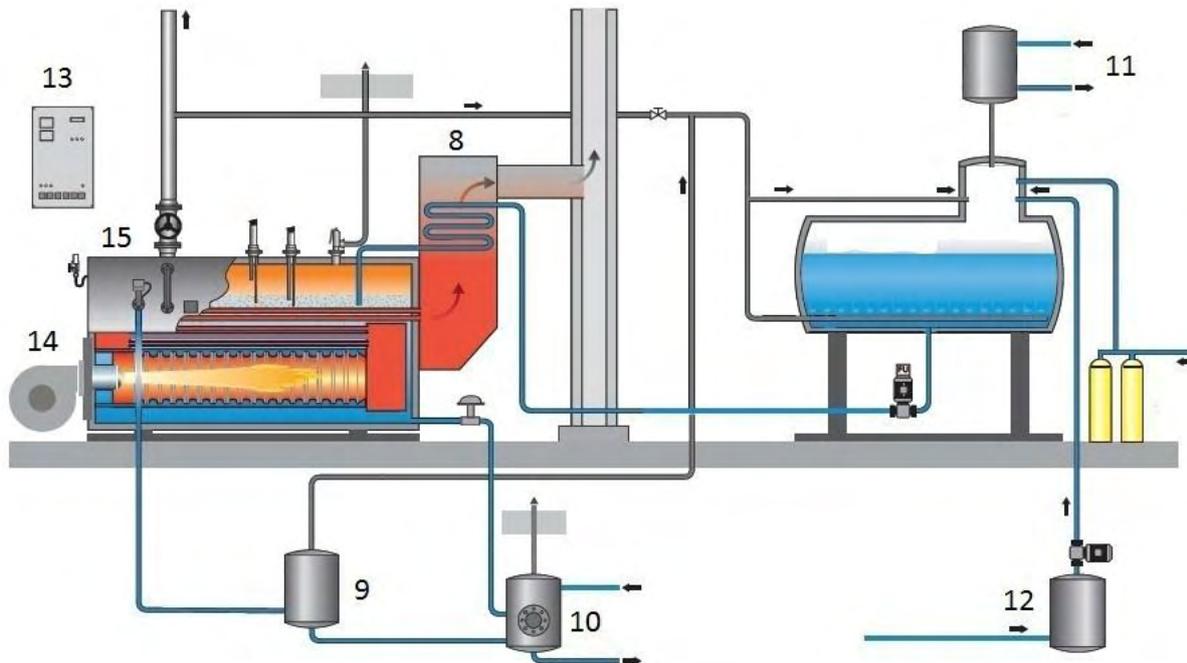


Abbildung 5-2: Fließschema Dampferzeugung: Stand der Technik⁷

8. Economiser

Economiser sind Wärmetauscher, welche die Wärme des Abgases aus dem Dampfkessel nutzen, um das Speisewasser nach der Entgasung zu erhitzen. Die Abgastemperaturen am Kesselaustritt liegen zirka 60-80 K über der Sattdampf Temperatur (Sattler, Schibel, 2011, S. 44) und können durch den Economiser auf ca. 130 °C reduziert werden. Durch einen zweiten Economiser kann bis auf den Taupunkt des Wasserdampfes im Abgas abgekühlt werden, so wird auch die im Abgas befindliche latente Wärme genutzt.

9. Absalzentspanner

Durch eine Onlinemessung der Leitfähigkeit im Kessel kann über ein elektronisches Absalzventil ein kontinuierlicher Massenstrom ausgeschleust werden. Das salzhaltige Kesselwasser wird im Absalzentspanner auf 0,5 bar a entspannt und der durch die Nachverdampfung entstehende Dampf der Entgasung zugeführt.

10. Mischkühler

Das im Absalzentspanner nicht verdampfte Wasser und das Wasser der Abschlämmung wird im Mischkühler gekühlt, wobei Speisewasser als Kühlwasser verwendet wird.

⁷ Quelle: modifiziert übernommen, Sattler, Schibel, 2011, S. 68

11. Brüdenkondensator

Bei der Entgasung entstehen Brüdenämpfe. Diese werden in einem Brüdenkondensator gekühlt und kondensieren wieder. Als Kühlwasser wird ebenfalls Speisewasser verwendet.

12. Geschlossene Kondensatrückführung

Bei der geschlossenen Kondensatbehandlung wird das Kondensat unter Druck über geschlossene Behälter zurückgeführt, es entstehen keine Energie und Wasserverluste. Das Kondensat kann keine Gase aus der Umgebung aufnehmen und kann dadurch oft direkt in den Kessel zurückgeführt werden.

13. Übergeordnete Steuerung

Übergeordnete Steuerung kommt vor allem bei Mehrkesselanlagen zum Einsatz, da diese alle Kessel, bedarfsgerecht aufeinander abgestimmt, steuern kann.

14. Verbrennungsluftvorwärmung

Eine Verbrennungsluftvorwärmung macht dann Sinn, wenn keine weiteren Wärmesenken zur Verfügung stehen. Als Wärmequelle dient der Abgasstrom, der einen Luft-Luft-Wärmetauscher umströmt. Eine sehr einfache Möglichkeit ist immer die Absaugung der Verbrennungsluft an der Decke des Kesselhauses. Aufgrund der Wärmeabgabe von Kessel und Entgasung hat die Luft dort eine Temperatur von über 40 °C.

15. Isolierung

Der große Temperaturunterschied zwischen Kessel und Umgebung fordert eine gute Isolierung. 120mm Verbundwärmedämmung mit schützendem Blechmantel sind heute Standard. Bei den Dampfleitungen besteht derselbe Temperaturunterschied, daher müssen auch diese ausreichend isoliert sein.

6 Wärmebilanz des Unternehmens Amann Nähgarne

6.1 Das Unternehmen

Amann ist mit über 1.560 Mitarbeitern weltweit, einer der international führenden Hersteller für Nähfäden und Stickgarne. Das Unternehmen wurde 1854 von Alois Amann in Bönningheim gegründet. In der neu gebauten Nähseidenfabrik wurde gezwirnte und gefärbte Nähseide hergestellt. Das Amann Hauptquartier befindet sich auch heute noch in Bönningheim. Durch die innovativen Weiterentwicklungen von Nähgarnen und die Übernahme des Traditionsunternehmens Ackermann-Göggingen AG 1994, stieg Amann zu einem der weltweit größten und führenden Nähfadenunternehmen auf. Bereits 1993 wurde in Augsburg eine neue Nähgarnfärberei in Betrieb genommen. Für das Einfärben von Nähgarn werden Temperaturen von über 160 °C benötigt, diese Temperaturen können nur mit Dampf wirtschaftlich bereitgestellt werden. In den folgenden Kapiteln wurde der Ist-Zustand dieser Dampferzeugungsanlage in Augsburg analysiert. Des Weiteren wurden Effizienzmaßnahmen dargestellt und auf ihre Wirtschaftlichkeit überprüft. Besonders wurde die Möglichkeit der Dampferzeugung in Verbindung mit KWK betrachtet.

6.2 Wärmebilanz

Für die Dampferzeugung stehen zwei Kessel zur Verfügung. Kessel 1 mit einer Leistung von 9,95 MW aus dem Jahr 1985 und Kessel 2 mit einer Leistung von 5,52 MW aus 1961. Kessel 2 läuft nur, wenn Kessel 1 gewartet wird.

Für die Erstellung der Wärmebilanz des Ist-Zustandes standen folgende Daten zur Verfügung:

Tabelle 6-1: Daten Dampferzeugung

Dampfmenge	17.040 t/a
Dampfdruck	11 bar a
Erdgasverbrauch Hs	15.720 MWh/a
Rohwasser	9.157 m ³ /a
Kondensat	8.817 m ³ /a
Kondensattemperatur	99 °C
Abgastemperatur	125 °C
CO ₂ im Abgas	10 %
Leitfähigkeit Frischwasser	ca. 300 µs/cm ²
Leitfähigkeit Absalzung	4000 µs/cm ²

Für die Wärmebilanz wurde ein auf Microsoft Excel 10 basierendes Tool geschrieben. Der Vorteil von einem auf Excel basierenden Tool liegt in der einfachen Anpassung und Weiterentwicklung bei veränderten Rahmenbedingungen oder Problemstellungen. Ziel des Tools ist es durch die Eingabe möglichst weniger Rahmenparameter eine vollständige Wärmebilanz der Dampferzeugungsanlage zu erhalten. Energieeffizienzmaßnahmen, wie z.B. ein Abgaseconomiser oder eine Wärmerückgewinnung der Brüdendämpfe, können aktiviert werden und die Brennstoffeinsparung wird dargestellt.

Amann plant für 2014 eine Veränderung der Artikelzusammensetzung und die Umstellung der Heizung von Dampf auf Heizwasser. Die Dampferzeugung wird dadurch auf 14.000 t/a sinken. Die Wärmebilanz wurde deswegen für die zukünftige Dampferzeugung von 14.000 t/a erstellt. Um die zukünftige Wärmebilanz darstellen zu können, wurde zuerst das Wärmebilanzierungstool anhand der vollständigen Daten von 2007 aus Tabelle 6-1 entwickelt. Dieses Vorgehen ist notwendig, damit auch nicht errechenbare Verluste wie Leckagen oder mangelnde Isolierungen erfasst werden und auf die zukünftige Erzeugung übertragen werden können. Mit den Daten wurde berechnet, welche Energiemenge bei 100% Wirkungsgrad benötigt wird, um 17.045 t Dampf pro Jahr zu erzeugen. Zu dieser Energiemenge wurden die berechenbaren Verluste addiert und anschließend die Differenz zu der verbrauchten Erdgasmenge gebildet. Diese Menge entspricht dann den nicht berechenbaren Verlusten.

Tabelle 6-2: Verluste und Kondensat

Theoretische Erdgasmenge	-12102,7	MWh Hi
Berechenbare Verluste	-1.705,4	MWh Hi
Erdgasverbrauch	14.162,2	MWh Hi
Summe = Unberechenbare Verluste	354,1	MWh Hi
	2,5	%

Die nicht berechenbaren Verluste belaufen sich auf 2,5 % und wurden in die Analyse für 2014 übertragen.

Durch Brüdendampf, Abschlämmung etc. wird bei der Dampferzeugung mehr Speisewasser benötigt als später Dampf entsteht. Um die Speisewassermenge für die Dampfproduktion 2014 zu bestimmen wurde sich ebenfalls an den Daten von 2007 orientiert.

$$\begin{aligned}
 \text{Dampf } 17.040 \text{ t} &= 100 \% \\
 \text{Rohwasser } 9.157 \text{ t} + \text{Kondensat } 8817 \text{ t} &= \text{Speisewasser } 17.974 \text{ t} \\
 17.974 \text{ t} &= 105,5 \%
 \end{aligned}$$

Mit dem Wissen, dass bei der Dampferzeugung von Amann ca. 5,5 % mehr Wasser benötigt werden, konnte die Speisewassermenge für eine Dampfproduktion von 14.000 t berechnet und in das Wärmebilanzierungstool eingetragen werden. Aus der Analyse mit den Daten aus 2007 ging ebenfalls hervor, dass der Anteil Kondensat am Speisewasser 49% ausmacht. Im Wärmebilanzierungstool wurde anschließend die Brennstoffmenge so weit reduziert, bis nur noch 14.000 t Dampf pro Jahr erzeugt werden konnten. Erst durch diese Maßnahmen war es möglich eine plausible Bilanz für 2014 zu erstellen.

Bei der folgenden Bilanzierung sind die gelben Zellen Eingabezellen, alle anderen Zellen werden berechnet oder holen sich über den Excel-Befehl „Sverweis“ die Daten aus einer Dampftafel, die im dritten Reiter des Tools hinterlegt wurde.

Erdgasverbrauch

Der Erdgasverbrauch von 13.171,7 MWh/a bezieht sich auf den Brennwert (Hs), in dem die Kondensationswärme der Abgase enthalten ist. Der größte Anteil von Dampferzeugungsanlagen arbeitet im Bereich des Heizwertes (Hi). Sie kühlen das Abgas nicht in den Brennwertbereich ab, dadurch geht die Energie der latenten Wärme im Dampf des Abgases verloren.

$$Hi = \frac{Hs}{1,11} \quad [1]$$

Hs Brennwert

Hi Heizwert

Brennstoff		
Erdgas	13.171,7	MWh/a Hs
	11.866,4	MWh/a Hi
Brennstoffeinsparung	0,0	MWh/a Hi

Rohwasser

Mit einer Dichte für Wasser von 1000 kg/m³ wurde die Speisewassermenge in kg umgerechnet. Die spezifische Enthalpie des Speisewassers wurde mit dem cp-Wert von Wasser 4,19 kJ/kg*K berechnet.

$$h_{RW} = c_{pRW} * T_{RW} \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad [2]$$

h_{RW} Enthalpie Rohwasser

c_{pRW} spezifische Enthalpie Speisewasser

T_{RW} Temperatur Speisewasser

Rohwasser		
Menge	7.500,0	m ³ /a
	7.500.000,0	kg/a
Temperatur	10,0	°C
h	41,8	kJ/kg

Entgasung

Bei der Entgasung entstehen Brühdämpfe, die in die Atmosphäre geleitet werden und so dem System verloren gehen. Aus jahrelanger Erfahrung hat Viessmann folgende Formel für die Brühdampfmenge aufgestellt.

$$\dot{m}_{BD} = r_{BD} * (\dot{m}_{K2} + \dot{m}_{RW}) \left[\frac{\text{kg}}{\text{a}} \right] \quad [3]$$

- \dot{m}_{BD} Massenstrom Brühdampf
- \dot{m}_{K2} Massenstrom Kondensat nach Nachverdampfung (siehe Kondensat)
- \dot{m}_{RW} Massenstrom Rohwasser
- r_{BD} Kondensat <40% $r_{BD}=0,01$; Kondensat >40% $r_{BD}=0,009-0,005$

Der durch den Brühdampf entstehende Wärmeverlust wird anschließend wie folgt berechnet.

$$W_{Th,BD} = \frac{\dot{m}_{BD} * (h''_{EG} - h'_{EG})}{3600 * 1000} \left[\frac{\text{MWh}}{\text{a}} \right] \quad [4]$$

- $W_{Th,BD}$ Wärmemenge Brühdampf
- h''_{EG} Enthalpie Sattedampf Entgasung
- h'_{EG} Enthalpie Siedewasser Entgasung

Die Entgasung wird mit Dampf aus dem Kessel geheizt. Die dafür benötigte Wärmeenergie berechnet sich mit folgender Formel.

$$W_{Th,DE} = \frac{(h''_{EG} - h'_{EG}) * \dot{m}_{BD} + (h'_{EG} - h_{RW}) * \dot{m}_{RW} + (h'_{EG} - h_{K2}) * \dot{m}_{K2}}{3600 * 1000} \left[\frac{\text{MWh}}{\text{a}} \right] \quad [5]$$

- $W_{Th,DE}$ Wärmemenge Dampf Entgasung
- h_{K2} Enthalpie Kondensat nach Nachverdampfung

Über die Wärmemenge lässt sich anschließend die Dampfmenge berechnen, die benötigt wird um die Entgasung zu heizen.

$$\dot{m}_{DE} = \frac{W_{Th,DE}}{(h''_D - h'_D) * 1000} \left[\frac{t}{a} \right] \quad [6]$$

\dot{m}_{DE} Massenstrom Dampf für Entgasung

h''_D Enthalpie Sattedampf Kessel

h'_D Enthalpie Siedewasser Kessel

Entgasung		
Abdampfung	133.407,0	kg/a
	97,9	MWh/a
Druck	1,2	bar a
Temperatur	104,8	°C
h'	439,4	kJ/kg
h''	2.683,3	kJ/kg
Dampfbedarf	3.468.924.964,2	kJ/a
	1.734,6	t/a
	963,6	MWh/a

Durch die Brüendämpfe gehen dem System 97,9 MWh/a verloren, dies sind 0,8 % bezogen auf den Brennstoffeinsatz Hi.

Absalzung

Die Absalzrate wird über die Leitfähigkeit des Kesselwassers gesteuert und bezieht sich auf das Rohwasser. Ab einer bestimmten Leitfähigkeit des Wassers im Kessel öffnet das Absalzventil automatisch und entlässt so lange Kesselwasser, bis die Leitfähigkeit einen voreingestellten Wert erreicht. Die Absalzrate wird wie folgt berechnet (Ernst, 2009, S. 176).

$$A = \frac{\text{Ltf. Speisewasser}}{\text{Max Ltf. Kessel} - \text{Ltf. Speisewasser}} * 100 \quad [\%] \quad [7]$$

A Absalzrate

Ltf. Leitfähigkeit

$$\dot{m}_{ASA} = A * \dot{m}_{RW} \left[\frac{\text{kg}}{\text{a}} \right] \quad [8]$$

\dot{m}_{ASA} Massenstrom Absalzung

Mit dem Massenstrom der Absalzung können die Wärmeverluste berechnet werden.

$$W_{Th,ASA} = \frac{\dot{m}_{ASA} * (h_D - h_{RW})}{3600 * 1000} \left[\frac{\text{MWh}}{\text{a}} \right] \quad [9]$$

$W_{Th,ASA}$ Wärmemenge Absalzung

Absalzung		
Kaltwasser Ltf.	300	µS/cm
Einstellwert Ltf.	4000	µS/cm
Kondensat	49,40	%
h^{\cdot}	781,4	kJ/kg
Absalzung	8,1	% (RW)
	608.108,1	kg/a
	124,9	MWh/a

Durch die Absalzung geht dem System eine Wärmemenge von 124,9 MWh/a verloren, Bezogen auf den Brennstoffeinsatz H_i sind das 1%.

Abschlammung

Da das Abschlammventil manuell geöffnet wird, konnte die Abschlammmenge nur mit 30.000 kg/a geschätzt werden. Der Wärmeverlust durch die Abschlammmenge wurde über den Energiegehalt des Kesselwassers und der geschätzten Abschlammmenge berechnet.

$$W_{Th,ASC} = \frac{\dot{m}_{ASC} * (h_D - h_{RW})}{3600 * 1000} \left[\frac{\text{MWh}}{\text{a}} \right] \quad [10]$$

$W_{Th,ASC}$ Wärmemenge Abschlammmenge

\dot{m}_{ASC} Massenstrom Abschlammmenge

Abschlammung		
h^{\cdot}	781,4	kJ/kg
Abschlammung	30.000,0	kg/a
	6,2	MWh/a

Abgasverluste

Durch einen nachgeschalteten Economiser wurde die Abgastemperatur bereits auf ca. 125°C gesenkt. Mit der Siegert'schen Formel und einer CO₂ Messung im Abgas konnten die Abgasverluste berechnet werden (Ernst, 2009, S. 175).

$$W_{Th,AG} = T_A - T_L * \left(\frac{0,37}{CO_2} + 0,009 \right) \quad [\%] \quad [11]$$

$W_{Th,AG}$ Abgasverlust

T_A Abgastemperatur

T_L Verbrennungslufttemperatur

CO_2 CO₂ im Abgas

Abgasverluste	mit ECO	
Abgastemperatur	125,0	°C
Temp.	20	°C
CO2	10	%
Abgasverluste	4,8	%
	573,1	MWh/a

Die Abgasverluste von 573,1 MWh/a machen 4,8 % Wärmemengenverlust aus.

Konvektionsverluste

Dampfkessel und Entgasung geben trotz Isolierung Wärme an die Umgebung ab. Diese Wärmemenge kann mit folgender Formel berechnet werden.

$$W_{Th,K} = \left(2 * \left(\frac{\lambda}{S} * A * \right) + \lambda * \pi * \frac{r_a + r_i}{r_a - r_i} * L * \Delta T \right) * 10^{-6} * h \quad \left[\frac{MWh}{a} \right] \quad [12]$$

$W_{Th,K}$ Wärmeverlust

λ Wärmeleitfähigkeit

A Fläche der Kesselenden

ΔT Temperaturdifferenz Kessel und Umgebung

r_a Radius Kesselisolierung innen

r_i Radius Kesselisolierung außen

L Länge Kessel

h Betriebsstunden

Das Verhältnis von r_a/r_i ist etwas über eins. Aus diesem Grund wurde für die Berechnung des Zylinders die vereinfachte Berechnungsformel verwendet. Diese berücksichtigt nicht den

Oberflächengrößenunterschied zwischen innerer und äußerer Isolierung. Es wurde ebenfalls auf die Berücksichtigung der Kesselwandung als Wärmewiderstand verzichtet, da die

Wärmeleitfähigkeit von Stahl mit 48-58 W/m*K und einer Dicke von etwa 1cm nicht ins Gewicht fällt. Die Betriebsstunden betragen 8760, da der Kessel das ganze Jahr betriebsbereit gehalten wird. Der Lambdawert der Verbundstoffisolierung beträgt 0,05 W/m*K und wurde hier verdoppelt, weil sich die Isolierung in einem sehr schlechten Zustand befindet.

Kessel		
Betriebsstunden	8760	h/a
Länge	8	m
Radius	2,5	m
Isolierung	0,1	m
Lambda	0,1	W/m*K
Konvektionsverluste	27,0	KW
	236,3	MWh/a

$$W_{Th,KK} = \text{Wärmeverluste durch Konvektion Kessel} = 236,3 \text{ MWh/a}$$

Entgasungsbehälter		
Länge	5	m
Radius	2	m
Isolierung	0,1	m
Lambda	0,1	W/mK
Konvektionsverluste	12,5	KW
	109,4	MWh/a

$$W_{Th,KE} = \text{Wärmeverluste durch Konvektion Entgasung} = 109,4 \text{ MWh/a}$$

Durchlüftungsverluste

Der Dampfkessel ist aus dem Jahr 1985 und mittlerweile überdimensioniert, sodass es zu einer häufigen Taktung des Brenners kommt. Vor jedem Einschalten des Brenners muss der Kessel mit Frischluft gespült werden. Es entstehen Wärmeverluste, welche mit folgender Formel berechnet werden können (Kulterer, 2011, S. 17).

$$W_{Th,DL} = 1,26 * P_B * \Delta T * \left(\left(\frac{t_{\ddot{o}} + t_s}{2} \right) + t_L \right) * 10^{-7} * B * h \quad \left[\frac{MWh}{a} \right] \quad [13]$$

$W_{Th,DL}$ Durchlüftungsverluste

P_B Brennerleistung

ΔT Temperaturdifferenz Kessel und Umgebung

$t_{\ddot{o}}$ Öffnungszeit Stellantrieb

t_s Schließzeit Stellantrieb

t_L Vorbelüftungszeit

B Brennertakte in der Stunde

h Betriebsstunden

Durchlüftungsverluste		
Brennertaktung	4,5	Takt/h
Betriebsstunden	6250	h
Brennerleistung	11	MWh
Nutzwärmemenge	447,8	MWh/a

Die entstehenden Wärmeverluste belaufen sich auf 447,8 MWh/a, dies entspricht 3,8% bezogen auf die Brennstoffmenge H_i .

Kondensat

Aufgrund der offenen Kondensatrückführung entsteht eine Nachverdampfung. Diese Dampfmenge wird in die Atmosphäre geleitet und geht dem System verloren. Sie wird wie folgt berechnet.

$$\dot{m}_{ND} = \frac{\dot{m}_{K1} * (h'_{K1} - h'_{K2})}{h''_{K2} - h'_{K2}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{a}} \right] \quad [14]$$

- \dot{m}_{ND} Massentrom Nachverdampfung
- \dot{m}_{K1} Massenstrom Kondensat vor Nachverdampfung
- h'_{K1} Enthalpie Kondensat vor Entspannung
- h''_{K2} Enthalpie Dampf nach Entspannung

Die Nachverdampfungsmenge und die Kondensatmenge vor der Nachverdampfung sind unbekannt, es wird eine zweite Gleichung benötigt, um die Nachverdampfung berechnen zu können.

$$\dot{m}_{K1} = \dot{m}_{K2} + \dot{m}_{ND} \left[\frac{\text{kg}}{\text{a}} \right] \quad [15]$$

Durch das Einsetzungsverfahren kann die Nachverdampfung berechnet werden.

$$\dot{m}_{ND} = \frac{\frac{h'_{K1} - h'_{K2}}{h''_{K2} - h'_{K2}} * \dot{m}_{K2}}{1 - \frac{h'_{K1} - h'_{K2}}{h''_{K2} - h'_{K2}}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{a}} \right] \quad [16]$$

Der durch die Nachverdampfung entstehende Wärmeverlust kann anschließend wie folgt berechnet werden.

$$W_{Th,ND} = \frac{\dot{m}_{ND} * (h''_{K2} - h'_{K2})}{3600 * 1000} \left[\frac{\text{MWh}}{\text{a}} \right] \quad [17]$$

$W_{Th,ND}$ Wärmemenge Nachverdampfung

Kondensat offen	1	
Menge	7.323,0	m³/a
	7.323.000,0	kg/a
Temperatur	99,0	°C
h`	413,8	kJ/kg
h`` (1 bar a)	2.675,2	kJ/kg
Nachverdampfung	1.421.473,9	kg/a
	892,9	MWh/a

Die Berechnung zeigt, dass durch die Nachverdampfung des Kondensats eine erhebliche Wärmemenge von 892,9 MWh/a dem System verloren geht. Bezogen auf die eingesetzte Brennstoffmenge H_i sind das 7,5%.

Sonstige Verluste und Kessel 2

Das Tool ist so aufgebaut, dass nach Eingabe aller Parameter die produzierbare Dampfmenge angezeigt wird. Diese Dampfmenge liegt immer über der gemessenen Dampfmenge, da es nicht berechenbare Wärmeverluste gibt, die noch berücksichtigt werden müssen. Diese Verluste können über das Feld „Sonstige Verluste Kessel 2“ schätzungsweise eingetragen werden, bis die errechnete mit der gemessenen Dampfmenge übereinstimmt. In dem untersuchten Dampfsystem gehen diese Verluste hauptsächlich auf den Kessel 2 zurück, welcher bei Wartung oder Ausfall von Kessel 1 eingesetzt wird. Kessel 1 besitzt keinen nachgeschalteten Economiser und hat somit höhere Abgasverluste.

Sonst. Verl/Kessel 2		
Menge	2,5	%
Nutzwärmemenge	296,7	MWh/a

Prozessdampf

Nach allen Verlusten bleibt eine Nutzwärmemenge von 9.974,1 MWh/a übrig. Durch Berechnung der Energiemenge, die benötigt wird, um 1 t Dampf mit der gegebenen Anlage zu erzeugen, kann die Prozessdampfmenge errechnet werden.

$$W_{Th,D} = \frac{(h''_D - h'_{EG}) + (m_K * (h'_{EG} - h'_{K2})) + (m_{RW} * (h'_{EG} - h_{RW}))}{3600 * 1000 * 1000} \left[\frac{MWh}{t} \right] \quad [18]$$

- E_D Wärmemenge pro t Dampf
- m_K Anteil Kondensat 0,49
- m_{RW} Anteil Rohwasser 0,51

Die Nutzwärmemenge wird wie folgt berechnet.

$$W_{Th,N} = W_{Th,B,Hi} - W_{Th,DL} - W_{Th,KK} - W_{Th,KE} - W_{Th,AG} - W_{Th,ASC} - W_{Th,ASA} - W_{Th,BD} \quad [19]$$

$W_{Th,N}$ Nutzwärmemenge
 $W_{Th,B,Hi}$ Brennstoffmenge Hi

Die produzierbare Dampfmenge kann anschließend folgendermaßen berechnet werden.

$$\dot{m}_D = \frac{W_{Th,N}}{W_{Th,D}} \left[\frac{t}{a} \right] \quad [20]$$

\dot{m}_D Massenstrom Dampf

In der Kesseltechnik gibt es unterschiedliche Kennzahlen zur Effizienz. Im Folgenden werden drei Kennzahlen dargestellt.

Der Anlagennutzungsgrad berücksichtigt alle Wärmeverluste des gesamten Dampferzeugungssystems, auch die Verluste durch die offene Kondensatrückführung.

$$\eta_N = \frac{W_{Th,N} - W_{Th,ND}}{W_{Th,B,Hi}} * 100 \% \quad [21]$$

η_N Anlagennutzungsgrad

Der Kesselwirkungsgrad berücksichtigt nur Verluste die direkt durch den Kessel entstehen.

$$\eta_K = \frac{W_{Th,B,Hi} - W_{Th,DL} - W_{Th,KK} - W_{Th,AG} - W_{Th,ASC} - W_{Th,ASA}}{W_{Th,B,Hi}} * 100 \% \quad [22]$$

η_K Kesselwirkungsgrad

Der Brennstoffnutzungsgrad berücksichtigt die Nutzwärmemenge und wird wie folgt berechnet.

$$\eta_B = \frac{W_{Th,N}}{W_{Th,B,Hi}} * 100 \% \quad [23]$$

η_B Brennstoffnutzungsgrad

Prozessdampf		
Druck	11,0	bar a
Temperatur	184,1	°C
h`	781,4	kJ/kg
h``	2.781,3	kJ/kg
Dampfmenge	14.050	t/a
Leistung	1,6	MW
Nutzwärmemenge	9.974,1	MWh/a
Anlagennutzungsgrad	76,5	%
Brennstoffnutzungsgrad	84,1	%
Kesselwirkungsgrad	89,4	%

Mit der eingesetzten Brennstoffmenge von 11.866.4 MWh/a Hi können 14.050 t/a Dampf erzeugt werden. Trotz des bereits installierten Economisers ergibt sich daraus ein niedriger Kesselwirkungsgrad von 89,4 %. Im Gegensatz dazu erreichen moderne Dampferzeugungssysteme mit Economiser einen Wirkungsgrad von 95 % (Ernst, 2009, S. 186). Die Bilanzierung der Dampferzeugung berücksichtigt nur die thermische Seite. Durch Pumpen für die Wasserbereitstellung und Brennergebläse, besitzt ein Dampferzeugungssystem auch elektrische Verbraucher. Diese sollten bei der energetischen Sanierung durch frequenzgesteuerte Motoren ersetzt werden, welche den Stromverbrauch um bis zu 75 % reduzieren können (Kulterer, 2011, S. 3).

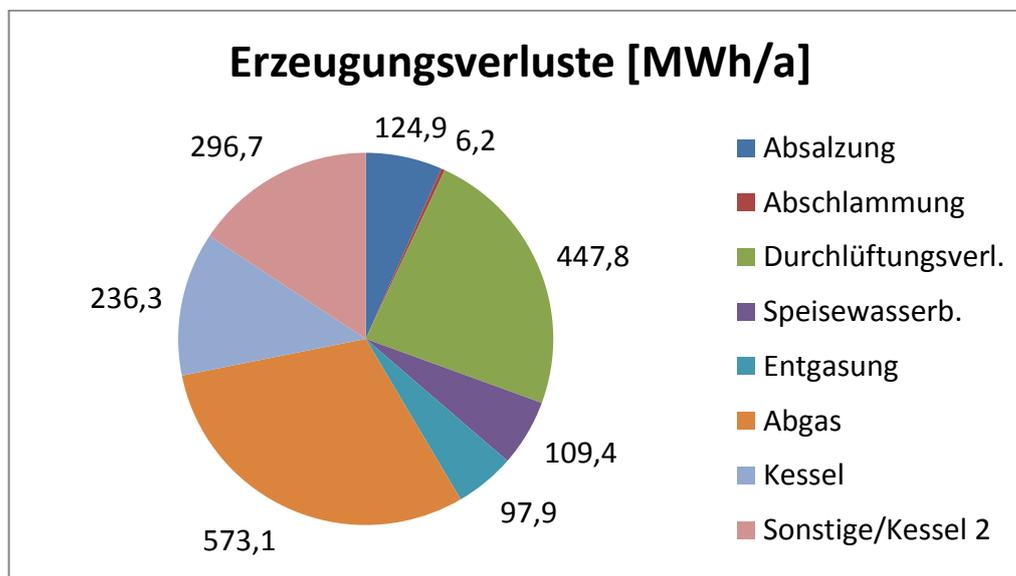


Abbildung 6-2: Tortendiagramm Erzeugungsverluste⁸

Im Tortendiagramm wird ersichtlich, dass die Abgasverluste den größten Anteil an den Erzeugungsverlusten ausmachen. Die zweitgrößten Verluste werden durch die Durchlüftung des Brennraumes verursacht. Diese erscheinen zunächst als zu hoch, sind aber durch die häufige Taktung des Brenners korrekt.

⁸ Aus Excel-Tool: Bilanzierung Dampferzeugung

6.3 Optimierungsmöglichkeiten

Die im Kapitel 6.2 berechneten Wärmeverluste können über Wärmetauscher dem System oder anderen Wärmeprozessen zurückgeführt werden. In dem Excel Tool können dafür diverse Wärmerückgewinnungen über die grünen Felder aktiviert werden. Wird die Temperatur, auf die das Wasser abgekühlt werden kann eingegeben, kann das Tool anschließend die Wärmemenge und die Brennstoffeinsparung berechnen. Die Investitionskosten der folgenden Amortisationsberechnungen stammen aus angeforderten Richtpreisangeboten.

Absalzentspanner

Das bei der Absalzung anfallende Wasser steht unter demselben Druck wie der Kessel. Durch die Entspannung auf ein niedrigeres Druckniveau verdampft ein Teil des Wassers. Dieser Dampf kann direkt zur Heizung der Entgasung genutzt werden. Die mögliche Dampfmenge wird folgendermaßen berechnet.

$$\dot{m}_{NDA} = \frac{\dot{m}_{ASA} * (h^{\prime}_D - h^{\prime}_{ASA})}{h^{\prime\prime}_{ASA} - h^{\prime}_{ASA}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{a}} \right] \quad [24]$$

\dot{m}_{NDA} Massentrom Verdampfung Absalzung

h^{\prime}_{ASA} Enthalpie Siedewasser Absalzung

$h^{\prime\prime}_{ASA}$ Enthalpie Sattedampf Absalzung

Die im Dampf enthaltene Wärmeenergie berechnet sich folgendermaßen.

$$W_{Th,NDA} = \frac{\dot{m}_{NDA} * (h^{\prime\prime}_{ASA} - h^{\prime}_{ASA})}{3600 * 1000} \left[\frac{\text{MWh}}{\text{a}} \right] \quad [25]$$

$W_{Th,NDA}$ Wärmemenge Nachverdampfung Absalzentspanner

Entspanner	1	
Enspannungsdruck	1,2	bar a
Temperatur	104,8	°C
h^{\prime}	439,4	kJ/kg
$h^{\prime\prime}$	2.683,3	kJ/kg
Nachverdampfung	92.684,7	kg/a
	57,8	MWh/a

Mischkühler

Das Wasser aus der Absalzung, welches nicht verdampft, und die Wassermenge aus der Abschlämmung, können ihre Wärme im Mischkühler an das Speisewasser abgeben.

$$W_{Th,MK} = \frac{(h_{ASA} - (4,18 * T_{MK})) * \dot{m}_{ASAK} + (h_D - (4,18 * T_{MK})) * \dot{m}_{ASC}}{3600 * 1000} \left[\frac{MWh}{a} \right] \quad [26]$$

$W_{Th,MK}$	Wärmemenge Mischkühler
T_{MK}	Temperatur auf die im Mischkühler abgekühlt wird
\dot{m}_{ASAK}	Massenstrom Absalzung nach Nachverdampfung
\dot{m}_{ASC}	Massenstrom Abschlämmung

Mischkühler	1
Menge	545.423,4 kg/a
Temperatur Abkühlung	30,0 °C
Nutzbare Wärme	50,4 MWh/a

Durch Mischkühler und Absalzentspanner können 108,2 MWh Wärme zurück gewonnen werden. Die Investitionskosten belaufen sich auf 10.000 €.

Die Amortisationsrechnung erfolgt statisch über die jährliche Einsparung der Effizienzmaßnahme.

$$t = \frac{\text{Investitionskosten}}{\text{jährliche Einsparung}} \quad [a] \quad [27]$$

Tabelle 6-3: Amortisationsrechnung Absalzentspanner und Mischkühler

Investitionskosten	10.000	€
Brennstoffkosten	31	€/MWh Hs
Brennstoffeinsparung	108,2	MWh
	3354,2	€/Jahr
Amortisation	3,0	Jahre

Mit einer Amortisationszeit von 3 Jahren ist die Investition zu empfehlen.

Brüdenkondensator

Im Brüdenkondensator kondensiert der Dampf, der bei der Entgasung anfällt. Mit der zurück gewonnenen Wärmemenge kann ebenfalls das Speisewasser erwärmt werden.

$$W_{Th,BK} = \frac{\dot{m}_{BD} * (h''_{EG} - (4,18 * T_{BK}))}{3600 * 1000} \left[\frac{MWh}{a} \right] \quad [28]$$

$W_{Th,BK}$ Wärmemenge Brüdenkondensator
 T_{BK} Temperatur auf die abgekühlt wird

Brüdenkondensator	1
Temperatur Abkühlung	30 °C
Abdampfung	133.407,0 kg/a
Nutzbare Wärme	94,8 MWh/a

Tabelle 6-4: Amortisationsrechnung Brüdenkondensator

Investitionskosten	6000	€
Brennstoffkosten	31	€/MWh
Brennstoffeinsparung	94,8	MWh
	2938,8	€/Jahr
Amortisation	2,0	Jahre

Durch die kurze Amortisationszeit von 2 Jahren ist die Investition in einen Brüdenkondensator ebenfalls zu empfehlen.

Geschlossene Kondensatbehandlung

Das zweitgrößte Potential befindet sich in der Kondensatbehandlung. Bei der offenen Kondensatbehandlung geht durch die Entspannung auf atmosphärischen Druck eine enorme Wärmemenge verloren. Ein geschlossenes System ist zwar teurer und technisch aufwendig, rechnet sich aber schon bei geringen Kondensatmengen.

$$W_{Th,K,G} = \frac{(h'_{KG} - h'_{K2}) * \dot{m}_{K2} + (h'_{KG} - h_{RW}) * \dot{m}_{ND}}{3600 * 1000} \left[\frac{MWh}{a} \right] \quad [29]$$

$W_{Th,K,G}$ Wärmeeinsparung durch geschlossene Kondensatrückführung
 h'_{KG} Enthalpie Kondensat geschlossen

Kondensat geschlossen	1	
Menge	8.744,4	m ³ /a
	8.744.400,0	kg/a
Druck	5,0	bar a
Temperatur	151,9	°C
h`	640,4	kJ/kg
Einsparung	697,3	MWh/a

Eine geschlossene Kondensatrückführung sollte aufgrund der hohen Kosten nur beim Neubau eines Dampferzeugungssystems betrachtet werden. Für Amann kommt eine geschlossene Kondensatrückführung nicht in Frage, da das Kondensat nach dem Färbeprozess stark verunreinigt ist.

Abgaseconomiser

Das Abgas einer Dampferzeugungsanlage besitzt eine um ca. 60 K höhere Temperatur als der erzeugte Dampf. Dadurch befindet sich im Abgas das größte Potential für Effizienzmaßnahmen. Die schon heute häufig anzutreffende Effizienzmaßnahme ist der Abgaseconomiser. In dem betrachteten Dampferzeugungssystem ist dieser bereits vorhanden und reduziert die Abgastemperatur von ca. 250 °C auf 125 °C. Durch diese Maßnahme wurden die Abgasverluste bereits von 10,6 % auf 4,8 % reduziert. Die Reduzierung entspricht einer Einsparung von 682,4 MWh/a. Mit der Wärmeenergie aus dem Abgaseconomiser kann die Temperatur des Speisewassers nach der Entgasung von ca. 104 °C auf ca. 130 °C angehoben werden (Sattler, Schibel, 2011, S. 44 f.). Durch die hohe Einsparung amortisiert sich die Investition in einen Abgaseconomiser oft schon nach unter einem Jahr.

Tabelle 6-5: Amortisationsrechnung Abgaseconomiser

Investitionskosten	15.000	€
Brennstoffkosten	31	€/MWh
Brennstoffeinsparung	682,4	MWh
	21154,4	€/Jahr
Amortisation	0,7	Jahre

Mit einer Wärmesenke von unter ca. 55 °C kann das Abgas in einem zweiten Economiser weiter auf den Taupunkt des Wasserdampfes im Abgas gekühlt werden. Durch diese Abkühlung kann die latente Wärme im Abgas genutzt werden und die Abgasverluste werden um weitere 8% reduziert. Diese 8 % entsprechen einer Einsparung von 1014,2 MWh/a und beziehen sich dann auf den Brennwert H_s (Sattler, Schibel, 2011, S. 111).

$$q_B = \frac{(H_s - H_i) * \alpha}{H_i} * 100 \quad [\%]$$

q_B Einsparung durch Brennwertnutzung
 α Kondensationsfaktor 0,7-1, hier 0,7

Tabelle 6-6: Brennwert, Heizwert und Taupunkt verschiedener Brennstoffe⁹

Brennstoff	H _i [kWh/m ³]	H _s [kWh/m ³]	Wasserdampftaupunkt °C
Erdgas E	10,35	11,46	58
Erdgas LL	8,83	9,78	58
Heizöl EL	11,9	12,7	47

Der zweite Abgaseconomiser muss auf Grund der Kondensation und Schwefelanteile im Abgas in Edelstahl gefertigt sein. Dies führt zu erhöhten Investitionskosten. In den meisten Fällen gibt es für die Wärmemenge der Kondensation keine geeignete Wärmesenke. Falls diese doch besteht, rechnet sich die Investition trotz der hohen Investitionskosten nach 2,5 Jahren.

Tabelle 6-7: Amortisationsrechnung zweiter Economiser

Investitionskosten	80.000	€
Brennstoffkosten	31	€/MWh
Brennstoffeinsparung	1.014,20	MWh
	31440,2	€/Jahr
Amortisation	2,5	Jahre

Fazit

Für das Dampfsystem von Amann kommen folgende Maßnahmen in Frage:

- Absalzenspanner
- Mischkühler
- Brüdenkondensator

Durch diese Effizienzmaßnahmen könnten 447,8 MWh Brennstoff eingespart werden.

⁹ Quelle: Sattler, Schibel, 2011, S. 110

7 Prinzip der Dampferzeugung mit BHKW und Mikrogasturbine

KWK-Anlagen eignen sich hervorragend, um die Dampferzeugung zu ergänzen. Mit den heißen Abgasen wird Dampf erzeugt und die Niedertemperaturwärme heizt das Speisewasser. Auch aus wirtschaftlicher Sicht ist diese Kombination sinnvoll, da neben Wärme auch Strom produziert wird.

7.1 Blockheizkraftwerk

In dieser Arbeit werden zwei KWK-Anlagen betrachtet, das Blockheizkraftwerk und die Mikrogasturbine. Blockheizkraftwerke werden im Normalfall von einem mit Erdgas betriebenen Viertaktmotor angetrieben und dieser treibt über eine Welle den Generator für die Stromerzeugung an. Der elektrische Wirkungsgrad von Blockheizkraftwerken liegt zwischen 25% und 40% (Schaumann, Schmitz, 2010 S. 81). Mit zunehmender Größe der Anlage steigt der elektrische Wirkungsgrad. Die bei der Verbrennung erzeugte Abwärme steht etwa zur Hälfte durch die Motorkühlflüssigkeit mit einer Temperatur von ca. 90 °C zur Verfügung. Die andere Hälfte befindet sich im Abgas, welches bei Motoren mit Turbolader Temperaturen von 450-520 °C erreichen kann. Die Kosten für Gasmotor-Blockheizkraftwerke liegen zurzeit bei ca. 500 – 800 €/kW elektrisch.

7.2 Mikrogasturbine

Mikrogasturbinen sind kompakt aufgebaute KWK-Anlagen mit einer elektrischen Leistung bis ca. 200 kW. Die kompakte Bauweise wird dadurch erreicht, dass Verdichter, Turbine und Generator auf einer Welle sitzen. Mikrogasturbinen sind luftgelagert und dadurch sehr wartungsarm. Außerdem benötigen sie kein Kühlwasser, da sich die Abwärme vollständig im Abgas mit ca. 280 °C befindet. Der elektrische Wirkungsgrad von Mikrogasturbinen liegt bei 28-33% (Schaumann, Schmitz, 2010 S. 118) und die Kosten belaufen sich zurzeit auf 1000-1200 €/kW elektrisch.

Beide KWK-Anlagen haben eine ausreichend hohe Abgastemperatur, um sie für die Dampferzeugung zu verwenden. Es gibt verschiedene Möglichkeiten die Abgase für die Dampferzeugung zu nutzen. Im Folgenden werden zwei Techniken zur direkten Abgasnutzung und eine zur indirekten Abgasnutzung dargestellt.

7.3 Direkte Abgasnutzung

7.3.1 Abhitzeessel

Ein Abhitzeessel ist ein Dampfkessel, der durch die heißen Abgase, z.B. aus einer Mikrogasturbine oder einem Blockheizkraftwerk, befeuert wird. Der größte Anteil von Abhitzeesseln ist nach dem Prinzip des einzügigen Rauchrohrkessels aufgebaut. Bei dieser Bauweise ist der Kessel von Rohrbündeln durchzogen, welche von den heißen Abgasen durchströmt werden. Die Rohre sind von dem zu verdampfendem Wasser umgeben und leiten die Wärme an das Wasser weiter. Abhitzeessel eignen sich besonders für die Nachrüstung von bestehenden Dampferzeugungsanlagen mit KWK. Sie können ohne große Veränderungen des vorhandenen Systems die Dampferzeugung ergänzen.

7.3.2 4-Zug-Kessel

Der 4-Zug-Kessel ist eine Kombination aus einem konventionell befeuerten dreizügigen Großwasserraumkessel und einem Abhitzekegel. In den dreizügigen Großwasserraumkessel wird ein separater vierter Zug für die Abgase der KWK-Anlage eingebaut. Ein 4-Zug-Kessel benötigt keinen Spitzenlastkessel und kommt bevorzugt beim Neubau einer Dampferzeugungsanlage zum Einsatz oder ersetzt einen alten Kessel.

7.4 Indirekte Abgasnutzung

7.4.1 Gasturbinenabgasbrenner

Die Abgase einer Mikrogasturbine haben eine Temperatur von ca. 280 °C und einen Restsauerstoffgehalt von etwa 17% (Anhang, S. 62). Diese Abgase können von einem Gasturbinenabgasbrenner erneut verfeuert werden, indem sie als Verbrennungsluft dienen. Der energetische Vorteil liegt darin, dass der Brenner die Verbrennungsluft nicht mit 20 °C sondern schon mit 280 °C zur Verfügung gestellt bekommt und so weniger Brennstoff benötigt. Gasturbinenabgasbrenner können mit fast jedem flüssigen oder gasförmigen Brennstoff betrieben werden. Die Turbinenabgase können unter Vollast vollständig vom Brenner aufgenommen werden. Im Teillastbetrieb hingegen wird ein Teil der Abgase über ein Bypassventil im Brenner direkt in den Kessel geleitet. Der Gasturbinenabgasbrenner wird direkt, wie ein klassischer Brenner, an den Kessel angeschlossen.

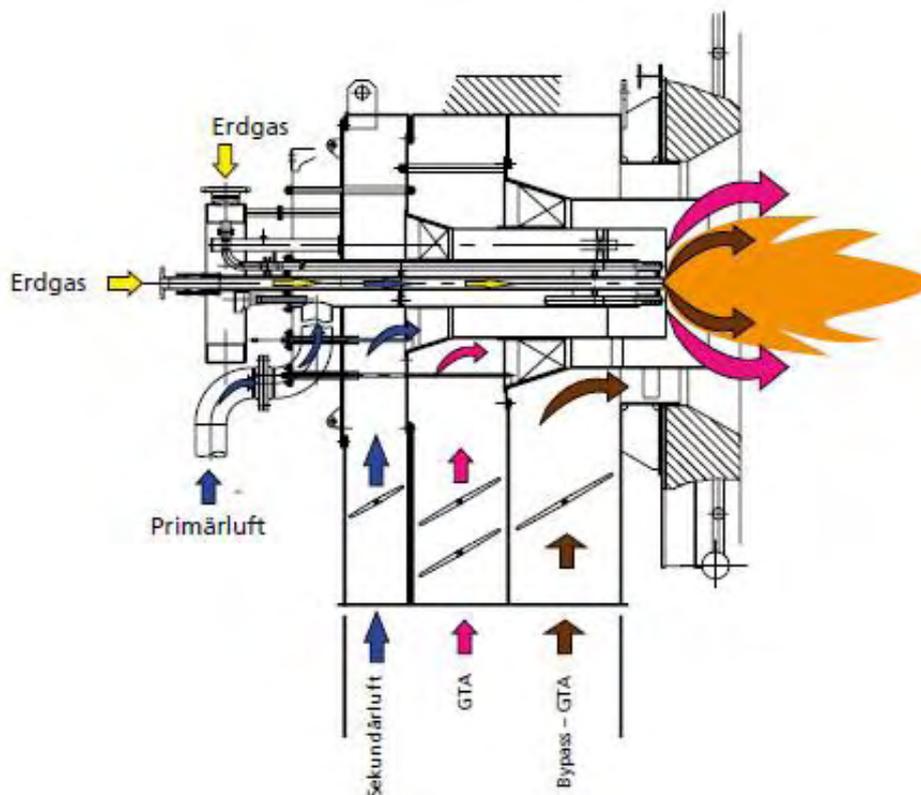


Abbildung 7-1: Gasturbinenabgasbrenner¹⁰

¹⁰Quelle: Saacke.com

8 Dimensionierung der KWK-Varianten

Für die Erweiterung des Dampferzeugungssystems durch KWK wurden fünf Varianten miteinander verglichen. Die Dimensionierung wird am Beispiel des BHKW mit 4-Zug-Kessel durchgeführt und dient dem Vergleich der Varianten. Für die Realisierung einer der Varianten muss eine weitere Detailplanung erfolgen.

Tabelle 8-1: Übersicht KWK-Varianten

Typ	Leistung thermisch [kW]	Leistung elektrisch [kW]
Mikrogasturbine + Abhitzeessel	211	190
Mikrogasturbine + Abgasbrenner	287	190
Mikrogasturbine + Hybridkessel	287	190
Blockheizkraftwerk + 4-Zug-Kessel	211	210
Blockheizkraftwerk + Abhitzeessel	211	210

Die Wirtschaftlichkeit einer KWK-Anlage hängt stark von den Vollbenutzungsstunden ab, mit denen die Anlage betrieben wird. Eine hohe Auslastung ist daher maßgebendes Ziel für die Auslegung. Limitierender Faktor für die Anlagengröße ist fast immer die Niedertemperatursenke für das Motorkühlwasser und die Wärme der Abgase nach dem Verlassen des Economisers. Die elektrische Leistung stellt in der Regel keinen limitierenden Faktor dar, da der überschüssige Strom einfach in das vorgelagerte Netz eingespeist werden kann. Ein Gesamtwirkungsgrad von 70% sollte nicht unterschritten werden, da in diesem Fall nicht nur die effiziente Nutzung des Brennstoffes verloren geht, sondern auch der KWK-Zuschlag. Auch bei der Auswahl der Anlagengröße für die Amann Nähgarne stellt die Niedertemperatursenke den limitierenden Faktor dar. Sie besteht in diesem Fall aus dem Rohwassermassenstrom. Der Kondensatmassenstrom kann nicht als Niedertemperatursenke genutzt werden, da seine Temperatur mit 99 °C über der des Kühlwassers des BHKW liegt.

Tabelle 8-2: Potential der Entgasung als Niedertemperatursenke

Rohwassermenge	6000	m ³ /Jahr
	0,28	Kg/s
Temperatur Eintritt	10	°C
Temperatur Austritt	104	°C
Leistung	109	kW
Betriebsstunden	6000	h/Jahr

Tabelle 8-3: Speisewasser nach Entgasung

Speisewassermenge	11858	m ³ /Jahr
	0,55	Kg/s
Temperatur Eintritt	104	°C
Vollbenutzungsstunden	6000	h/Jahr
Betriebsstunden	6000	h/Jahr

Die für 2014 prognostizierte Speisewassermenge beträgt 14.823 m²/a, davon sind 7500 m²/a Rohwasser und 7.323 m³/a Kondensat. In den nächsten Jahren wird aufgrund von Veränderung der Artikelzusammensetzung mit einer weiteren Verringerung der Dampfmenge

gerechnet. Deswegen wurde die Speisewassermenge für die Auslegung mit einem Sicherheitsfaktor um 20 % reduziert (Tabelle 8-2 und 8-3).

Aufgrund der Daten aus Tabelle 8-2 und 8-3 wurde ein BHKW mit 210 kW elektrischer und 269 kW thermischer Leistung ausgewählt. Das Motorkühlwasser des BHKW liefert laut Datenblatt (Anhang, S. 60) bei einer vorgegebenen Temperatur VL 88 °C / RL 82 °C und einem Massenstrom von 4,81 kg/s eine thermische Leistung von.

$$P_{th} = \dot{m}_{RW} * c_{pRW} * \Delta T \quad [kW] \quad [30]$$

$$4,81 \frac{kg}{s} * 4,19 \frac{kJ}{kg * K} * 6 K = 121 kW$$

Mit einer angenommenen Grädigkeit des Wärmetauschers von 3 K, kann der Rohwassermassenstrom mit einem Temperaturniveau von RL 85°C / VL 10°C und einem Massenstrom von 0,28 kg/s folgender Leistung aufnehmen:

$$0,28 \frac{kg}{s} * \frac{4,19 kJ}{kg * K} * 75 K = 88 kW$$

Die Rechnung zeigt, dass die Rohwasservorwärmung nicht vollständig ausreicht, um die Wärme des BHKW-Kühlwassers aufzunehmen. Es wurde sich trotzdem für diese BHKW-Größe entschieden, da es mit einer elektrischen Leistung von 210 kW einen hohen Eigenverbrauch des erzeugten Stroms ermöglicht und dabei nur sehr geringe Mengen eingespeist werden müssen. Für die weiteren wirtschaftlichen Berechnungen wird davon ausgegangen, dass die nicht verwendbare Kühlwasserwärme von 58 kW anfangs vernichtet werden muss. Der Gesamtwirkungsgrad der KWK-Anlage sinkt dabei nicht unter die 70% Grenze, sodass die Förderung sichergestellt ist. Durch eine geplante Umstellung der Beheizung von Produktionshallen und Verwaltungsgebäuden von Dampf auf Heizwasser, kann dann die noch überschüssige Niedertemperaturwärme während der Heizperiode (ca. 7 Monate) genutzt werden. Außerdem muss zwischen BHKW-Kühlwasserwärmetauscher und Rohwasserwärmetauscher ein Pufferspeicher installiert werden, da die Wärmeleistungen mit mittleren Massenströmen berechnet wurden.

Unter Einbeziehung der Abgase können, von der im Datenblatt mit 269 kW angegebenen thermischen Leistung, 211 kW folgendermaßen genutzt werden. Der Abgasmassenstrom beträgt 0,326 kg/s und besitzt eine Temperatur von 479 °C (Anhang, S. 60). Im 4.Zug des Dampfkessels wird dieser auf ca. 250 °C abgekühlt (Anhang, S. 64). Anschließend durchströmen die Abgase den Economiser, welchen die Abgase mit einer Temperatur von

ca. 135 °C verlassen. Der cp-Wert vom Abgas ist bei 250 °C und einem Gegendruck von 4 mbar 1,1 kJ/kg*K (schweizer-fn.de).

Leistung 4. Zug.

$$0,326 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * 229 \text{ K} = 82 \text{ kW}$$

Leistung Abgaseconomiser.

$$0,326 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1,1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * 115 \text{ K} = 41 \text{ kW}$$

Mit der Leistung von 82 kW im 4. Zug können ca. 147,0 kg Dampf pro Stunde erzeugt werden. Die Leistung des Abgaseconomiser von 41 kW mit einem Temperaturniveau von VL 250 °C / RL 135 °C kann vollständig an den Speisewassermassenstrom abgegeben werden. Dieser erhöht dabei seine Temperatur von 104 °C auf 122 °C.

$$\frac{41 \text{ kW}}{4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * 0,55 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} + 104^\circ\text{C} = 122^\circ\text{C}$$

Tabelle 8-4: Übersicht Wärmeleistung BHKW

BHKW 210	4-Zug Kessel	Abgas-Eco	Rohwasser-WT
VL °C	479	250	85
RL °C	250	135	10
Massenstrom kg/s	0,33	0,33	0,28
Cp kJ/kg*K	1,1	1,1	4,22
Leistung kW	82	41	88
Summe Pth			211 kW

Der Gesamtwirkungsgrad des BHKW ergibt sich laut Datenblatt mit 479 kW Gesamtleistung zu 88,5%. Durch die nicht verwendbaren Wärmemengen reduziert sich die Leistung auf 421 kW. Der Gesamtwirkungsgrad sinkt auf 77,78 %.

$$479 \text{ kW} = 88,5 \%$$

$$1 \text{ kW} = 0,185 \%$$

$$421 \text{ kW} = 77,78 \%$$

9 Wirtschaftlichkeitsanalyse der KWK-Varianten

Bei einer Investition ist für den Kunden am Ende eines entscheidend: Die Wirtschaftlichkeit. In den folgenden Kapiteln wird die Wirtschaftlichkeit der Varianten exemplarisch am Beispiel des BHKW in Kombination mit einem Vierzugkessel dargestellt. Die Berechnung der anderen Varianten erfolgt identisch mit den jeweils angepassten Zahlen. Um die Investitionen anschließend bewerten zu können, werden als Kennzahl der interne Zins, der Kapitalwert und die Amortisationszeit berechnet. Auch die für den KWK-Zuschlag wichtige CO₂- und Primärenergieeinsparung wird dargestellt.

Das Umwelttechnik-Studium an der HAW-Hamburg ist ein technisch ausgelegter Studiengang, aufgrund dessen wird bei der folgenden Wirtschaftlichkeitsanalyse auch auf den theoretischen Hintergrund der Methoden zur Investitionsrechnung eingegangen.

9.1 Kapitalgebundene Kosten

Die Preise für die Hauptkomponenten wie BHKW oder Kessel gehen aus angeforderten Richtpreisangeboten hervor. Installation und Planungskosten wurden auf Grundlage von bereits realisierten Projekten der projects energy GmbH geschätzt.

In folgender Tabelle sind die kapitalgebundenen Kosten dargestellt. Die Nutzungsdauer der Investition beträgt 10 Jahre.

Tabelle 9-1: Kapitalgebundene Kosten

Kapitalgebundene Kosten	Nutzungs- dauer	Investitions- kosten €	Jahres-kosten €
BHKW-Modul	10 a	150.000	19.426
Abhitzeessel	10 a		0
4-Zug-Kessel	10 a	160.000	20.721
Wärmezentrale	10 a	35.000	4.533
Abgasrohrleitung / Schornstein	10 a	15.000	1.943
MSR-Technik	10 a	15.000	1.943
Stromeinspeisung	10 a	15.000	1.943
Notwendige Baumaßnahmen	10 a	15.000	1.943
Abgas-Eco	10 a	8.000	1.036
Installation	10 a	20.000	2.590
Planungskosten 8%	10 a	34.640	4.486
Unvorhergesehenes (10%)	10 a	43.300	5.608
Summe Invest & Kapitalkosten		510.940 €	66.169 €/a

Die jährlichen Kosten wurden mit der Annuitätenmethode berechnet, durch diese werden die Kosten gleichmäßig auf die Nutzungsdauer von 10 Jahren verteilt (Schaumann, Schmitz, 2009, S. 270). Der Zins wurde dafür mit 5 % angenommen.

$$R = S_0 * \frac{i * (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \quad [31]$$

R jährliche Annuität
 S_0 Investitionskosten
 i Zins
 n Laufzeit

9.2 Verbrauchskosten

Die Ermittlung der Verbrauchskosten wurde auf Grundlage der Strom- und Gaslastgänge von Amann durchgeführt. Dafür wurden die für 2014 prognostizierten Lastgänge von Amann zur Verfügung gestellt.

Tabelle 9-2: Verbrauchskosten

Verbrauchskosten	Tarif €/MWh H_i	Ist-Zustand		BHKW 210+ 4ZK	
		Verbrauch MWh/a bzw. kW	Jahres- kosten €/a	Verbrauch MWh/a bzw. kW	Jahres- kosten €/a
Leistungspreis Gas	0,00	5075 kW	0	5075 kW	0
Brennstoffbedarf BHKW Hs	31,00	0	0	4486 MWh	139.071
Brennstoffbedarf Kessel Hs	31,00	13172 MWh	408.323	11089 MWh	343.763
Eigenstromerzeugung	120,00	0	0	1558 MWh	-186.978
Stromeinspeisung	50,00	0	0	11 MWh	-543
Reduzierung Spitzenlast	80,00	0	0	165 kW	-13.200
KWK-Zuschlag		0	0	43,36 €/MWh	-68.027
Mineralölsteuer Rückerstattung	2,50	0	0	4486 MWh	-11.215
Summe Verbrauchskosten			408.323 €/a		202.872 €/a

Brennstoffbedarf BHKW

Um den zukünftigen Verbrauch des BHKW bestimmen zu können, wurde der Gaslastgang in den Nutzwärmelastgang umgerechnet. Dafür wurden die stündlich gemessenen Gasbezugsleistungswerte von H_s in H_i umgerechnet und mit dem in der Ist-Zustandsanalyse berechnetem Brennstoffnutzungsgrad multipliziert.

$$\text{Nutzwärme} = P_{GasH_s} * F * \eta_K \quad [\text{kW}] \quad [32]$$

P_{GasH_s} stündlich aufgezeichnete Gasbezugsleistung
 F Faktor für die Umrechnung in H_i 0,901
 η_K Brennstoffnutzungsgrad 84,1 %

Über die Wenn/Dann-Funktion von Excel wurde anschließend für jeden Stundenwert des erstellten Nutzwärmelastgangs geprüft, ob die Nutzwärmemenge der verbauten Kesselanlage größer ist als die des BHKW. Ist dies der Fall kann das BHKW unter Volllast fahren und die 211 kW Wärmeleistung können abgegeben werden. Bis zu einer Wärmelast von 126 kW kann das BHKW seine Leistung drosseln, da es eine Teillast-Regelfähigkeit von 60% besitzt. Erst wenn die Nutzwärmemenge unter 126 kWh fällt, kann die Wärmeleistung nicht mehr aufgenommen werden. Die folgende Tabelle zeigt exemplarische die drei möglichen Fälle auf.

Tabelle 9-3: Nutzwärmelastgang und BHKW Wärmemenge

Datum	Uhrzeit	kW Gas H_s	Nutzwärme [kW]	BHKW [kW]
1.1	00:00	1020	778	211
1.1	01:00	1022	780	211
1.1	02:00	985	752	211
...
4.5	13:00	204	156	156
...
6.5	08:00	107	82	0
...
31.12	23:00	1219	930	211
Summe		13.171.721 kWh	9.980.753 kWh	1.578.056 kWh

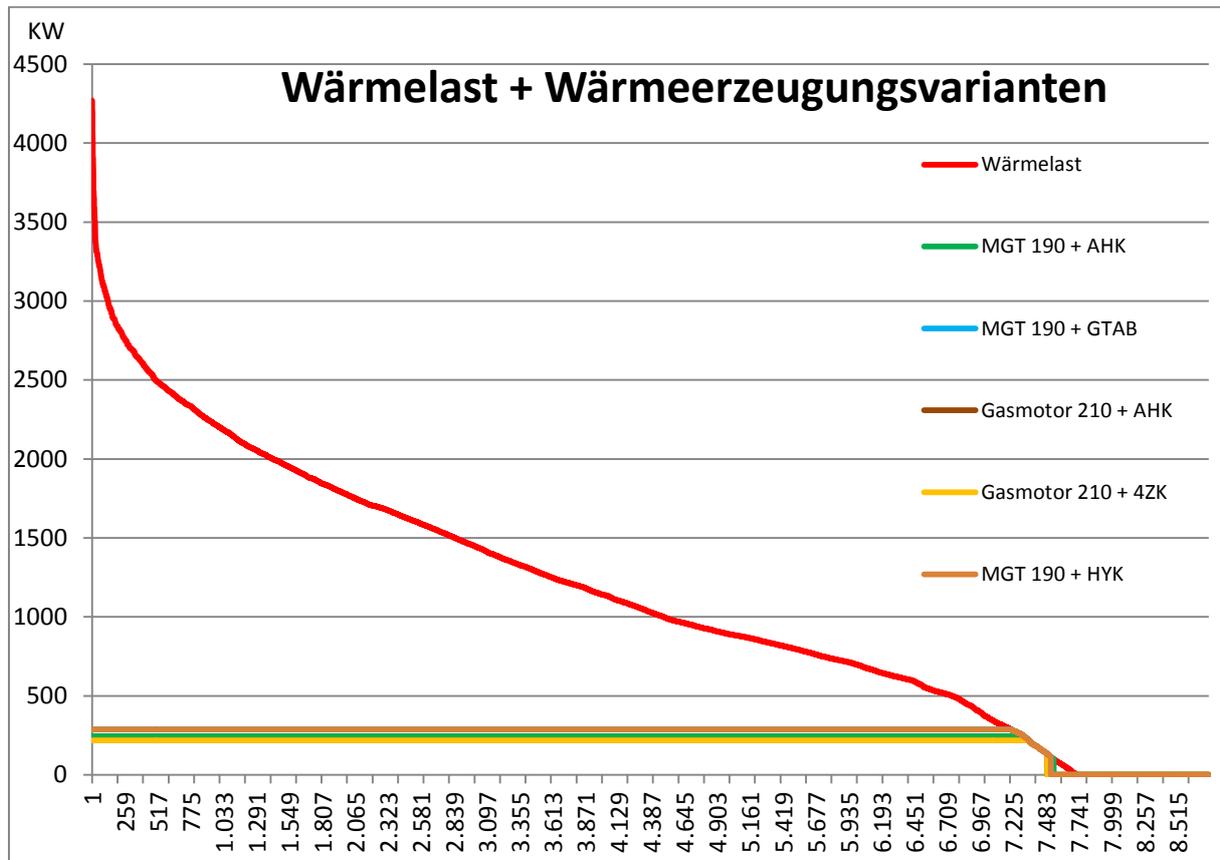


Abbildung 9-1: Jahresdauerlinie Wärmelast¹¹

Abbildung 9-1 zeigt die Jahresdauerlinie des erstellten Nutzwärmelastgang und den Anteil, den die KWK-Varianten davon decken könnten.

Mit der berechneten Wärmemenge und der thermischen Leistung des BHKW können jetzt die Vollbenutzungsstunden berechnet werden.

$$\frac{1.578.056,35 \text{ kWh}}{211,21 \text{ kW}} = 7471 \text{ h}$$

Wie im Nutzwärmelastgang schon ersichtlich, erreicht das BHKW mit 7471 Stunden eine sehr hohe Auslastung.

Der Brennstoffbedarf in Hs berechnet sich dann über den Brennstoffbedarf des BHKW von 541 kW.

$$\frac{7471 \text{ h} * 541 \text{ kW}}{0,901 * 1000} = 4.486 \text{ MWh}$$

¹¹ Quelle: BHKW Auslegungstool projects energy

Eigenstromerzeugung und Einspeisung

Mit den Vollbenutzungsstunden kann die erzeugte Strommenge berechnet werden.

$$7471 \text{ h} * 210 \text{ kW} = 1.568.910 \text{ kWh}$$

Die erzeugte Strommenge von 1.568.910 kWh kann zu 99,3 % selbst verbraucht werden. Die Eigenverbrauchsquote berechnet sich ähnlich wie der Brennstoffbedarf des BHKW. Als Grundlage dient der prognostizierte Stromlastgang für 2014, welcher mit viertelstündlich gemessenen Bezugsleistungen vorliegt. Die viertelstündlich gemessenen Werte werden auf den stündlichen Mittelwert umgerechnet, anschließend wird mit der Wenn/Dann-Funktion von Excel überprüft, ob die Bezugsleistung von Amann größer ist als die des BHKW. Ist dies der Fall können die gesamten 210 kW elektrischer Leistung im Unternehmen verbraucht werden. Bis zu einer Stromlast von 126 kW kann das BHKW seine Leistung drosseln. Erst wenn die Stromlast unter 126 kW fällt, muss in das vorgelagerte Netz eingespeist werden.

Tabelle 9-4: Stromlastgang und Eigenverbrauch

Datum	Uhrzeit	kW el 15min	Mittelwerte kW el	BHKW kW el
01.01.	00:00-00:15	244,8		
01.01.	00:15-00:30	246,4		
01.01.	00:30-00:45	243,2		
01.01.	00:45-01:00	246,4	245,2	210
...
21.10.	17:00-17:15	179,2		
21.10.	17:15-17:30	180,8		
21.10.	17:30-17:45	184		
21.10.	17:45-18:00	172,8	179,2	179
...
Summe kWh				1.558.147 kWh
Eigenverbrauchsquote				99,3%

Die Eigenverbrauchsquote von 99,3% errechnet sich mit.

$$\frac{1.558.147 \text{ kWh Eigenverbrauch}}{210 \text{ kW} * 7462 \text{ h gesamt Erzeugung}} * 100\% = 99,3 \%$$

Die Einspeisung errechnet sich anschließend aus der Differenz von Erzeugungen und Eigenverbrauch.

$$1.568.910 \text{ kWh gesamt Erzeugung} - 1.558.147 \text{ kWh Eigenverbrauch} = 10.763 \text{ kWh}$$

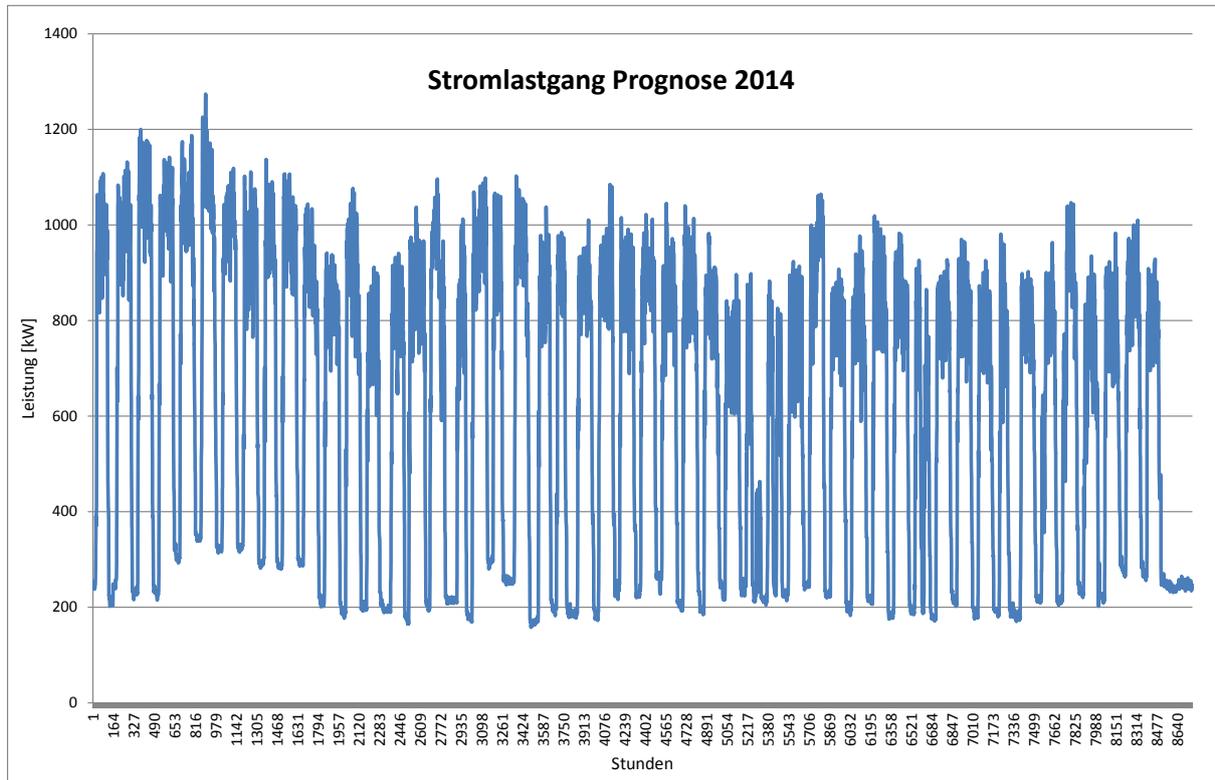


Abbildung 9-2: Stromlastgang Prognose 2014¹²

Im Stromlastgang ist die Grundlast von ca. 200 kW gut zu erkennen. Der erzeugte Strom des BHKW kann fast vollständig im Unternehmen verbraucht werden.

Einspeisevergütung

Die Einspeisevergütung richtet sich nach dem Durchschnittspreis des letzten Quartals an der EEX (European Energy Exchange) für Baseload Strom und wurde hier mit 50 €/MWh angenommen.

Spitzenlastreduzierung

Durch das BHKW wird eine geschätzte Spitzenlastreduzierung von 165 kW erreicht.

KWK-Zuschlag

50 kW der elektrischen Leistung werden mit 54,1 €/MWh vergütet, die restlichen 160 kW mit 40 €/MWh. Daraus ergibt sich ein Mischpreis von 43,36 €/MWh.

210 kW	100%
50 kW	23,81%
160 kW	76,19 %

$$0,2381 * 54,1 \frac{\text{€}}{\text{MWh}} + 0,7619 * 40 \frac{\text{€}}{\text{MWh}} = 43,36 \text{ €/MWh}$$

¹² Quelle: BHKW Auslegungstool projects energy

Rückerstattung Mineralölsteuer

Die Rückerstattung der Mineralölsteuer beträgt ca. 2,5 €/MWh und beläuft sich somit auf 11.215 €/a.

9.3 Betriebskosten

Die in Tabelle 9-5 aufgezeigten Betriebskosten wurden auf Grundlage bereits realisierter Projekte und Wartungsangaben des BHKW Herstellers geschätzt.

Tabelle 9-5: Betriebskosten

Betriebskosten	Grundparameter	Ist Zustand		BHKW 210 + AHK	
	Preis pro E.	Einheiten	Jahreskosten €/a	Einheiten	Jahreskosten €/a
Personalkosten	30 €	50	1500	250	7.500
Emissionsüberwachung	500 €	2	100	3	1.500
Wartungskosten KWK	2,5 €	-	-	7471 Bh	18.679
Instandsetzung	1%	-	-	510.940	5.109
Verwaltung, Steuern usw.	0,5%	-	-	510.940	2.555
Summe Betriebskosten			2.500 €/a		35.383 €/a

9.4 Wärmepreis

Mit den berechneten jährlichen Kosten und der Nutzwärmemenge konnten die Wärmepreise für das erste Jahr nach der Investition berechnen.

Tabelle 9-6: Wärmepreis

Kosten €/a	Ist-Zustand	BHKW + 4ZK
Investition	0	66.169
Verbrauch	408.323	202.872
Betrieb	2.500	35.343
Summe	410.823 €/a	304.383 €/a
Nutzwärmemenge	9.980.753 kWh	
Wärmepreis €/MWh	41,2	30,5

Der neue Wärmepreis beträgt 30,5 €/MWh und ist 26 % günstiger als der jetzige.

9.5 Preissteigerung der Energie- und Wartungskosten

Die Preissteigerung der Energiekosten wurde mit 4 % und die der Wartungskosten mit 2 % angenommen. Für die Berechnung der steigenden Energiekosten wurde der für 30.000 Vollbenutzungsstunden geltende KWK-Zuschlag auf die 10 Jahre der Investitionsrechnung verteilt.

$$\frac{30.000h * 210kW * 4,336Cent/kWh}{10a * 100} = 27.315 €/a$$

Die Verbrauchskosten ergeben sich mit dem auf 10 Jahren verteilten KWK-Zuschlag und Tabelle 9.2 zu.

Tabelle 9-7: Verbrauchskosten mit KWK-Zuschlag verteilt auf 10 Jahre

Verbrauchskosten	Jahres-kosten €/a	Jahres-kosten €/a
Leistungspreis Gas	0	0
Brennstoffbedarf BHKW Hs	0	139.071
Brennstoffbedarf Kessel Hs	408.323	343.763
Eigenstromerzeugung	0	-186.978
Stromeinspeisung	0	-543
Reduzierung Spitzenlast	0	-13.200
KWK-Zuschlag	0	-27.315
Mineralölsteuer Rückerstattung	0	-11.215
Summe Verbrauchskosten	408.323 €/a	243.584 €/a

Tabelle 9-8: Preissteigerung

Preissteigerung Energie:	1,04	4%		
Preissteigerung Betrieb:	1,02	2%		
Jahre	Verbrauch €/a	Betrieb €/a	Verbrauch €/a	Betrieb €/a
1	408.323	2.500	243.584	35.343
2	424.656	2.550	254.869	36.050
3	441.643	2.601	266.605	36.771
4	459.308	2.653	278.810	37.506
5	477.681	2.706	291.504	38.256
6	496.788	2.760	304.705	39.021
7	516.659	2.815	318.434	39.802
8	537.326	2.872	332.713	40.598
9	558.819	2.929	347.563	41.410
10	581.171	2.988	363.006	42.238
Summe	4.902.374 €	27.374 €	3.001.793 €	386.993 €
Einsparung:				1.540.963 €
Kapitalkosten Summe:				661.691 €
Gesamteinsparung				879.272 €
Prozentuale Einsparung				18%

Die berechnete Einsparung ist die Differenz zwischen den Kosten des Ist- und des Neuzustandes.

$$(4.902.374 + 27.374) - (3.001.793 + 386.993) = 1.540.963$$

$$\frac{879.272}{4.902.374 + 27.374} * 100\% = 18 \%$$

Kapitalwert

Bei der Investitionsrechnung von Energieeffizienzmaßnahmen bestehen die jährlichen Einzahlungen aus den Kosteneinsparungen, die durch die Effizienzmaßnahme erwartet werden. Für die Investitionsrechnung des BHKW ergibt sich die Summe der zukünftigen Einzahlungen zu 1.569.657 €. Damit diese zukünftigen Einzahlungen zum Zeitpunkt der Investition verglichen werden können, müssen sie auf den Zeitpunkt der Investition abgezinst werden. Das bedeutet, dass die Werte der Einzahlungen mit einem angenommenen Zins, "der die beste verfügbare Alternativinvestition abbildet" (welt-der-bwl.de, 2013) auf das Jahr der Investition zurück gerechnet werden. Für die folgende Kapitalwertberechnung wurde ein Zins von 5 % gewählt. Der Kapitalwert wird berechnet, indem die Investitionssumme von der Summe der abgezinsten Einnahmen subtrahiert wird. Ist dieser positiv so ist die Investition vorteilhaft. Die jährlichen Einzahlungen ergeben sich aus der Differenz zwischen den Verbrauchs- und Betriebskosten von Ist- und Neuzustand (Siehe Tabelle 10-7). Die Überschüsse werden mit dem Abzinsfaktor multipliziert und ergeben den Barwert zum Zeitpunkt der Investition (Schaumann, Schmitz, 2009, S. 265).

$$\text{AbF} = \frac{1}{(1+i)^t} \left[\frac{\text{kg}}{a} \right] \quad [33]$$

AbF Abzinsfaktor
i Zins
t Jahr/Periode

$$\text{CO} = -A_0 + \sum_{t=1}^n (e_t - a_t) * (1+r)^{-t} \quad [34]$$

$-A_0$ Investitionssumme
e Einnahmen
a Ausgaben
r Zinsfuß
n Anzahl der Perioden
t Periode

Tabelle 9-9: Berechnung Kapitalwert

		Zins	5 %
Jahr	Überschuss/Einzahlung	Abzinsungs-faktor	Barwerte €
0	-510.940	1,000000	-510.940,0
1	131.897	0,952381	125.615,8
2	136.288	0,907029	123.617,3
3	140.868	0,863838	121.687,4
4	145.645	0,822702	119.822,8
5	150.627	0,783526	118.020,2
6	155.822	0,746215	116.276,6
7	161.239	0,710681	114.589,3
8	166.887	0,676839	112.955,5
9	172.776	0,644609	111.372,6
10	178.915	0,613913	109.838,2
Summe/Kapitalwert			662.856 €

Der Kapitalwert beträgt 662.856 €. Somit ist die Investition vorteilhaft.

Interner Zinsfuß

Die Interne-Zinsfuß-Methode ist ein dynamisches Investitionsrechnungsverfahren mit dem trotz schwankender Erträge eine mittlere jährliche Rendite berechnet werden kann. Der interne Zins ist dabei der Zinssatz, mit dem die zukünftigen Einnahmen auf den Investitionszeitpunkt abgezinst werden, sodass deren Summe gleich groß ist wie die Investitionskosten. Der Kapitalwert ist also Null. Die Methode des internen Zinsfußes ist ein oft verwendetes Verfahren und wurde gewählt, damit die verschiedenen KWK-Varianten später anhand einer Kennzahl miteinander verglichen werden können.

Der interne Zinsfuß wird berechnet, indem die Formel für den Kapitalwert gleich Null gesetzt wird.

$$-A_0 + \sum_{t=1}^n (e_t - a_t) * (1 + r)^{-t} = 0 \quad [35]$$

Der interne Zins wurde für die KWK-Varianten mit Hilfe der Excel-Funktion IKV berechnet, wie diese Funktion vorgeht, soll am folgenden Beispiel gezeigt werden:

Die Nullstellen einer Gleichung n-ten Grades können mit Hilfe der linearen Interpolation nach der Methode der Regula Falsi berechnet werden. Das Verfahren startet indem zwei Versuchszinse ausgewählt werden, mit denen der jeweilige Kapitalwert berechnet wird. Die Zinssätze sind so zu wählen, dass bei dem ersten Versuchszins ein positiver und bei dem zweiten ein negativer Kapitalwert herauskommt. Ist dies der Fall, kann der erste interne Zins näherungsweise bestimmt werden (Schaumann, Schmitz, 2009, S. 268).

$$r = i_1 - C_1 * \frac{i_2 - i_1}{C_2 - C_1} \quad [36]$$

- i_1 Versuchszins 1
- i_2 Versuchszins 2
- C_1 Kapitalwert zu Versuchszins 1
- C_2 Kapitalwert zu Versuchszins 2

Tabelle 9-10: Interner Zins nach "Regula Fasi"

		Versuchszins 1	0,25	Versuchszins2	0,26
Jahr	Überschuss/ Einzahlung €	Abzinsungs- faktor	Barwerte €	Abzinsungs- faktor	Barwerte €
0	-510.940				
1	131.897	0,800000	105.517,3	0,793651	104.679,8
2	136.288	0,640000	87.224,4	0,629882	85.845,4
3	140.868	0,512000	72.124,6	0,499906	70.421,0
4	145.645	0,409600	59.656,3	0,396751	57.784,9
5	150.627	0,327680	49.357,4	0,314882	47.429,7
6	155.822	0,262144	40.847,8	0,249906	38.940,8
7	161.239	0,209715	33.814,2	0,198338	31.979,8
8	166.887	0,167772	27.998,9	0,157411	26.269,8
9	172.776	0,134218	23.189,5	0,124930	21.584,8
10	178.915	0,107374	19.210,8	0,099150	17.739,5
Barwertsumme			518.941,3		502.675,4
Investitionskosten			510.940		510.940
Kapitalwert			8.001,3		-8.264,6
Interner Zins		25,49 %			

Anschließend wird mit dem errechneten Zinsfuß der Kapitalwert ausgerechnet. Ist dieser nahe Null, ist der Zinsfuß hinreichend genau bestimmt. Weicht dieser stark von 0 ab, wird die Methode mit angepassten Versuchszinsen, die nun etwas über und etwas unter dem errechneten Zinsfuß liegen sollten, so lange wiederholt, bis ein hinreichen genaues Ergebnis erreicht ist.

Tabelle 9-11: Überprüfung des Internen Zins

		Interner Zins	0,2549
Jahr	Überschuss/ Einzahlung	Abzinsung- sfaktor	Barwerte €
0	-510.940		
1	131.897	0,796864	105.103,7
2	136.288	0,634992	86.541,9
3	140.868	0,506003	71.279,8
4	145.645	0,403215	58.726,4
5	150.627	0,321308	48.397,6
6	155.822	0,256039	39.896,4
7	161.239	0,204028	32.897,2
8	166.887	0,162583	27.132,9
9	172.776	0,129556	22.384,2
10	178.915	0,103239	18.471,0
Barwertsumme			510.831,1
Investitionskosten			-510.940
Kapitalwert			108,9

Mit einem dem errechneten internen Zins von 25,5 % ergibt sich ein Kapitalwert von 108,9 €, der interne Zins ist damit hinreichend genau bestimmt.

9.6 Reduzierung der Primärenergie und der CO₂-Emissionen

Die CO₂ und Primärenergieeinsparungen sind in Tabelle 9-12 dargestellt, sie wurden mit folgenden Faktoren berechnet.

CO ₂ Faktor für Erdgas	0,203 t/MWh
CO ₂ Faktor für den Strommix der BRD	0,575 t/MWh
Primärenergiefaktor Erdgas	1,1
Primärenergiefaktor Strommix BRD	2,7

Tabelle 9-12: Reduzierung Primärenergie und CO₂ Emissionen

BHKW + 4ZK	Energieverbrauch (MWh) mit KWK	Energieverbrauch (MWh) ohne KWK	t CO ₂ KWK	t CO ₂ Ist	Primärenergie KWK	Primärenergie Ist
Erdgas BHKW	4.486	0	911	0	4.935	0
Erdgas Kessel	11089	13.172	2.251	2.674	12.198	14.489
Strommix BRD	-1569		-901		-4.236	
Summe			2.260	2.674	12.897	14.489
	t Einsparung CO₂:	414				
	MWh Einsparung Primärenergie	1.592				

10 Fazit

In Tabelle 10-1 und 10-2 sind die wichtigsten Kennzahlen der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung zusammenfassend dargestellt.

Tabelle 10-1: Kosten KWK-Aggregate

	Mikro-gasturbine	Mikro-gasturbine	Mikro-gasturbine	BHKW	BHKW
KWK Aggregat	280.000 €	280.000 €	280.000 €	150.000 €	150.000 €
Abhitzeessel	80.000 €	-	-	80.000 €	-
Abgasbrenner	-	90.000 €	-	-	-
4ZK / HYK	-	-	180.000 €	-	160.000 €
Summe	360.000 €	370.000 €	460.00 €	230.000 €	310.000 €

Tabelle 10-2: Übersicht Wirtschaftlichkeit

Kosten	Ist-Zustand	MGT+ AHK	MGT+ GTAB	BHKW+ AHK	BHKW+ 4ZK	MGT+ HYK
Kapitalkosten [€/a]	0	76.255	72.587	53.944	66.169	89.091
Verbrauchskosten [€/a]	408.323	238.848	217.138	202.872	202.872	217.261
Betriebskosten [€/a]	2.500	36.760	36.210	33.927	35.343	37.902
Gesamtkosten: Betrieb und Verbrauch [€/a]	410.823	351.863	325.936	290.742	304.383	344.255
Energiepreis [€/MWh]	41,2	35,3	32,7	29,1	30,5	34,5
Invest [€]	0	588.820	560.500	416.540	510.940	687.940
Amortisationszeit [a]		4,4	3,6	2,4	3,0	4,4
Interner Zins [%]		13,3	20,1	32,8	25,5	14,9
Kapitalwert [€]		276.184	512.956	769.133	662.856	391.643
Einsparung in 10a [€]		372.443	683.333	1.017.030	879.272	498.252
CO ₂ - Reduzierung [t/a]		220	370	414	414	369
Primärenergie-einsparung [MWh/a]		598	1.415	1.592	1.592	1.411

Die Amortisationszeit wurde statisch über die Einsparungen im ersten Jahr berechnet.

$$t = \frac{k_I}{(k_{VI} + k_{BI}) - (k_{VN} + k_{BN})} \quad [37]$$

- t Amortisationszeit
- k_I Investitionskosten
- k_{VI} Verbrauchskosten Ist-Zustand
- k_{VN} Verbrauchskosten Neu-Zustand
- k_{BI} Betriebskosten Ist-Zustand
- k_{BN} Betriebskosten Neu-Zustand

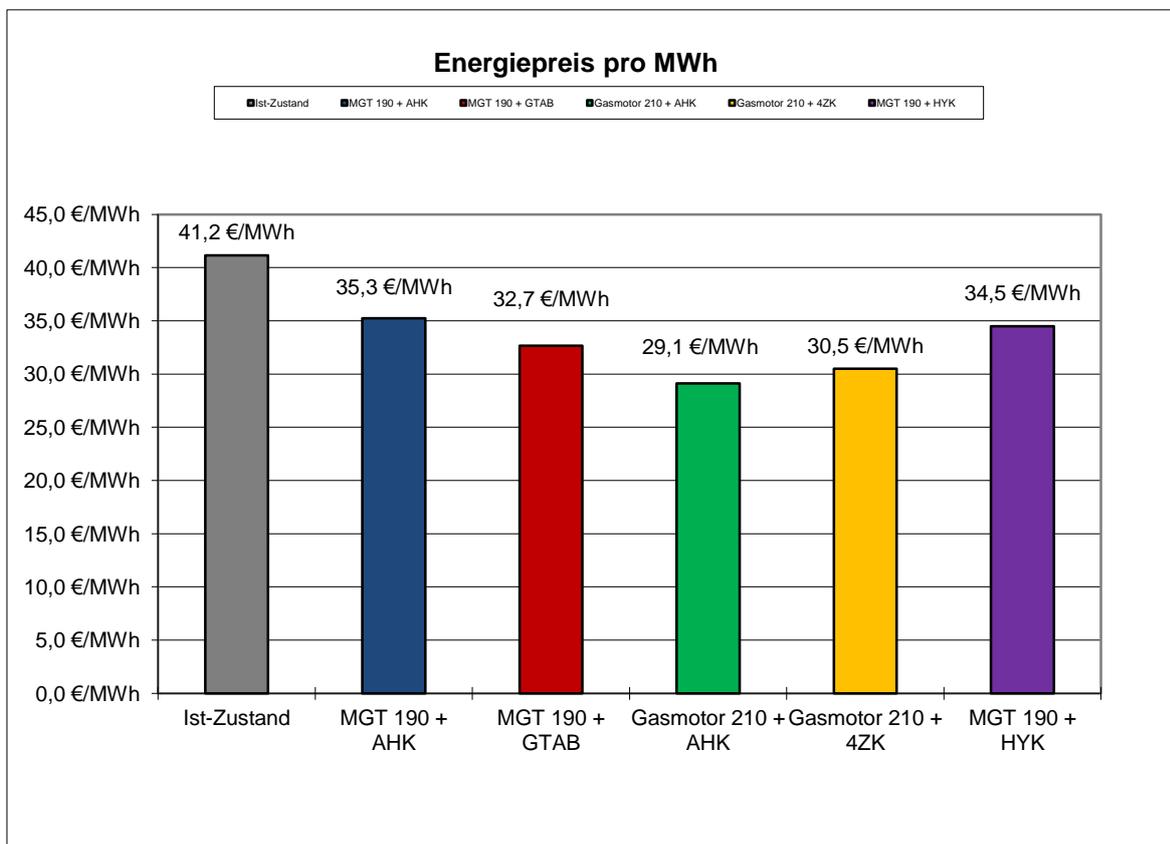


Abbildung 10-1: Übersicht der Wärmepreise

Mikrogasturbine und Abhitzeessel

Die Variante mit Mikrogasturbine und Abhitzeessel bietet den niedrigsten internen Zins (13,3 %) und die höchste Amortisationszeit (4,4 a). Das liegt vor allem an der etwas geringeren elektrischen Leistung der Mikrogasturbine gegenüber dem BHKW und den hohen Kosten der Mikrogasturbine. Die Stromkosteneinsparung durch Eigenverbrauch hat einen starken Einfluss auf die Wirtschaftlichkeit. Hier macht sich die 20 kW kleinere elektrische Leistung bemerkbar. Vorteil dieser Variante ist, dass das vorhandene Dampfsystem nur ergänzt wird. Dies ist dann sinnvoll, wenn der bestehende Kessel noch nicht so alt ist, dass dieser ersetzt werden muss.

Mikrogasturbine und Hybridkessel

Die Variante mit Mikrogasturbine und Hybridkessel bietet den zweitniedrigsten internen Zins (14,9 %) und eine Amortisationszeit von 4,4 a. Dies liegt ebenfalls an den hohen Investitionskosten der Mikrogasturbine und der etwas geringeren elektrischen Leistung. Im Hybridkessel kann aber etwas mehr Wärme abgenommen werden. Der Vorteil dieser Variante liegt darin, dass ein neuer Kessel installiert wird.

Mikrogasturbine und Gasturbinenabgasbrenner

Durch die geringeren Kosten für einen Abgasturbinenbrenner liegt diese Variante mit einem internen Zins von 20,1 % und einer Amortisationszeit von 3,6 Jahren im Mittelfeld des Variantenvergleichs. Vorteil dieser Variante ist, dass der bestehende Kessel erhalten bleibt und nur der Brenner getauscht wird. Allerdings macht dies nur dann Sinn, wenn der Kessel noch recht jung ist und mit einem hohen Wirkungsgrad arbeitet. Des Weiteren besteht bei dieser Variante nicht das Problem mit der Niedertemperatursenke, da das gesamte Abgas der Turbine im Brenner verfeuert werden kann.

BHKW und Abhitzeessel

Die Kombination aus BHKW und Abhitzeessel liefert die beste Wirtschaftlichkeit mit einem internen Zins von 32,8 % und einer Amortisationszeit von 2,4 Jahren. Dies liegt vor allem daran, dass das BHKW günstiger als die Mikrogasturbine ist und eine um 20 kW höhere elektrische Leistung besitzt, die wiederum Strom für den Eigenverbrauch produzieren.

BHKW und 4-Zug-Kessel

Die Variante aus BHKW und 4-Zug-Kessel bietet die zweitbeste Wirtschaftlichkeit. Der interne Zins beträgt 25,5 % und die Amortisationszeit 3 Jahre. Vorteile dieser Variante sind der Austausch des vorhandenen Kessels und die geringeren Kosten des BHKW.

11 Empfehlung

Wie in den einzelnen Zusammenfassungen der Wirtschaftlichkeit und in Kapitel 7 schon beschrieben, hat jede Variante seine Vor- und Nachteile. Aus diesem Grund sollte bei der Investitionsentscheidung nicht nur auf den internen Zins oder die Amortisationszeit geschaut werden, sondern vor allem auf die lokalen Gegebenheiten. Der zurzeit im Betrieb befindliche Kessel ist schon jetzt überdimensioniert und würde es erst recht sein, wenn parallel ein Abhitzekeessel zusätzlich Dampf produzierte. Auch im Hinblick auf eine weitere Reduzierung der Dampfmenge sollten die Varianten mit Abhitzekeessel ausgeschlossen werden. Bei der Mikrogasturbine befindet sich die Wärme vollständig im Abgas, dadurch kann diese mehr Dampf erzeugen und benötigt keine Niedertemperatursenke, um die vorgegebenen Wirkungsgrade zu erreichen. Diesen Vorteilen stehen aber der hohe Anschaffungspreis und die geringere elektrische Leistung gegenüber. Die geringe elektrische Leistung kann auch nicht durch eine größere Anlage erhöht werden, da auch für hohe Temperaturen (Abgaseconomiser) keine Abnehmer mehr vorhanden sind. Empfohlen wird daher die Variante aus BHKW und 4-Zug-Kessel. Der 4-Zug-Kessel ersetzt den vorhandenen Kessel und kann auf die zukünftig benötigte Dampfmenge ideal ausgelegt werden.

Mit dem 4-Zug-Kessel können laut Angebot folgende Dampfmenngen erzeugt werden.

Tabelle 11-1: Leistung 4-Zug-Kessel

Mittlerer Betriebsüberdruck	6,0	bar
Dampfleistung, vierter Zug außer Betrieb	3.801,0	kg/h
Dampfleistung des vierten Zuges ca.	147,0	kg/h

Das BHKW beansprucht das Rohwasser als Niedertemperatursenke vollständig. Dadurch können die in Kapitel 6.3 dargestellten Effizienzmaßnahmen ihre Wärme nicht abgeben. Von einer Investition in diese Maßnahmen ist abzusehen.

12 Literaturverzeichnis

Schaumann, Gunter und Schmitz, Karl-W.: Kraft-Wärme-Kopplung, 2010

Baehr, Hans Dieter und Kabelac, Stephan: Thermodynamik, 2012

Cerbe, Günter und Wilhelms, Gernot: Technische Thermodynamik, 2011

Sattler, Gerd und Schibel, Tilman, Planungshandbuch Dampfkessel, 2011

Kulterer, Konstantin, Dampfleitfaden Österreichische Energieagentur, 2011

Ernst, Hardy, Dampferzeugungssysteme für Industrie und Gewerbe, 2009

Gesetz für die Erhaltung, die Modernisierung und den Ausbau der Kraft-Wärme-Kopplung (Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz), Berlin, 2002.

Energiesteuergesetz, Berlin, 2006

Verordnung über die Entgelte für den Zugang zu Elektrizitätsversorgungsnetzen (Stromnetzentgeltverordnung - StromNEV), Berlin, 2005

Gesetz für den Vorrang Erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energien-Gesetz - EEG), Berlin, 2008

<http://www.welt-der-bwl.de/Kapitalwertmethode>, Letzter Zugriff 19.11.2013

www.schweizer-fn.de/stoff/abgas/abgas_stoff.php, Letzter Zugriff 26.10.2013

Saacke.com, Letzter Zugriff 15.10.2013

<http://www.spiraxsarco.com/de/resources/grundlagen-der-dampf-und-kondensattechnologie.asp>, Letzter Zugriff 29.10.2013

13 Anhang

Übersicht

BHKW 210 kW Datenblatt	60
Capstone Mikrogasturbine Datenblatt	62
Auszug Datenblatt 4-Zug-Kessel	63
Auszug Datenblatt Abgasturbinenbrenner	65
Auszug Datenblatt Abhitzekeessel	67
Dampftafel Wärmebilanzierungstool	68

Anhang 1: Datenblatt BHKW 210 kW el.

Technisches Datenblatt		GR210N5			
9380020159_V01_D		mit Motor		E3066Z5	
Kraftstoff		Erdgas			
Spannung / Frequenz		400 V		50 Hz	
Heizwasser Eintritt/Austritt		°C 70 / 85			
NOx Emission (trocken, 5 % O2) ¹⁾		mg/m ³ i.N. < 500			
Gemischkühler 2. Stufe Wassereintrittstemperatur		°C 40			
Abgastemperatur (Austritt)		°C 479			
Elektrische Leistung COP, Netzparallelbetrieb ISO 8528-1		100		75 50	
Elektrische Leistung PRP, Netzersatzbetrieb ISO 8528 G1		100			
Energiebilanz					
Elektrische Leistung ^{2) 3)}		kW 210 156 104 180			
Energieeinsatz ^{5) 7)}		kW 541 419 298 472			
Thermische Leistung gesamt ⁴⁾		kW 121 97 73 107			
Wärmeleistung Motor (Block, Schmieröl, 1. Stufe Gemischkühler) ⁴⁾		kW 121 97 73 107			
Abgaswärme (120 °C) ⁴⁾		kW (132) (104) (75) (117)			
Wärmeleistung 2. Stufe Gemischkühler ⁴⁾		kW 16 10 5 13			
Standardleistung nach ISO 3046-1		kW 219 164 110 188			
Generatorwirkungsgrad bei cos phi = 1		% 95.7 95.4 94.3 95.5			
Elektrischer Wirkungsgrad ^{5) 8)}		% 38.8 37.2 34.9 38.1			
Gesamtwirkungsgrad		% 61.2 60.4 59.4 60.8			
Stromkennzahl		1.74 1.61 1.42 1.68			
Eigenstromverbrauch ¹⁵⁾		kW			
Verbrennungsluft / Abgas					
Verbrennungsluftvolumenstrom ¹⁾		m ³ i.N./h 877 667 461 757			
Verbrennungsluftmassenstrom		kg/h 1133 861 595 978			
Abgasvolumenstrom, feucht ¹⁾		m ³ i.N./h 931 709 491 804			
Abgasvolumenstrom, trocken ¹⁾		m ³ i.N./h 823 626 432 710			
Abgasmassenstrom, feucht		kg/h 1173 893 618 1013			
Abgastemperatur nach Abgasturbolader		°C 479 491 503 486			
Referenzkraftstoffe					
Erdgas H		CH ₄ > 95 Vol. %			
Klärgas		nicht anwendbar			
Biogas		nicht anwendbar			
Deponiegas		nicht anwendbar			
CO ₂ / CH ₄ Volumenverhältnis					
Mindestmethanzahl		MZ 70			
Heizwertbereich: Auslegung / betriebsfähig		kWh/m ³ i.N. 10.0 / 9.0 - 11.0			
Abgasemissionen ^{6) 7)}					
NOx, angegeben als NO ₂ (trocken, 5 % O ₂)		mg/m ³ i.N. < 500			
CO (trocken, 5 % O ₂)		mg/m ³ i.N. < 300			
HCHO (trocken, 5 % O ₂) ⁷⁾		mg/m ³ i.N. < 60			
VOC (trocken, 5 % O ₂)		mg/m ³ i.N.			
Otto-Gasmotor, Magerbetrieb mit Abgasturbolader					
Zylinderzahl / Anordnung		6 R			
Motortyp		E3066Z5			
Drehzahl		1/min 1500			
Bohrung		mm 130			
Hub		mm 155			
Hubraum		dm ³ 12.3			
Mittlere Kolbengeschwindigkeit		m/s 7.8			
Verdichtungsverhältnis		12			
Mittlerer effektiver Druck bei Nenndrehzahl 1/min		bar 14.2			
Schmierölverbrauch ⁸⁾		dm ³ /h 0.05			
Max. Abgasgegendruck nach Motor		mbar 50			
Generator					
Typenleistung (F)		kVA 276			
Max. zulässiger cos phi induktiv (übererregt) / kapazitiv (untererregt) ¹⁶⁾		0.8 / 0.95			
Spannungstoleranz / Frequenztoleranz		± 10 / ± 5.0			
Umgebungstemperatur max.		°C 40			
Max. Aufstellhöhe		m 1000			
Motorkühlung					
Kühlmitteltemperatur (Eintritt / Austritt)		°C 82 / 88			
Motorkühlmittelvolumenstrom ⁹⁾		m ³ /h @ bar delta p			
KV-Wert ¹⁰⁾					
Max. Betriebsdruck (Kühlmittel nach Motor)		bar			
Abgaswärmetauscher					
Abgastemperatur nach Abgaswärmetauscher		°C			
Kühlmittel (Eintritt / Austritt)		°C /			
Kühlmittelvolumenstrom ⁹⁾		m ³ /h @ bar delta p			
KV-Wert ¹⁰⁾					
Max. Betriebsdruck Kühlmittel		bar			

Technisches Datenblatt		GR210N5		onsite energy	
93800020159 V01 D	mit Motor	E3066Z5			
Ölkühlung, extern					
Ölkühlmitteltemperatur (Eintritt / Austritt)					
Kühlmittelvolumenstrom ⁹⁾			@		bar delta p
KV-Wert ¹⁰⁾					
Max. Betriebsdruck					
Gemischkühlung 2. Stufe, extern					
Gemischkühlmitteltemperatur (Eintritt / Austritt)	°C	40 / 42			
Kühlmittelvolumenstrom ⁹⁾	m³/h	7.3	@	0.1	bar delta p
KV-Wert ¹⁰⁾					23.1
Max. Betriebsdruck (Gemischkühler Austritt)	bar				16
Plattenwärmetauscher					
Motorkühlmittel (Eintritt / Austritt)	°C	94 / 82			
Heizwasser (Eintritt / Austritt)	°C	70 / 85			
Heizwasservolumenstrom ⁹⁾	m³/h	7.1	@	0.1	bar delta p
KV-Wert Heizwasser ¹⁰⁾					22.5
Max. Betriebsdruck Heizwasser	bar				16
Raumbelüftung					
Abstrahlwärme des Aggregats ¹¹⁾	kW	25			
Zulufttemperatur: min./Auslegung/max.	°C				10 / 25 / 45
Min. Maschinenraumtemperatur ¹²⁾	°C				5
Max. Temperaturdifferenz (Zuluft/Abluft)	K				20
Mindestzuluftvolumenstrom (Verbrennung+Raumkühlung) ¹³⁾	m³ i.N./h				4500
Getriebe					
Übersetzungsverhältnis					
Wärmeleistung (wassergekühlt)	kW				
Wirkungsgrad					
Füllmengen					
Schmieröl in Motor	dm³				18
Motorkühlmittel	dm³				80
Gemischkühlmittel	dm³				5
Heizwasser	dm³				15
Maschinengeräusch¹⁴⁾ (1 Meter Abstand, Freifeld bezogen)					
Frequenz	Hz	63	125	250	500
Schalldruckpegel	dB	80.0	82.9	86.9	86.6
Frequenz	Hz	1000	2000	4000	8000
Schalldruckpegel	dB	88.0	86.4	85.1	104.5
Summen-Schalldruckpegel	Lin dB	104.9			
	dB A	103.9			
Schalleistungspegel	dB A	122.6			
Abgasgeräusch (1 Meter Abstand zum Austritt 90°, Freifeld bezogen)					
Frequenz	Hz	63	125	250	500
Schalldruckpegel	dB	103.9	99.5	98.8	100.7
Frequenz	Hz	1000	2000	4000	8000
Schalldruckpegel	dB	97.8	98.7	98.7	88.1
Summen-Schalldruckpegel	Lin dB	108.7			
	dB A	105.2			
Schalleistungspegel	dB A	117.0			
Abmessungen (Aggregat)					
Länge	mm				3880
Breite	mm				1870
Höhe	mm				2140
Gewicht mit Betriebsstoffe (ohne Betriebsstoffe)	kg				3400 (3300)
Leistungsreduktion					
Ortshöhe					1.2 % / 100 m > 500 m NN
Ansauglufttemperatur					1.0 % / 1.0 °C > 25 °C
Gemischtemperatur Eintritt					0.6 % / 1.0 °C > 50 °C
Methanzahl					0.8 % / MZ < 70
Randbedingungen und Betriebsstoffe					
Systeme und Betriebsstoffe müssen folgenden MTU Werksnormen entsprechen:				DK-BS-0001	
<p>1) Normkubikmeter bei p = 1013,25 mbar und T = 273,15 K</p> <p>2) Generatorklemmenleistung bei Nennspannung, cos phi = 1 und Nennfrequenz</p> <p>3) Bei Normbezugsbedingungen (ISO 3048-1); Luftdruck: 1000 mbar; Lufttemperatur 25 °C; rel. Luftfeuchte 30 %</p> <p>4) Wärmeleistungen bei Auslegungstemperaturen; Toleranz +/- 8 %</p> <p>5) Gemäß ISO 3048 (+ 5 % Toleranz) mit Referenzbrennstoff bei Nennspannung, cos phi = 1 und Nennfrequenz</p> <p>6) Abweichungen vom Auslegungsbereich bzw. Referenzkraftstoff können Wirkungsgrad und Abgasemission beeinflussen</p> <p>7) Emissionswerte netzparallel ggf. mit Oxydationskatalysator</p> <p>8) Richtwert bei Nennlast (ohne Ölwechsellmenge)</p> <p>9) Werte für 100 % Wasser, bei abweichender Kühlmittelzusammensetzung Korrektur erforderlich</p> <p>10) Der KV-Wert gibt den Durchfluss in m³/h bei 1 bar Druckverlust an und gilt zwischen den Anschlussflanschen</p> <p>11) Nur Generator - und Oberflächenverluste</p> <p>12) Frostfreiheit sicherstellen</p> <p>13) Lüftungsmengen ggf. dem Gassicherheitskonzept anpassen</p> <p>14) Alle Schallpegelwerte bei Nennlast COP</p> <p>15) Leistungsaufnahme aller am Modul / Aggregat angebaute Verbraucher</p> <p>16) Max. zulässiger cos phi bei Nennleistung (aus Erzeugersicht)</p>					

Anhang 2: Datenblatt Capstone Mikrogasturbine

C200 Mikrogasturbine zur Erzeugung von Strom und Wärme



Robustes BHKW mit niedrigsten Emissionswerten - kompakt, flexibel und überall einsetzbar

- Niedrige NOx und CO Emissionen - besser als globale Anforderungen
- Wartungsfreie Luftlager ohne Schmier- und Kühlmittel
- 100% modulierbare Leistungsabgabe
- Wartungsintervall nur alle 8.000 Betriebsstunden
- Kostengünstige Vollwartungsverträge verfügbar
- Sauberes Abgas, gefahrlos nutzbar für direkte Trocknung
- Einfache Integration in bestehende Energiemanagementsysteme
- Kompakte Bauweise bei geringem Gewicht; geringe Installationskosten
- Vollautomatische Netzsynchronisation
- Optional: Fernüberwachung & -betrieb, Inselbetrieb, Schalldämpfung etc.



C200 Mikroturbine

Kennwerte	Hochdruck	externer Verdichter
Elektrische Nennleistung	200kW	190kW
Elektrischer Wirkungsgrad	33%	31%
Thermische Leistung	290kW	290kW
Gesamtwirkungsgrad	81%	79%
Spannung / Frequenz	400VAC / 50Hz	400VAC / 50Hz
Anschlussart	3-Phasen, 4 Adern	3-Phasen, 4 Adern
Maximaler Ausgangsstrom	290A im Netzparallelbetrieb 310A im Inselbetrieb	275A im Netzparallelbetrieb 310A im Inselbetrieb

Brennstoffdaten		
Erdgas (Hs)	9,2-14,5kWh/m ³	9,2-14,5kWh/m ³
LPG (Flüssiggas)(Hs)	26-30,5kWh/m ³	26-30,5kWh/m ³
Brennstoffeinsatz (Hi)	606kW	606kW
Eingangsdruck	5,2bar(ü)	0,03-0,1 bar(ü)

Luft- / Abgaswerte		
Verbrennungsluft / Kühlluft	4.400m ³ /h / 6.060m ³ /h	4.400m ³ /h / 6.060m ³ /h
Abgasmassenstrom	1,34kg/sec	1,34kg/sec
Abgastemperatur	280°C	280°C
Abgasleistung / Direkttrocknung	395kW	395kW

Abmaße & Gewicht		
Breite / Tiefe / Höhe (mit WT)	1.700x 3.700x 2.250 (3.150)mm	
Gewicht Netzparallel	2.775kg	
Gewicht Inselbetrieb	3.415kg	

Akkustik		
Emissionen bei Volllast	65dBA in 10m	



Werte gelten unter ISO-Bedingungen, werden nicht garantiert und können ohne Ankündigung geändert werden.

Anhang 3: Auszug Datenblatt 4-Zug-Kessel

Position	Artikelbezeichnung	Einheit	Merkmalswert
	Mittlerer Betriebsüberdruck	bar	6,0
	Ansprechdruck Sicherheitsdruckbegrenzer Max.	bar	9,5
	Kaltwasserprüfüberdruck	bar	19,0
	Nennheizfläche	m ²	100,0
	Speisewassertemperatur	°C	103
	Bedienseite		Rechts
	Kategorie (gemäß DGRL)		IV
01.01.01	Kessel und Ausrüstung		
	Isoliermantelwerkstoff		ALU Stucco
	Isolierdicke mindestens	mm	120
	Wasserinhalt bis NW	l	6990
	Stärke Isoliermantelwerkstoff	mm	0,6
	Nennweite Abgas (DIN24151, DIN24154)	DN	400
	Angaben für Brennerseite, vierter Zug außer Betrieb		-----
	Dampfleistung Brennerseite (Nennlast), vierter Zug außer Betrieb	kg/h	3.801,0
	Dampfleistung from and at 212 °F	kg/h	3922
	Bruttowärmeleistung (Nennlast)	kW	2460
	Wirkungsgrad Gas	%	94,6
	Wirkungsgradberechnung (Gas)		in Anlehnung an EN 12953 Teil 11 - indirekte Methode
	Gesamtfeuerungswärmeleistung (Gas)	kW	2601
	Normvolumenstrom Brennstoff (Gas)	m ³ /h	251
	Strahlungsverlust Gas ca.: (gem. TI 005/01)	%	0,51
	Normvolumenstrom Rauchgas feucht (Gas)	m ³ /h	2991
	Massenstrom Rauchgas feucht (Gas)	kg/h	3713
	Abgasverlust ca. (gem. prEN 12953 Teil 11) (Gas)	%	4,9
	Abgastemperatur ca. (Gas)	°C	138
	Feuerraumvolumenbelastung (Gas)	MW/m ³	0,9
	Gesamt Heizgasseitiger Widerstand Kessel bei Gasbetrieb (bez.auf Aufstellhöhe)	mbar	6,8
	Gesamt heizgasseitiger Widerstand beinhaltet		Kessel mit Eco
	Maximal zulässiger bauseitiger Abgasdruck an der Liefergrenze	mbar	0,0
	Minimal zulässiger bauseitiger Abgasdruck an der Liefergrenze	mbar	-1,0
	Summenschalldruckpegel durch Abgasgeräusche des Kessels an der Schornsteinmündung (siehe TI032)	dB(A)	85,0
	Versandgewicht Kesselkörper	kg	11873

Position	Artikelbezeichnung		
	Merkmal	Einheit	Merkmalswert
	Gesamtgewicht Kesselkörper (voll) +/- 2%	kg	21530
	Anbauort Klemmenkasten		vorderer Kesselbereich links oben (10 Uhr Position)
01.01.02	Vierter Zug zur Abhitzenutzung		
	Dampfleistung gesamt (Nennlast), Brenner plus vierter Zug, ca:	kg/h	4.000,0
	Dampfleistung des vierten Zuges ca.	kg/h	147,0
	Temperatur Rauchgaseintritt	°C	479,0
	Luftüberschuss		1,0
	Abgasmassenstrom	kg/h	1.173,0
	Brennstoff für viertem Zug		Gas / Erdgas H
	Temperatur Rauchgasaustritt ca.	°C	254,0
	Bruttowärmeleistung (Nennlast) ca	kW	87,0
	Heizgasseitiger Widerstand	mbar	4,0
	Maximale Abgaseintrittstemperatur	°C	550,0
	Maximal zulässiger Druck im Abgassystem	mbar	50,0
01.01.03	Abgaswärmetauscher ECO 1		
	Isolierdicke mindestens	mm	100
	Kaltwasserprüfüberdruck	bar	56,0
	Abgangsrichtung Abgasanschluss		nach oben
	Leistung Eco bei Gasbetrieb	kW	112
	Abgastemperatur ca. (Gas)	°C	138
	Heizfläche Eco	m ²	51
	Wassermenge durch ECO (Gas)	kg/h	3801
	Wasseraustrittstemperatur (Gas)	°C	128
	Wasserseitiger Widerstand	mbar	25
	Abgastemperatur ECO (Gas) wenn ECO-Vierzug in Betrieb ca.	°C	145,0
	Leistung Eco bei Gasbetrieb wenn ECO-Vierzug in Betrieb ca.	kW	102,0
01.01.04	Kesselsteuerschrank		
	Displaydiagonale Touch Panel		8 Zoll
	Sockelhöhe	mm	200
	Kabelbundabgang am Kessel (Uhr)		12
	Kabelbundlänge	m	20,0
	Schutzart		IP54
	Breite Steuerschrank	mm	800
	Höhe Steuerschrank	mm	1800

Anhang 4: Auszug Angebot Abgasturbinenbrenner

Pos.	Bezeichnung	Menge	Einzelpreis Euro	Positionspreis Euro
------	-------------	-------	---------------------	------------------------

Ziel beider Varianten ist, die Abgase (Variante 1 oder Variante 2) vollständig zu nutzen, um einen möglichst hohen Gesamtwirkungsgrad an den eingesetzten Maschinen (Mikrogasturbine oder BHKW) zu erzielen.

Die SAACKE GmbH ist hierzu aufgefordert, alle notwendigen Komponenten für die Varianten anzubieten.

Seitens der Projects Energy GmbH wurden an die SAACKE GmbH folgende Anlagendaten zur Verfügung gestellt:

- Dampfkessel: 7,7 t/h (max)
- Dampfdruck: 8 bar
- Rauchgasseitiger Druckverlust im Kessel: 15 mbar (Annahme für Frischluftbetrieb)
- Aktueller Brenner: Weishaupt G70/2 (soll ersetzt werden)
- Gasfließdruck: 600 mbar

Für Variante 1 gilt:

- Turbinenabgasmenge: bis zu 4.824 kg/h, feucht
- Abgastemperatur: 280°C
- O₂-Gehalt Turbinenabgas: ca. 17%
- NO_x: < 18 mg/m³ bei Bezugs-O₂ von 15% (Angabe von Capstone)
- CO: < 50 mg/m³ bei einem Bezugs-O₂ von 15% (Angabe von Capstone)

Für Variante 2 gilt:

- BHKW mit 530 kWel
- BHKW-Abgasmenge: 1.862 kg/h, feucht
- Volumenstrom trocken (bei Normbedingungen) 1.487 Nm³/h
- Abgastemperatur: 450°C
- O₂-Gehalt im Abgas des BHKW: 8%

Engineering hinsichtlich der Verrohrungen wasser- und dampfseitig, ist kein Bestandteil dieses Angebotes und muss kundenseitig erbracht werden.

Variante 1

Wir bieten Ihnen unseren GTA-Brenner vom Type DDG-GTM an, der als Duoblockbrenner gefertigt und am Kessel angebaut wird. Der Brenner ist speziell für die Abgase von Gasturbinen ausgelegt und besitzt einen extrem niedrigen Brennerdruckverlust im GTA-Betrieb. Der Restsauerstoff und die Temperatur der Turbinenabgase sind für diesen Brennertyp völlig unproblematisch.

Der DDG-GTM-Brenner ist in der Lage, die komplette Turbinenabgasmenge (C200 Capstone Mikrogasturbine) von 4.824 kg/h bei ca. 280°C (max. 310°C) bis Volllast aufzunehmen und energetisch zu nutzen. Der Brennerdruckverlust ist im GTA-Betrieb sehr gering.

Die Turbinenabgasmenge wird bis zu einer definierten Menge lastabhängig modulierend aus der Brennersteuerung geregelt. Der Regelbereich der Turbinen (elektrisch) sollte sich dabei zwischen (z.B.) 40% bis 100% bewegen, um nennenswerte Wirkungsgradverluste an der Turbine zu vermeiden.

Für einen Regelbereich von 1:4 am Brenner sollte in Brennergrundlast (vorläufig 1,38 MW) ein Teil des Turbinenabgases am Brenner vorbeigeführt oder, wie oben beschrieben, die Turbine der Brennerlast folgend in Teillast (ca. 40%) gefahren werden.

Pos.	Bezeichnung	Menge	Einzelpreis Euro	Positionspr E
------	-------------	-------	---------------------	------------------

Das Turbinenabgasvolumen von einer C200 in Teillast (ca. 80 kWel) kann bei Brennergrundlast vollständig genutzt werden, wobei der Brenner in diesem Fall mit einem erhöhten Luftüberschuss arbeiten müsste.

Bitte beachten Sie, dass wir bei der Auslegung der Feuerungsanlage von einer stabilen GT-Abgasmenge innerhalb der jeweiligen Brennerlaststufen ausgehen. Das bedeutet, die Turbinenabgasmenge darf im jeweiligen Lastpunkt nicht modulieren und muss der Brennerlast in einem noch zu definierenden Fenster folgen.

Ab ca. 53% Brennerlast (bez. auf 5,54 MW) wird zusätzlich die Beimischung von Frischluft notwendig, da das Abgasvolumen der Turbine für höhere Feuerungsleistungen nicht ausreicht.

Beim Frischluftbetrieb hat der Brenner einen luftseitigen Druckverlust von ca. 25 mbar.

Das System wird druckseitig aufgebaut. Hierzu wird ein neues Verbrennungsluftgebläse angeboten. Das Gebläse ist für die reine Ansaugung von Turbinenabgas als auch für Mischlüfte aus Frischluft, Turbinenabgas und Rauchgasrezirkulation ausgelegt.

Zusätzlich gibt es ein kleines Zünd- Kühl- und Primärluftgebläse, welches den Zünder, den Flammenfühler, die Flammenwurzel und die Absperrklappen mit Kühl- bzw. Sperrluft versorgt. Dieses Gebläse saugt grundsätzlich Umgebungsluft (Frischluft) an.

Das Verbrennungsluftgebläse wird via Frequenzumrichter energetisch optimiert betrieben.

Das Brennstoff-Luft-Verhältnis der GTA-Feuerungsanlage wird über eine elektronische Verbundsteuerung realisiert.

Die O₂-Regelung minimiert den Luftüberschuss am Brenner und somit den Abgasverlust. Die O₂-Regelung übernimmt hier zusätzlich eine Überwachungsfunktion.

Die Die Mikrogasturbinen (MGT) gehören nicht zum Angebotsumfang und müssen kundenseitig beigestellt werden. Innerhalb der Auftragsprojektierung muss eine technische Abstimmung zwischen SAACKE und Turbinenlieferant stattfinden.

Alle Luftkanäle für Turbinenabgas, Frischluft und Rauchgasrezirkulation (REZI) werden kundenseitig beigestellt. Die SAACKE GmbH informiert hier lediglich über Nennweiten und Design der Kanäle.

Anhang 5: Auszug Datenblatt Abhitzekessel



Pos.1	1 Stück	DAMPFERZEUGER	SGC-26,9-700-1200/3000-1H-1AA-V-10
C200			
Leistung		kW	135
Dampfmenge		kg/h	210 Sattedampf bei 8 bar(ü)
Medium durch Rohre		Abgas (Erdgas)	
Menge	kg/h	4.824	
Eintrittstemperatur	°C	280	
Austrittstemperatur	°C	184	
max. Betriebstemperatur	°C	550	
max. Betriebsdruck	bar(ü)	0,1	
Druckverlust	mbar	6	
Anschlüsse	DN/PN	DN 350/10	
Medium um Rohre		Wasser / Sattedampf (8 bar(ü))	
Menge	kg/h	210	
Eintrittstemperatur	°C	130	
Austrittstemperatur	°C	175,4	
max. Betriebsdruck	bar(ü)	10	
Anschlüsse	DN/PN	Ein: 25/40 Aus: 40/40	
Werkstoffe			
Rohre		Stahl	
Rohrböden		Stahl	
Führungswände		Stahl	
Mantel		Stahl	
Kammer Abgaseintritt		Stahl	
Kammer Abgasaustritt		Stahl	
Dichtungen		Keramikband (abgasseitig) Sigraflex Universal (wasserseitig)	
Gesamtlänge	mm	+/- 4600	
Manteldurchmesser	mm	1200	
Abnahme		PED 97/23/EG in Verbindung mit AD-Merkblätter / TRD mit TÜV (wasserseitig)	
Anstrich		Grundierung	
Ausführung:	Liegender Dampferzeuger inkl. aller erforderlichen Anschlüsse für die Armaturen, Zulauf, Ablauf, Dampfentnahme, Besichtigungsöffnungen, Füße. Speisewasser muss in ausreichender Menge und Qualität zur Verfügung gestellt werden.		

Anhang 6: Dampftafel Wärmebilanzierungstool

abs. Druck	Temperatur	Dampfdichte	spez. Volumen Dampf	Enthalpie Wasser	Verdampfungs-wärme	Enthalpie Dampf
p	T	ρ	v''	h'	r	h''
bar	°C	kg/m ³	m ³ /kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg
1	99,6324	0,590207	1,69432	417,547	2257,63	2675,177
1,1	102,319	0,645238	1,54982	428,888	2250,53	2679,418
1,2	104,811	0,699947	1,42868	439,417	2243,89	2683,307
1,3	107,137	0,754363	1,32562	449,253	2237,66	2686,913
1,4	109,32	0,808513	1,23684	458,493	2231,77	2690,263
1,5	111,378	0,862418	1,15953	467,211	2226,19	2693,401
1,6	113,327	0,916096	1,09159	475,471	2220,87	2696,341
1,7	115,177	0,969566	1,03139	483,324	2215,79	2699,114
1,8	116,941	1,02284	0,97767	490,812	2210,92	2701,732
1,9	118,626	1,07593	0,929427	497,972	2206,25	2704,222
2	120,241	1,12885	0,885855	504,836	2201,74	2706,576
2,1	121,79	1,18161	0,8463	511,429	2197,4	2708,829
2,2	123,281	1,23422	0,810226	517,776	2193,2	2710,976
2,3	124,717	1,28669	0,777188	523,895	2189,13	2713,025
2,4	126,103	1,33902	0,746814	529,806	2185,19	2714,996
2,5	127,443	1,39123	0,718791	535,522	2181,36	2716,882
2,6	128,74	1,44331	0,692853	541,06	2177,64	2718,7
2,7	129,997	1,49528	0,668773	546,43	2174,01	2720,44
2,8	131,217	1,54713	0,646357	551,645	2170,48	2722,125
2,9	132,403	1,59888	0,625437	556,713	2167,03	2723,743
3	133,555	1,65053	0,605864	561,645	2163,67	2725,315
3,1	134,677	1,70209	0,587513	566,448	2160,38	2726,828
3,2	135,77	1,75355	0,570271	571,13	2157,16	2728,29
3,3	136,835	1,80493	0,554039	575,698	2154,01	2729,708
3,4	137,875	1,85622	0,538729	580,158	2150,93	2731,088
3,5	138,891	1,90743	0,524266	584,515	2147,91	2732,425
3,6	139,883	1,95856	0,510579	588,776	2144,94	2733,716
3,7	140,853	2,00962	0,497607	592,944	2142,03	2734,974
3,8	141,803	2,0606	0,485295	597,025	2139,17	2736,195
3,9	142,732	2,11152	0,473593	601,022	2136,37	2737,392
4	143,643	2,16237	0,462456	604,939	2133,61	2738,549
4,1	144,535	2,21315	0,451844	608,781	2130,89	2739,671
4,2	145,41	2,26388	0,44172	612,549	2128,22	2740,769
4,3	146,268	2,31454	0,432052	616,249	2125,59	2741,839
4,4	147,111	2,36514	0,422808	619,881	2123,01	2742,891
4,5	147,938	2,41569	0,41396	623,45	2120,46	2743,91



HAW HAMBURG

Bachelorarbeit



4,6	148,751	2,46618	0,405485	626,957	2117,94	2744,897
4,7	149,55	2,51663	0,397357	630,405	2115,46	2745,865
4,8	150,335	2,56702	0,389557	633,796	2113,02	2746,816
4,9	151,107	2,61736	0,382064	637,133	2110,61	2747,743
5	151,866	2,66766	0,374861	640,418	2108,23	2748,648
5,1	152,614	2,71791	0,36793	643,651	2105,89	2749,541
5,2	153,35	2,76811	0,361257	646,836	2103,57	2750,406
5,3	154,075	2,81827	0,354827	649,974	2101,28	2751,254
5,4	154,788	2,86839	0,348627	653,066	2099,02	2752,086
5,5	155,492	2,91847	0,342645	656,114	2096,78	2752,894
5,6	156,185	2,96851	0,336869	659,12	2094,57	2753,69
5,7	156,868	3,01851	0,331289	662,084	2092,39	2754,474
5,8	157,542	3,06848	0,325894	665,008	2090,23	2755,238
5,9	158,207	3,11841	0,320676	667,894	2088,09	2755,984
6	158,863	3,1683	0,315626	670,742	2085,98	2756,722
6,1	159,51	3,21817	0,310736	673,554	2083,89	2757,444
6,2	160,149	3,26799	0,305998	676,331	2081,82	2758,151
6,3	160,779	3,31779	0,301405	679,073	2079,77	2758,843
6,4	161,402	3,36756	0,296951	681,782	2077,74	2759,522
6,5	162,017	3,41729	0,292629	684,459	2075,73	2760,189
6,6	162,624	3,467	0,288434	687,104	2073,74	2760,844
6,7	163,224	3,51668	0,284359	689,719	2071,77	2761,489
6,8	163,817	3,56633	0,280401	692,304	2069,82	2762,124
6,9	164,404	3,61595	0,276552	694,86	2067,89	2762,75
7	164,983	3,66555	0,27281	697,388	2065,97	2763,358
7,1	165,556	3,71512	0,26917	699,888	2064,07	2763,958
7,2	166,123	3,76467	0,265627	702,361	2062,19	2764,551
7,3	166,683	3,8142	0,262178	704,809	2060,32	2765,129
7,4	167,237	3,8637	0,258819	707,231	2058,47	2765,701
7,5	167,786	3,91318	0,255547	709,628	2056,63	2766,258
7,6	168,328	3,96263	0,252357	712,001	2054,81	2766,811
7,7	168,865	4,01207	0,249248	714,35	2053	2767,35
7,8	169,397	4,06149	0,246215	716,676	2051,21	2767,886
7,9	169,923	4,11088	0,243257	718,979	2049,43	2768,409
8	170,444	4,16026	0,24037	721,261	2047,67	2768,931
8,1	170,96	4,20962	0,237551	723,521	2045,91	2769,431
8,2	171,47	4,25896	0,234799	725,759	2044,17	2769,929
8,3	171,976	4,30828	0,232111	727,977	2042,45	2770,427
8,4	172,477	4,35758	0,229485	730,175	2040,74	2770,915
8,5	172,974	4,40687	0,226918	732,354	2039,03	2771,384
8,6	173,465	4,45614	0,224409	734,512	2037,35	2771,862
8,7	173,953	4,5054	0,221956	736,652	2035,67	2772,322
8,8	174,436	4,55464	0,219557	738,774	2034	2772,774
8,9	174,914	4,60386	0,217209	740,877	2032,35	2773,227
9	175,388	4,65307	0,214912	742,963	2030,7	2773,663



HAW HAMBURG

Bachelorarbeit



9,1	175,859	4,70227	0,212663	745,031	2029,07	2774,101
9,2	176,325	4,75145	0,210462	747,082	2027,45	2774,532
9,3	176,787	4,80062	0,208306	749,116	2025,84	2774,956
9,4	177,245	4,84978	0,206195	751,134	2024,24	2775,374
9,5	177,699	4,89892	0,204126	753,136	2022,64	2775,776
9,6	178,15	4,94806	0,202099	755,122	2021,06	2776,182
9,7	178,597	4,99718	0,200113	757,092	2019,49	2776,582
9,8	179,04	5,04629	0,198165	759,048	2017,93	2776,978
9,9	179,48	5,09539	0,196256	760,988	2016,38	2777,368
10	179,916	5,14448	0,194383	762,914	2014,83	2777,744
10,1	180,349	5,19356	0,192546	764,825	2013,3	2778,125
10,2	180,779	5,24263	0,190744	766,722	2011,77	2778,492
10,3	181,205	5,29169	0,188976	768,605	2010,25	2778,855
10,4	181,628	5,34074	0,18724	770,475	2008,74	2779,215
10,5	182,048	5,38978	0,185536	772,331	2007,24	2779,571
10,6	182,464	5,43881	0,183864	774,174	2005,75	2779,924
10,7	182,878	5,48784	0,182221	776,004	2004,27	2780,274
10,8	183,288	5,53686	0,180608	777,822	2002,79	2780,612
10,9	183,696	5,58587	0,179023	779,627	2001,32	2780,947
11	184,1	5,63487	0,177466	781,419	1999,86	2781,279