

Zürich, 28. Januar 2014

Schweizer Getränke AG Schlussbericht Pinch-Analyse

Inhalt

Zusammenfassung	2
1. Ausgangslage	4
2. Analyse der Energieströme	5
3. Massnahmen	20
Anhang	32

Zusammenfassung

Die Firma Schweizer Getränke AG hat einen jährlichen Energiebedarf von ca. 5 GWh/a. Dieser Betrag setzt sich zusammen aus 3.5 GWh/a fossiler Energie und 1.5 GWh/a Strom. In der Fabrik in Obermeilen werden hauptsächlich Früchte für die Lebensmittelindustrie verarbeitet. Es werden verschiedene Marmeladen, Extrakte und Grundstoffe für die Weiterverarbeitung in Bäckereien, Molkereien und anderen Betrieben der Nahrungsmittel- und Getränke-Industrie produziert.

Die Produktion erfolgt im Batch-Prozess, wobei in jedem Kochkessel ca. 6 bis 8 Batches pro Tag verarbeitet werden. Das ergibt Produktionszeiten von 8 bis 10 Stunden am Tag. Der zeitliche Verlauf des Prozesses ist zwischen den einzelnen Kesseln grundsätzlich nicht abgestimmt. Aufheizen, Heisshalten und Kühlen erfolgen also in "zufälligen" Abfolgen. Die Produktion kann grob in die Schritte Vorbereitung (Mischen, Zerkleinern, Dosieren), Aufkochen mit Heisshaltephase, Abkühlung und Abfüllung unterteilt werden. Weitere energieintensive Arbeitsschritte sind die Reinigung zwischen jedem Batch (CIP) und die Sterilisation am Morgen vor dem ersten Batch. Beim CIP wird die Anlage je nach Produkt mit Säure oder Lauge ausgespült. Dabei werden Temperaturen von 45°C bis 65°C gefahren. Die Sterilisation wird bei 95°C durchgeführt.

Einer der ersten Schritte der Pinch-Analyse ist die Definition von Energie-Strömen. Dazu und zum besseren Verständnis der Prozesse wurden verschiedene Messungen durchgeführt. Zum einen wurden Oberflächentemperaturen von Kochanlagen und CIP-Anlagen gemessen, und zum anderen wurden Durchflüsse und Temperaturen von bestimmten Strömen gemessen, woraus sich dann Leistungen und Energiemengen berechnen liessen. Es wurden jedoch nicht alle vorkommenden Energie-Ströme definiert und mit der Pinch-Software behandelt, da das aufgrund fehlender Gleichzeitigkeit oder definierter Abfolgen sowie weiteren Gründen nicht möglich war. Dies betrifft insbesondere die Kochanlagen und die CIP-Anlagen.

Die Analyse der definierten Energieströme mit der Pinch-Software zeigt das theoretisch mögliche Potenzial der Wärmerückgewinnung auf. Danach wird ein Wärmetauscher-Netzwerk erstellt, mit welchem dieses theoretische Potenzial bestmöglich ausgenutzt wird. Im Fall der Schweizer Getränke AG zeigt sich dabei, dass als wichtigste Abwärmquellen das Abgas der Dampfproduktion und der Kühlwasserrücklauf für die Rückgewinnung von Wärme genutzt werden sollen.

Die Wärme des Abgases kann durch zwei Wärmetauscher zurückgewonnen werden, die in das Abgasrohr von Kessel 2 eingebaut werden. In den Wärmetauschern wird einerseits der Zulauf zum Dampfkessel 2 vorgewärmt, und andererseits das Speisewasser, das in den Speisewassertank fließt, aufgeheizt.

Um das Rückgewinnungspotenzial des Kühlwassers auszunutzen, wird als weitere Massnahme der Einsatz einer Wärmepumpe empfohlen. Die Wärmepumpe nutzt als Wärmequelle den Seewasser-Rücklauf von Maschinenraum 89, und liefert auf der anderen Seite Energie für die Erhitzung des Warmwassers. Der Rücklauf des Maschinenraumes 89 wird separat zur Wärmepumpe geführt. Nachdem die Wärme dieses Stromes dem Verdampfer der Wärmepumpe abgegeben wird, fließt das Kühlwasser in den allgemeinen Kühlwasserrücklauf zurück.

Dank der Datenerhebung für die Pinch-Analyse wurde auch erkannt, dass im Bereich der Kochanlagen hohe Verluste auftreten, die verringert werden könnten. Als weitere Massnahme wird deshalb eine Wärmerückgewinnung im Bereich der Kochanlagen empfohlen. Das Ziel dieser Massnahme ist einerseits, die energetischen Verluste der Kochanlagen zu

minimieren, und andererseits auch, die klimatischen Bedingungen im Bereich dieser Anlagen zu verbessern. Der Raum mit den Kochanlagen ist dazu stärker abzutrennen, indem Schnellauftore eingebaut und Plexiglasscheiben als Trennwände eingesetzt werden. Für den so abgetrennten Raum muss ein Belüftungskonzept erstellt werden, wobei die Fortluft mit einem grösseren Volumenstrom als heute betrieben werden und die Lüftung neu über eine geführte Zuluft verfügen muss. Zwischen Zu- und Abluft ist eine Wärmerückgewinnung zu installieren.

Mit den vorgeschlagenen Massnahmen können insgesamt 730 MWh Wärme pro Jahr eingespart werden. Dadurch ergibt sich eine Reduktion des CO₂-Ausstosses um 146 tCO₂/a. Zudem verringert sich der Kühlwasserbedarf um 220 MWh. Der Vergleich der gesamten Kosten und Nutzen ergibt einen statischen Payback von ca. 4.2 Jahren. Die 730 MWh Wärme entsprechen 17% - 19% des jährlichen Gesamtverbrauchs an Erdgas und Heizöl der Firma Schweizer Getränke AG.

Die Pinch-Analyse wurde durch das Bundesamt für Energie finanziell unterstützt. Diese Förderung möchten wir an dieser Stelle verdanken.

1. Ausgangslage

Die Firma Schweizer Getränke AG hat einen jährlichen Energiebedarf von ca. 5 GWh/a. Dieser Betrag setzt sich zusammen aus 3.5 GWh/a fossiler Energie (Erdgas und Heizöl) und 1.5 GWh/a Strom. Die Firma ist seit mehreren Jahren Teilnehmerin des Energie-Modells der Energie-Agentur der Wirtschaft (EnAW) und hat im Rahmen der verpflichtenden Zielvereinbarung zur Befreiung von der CO₂-Abgabe bereits regelmässig energiesparende Massnahmen umgesetzt.

In der Fabrik in Obermeilen werden hauptsächlich Früchte für die Lebensmittelindustrie verarbeitet. Es werden verschiedene Marmeladen, Extrakte und Grundstoffe für die Weiterverarbeitung in Bäckereien, Molkereien und anderen Betrieben der Nahrungsmittel- und Getränke-Industrie produziert.

Die Energie für das Kochen und Heisshalten sowie für die Reinigung wird durch Dampf (ca. 145°C) geliefert. Für die Bereitstellung des Dampfes sind zwei Dampfkessel vorhanden. Hauptsächlich in Betrieb ist ein 2.5 MW Kessel, der wahlweise mit Erdgas oder mit Heizöl betrieben werden kann. Bei durchschnittlichen Produktionsverhältnissen vermag dieser Dampfkessel den Bedarf zu decken. Zusätzlich steht ein 1.5 MW Kessel zur Verfügung, der zugeschaltet werden oder auf den ausgewichen werden kann. Dieser Brenner wird rein mit Heizöl betrieben. Die Kessel befinden sich in gutem Zustand und werden voraussichtlich noch mehrere Jahre weiter betrieben. Die Wärme aus dem Abgas wird zurzeit ungenutzt über das Kamin ins Freie gegeben.

Die Heizung der Büroräumlichkeiten erfolgt ebenfalls mit Dampf. Dafür wird das Temperaturniveau über einen Wärmetauscher auf die erforderliche Vorlauftemperatur gesenkt. Die Produktionshallen haben grundsätzlich keine Heizung.

Die Kühlung der Produkte wird durch einen firmeneigenen Seewasseranschluss erreicht. Das Wasser wird mit einer ganzjährig konstanten Temperatur von 6°C angesaugt und danach für die verschiedenen Kühlprozesse verwendet. Letztere beinhalten insbesondere die Kühlung der Produkte nach der Heisshaltephase und die Rückkühlung der Kältemittelkreisläufe von Kühlräumen.

Der Strombedarf wird unter anderem durch Pumpen, Kompressoren und Elektromotoren an den Produktionsanlagen generiert. Ein besonders hoher Verbrauch wird dem Druckluft-Kompressor zugeschrieben. Druckluft wird in der Firma hauptsächlich in pneumatischen Ventilen genutzt.

Zusammenfassung der Wärmequellen und -senken

- Die Produktionsprozesse benötigen ein hohes Temperaturniveau für den Kochprozess, welches mittels Dampf erzeugt wird.
- Die Reinigung benötigt viel Energie auf verschiedenen Temperaturniveaus, wobei nach erstmaligem Aufheizen nur die Verluste an CIP-Lösung und die Wärmeverluste gedeckt werden müssen.
- Auf mittlerem bzw. niedrigem Temperaturniveau wird eher wenig Energie benötigt (Brauchwarmwasser, Raumheizung).
- Das Seewasser, welches zur Direktkühlung und zur Rückkühlung verwendet wird hat ein sehr tiefes Temperaturniveau.

Grundsätzlich ist Potenzial vorhanden, da Energie zum Heizen und zum Kühlen benötigt wird.

- Mögliche Abwärmequellen: Dampfkessel, Kochkessel, Raumluft, Rückfluss Seewasser (Nutzung je nach Temperaturniveau ev. mit Hilfe einer Wärmepumpe)
- Möglicher Wärmebedarf: Heizung, CIP, Speisewasser

2. Analyse der Energieströme

2.1 Annahmen

Für die Berechnung der Wirtschaftlichkeit bei Massnahmen wurden die Energiepreise verwendet, die auch im Rahmen des Energie-Modells für Schweizer Getränke angewendet werden. Der Strompreis beträgt demzufolge 11.3 Rp./kWh und der Gaspreis 10 Rp./kWh. Der Kühlenergie-Preis für eine kWh abgeführte Wärme via Seewasser wird mit 2 Rp./kWh geschätzt.

Der Emissionsfaktor für Erdgas beträgt gemäss der Verordnung "CO₂-Abgasbefreiung ohne Emissionshandel" 0.202 tCO₂/MWh.

2.2 Prozessbeschreibung

Der Fruchtverarbeitungs-Prozess kann grundsätzlich in folgende Phasen eingeteilt werden:

1. Zwischenlagerung (zum Teil gekühlt oder tiefgekühlt)
2. Vorbereitung (Mischen, Zerkleinern, Dosieren)
3. Aufkochen, mit anschliessender Heisshaltephase
4. Abkühlung
5. Abfüllung
6. Zwischenlagerung (zum Teil gekühlt oder tiefgekühlt)

Das Kochen und Heisshalten erfolgt in 4 geschlossenen und 4 offenen Kesseln. Die geschlossenen Kessel haben je einen oder zwei Kühler nachgeschaltet. Typischerweise wird das Produkt im Unterdruck auf ca. 92°C aufgeheizt und danach unter stetigem Umrühren während 10 bis 25 Minuten heissgehalten. Die Abfüllung erfolgt je nach Produkt bei unterschiedlichen Temperaturen. Es wird zwischen Heiss- und Kalt-Abfüllen unterschieden. Die Bandbreite der Abfülltemperaturen reicht von ca. 25°C bis 80°C. Die abgefüllten Produkte werden in Eimern und Containern aufbewahrt, wobei der Inhalt häufig mit Stickstoff überlagert wird.

Die Produktion erfolgt im Batch-Prozess, wobei in jedem Kessel ca. 6 bis 8 Batches pro Tag verarbeitet werden. Das ergibt Produktionszeiten von 8 bis 10 Stunden am Tag. Der zeitliche Verlauf des Prozesses ist zwischen den einzelnen Kesseln grundsätzlich nicht abgestimmt. Aufheizen, Heisshalten und Kühlen erfolgen also in "zufälligen" Abfolgen.

Zusätzliche, energieintensive Arbeitsschritte sind die Reinigung zwischen jedem Batch (CIP) und die Sterilisation am Morgen vor dem ersten Batch. Beim CIP wird die Anlage je nach Produkt mit Säure oder Lauge ausgespült. Dabei werden Temperaturen von 45°C bis 65°C gefahren. Die Sterilisation wird bei 95°C durchgeführt.

Ein Übersichtsschema zu den Prozessen ist im Anhang zu finden (Abbildung 13).

2.3 Messungen

Zur Definition der Ströme und zum besseren Verständnis der Prozesse wurden verschiedene Messungen durchgeführt. Zum einen wurden Oberflächentemperaturen von Kochanlagen und CIP-Anlagen gemessen, und zum anderen wurden Durchflüsse und Temperaturen von bestimmten Strömen gemessen, woraus sich dann Leistungen und Energiemengen berechnen lassen.

2.3.1 Oberflächentemperaturen

Bei den Kochanlagen wurden die Oberflächentemperaturen von folgenden Anlagen gemessen:

- KOA 4
- KOA 5
- KOA 6
- KOA 7
- Krieger Kocher

Die Messungen wurden jeweils am nicht isolierten Teil der Oberfläche gemacht, während die Anlage in Betrieb war. Die gemessenen Temperaturen bewegen sich im Bereich von 40°C bis 85°C, je nach Solltemperatur und Füllstand der Anlagen. Die gemessenen Temperaturen sind in Abbildung 1 und im Anhang A.11 grafisch dargestellt.

Zusammen mit den entsprechenden Oberflächen, die aus Plänen oder aufgrund von Abmessungen berechnet wurden, kann mit den gemessenen Temperaturen eine Grössenordnung der Verluste der Kochanlagen gefunden werden.

Die Kochanlage Nr. 7 wurde etwas genauer analysiert. Die Oberflächentemperatur wurde an drei verschiedenen Stellen (siehe Abbildung 1) gemessen:

- T1, auf dem Deckel des Kochkessels, der zwar nicht isoliert ist, jedoch nie direkt mit dem Kochgut in Kontakt kommt
- T2, seitlich am Kochkessel, wo die Wand nicht isoliert ist, und das Kochgut auf der Innenseite in direktem Kontakt zur Aussenwand steht
- T3, im unteren, isolierten Bereich des Kessels. In diesem Bereich wird der Kochkessel mit Dampf geheizt

Die grafische Darstellung dieser drei Temperaturen ist ebenfalls in Abbildung 1 zu sehen. Die roten Punkte stellen die Solltemperaturen dar, die zu diesen Zeitpunkten gemäss den Protokollen der Kochprozesse eingestellt worden sind. Die Messung umfasst fast zwei komplette Koch-Zyklen.

Die Temperatur T1 bewegt sich in dieser Zeit zwischen 35°C und 45°C. Die Temperatur des Kochguts hat nur einen kleinen Einfluss auf die Temperatur.

Die Temperatur T2 variiert sehr stark, und liegt jeweils nach einer Heizphase weniger als 10°C unter der Temperatur des Kochguts. Dieser kleine Temperaturunterschied entsteht, weil der Kochkessel an dieser Stelle nicht isoliert ist.

Das Temperaturniveau T3 liegt konstant bei ca. 48°C. Die Isolation an dieser Stelle bewirkt also, dass an der Aussenseite die Temperatur konstant ist, unabhängig davon ob im Bereich unter der Isolation gerade Dampf fliesst oder nicht. Aus T3 ist ersichtlich, dass neben den unisolierten Bereichen auch die isolierten Bereiche der Kochkessel Verluste generieren - das Temperaturniveau ist hoch genug, dass Verluste durch Wärmestrahlung und Konvektion anfallen.

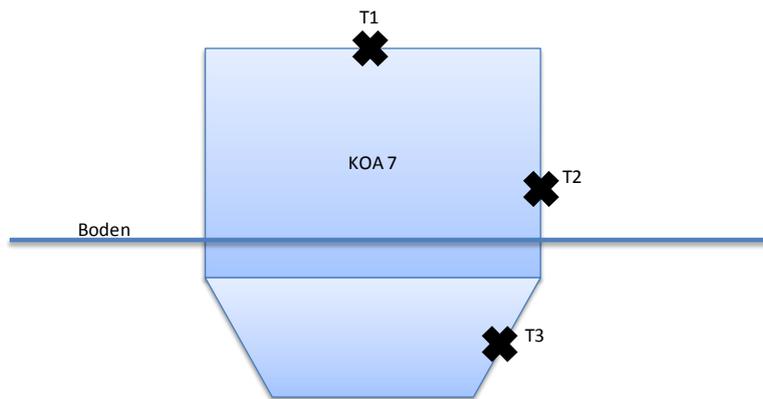
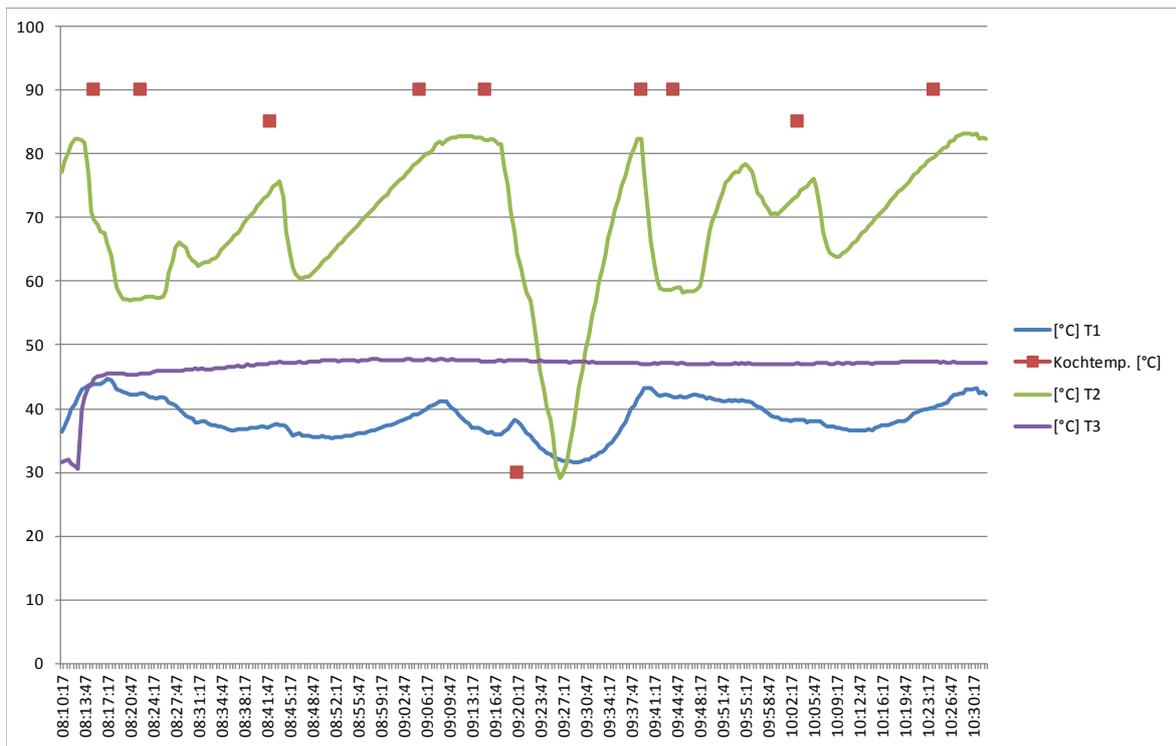


Abbildung 1: Messung vom 18.4.13, Oberflächentemperaturen Kochanlage 7

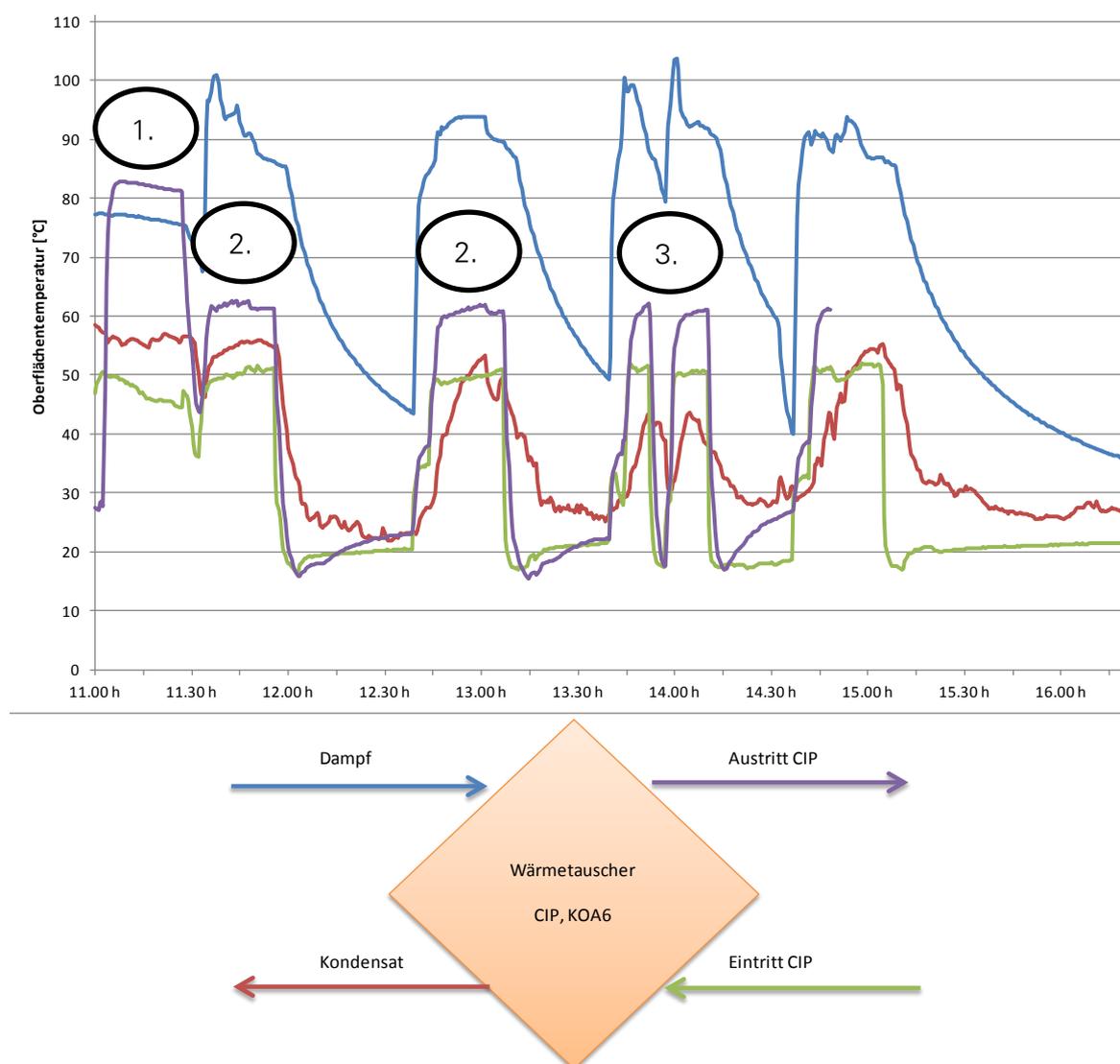


Abbildung 2: Messung vom 18.4.13, Oberflächentemperaturen Wärmetauscher CIP, KOA6

Eine weitere Messung von Oberflächentemperaturen wurde am Wärmetauscher der CIP-Anlage zu KOA 6 gemacht. Die Resultate sind in Abbildung 2 dargestellt.

Die Messung zeigt, wann der Wärmetauscher durchflossen wird, und welche Temperaturdifferenzen dabei auftreten. Die CIP-Flüssigkeit wird im Wärmetauscher von ca. 50°C auf etwas über 60°C resp. über 80°C erhitzt. Zu beachten ist, dass die gemessene Oberflächentemperatur der Leitungen einige Grad unter der effektiven Temperatur des Mediums liegt.

Die definierten CIP-Programme sind in Abbildung 2 trotzdem gut zu erkennen:

1. CIP-Steril: 16 min, 92°C
2. Schlussreinigung: 21 min, 65°C
3. Schlussreinigung zwischen: 6 min, 65°C

2.3.2 Raumtemperatur Kochanlagen

Während etwas mehr als zwei Tagen wurde ein Temperatur- und Feuchtigkeitssensor im Bereich der Kochkessel installiert. Abbildung 3 zeigt die damit gemessenen Daten.

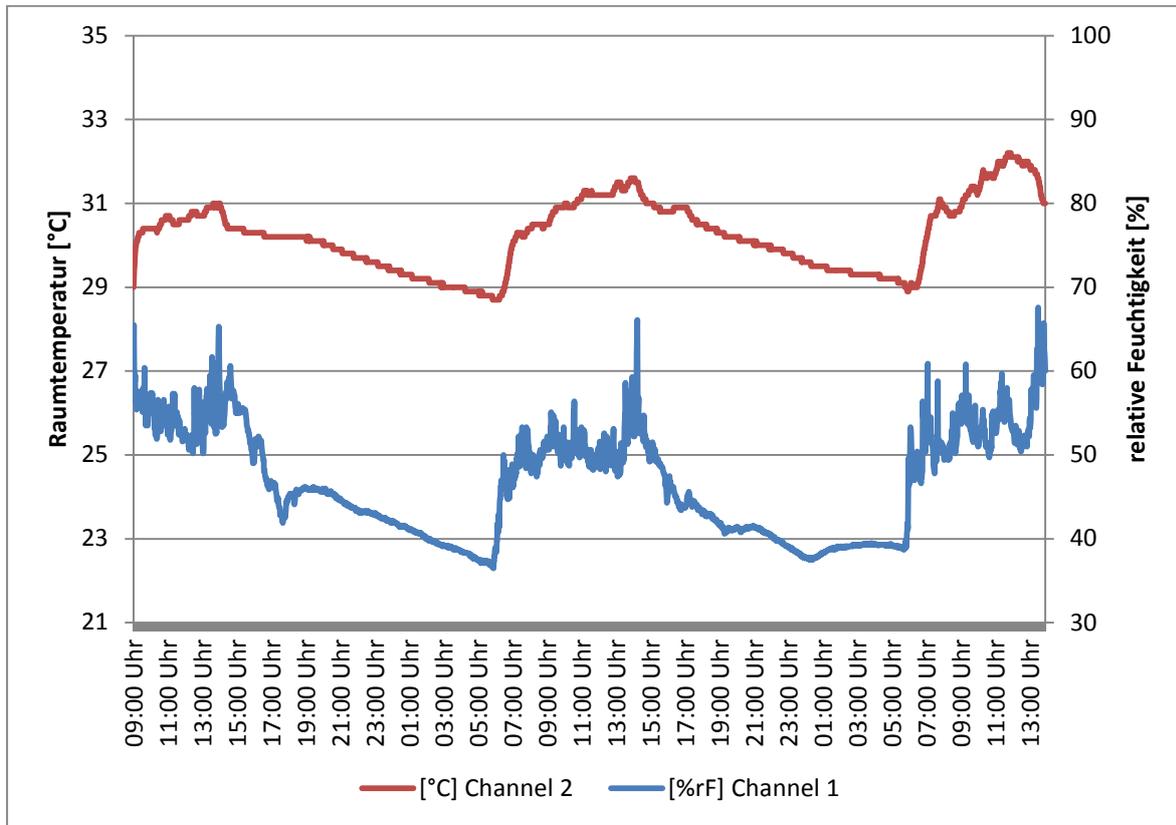


Abbildung 3: Messung 17.4.13 - 19.4.13, Raumtemperatur Kochanlagen

Es ist zu sehen, dass die Temperatur im Raum während dem Betrieb der Kochkessel bis auf 32°C steigt. Während der Nacht sinkt die Temperatur zwar leicht, jedoch nur bis auf 29°C. Die durchschnittliche Raumtemperatur im Bereich der Kochkessel beträgt also unter der Woche mindestens 30°C. Die relative Feuchte im Raum steigt mit Beginn der Kochtätigkeit frühmorgens rasch an, und ist am Nachmittag, wenn die Kochkessel geputzt werden, am höchsten.

2.3.3 Durchfluss und Energiemessungen

Die Durchfluss- und Energiemessungen wurden mit einem mobilen Ultraschall-Messgerät durchgeführt.

Rückfluss Kondensat

Die Messung des Kondensats wurde dort vorgenommen, wo das Kondensat nach dem Sammelgefäß zurück zum Speisewassergefäß gepumpt wird. An dieser Stelle ist das Kondensat eine reine Flüssigkeit, kein Gas-Flüssigkeit-Gemisch, weshalb diese Messmethodik angewendet werden kann.

Die Messresultate sind in Anhang A.8 dargestellt. Es ist zu sehen, dass die Pumpe während den Arbeitstagen ca. zu einem Drittel der Zeit in Betrieb ist, während in der Nacht und am Wochenende nur gelegentlich für eine kurze Zeit etwas Kondensat ins Speisewassergefäß gepumpt wird. Wenn die Pumpe in Betrieb ist, beträgt der Massenstrom 1.1 kg/s.

Die gemessene Temperatur des Kondensats beträgt im Durchschnitt 92.5°C (wenn der Durchfluss > 1 kg/s).

Zeitpunkt	Gemittelter Durchfluss [kg/s]
Montag bis Donnerstag	0.35 kg/s
Freitag	0.31 kg/s
<hr/>	
Gewichteter Durchschnitt der Arbeitstage	0.34 kg/s

Tabelle 1: Resultate der Durchflussmessungen Kondensat

Kühlwasser Maschinenraum 89 (Kältemaschinen)

Im Maschinenraum 89 wird die Abwärme von drei Kältemaschinen via Zwischenkreis über einen Plattenwärmetauscher an das Kühlwasser übertragen. Der Kühlwasser-Durchfluss dieses Wärmetauschers sowie die Temperaturdifferenz über den Tauscher wurden gemessen, woraus sich die abgeführte Wärmeleistung bestimmen lässt.

Die Resultate sind in Anhang A.9 grafisch dargestellt und in Tabelle 2 aufgelistet. Der Unterschied zwischen Arbeitstagen und Wochenenden ist in der grafischen Darstellung ersichtlich. Die Kältekompressoren sind am Wochenende weniger in Betrieb, da weniger Wärme durch offene Türen oder mit zu kühlenden Produkten in die Kühlräume eingebracht werden.

Durchfluss- und Abwärmeleistung während der Produktionszeit an Arbeitstagen

Datum=>	Mittelwert von Durchfluss (kg/s)			Mittelwert von Leistung berechnet (kW)		
	9.8.13	12.8.13	13.8.13	9.8.13	12.8.13	13.8.13
6:00	0.3	0.1	0.4	21.2	8.5	27.8
7:00	1.3	1.2	0.9	85.1	82.2	61.7
8:00	1.5	1.4	0.8	104.0	94.9	56.8
9:00	1.1	0.9	1.0	73.9	58.9	71.7
10:00	1.7	1.2	0.9	108.1	82.9	62.5
11:00	1.5	1.5	1.0	99.2	106.1	68.6
12:00	1.3	1.8	1.3	91.8	134.4	94.9
13:00	1.6	1.8	0.9	111.0	131.6	62.1
14:00	1.9	1.4	1.5	134.6	101.6	112.4
15:00	1.4	1.5	1.5	102.9	118.2	117.5
Gesamtergebnis	1.3	1.3	1.0	93.2	92.0	70.2

Tabelle 2: Messresultate Durchfluss Kühlwasser Maschinenraum 89

Die durchschnittlichen Werte während den Arbeitstagen (3 gemessene Tage) betragen 1.21 kg/s Kühlwasser-Massenstrom und 85.5 kW Abwärmeleistung. Die Werte am Wochenende (2 gemessene Tage) liegen mit 0.85 kg/s und 61 kW rund 30% tiefer. Der gewichtete Durchschnitt über die ganze Woche beträgt somit 1.11 kg/s und 78.5 kW.

Wärmetauscher CIP KOA 5

Ähnlich wie bei der Messung der Oberflächentemperaturen der CIP-Anlage KOA 6 wurde bei der Kochanlage 5 eine Messung des Durchflusses durchgeführt. Die Resultate sind in Anhang A.10 dargestellt.

Es konnte festgestellt werden, dass der Durchfluss beim CIP-Betrieb durchschnittlich 1.7 kg/s beträgt.

Die Temperatursensoren wurden bei dieser Messung vermutlich zu nahe am Wärmetauscher montiert, sodass die gemessenen Temperaturen nur begrenzt aussagekräftig sind. Die Temperaturen wurden vom Wärmetauscher beeinflusst und entsprechen nicht mehr genau den Mediums-Temperaturen der zu- und abfließenden Ströme. Die weiter oben beschriebenen Oberflächentemperaturen der CIP-Anlage KOA 6 bilden diese Temperaturen besser ab. Da die Anlagen analog funktionieren, können die Temperaturen von KOA 6 auch für KOA 5 angewendet werden. Wenn man die beiden Messungen also kombiniert und entsprechend nur den Durchfluss resp. die Mediums-Temperaturen betrachtet, ergibt sich eine gute Charakteristik der Wärmezufuhr für den CIP Betrieb.

2.4 Definition Energieströme

In diesem Unterkapitel werden die Überlegungen und Annahmen beschrieben, die zu den notwendigen Zahlen für die Definition der Energieströme geführt haben. Alle diese Zahlen sind in Abbildung 11 im Anhang A.1 ersichtlich.

Bei der Definition von Energieströmen gilt es zu beachten, dass man dabei einen durchschnittlichen Energiefluss definiert. Es gibt zwar effektiv Ströme, bei denen sehr regelmäßige Verhältnisse herrschen, wo also der Durchschnitt eine sehr genaue Angabe ist, bei anderen Strömen können die Energieflüsse jedoch zeitlich schwanken, was bei der Definition des Stromes nur teilweise berücksichtigt werden kann.

Die Wärmekapazität c_p , welche zur Definition aller Ströme verwendet wird, ist jeweils indirekt durch die Temperatur und das Medium (z.B. Wasser oder Luft) bekannt.

Dampfproduktion

Rund um die Dampfproduktion gibt es mehrere zusammenhängende Ströme zu definieren. Die Betriebszeit dieser Ströme ist demzufolge gleich gross und soll so gewählt werden, dass der sich daraus ergebende Durchschnitt repräsentativ für die Zeit des täglichen Betriebes / der täglichen Anwesenheit der Mitarbeitenden ist. Würden bei bekanntem jährlichem Verbrauch die effektiven Betriebsstunden der Dampfproduktion als Betriebszeit der Ströme gewählt, so würde sich ein Durchschnitt ergeben, der auch die Nachtstunden mit einschliesst (da via Dampfproduktion auch geheizt wird). Dieser Durchschnitt würde für die Pinch-Analyse eine Unterschätzung des Abwärme-Potentials aus der Dampfproduktion bedeuten, da die voraussichtliche Verwendung von Abwärme während dem Betrieb / der Anwesenheit der Mitarbeitenden geschehen soll. Würde man aber als Betriebszeit der Ströme die mutmassliche "Verwendungszeit der Abwärme" annehmen, würde sich dadurch eine Überschätzung des Abwärme-Potentials ergeben, da der Verbrauch während der Nachtstunden so auch dem Tag zugeschrieben würde.

Um einen für die mutmassliche Verwendung Ströme relevanten Durchschnitts-Verbrauch zu erhalten, muss also die Betriebszeit der Ströme zwischen den beiden oben genannten Extremen liegen. In diesem Fall wurden die Betriebsstunden der Ströme der Dampfproduktion zusammen mit dem Betreiber der Anlage auf 3'300 h/a festgelegt.

Abgas

Mit den oben definierten Betriebsstunden und dem bekannten Jahresverbrauch ergibt sich eine durchschnittliche Brennerleistung von etwas mehr als 1'000 kW. Gemäss Messblatt des Brenners hat das Abgas bei dieser Leistung eine Temperatur von ca. 200°C. Die jährliche Abgasmenge wurde über den bekannten Brennstoffverbrauch, das chemisch definierte stöchiometrische Verhältnis zwischen Brennstoff und benötigter Luftmenge sowie die Verbrennungsluftzahl λ berechnet, welche vom Hersteller der Brenner angegeben wurde.

Speisewasser

Als Speisewasser wird die Wassermenge bezeichnet, die neu in den Kreislauf der Dampferzeugung (Wasser->Dampf->Kondensat->Dampf etc.) eingeführt wird. Der Bedarf an Speisewasser wird einerseits durch Verluste und andererseits durch Prozesse generiert, bei denen nicht nur die Wärme des Dampfes verwendet wird, sondern der Dampf an und für sich.

Beim Speisewasser ist der jährliche Verbrauch gemessen und bekannt. Mit den oben definierten Betriebsstunden ergibt sich so der durchschnittliche Massenstrom. Die Temperatur des Speisewassers wird durch die Raumwärme in der Dampfzentrale etwas vorgewärmt und beträgt bis zu 25°C. Die Solltemperatur des Speisewassers beträgt 104°C. Diese Temperatur herrscht im Speisewassertank, damit die Entgasung des Wassers gewährleistet ist.

Entgasung

Durch die Entgasung entsteht ein Abwärmestrom in der Form von Dampf, der aus dem Speisewassertank aufsteigt. Diese Menge an Dampf ist theoretisch (aus der chemischen Zusammensetzung und Eigenschaften von Wasser und Dampf bei bestimmten Temperaturen) bekannt, wenn angenommen wird, dass die Entgasung vollständig erfolgt. Es ergibt sich somit eine Verlustmenge von 2% des produzierten Dampfes.

Kondensat/Speisewassertank

Beim Kondensatrücklauf vom Kondensatgefäss zum Speisewassertank wurden der Durchfluss und die Temperatur gemessen und als Werte für die Stromdefinition verwendet. Die Solltemperatur des Kondensats beträgt schlussendlich auch 104°C, also die Temperatur des Speisewassertanks. Die Wärme, die dem Kondensat zugeführt wird, muss in den Speisewassertank eingebracht werden.

Dampf

Für die Dampferzeugung wurde noch die Erhitzung des Wassers nach dem Speisewassertank von 104°C auf die Verdampfungstemperatur von ca. 173°C definiert. Es wurde angenommen, dass ein Teil dieses Temperaturhubes ev. auch durch Abwärme erfolgen könnte. Die anschliessende Verdampfung bei 173°C wurde nicht mehr definiert, da diese Wärmemenge auf diesem Temperaturniveau ohnehin durch fossile Verbrennung zur Verfügung gestellt werden muss. Der Massenstrom für diesen Strom entspricht der Summe von Speisewasser und Kondensat.

Heizung

Der Heizungsstrom basiert auf einigen Annahmen, da keine repräsentative Messung durchgeführt werden konnte. Der Energieverbrauch der Heizung pro Jahr wurde nach Schätzungen des Anteils der Heizung am Gesamtverbrauch und des Verbrauchs pro Fläche auf 0.5 GWh pro Jahr geschätzt. Die Betriebsstunden wurden so angenommen, dass sich

daraus eine Leistung und ein Massenstrom ergeben, die dem Durchschnitt während der Produktionszeit im Winterhalbjahr entsprechen.

Die Vorlauftemperatur der Heizung beträgt ca. 50°C, für die Bestimmung der Rücklauftemperatur wurde ein ΔT von 10°C angenommen.

Warmwasser

Das Warmwasser wird vom Brühdampf des Kondensatgefässes vorgewärmt. Anschliessend wird es in den Warmwassertank gepumpt, der sich in der Dampfproduktion befindet, und dort über ein Dampfregister auf die nötige Temperatur erwärmt. Die momentane Art der Vorwärmung wird als gegeben erachtet, deshalb wird der Warmwasserstrom als kalter Strom definiert, der von der Vorwärmtemperatur von 25°C auf die Endtemperatur von 50°C erhitzt werden muss.

Die Betriebsstunden werden auf 12h pro Tag (6 Uhr bis 18 Uhr), 5 Tage pro Woche, 52 Wochen pro Jahr festgelegt, was 3'120 Stunden ergibt. Der Jahresverbrauch des Warmwassers wird gemessen, so dass sich aus diesen beiden Angaben ein durchschnittlicher Massenstrom errechnen lässt.

Heisswasser

Das Heisswasser muss eine Temperatur von 80°C aufweisen, und wird aus ursprünglich kaltem Stadtwasser (10°C) erstellt. Das Wasser wird für den Kochprozess von bestimmten, regelmässig verwendeten Rezepturen gebraucht. Die Kochzeit beträgt ca. 8h pro Tag, an 250 Tagen pro Jahr, also insgesamt 2'000 Stunden.

Der Jahresverbrauch wurde auf zwei Arten geschätzt: zum einen aufgrund des Verbrauchs pro Charge der entsprechenden Rezepturen und den Anzahl Chargen pro Jahr, und andererseits aufgrund der Betriebsstunden und des bekannten Durchflusswertes der Osmose-Anlage, welche der Erhitzung des Heisswassers vorgelagert ist. Damit ergibt sich ein Verbrauch von 1'000 m³ pro Jahr.

Druckluft

Bei der Druckluft wurde der heisse Abluftstrom definiert, der auf keine bestimmte Temperatur, sondern so weit möglich und sinnvoll abgekühlt werden darf. Der Abluftstrom hat eine gemessene Temperatur von 58°C. Die Betriebsstunden des Kompressors sind gemessen, und in Lastlauf und Leerlauf eingeteilt. Da die Abwärmemenge eigentlich nicht so gross ist, der Leerlaufverbrauch jedoch im Vergleich zum Lastlauf schon beträchtlich hoch ist, wurden als Betriebsstunden die Summe von Last- und Leerlauf verwendet, damit sich übers Jahr eine möglichst hohe Wärmemenge ergibt, die potenziell verwendet werden könnte.

Die durchschnittliche Leistung des Abwärmestroms wurde aufgrund von Messungen, die die Firma Käser durchgeführt hatte, festgelegt. Dazu wurde noch der Anteil der verbrauchten Energie geschätzt, die schlussendlich in der Form von Abwärme verlorengelht. Dieser Teil beträgt ca. 80%. Druckluftkompressoren haben einen bekanntermassen tiefen Wirkungsgrad.

Seewasser

Beim Seewasser, welches zur Kühlung eingesetzt wird, werden diejenigen Rückläufe als Ströme definiert, welche unter allen Rückläufen die höchsten Temperaturniveaus aufweisen und einen konstanten Massenstrom haben.

Dies trifft vor allem auf den Rücklauf vom Maschinenraum 89 zu, in dem die Abwärme von drei Kälte-Kompressoren enthalten ist. Temperatur und Massenstrom dieses Rücklaufs

wurden gemessen (siehe Kapitel 2.3.3). Der durchschnittliche Massenstrom wurde wieder über die Produktionszeit gemittelt. Zudem wurde noch berücksichtigt, dass sich die Leistung der Kälte-Kompressoren über ein Jahr hinweg aufgrund des Klimas und den eingelagerten Mengen verändern. Dem wurde Rechnung getragen, indem die Abwärmemenge als proportional zu den Volllaststunden der Kompressoren angenommen wurde. Die Volllaststunden sind als monatliche Werte bekannt. Die zu den Kompressoren gehörenden Kälteräume sind übers ganze Jahr durchgehend gekühlt, deshalb wurde die Betriebszeit des Stromes auf 8'760h festgelegt.

Analog dazu wird auch der Rücklauf des Maschinenraums 56/87 definiert. Dort wurde keine Messung gemacht, jedoch können die Resultate vom Maschinenraum 89 übernommen werden, indem die anfallende Abwärmemenge als proportional zur Leistung der Kompressoren und deren Volllaststunden berechnet wird.

Glukose Tank

Der Glukose Tank muss immer auf einer gewissen Temperatur gehalten werden, damit die Glukose nicht zu zähflüssig wird. Da der Tank einen kleinen, aber konstanten Verlust aufweist, muss diese Wärme ebenfalls konstant wieder zugeführt werden. Dies geschieht momentan durch Dampf. Falls diese Wärme in Zukunft aus anderer Quelle bereitgestellt werden soll, müsste die Temperatur gemäss Angaben der Betreiber ca. 70°C aufweisen. Mit der Annahme eines ΔT von 10°C wird ein kalter Strom definiert, der von 60°C auf 70°C aufgeheizt werden muss. Die Leistung wird als Verlust über die Aussenflächen des Raumes geschätzt, die Raumtemperatur beträgt 37°C.

Weitere Ströme

Alle weiteren vorkommenden Energie-Ströme wurden nicht in dieser Art definiert und mit der Software behandelt, da das aufgrund fehlender Gleichzeitigkeit oder definierter Abfolgen sowie weiteren Gründen nicht möglich ist.

Dies betrifft insbesondere die Kochanlagen und die CIP-Anlagen, welche zusammen unbestritten für den grössten Wärmeverbrauch des Unternehmens verantwortlich sind. Diese Anlagen werden jedoch nicht als kontinuierliche Prozesse, sondern als Batch-Prozesse betrieben. Zwar können grundsätzlich auch Batch-Prozesse mit der Pinch-Software behandelt werden, jedoch nur unter gewissen Umständen, wenn z.B. eine zeitliche Abfolge der verschiedenen Schritte der Batch-Prozesse relativ zueinander gegeben ist. Da dies im Fall der Kochanlagen der Schweizer Getränke AG nicht gegeben ist, werden diese Prozesse nicht mit der Pinch-Methode analysiert. Zu der Entscheidung beigetragen hat auch die Tatsache, dass selbst wenn eine zeitlich fixe Abfolge bestehen würde - was eine Forderung aus der Pinch-Analyse sein könnte - der Wärmebedarf der Kochkessel voraussichtlich nicht ohne grössere Umbauten an den Kochanlagen durch eine andere Wärmequelle als Dampf gedeckt werden könnte. Die vorhandene Wärmetauscherfläche der Kochkessel wäre zu klein, um genügend Wärme aus einer Abwärmequelle, die ein tieferes Temperaturniveau als Dampf aufweisen würde, in die Kochkessel zu führen.

2.5 Auswertung der Energieströme mit der Pinch-Software

Die Analyse der oben definierten Energieströme mit der Pinch-Software zeigt in einem ersten Schritt das theoretisch mögliche Potenzial der Wärmerückgewinnung auf. Dieses ergibt sich aus denjenigen Strömen, die sich in den sogenannten Verbundkurven überlagern. Diese Ströme können nämlich Wärme austauschen und somit den Bedarf an Utility-Energie senken. Die Überlagerung für die Ströme der Schweizer Getränke AG beträgt ca. 90 kW (siehe Abbildung 4). Das heisst, bei idealer Ausnutzung der vorhandenen Ströme wäre eine Rückgewinnungsleistung von 90 kW möglich.

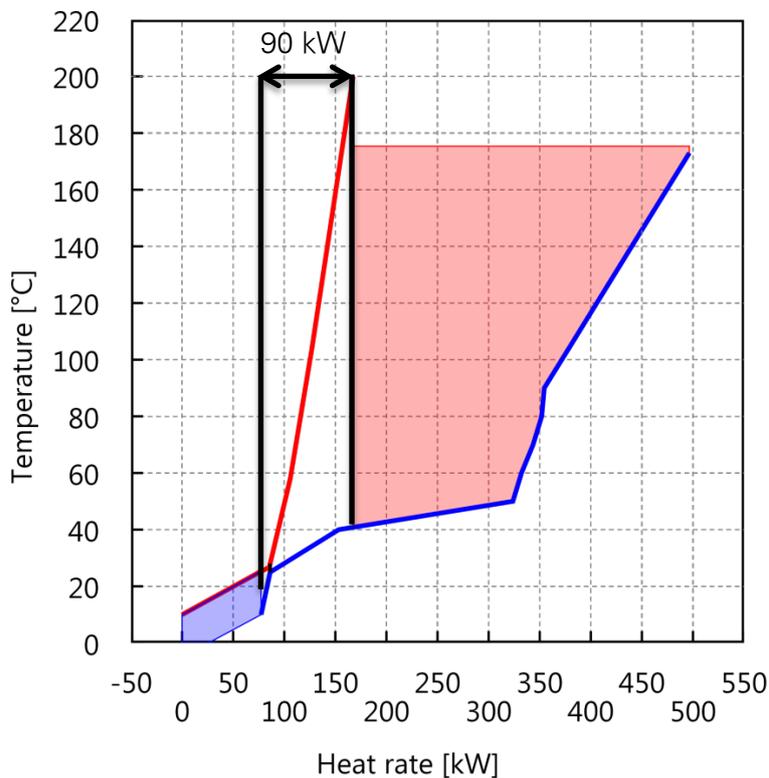


Abbildung 4: Verbundkurven der definierten Ströme (blaue Fläche: minimaler Kühlbedarf, rote Fläche: minimaler Heizbedarf)

In einem weiteren Schritt in der Arbeit mit der Pinch-Software wird ein Wärmetauscher-Netzwerk erstellt, mit welchem dieses theoretische Potenzial bestmöglich ausgenutzt wird. Beim Erstellen des Netzwerkes wird ersichtlich, welche Energieströme miteinander verbunden werden können, und bei welchen das aufgrund der physikalischen und thermodynamischen Regeln nicht möglich ist.

Bei einem so erstellten Netzwerk gibt es Verbindungen, die zwar theoretisch möglich und aufgrund der erzielbaren Wärmerückgewinnung sinnvoll sind, die aber aus anderen Gründen in der Praxis doch nicht umgesetzt werden. Dies kann z.B. dann der Fall sein, wenn es sich um sehr kleine Wärmetauscher handelt, wo die Kosten für Installation, Regelung und Zuleitung im Verhältnis sehr hoch sein können, oder um Wärmetauscher, die sehr weit entfernte Energiequellen miteinander verbinden, wo also die Leitungskosten und Leitungsverluste verhältnismässig hoch sind.

In den folgenden Unterkapiteln werden die einzelnen Prozesse auf die oben erwähnten Punkte hin betrachtet: Die theoretische Möglichkeit zur Integration des Prozesses und die voraussichtlich praktische Umsetzbarkeit dieser Integration.

Integration Abgas

Der Abgasstrom mit ca. 200°C ist die einzige Abwärmequelle mit einer hohen Temperatur. Bisher wird diese Wärme nicht genutzt und wird über das Kamin an die Umgebung abgegeben. Diese Quelle bietet deshalb die Möglichkeit, Wärme, die bisher mit Dampf zur Ver-

fügung gestellt wurde, zukünftig zu ersetzen. Es wird angestrebt, diese Quelle so gut wie möglich zu nutzen.

Eine grundsätzliche Schwierigkeit bei der Umsetzung von Wärmerückgewinnungsmassnahmen im Abgasstrom sind die Platzverhältnisse, die berücksichtigt werden müssen. Wärmerückgewinnung bedeutet in diesem Fall, dass Wärmetauscher zusätzlich eingebaut werden müssen, welche je nachdem mehr oder weniger Platz beanspruchen.

Als Wärmesenken, also Ströme, die durch die Wärme des Abgases aufgewärmt werden können, kommen mehrere theoretische Möglichkeiten infrage: Das Speisewasser, das Kondensat (Speisewassertank) und das Heisswasser stellen dabei die besseren Varianten dar. Weiter wäre auch eine Wärmeabgabe an die Heizung möglich, sowie an den Strom zwischen Speisewassertank und Dampfkessel, den Zulauf zum Dampfkessel. Letztere Möglichkeit würde dem Nachrüsten eines Economisers entsprechen. Diese bestimmte Art von Wärmetauscher ist bei heutigen Dampfkesseln häufig standardmässig vorhanden.

Mögliche Wärmesenken	Vorteile	Nachteile
<u>Speisewasser</u>	Einfache Einbindung Nähe zu Abgas	
Kondensat (Speisewasser-Tank)	Nähe zu Abgas Gleichzeitigkeit	Änderung des Prinzips der Wärmezufuhr wäre nötig
Heisswasser		Distanz
Heizung		saisonal
<u>Zulauf Dampfkessel</u>	Gleichzeitigkeit, hohes Temperaturniveau	

Tabelle 3: Mögliche Wärmesenken für Integration Abgas

Die Wärmemenge, die aus dem Abgas entnommen werden kann, reicht jedoch nicht aus, um alle genannten Wärmesenken zu bedienen. Es müssen deshalb die in Bezug auf Wirtschaftlichkeit und Machbarkeit besten Möglichkeiten ausgewählt werden. Da die Heizung einen Bedarf darstellt, der nicht übers ganze Jahr besteht, sondern nur im Winterhalbjahr, stellt das keinen idealen Abnehmer von Wärme dar, und wird nicht weiter berücksichtigt. Die Wärmeabgabe an das Heisswasser wäre in der Praxis zwar machbar, aber nicht ideal, da die Heisswasseraufbereitung zwei Stockwerke oberhalb und horizontal versetzt von der Dampfzentrale liegt. Es müssten für diese Verbindung einige Durchbrüche geschlagen und etliche Meter Rohrleitungen verlegt werden. Der Speisewassertank liegt zwar unmittelbar neben der Dampfproduktion, jedoch wird die Wärme zum jetzigen Zeitpunkt mittels Direkt-dampfeinspritzung eingebracht, was bei der Nutzung des Abgases als Wärmequelle nicht mehr möglich wäre. Die Wärme müsste neu indirekt über einen Zirkulationskreislauf eingebracht werden, wobei eine vorzeitige Verdampfung in den Rohrleitungen der Zirkulation vermieden werden müsste (siehe Abbildung 5). Obwohl diese neue Art der Wärmezufuhr als möglich erachtet wird, könnten aufgrund der Umstellung noch Folgeänderungen nötig werden, was den Speisewassertank ebenfalls als mögliche, aber nicht ideale Wärmesenke klassifiziert.

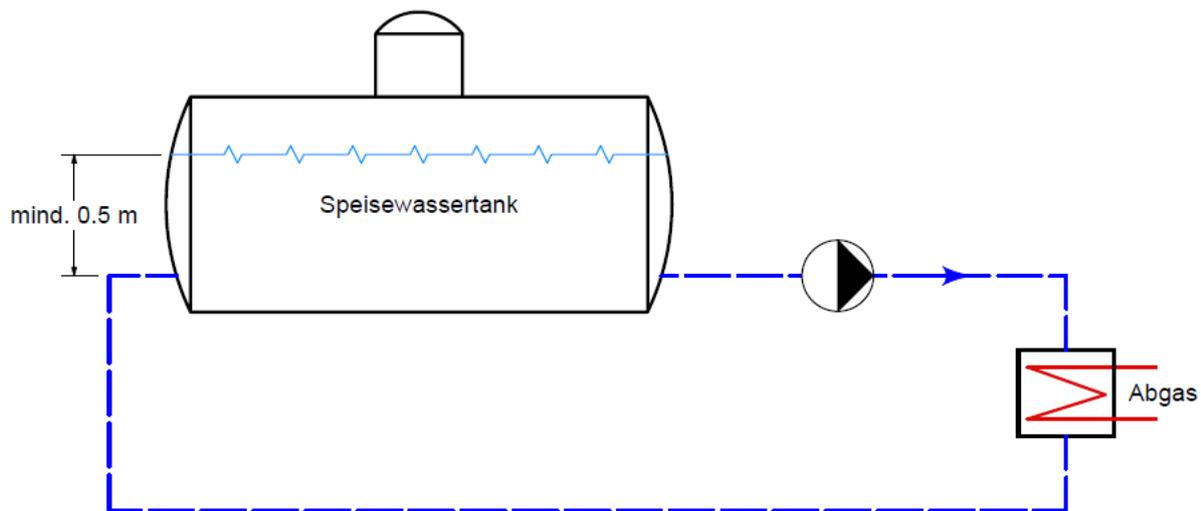


Abbildung 5: Änderung des Prinzips der Wärmezufuhr zum Speisewassertank, die bei dessen Nutzung als Wärmesenke nötig wäre

Als geeignetste Wärmesenken bleiben somit noch das Speisewasser und der Zulauf zum Dampfkessel übrig. Die Einbindung des Speisewassers gestaltet sich sehr einfach, da die Leitung bereits jetzt sehr nahe beim Abgasrohr vorbeifliesst und somit nur ein kurzer Umweg über den neuen Wärmetauscher eingebaut werden muss. Der Zulauf des Dampfkessels stellt eine geeignete Wärmesenke dar, da die Gleichzeitigkeit zwischen Wärmequelle und Wärmesenke immer gegeben ist (eine höhere Leistung des Dampfkessels hat einen grösseren und heisseren Abgasstrom, also mehr Abwärme zur Folge, gleichzeitig wird aber auch der Zulauf zum Dampfkessel grösser, und kann das Mehr an vorhandener Abwärme aufnehmen). Zudem ist die Verwendung dieses Stromes auch aus der theoretischen Sicht der Thermodynamik ideal, denn die vorhandene Abwärme wird auf dem höchstmöglichen Temperaturniveau weiterverwendet.

Integration Seewasser

Das Seewasser stellt eine relativ grosse und konstante Abwärmequelle dar. Es muss allerdings beachtet werden, dass das Temperaturniveau tief ist (zwischen ca. 10°C und 25°C), weshalb die Abwärme nicht ohne weiteres verwendet werden kann. Die oben genannten Eigenschaften sind jedoch ideale Voraussetzungen für den Einsatz einer Wärmepumpe - diese Nutzung der Abwärme auf dies Weise wird deshalb angestrebt.

Bei der Einbindung einer Wärmepumpe in ein mit der Pinch-Methode analysiertes System muss auf die Pinch-Temperatur geachtet werden. Als Pinch-Temperatur wird diejenige Temperatur bezeichnet, die am Punkt des kleinsten Abstandes zwischen der heissen Verbundkurve (rot) und der kalten Verbundkurven (blau) vorhanden ist. Die Pinch-Temperatur trennt das System in einen oberen und unteren Temperaturbereich. Im oberen Bereich ist ein Netto-Wärmebedarf vorhanden und im unteren Bereich ein Netto-Kühlbedarf, also ein Wärmeüberschuss. Eine sinnvolle Einbindung einer Wärmepumpe muss so erfolgen, dass Wärme vom Bereich unterhalb des Pinchs mit Hilfe der Wärmepumpe in den Bereich oberhalb des Pinchs angehoben wird. Dadurch werden also gleichzeitig der Wärmeüberschuss unterhalb des Pinchs und der Wärmebedarf oberhalb des Pinchs vermindert. Um diesen "doppelten Gewinn" zu realisieren, muss die Energie für den Betrieb der Wärmepumpe investiert werden.

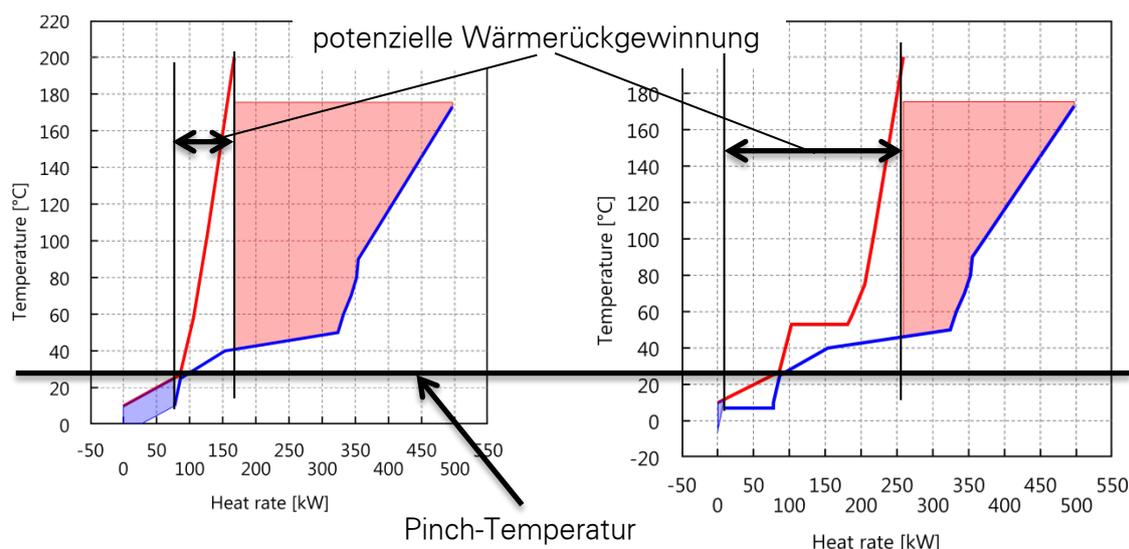


Abbildung 6: Integration Wärmepumpe

a) Verbundkurven ohne Wärmepumpe b) Verbundkurven mit Wärmepumpe

In Abbildung 6 sind die Auswirkungen einer solchen Integration der Wärmepumpe im Fall der Schweizer Getränke AG durch die Verbundkurven visualisiert. Aufgrund der Wärmepumpe werden zwei neue Ströme, der Verdampfer (horizontale blaue Linie) und der Verflüssiger (horizontale rote Linie), in das System eingefügt. Dadurch wird der Bereich, in dem sich die Verbundkurven überschneiden (was - wie in Abschnitt 2.5 erklärt wurde - dem Potenzial der Wärmerückgewinnung entspricht), grösser. Gleichzeitig wird natürlich der mindestens nötige Heiz- und Kühlbedarf (durch die roten und blauen Flächen dargestellt), kleiner.

Mögliche Wärmequellen	Vorteile	Nachteile
<u>Rücklauf Maschinenraum 89</u>	Konstant grosse Abwärmemenge relativ hohe Temperatur (26°C)	Distanz zu möglichen Wärmesenken
Seewasserbecken	Grosse Wassermenge verfügbar	Distanz zu möglichen Wärmesenken relativ tiefe Temperatur
Rückfluss Seewasser in den See	Höhere Temperatur (mind. ca. 18°C) Kleinere Distanz zu möglichen Wärmesenken	Unregelmässigkeit
CSB Tank (CIP)	Teilweise relative hohe Temperatur Kleinere Distanz zu möglichen Wärmesenken	Unregelmässigkeit Dickflüssiges Medium Relativ kleine Abwärmemenge
Rücklauf Maschinenraum 56/87		Kleine Energiemenge

Tabelle 4: Mögliche Wärmequellen für Integration Seewasser

Von den in Tabelle 4 aufgeführten Wärmequellen ist der Rücklauf des Maschinenraums 89 nach Abwägung der Vor- und Nachteile die bestgeeignete Quelle, und soll deshalb bei der Umsetzung dieser Massnahme verwendet werden.

Mögliche Wärmesenken	Vorteile	Nachteile
<u>Warmwasser</u>	Relativ grosser Abnehmer, der die ganze Wärme der Wärmepumpe entnehmen könnte	Distanz zu Wärmequelle
Heisswasser		tiefe Betriebsstunden hohes Temperaturniveau für eine Wärmepumpe eher kleiner Wärmebedarf, es müsste neben dem Heisswasser noch eine weitere Wärmesenke angeschlossen werden
Heizung		saisonal

Tabelle 5: Mögliche Wärmesenken für Integration Seewasser

Von den möglichen Wärmesenken in Tabelle 5 wurde das Warmwasser als am besten geeignet eingeschätzt.

Integration Druckluft

Eine Integration der Abwärme der Druckluft wäre theoretisch möglich. In der Praxis ist die Nutzung der Abwärme allerdings nicht ohne weiteres möglich, da kein Abnehmer der Wärme in Reichweite ist und da das Temperaturniveau der Abwärme nicht sehr hoch ist (max. 60°C). Im Moment wird zudem im Bereich Druckluft mit Massnahmen ausserhalb der Pinch-Analyse die entstehende Abwärme reduziert, womit dieses Potenzial sogar noch kleiner wird. Eine wirtschaftliche Integration der Druckluft ist deshalb nicht möglich.

Integration Glukose-Tank

Der Wärmebedarf des Glukose-Tank ist zu klein, um eine wirtschaftliche Massnahme zu ermöglichen. Da im Gesamtsystem kein grundsätzlicher Wärmeüberschuss vorhanden ist, können sowieso nicht alle Wärmesenken für die Rückgewinnung von Wärme verwendet werden. Da noch andere, besser geeignete Wärmesenken vorhanden sind, werden diese zuerst genutzt, und die Integration des Glukose-Tanks nicht weiterverfolgt.

Integration Abdampf Entgaser

Eine Integration dieser Abwärmequelle wäre theoretisch und praktisch möglich. Aufgrund der sehr kleinen Leistung (ca. 3 kW) wird jedoch davon abgesehen, die Wirtschaftlichkeit der Massnahme wäre nicht gegeben.

3. Massnahmen

3.1 Massnahme aus Pinch: Wärmerückgewinnung Abgas

Mit dieser Massnahme werden die Überlegungen zum Punkt "Integration Abgas" aus Kapitel 2.5 umgesetzt.

Involvierte Energieströme

Wärmequelle: Abgasstrom*

Wärmesenken: Speisewasser, Zulauf Dampfkessel 2

*Da gemäss den Verbrauchszahlen der letzten Jahre ca. 95% der Dampfproduktion über den Zweistoffbrenner, Kessel 2, erfolgt, beziehen sich die Massnahmen mit dem Abgasstrom auf diesen Kessel. Das heisst, dass in den seltenen Fällen, wo der Kessel 1 in Betrieb ist, keine Wärmerückgewinnung möglich ist.

Umsetzung

In den Abgasstrom wird ein Rack mit Wärmetauschern eingebaut. Das Rack ist rechteckig, weshalb ein Konus zwischen dem runden Abgasrohr und den Wärmetauschern eingebaut werden muss. Innerhalb des Racks befinden sich zwei in Serie geschaltete Wärmetauscher, in welchen das Abgas abgekühlt und die Wärme an die ausgewählten Wärmesenken abgegeben wird.

Der Platzbedarf wurde anhand der Grössenangaben aus Offerten ermittelt. Der Einbau in das bestehende Abgasrohr ist möglich.

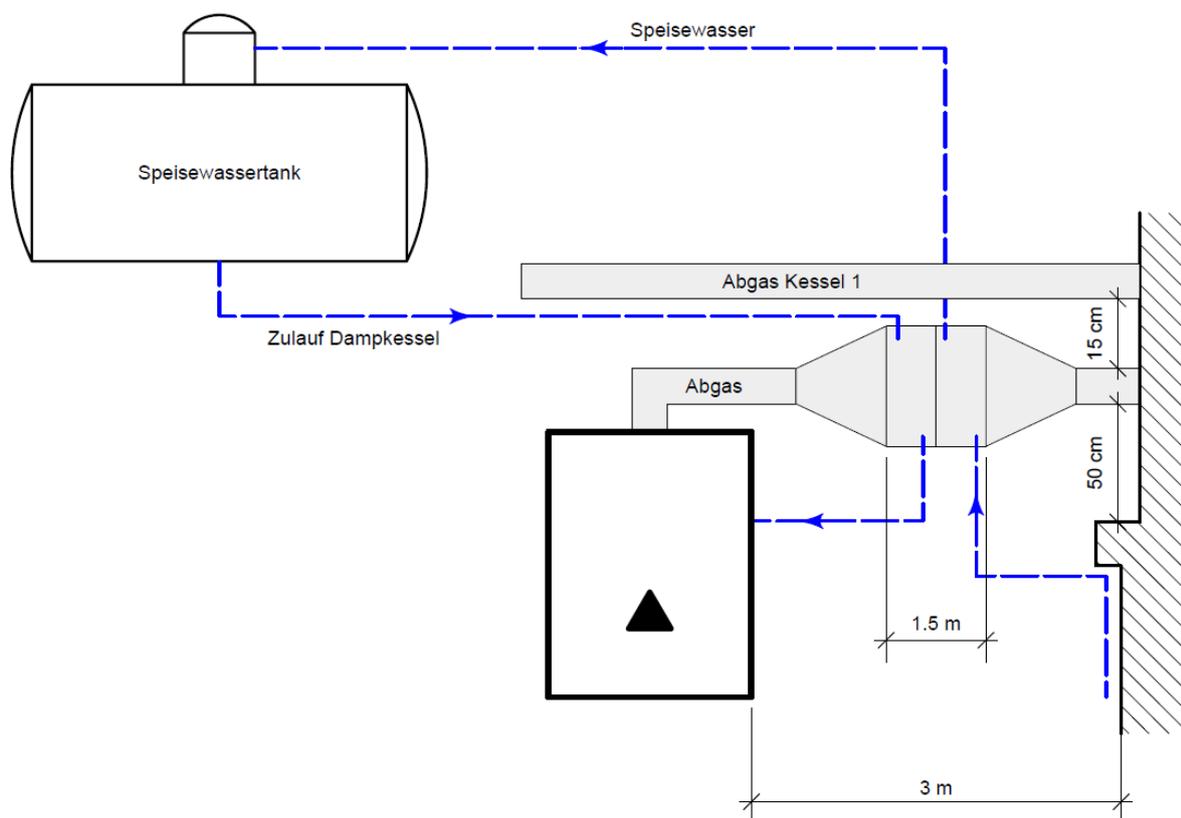


Abbildung 7: Skizze zum Einbau der vorgeschlagenen Wärmetauscher in den Abgasstrom

Funktionsprinzip Speisewasser

- Das Speisewasser fliesst neu durch den Wärmetauscher und wird auf knapp 100°C erhitzt
- Wenn vom Abgas keine Abwärme verfügbar ist, fliesst das Speisewasser wie bis anhin kalt in den Speisewassertank und wird dort indirekt durch die Dampfeinspritzung erhitzt

Funktionsprinzip Zulauf Dampfkessel

- Der Zulauf vom Speisewassertank in den Dampfkessel wird neu durch den Wärmetauscher im Abgasstrom geleitet
- Beim Eintritt in den Dampfkessel weist der Strom eine höhere Temperatur von ca. 122°C auf
- Der Energiebedarf für die Verdampfung im Kessel sinkt gegenüber der aktuellen Situation, wo der Zulauf das Temperaturniveau des Speisewassertanks aufweist (104°C)

Materialbedarf und Kosten

Summe [CHF]

Tabelle 6: Materialbedarf und Kosten zur Massnahme Wärmerückgewinnung Abgas

Einsparung und Wirtschaftlichkeit

Wärmequelle	T_in	T_out	Wärmesenke	T_in	T_out	Einsparung	
	°C	°C		°C	°C	kWh/a	CHF/a
Abgas	200.0	107.1	Zulauf Dampfkessel	104.0	122.3	103'447	10'023.-
Abgas	107.1	51.0	Speisewasser	25.0	100.0	65'000	6'200.-
Summe Einsparungen [kWh/a]						168'000	16'200.-
Summe Kosten [CHF]							45'000.-
Payback [a]							2.8

Tabelle 7: Einsparung und Wirtschaftlichkeit zur Massnahme Wärmerückgewinnung Abgas

Die Kosten für die Rückgewinnung von Wärme aus dem Abgas belaufen sich gemäss Tabelle 6 auf rund CHF 45'000.- und die jährlichen Einsparungen auf 168'000 kWh resp. CHF 16'200.-. Der statische Payback liegt für diese Massnahme bei 2.8 Jahren.

Zu verwendende Zahlen für die Auslegung der Wärmetauscher

Bei der Auslegung der Wärmetauscher ist darauf zu achten, dass Druckverluste und Fliessgeschwindigkeiten auf die maximal auftretenden Massenströme ausgelegt sind. Im Gegensatz dazu ist bei der Stromdefinition für die Pinch-Analyse und für die Berechnung der Einsparungen mit durchschnittlichen Strömen gerechnet worden.

Für die Auslegung der Wärmetauscher können die Angaben aus Tabelle 8 verwendet werden. Der Massenstrom des Abgases ergibt sich durch dieselbe Berechnung wie in Abschnitt 2.4, für den Brennstoffverbrauch wird jedoch die maximale Menge gemäss dem Messblatt des Brenner-Lieferanten eingesetzt. Der Zulauf zum Dampfkessel berechnet sich aus der maximalen Leistung des Kessels und den thermodynamischen Eigenschaften (cp, Verdampfungsenthalpie, etc.) von Wasser bei 8.5 bar. Der Massenstrom des Speisewassers beträgt im Durchschnitt 15% der produzierten Dampfmenge. Dieses Verhältnis wird auch für die Bestimmung des maximalen Speisewasserstroms angewandt.

Heisses Heisses		Heisses Heisses		Kaltes Medi-		Kaltes Kaltes		Kaltes Medium	
Heisses Medium	Medium Eintritt	Medium Austritt	Heisses Medium Massenstrom	Kaltes Medium	Medium	Medium Eintritt	Medium Austritt	Kaltes Medium	Medium Massenstrom
	°C	°C	kg/h			°C	°C		kg/s

Tabelle 8: Auslegungsdaten bei maximaler Leistung für die Abgas Wärmerückgewinnung

Eine Offerte mit diesen Vorgaben ist in Anhang A.3 zu finden. Daraus sind auch die Dimensionen der Wärmetauscher ersichtlich.

3.2 Massnahme aus Pinch: Wärmepumpe Brauchwarmwasser

Mit dieser Massnahme werden die Überlegungen zum Punkt "Integration Seewasser" aus Kapitel 2.5 umgesetzt.

Involvierte Energieströme

Wärmequelle: Rücklauf Seewasser Maschinenraum 89

Wärmesenke: Warmwasser

Umsetzung

Da auf der kalten Seite der neuen Wärmepumpe nur eine Leitung gebraucht wird und auf der heissen Seite zwei (Vor- und Rücklauf), muss die Wärmepumpe nahe bei der Wärmesenke, also beim Warmwasser platziert werden.

Der Rücklauf des Maschinenraumes 89 wird neu separat zur Wärmepumpe geführt. Nachdem die Wärme dieses Stromes dem Verdampfer der Wärmepumpe abgegeben wird, fliesst das Kühlwasser in den allgemeinen Kühlwasserrücklauf zurück. Um kurze Schaltzyklen der Wärmepumpe zu vermeiden, fliesst der Rücklauf durch einen kleinen Speicher. Dadurch können unterschiedliche Mengen im Rückfluss des Kühlwassers ausgeglichen werden und zur Wärmepumpe selber kann ein mittlerer Massenstrom fließen. Der Speicherinhalt soll in der Grössenordnung von 3 - 4 m³ liegen, damit die Wärmepumpe während etwa einer Stunde mit einem durchschnittlichen Massenstrom aus dem Speicher betrieben werden kann, ohne dass in dieser Zeit neues Kühlwasser in den Speicher strömt.

Für die Erhitzung des Warmwassers muss das bestehende Register ausgetauscht werden, damit den neuen Temperaturverhältnissen Rechnung getragen werden kann. Der Wärmetransfer von der Wärmepumpe zum Warmwasser erfolgt über einen Zwischenkreis, der nacheinander den Verflüssiger der Wärmepumpe und das Register im Warmwasserspeicher durchfliesst. Um die Versorgungssicherheit des Warmwassers zu vergrössern, kann in den Zwischenkreis noch ein Dampf-Wärmetauscher eingebaut werden. Dieser könnte die Erhitzung des Warmwassers auch dann sicherstellen, wenn die Wärmepumpe z.B. wegen Unterhalt nicht in Betrieb ist. Der Aufwand für diesen zusätzlichen Wärmetauscher ist vergleichsweise klein, da nur der Wärmetauscher selber beschafft werden müsste. Die Dampfzuleitung und die Kondensatableitung bestehen bereits.

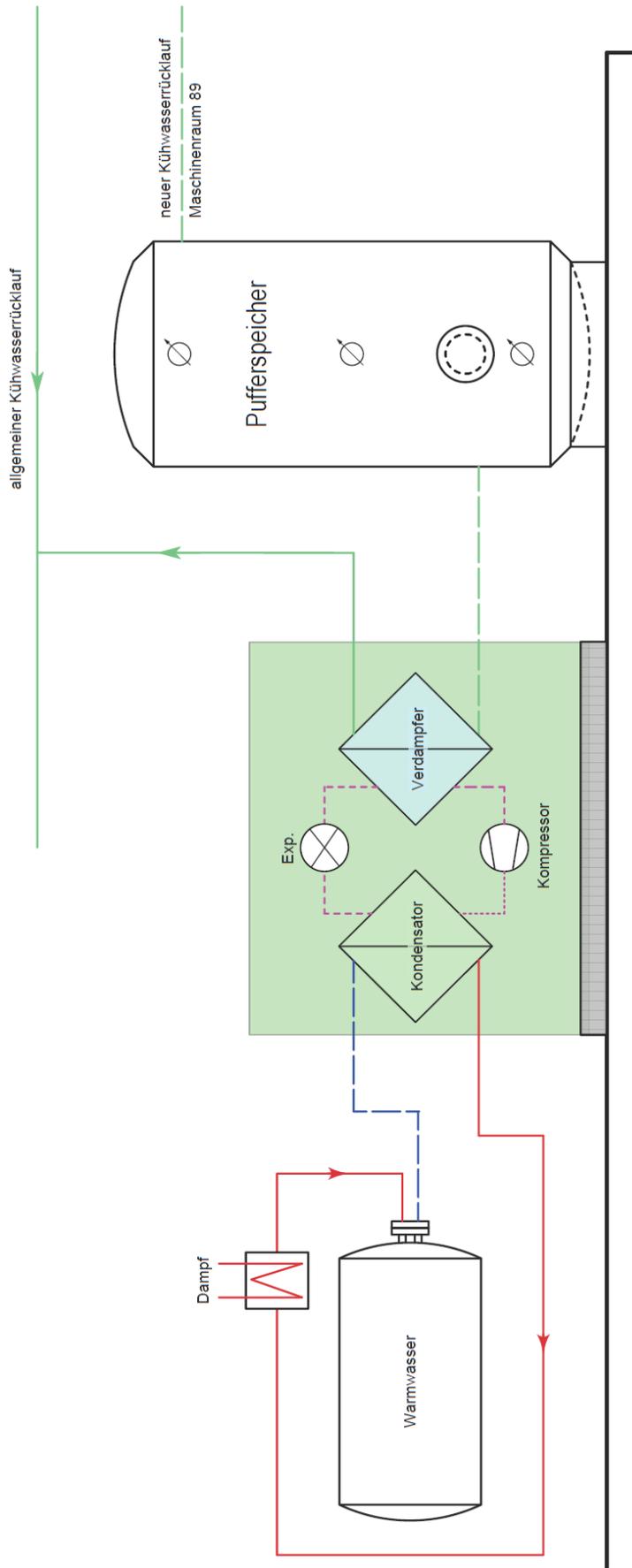


Abbildung 8: Prinzip-Skizze zur Umsetzung der Massnahme Wärmepumpe Brauchwarmwasser

Materialbedarf und Kosten

Summe [CHF]

Tabelle 9: Materialbedarf und Kosten zur Massnahme Wärmepumpe Brauchwarmwasser

Einsparung und Wirtschaftlichkeit

Durch den Einsatz dieser Wärmepumpe resultiert in erster Linie eine Einsparung, indem die Erhitzung des Warmwassers, wofür momentan Dampf benötigt wird, neu von der Wärmepumpe gewährleistet wird. Diese Menge beträgt ca. 283 MWh. Auf der anderen Seite verringert sich aber auch der Bedarf an Kühlenergie. Diese Einsparung von ca. 220 MWh/a ist in Tabelle 10 ebenfalls aufgelistet, jedoch mit einem * gekennzeichnet.

Bei der Berechnung der Einsparung in CHF können die Energiemengen mit den definierten Energiepreisen zu CHF umgerechnet werden. Von diesem Betrag müssen allerdings noch die Betriebskosten für die Wärmepumpe (Strom) subtrahiert werden.

Die jährlichen Einsparungen betragen ca. CHF 25'000.- und der Payback der gesamten Massnahme, unter Berücksichtigung der Kosten aus Tabelle 9, beträgt 4 Jahre.

Wärmequelle	T_in	T_out	Wärmesenke	T_in	T_out	Einsparung	
	°C	°C		°C	°C	kWh/a	CHF/a
Heisse Seite Wärmepumpe	74.5	53.0	Warmwasser	25.0	50.0	282'999	27'500.-
Seewasser Rücklauf Maschinenraum 89	26.7	10.8	Kalte Seite Wärmepumpe	7.0	7.0	216'627*	4'333.-
Betriebskosten Wärmepumpe							-7'000.-
Summe Einsparungen Wärme + *Kühlenergie [kWh/a]						500'000	24'800.-
Summe Kosten [CHF]							100'000.-
Payback [a]							4.0

Tabelle 10: Einsparung und Wirtschaftlichkeit zur Massnahme Wärmepumpe Brauchwarmwasser

3.3 Weitere Massnahme: Wärmerückgewinnung Kochanlagen

Diese Massnahme betrifft die Kochanlagen, die wie oben erwähnt zwar bekanntermassen hohe Verbräuche und hohe Verluste aufweisen, jedoch nicht mit der Pinch-Methodik analysiert werden können. Der untenstehende Vorschlag ist deshalb aus "konventionellem Engineering" entstanden. Ohne die für die Pinch-Analyse erarbeitete Datengrundlage wären die Berechnungen und Abschätzungen im Bereich der Kochanlagen jedoch weniger gut möglich gewesen. Das Ziel der Massnahme ist einerseits, die energetischen Verluste der Kochanlagen zu minimieren und andererseits auch, die klimatischen Bedingungen im Bereich dieser Anlagen zu verbessern. Wie die Messung in Kapitel 2.3.2 gezeigt hat, sind die Lufttemperatur und die Luftfeuchtigkeit dort momentan ziemlich hoch.

Involvierte Energieströme

Wärmequelle: Verluste der Kochanlagen, die über offene Fenster, durch die Gebäudehülle und die Lüftung an die Umwelt gelangen

Wärmesenke: Zuluft der neuen Lüftung in den Raum der Kochanlagen

Umsetzung

Der Raum mit den Kochanlagen wird stärker abgetrennt, siehe auch Abbildung 9:

- Es werden seitlich zwei Schnellauftore eingebaut
- Gegen vorne wird der Raum mit Plexiglas geschlossen

Für den so abgetrennten Raum muss ein Belüftungskonzept erstellt werden:

- Die Fortluft muss mit einem grösseren Volumenstrom als heute betrieben werden
- Die Lüftung muss neu über eine geführte Zuluft verfügen

Ein wichtiger Teil des Konzepts ist die Wärmerückgewinnung zwischen Zu- und Abluft, wodurch die Abwärme aus der Abluft teilweise zurückgewonnen werden kann. Für die Steuerung der Zulufttemperatur muss die Wärmerückgewinnung über einen regelbaren Bypass verfügen.

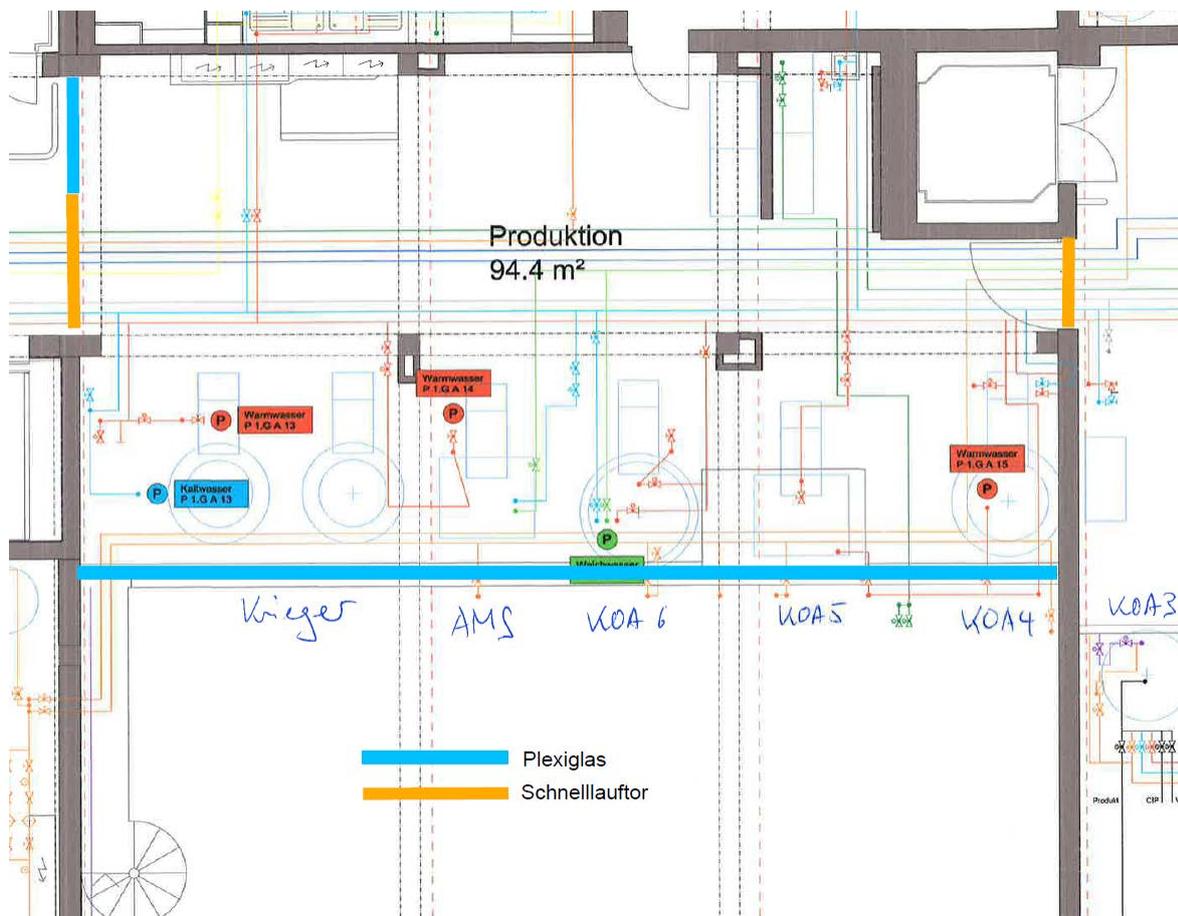


Abbildung 9: Skizze zur Raumabtrennung im Bereich der Kochanlagen

Funktionsprinzip der Belüftung

Im Folgenden werden die groben Eckpunkte eines möglichen Belüftungskonzepts für den Bereich der Kochanlagen aufgelistet.

Zum Zeitpunkt der Umsetzung muss ein ausgewiesener Belüftungsspezialist beigezogen werden, der die richtige Anordnung der Luftkanäle, Lüftungsauslässe, Absaugpunkte und die Auslegung der Luftmengen übernehmen kann.

Die Innentemperatur soll zur Verbesserung des Raumklimas von ca. 30°C auf ca. 25°C gesenkt werden. Es wird angenommen, dass dafür die Zuluft mit ca. 20°C eingeblasen werden muss. Dabei muss darauf geachtet werden, dass die Einblaspunkte nicht zu nahe bei den Kochkesseln liegen. Die Kochkessel an sich sollen möglichst wenig gekühlt werden, damit der Dampfverbrauch für den Kochprozess dadurch nicht zur Kompensation ansteigt. Gekühlt werden soll nur die allgemeine Raumluft. Um jeden Kessel herum wird es natürlich einen Bereich geben, der trotzdem noch wärmer als 25°C ist. Wie gross dieser Bereich ist, hängt wohl stark von der Luftführung und den Einblas- und Absaug-Geschwindigkeiten ab.

Der Abluftstrom des neu abgetrennten Bereichs wird aufgrund des SIA Merkblatts 2024 abgeschätzt. Für die Kategorie "Küche zu Restaurant" wird darin ein Abluftstrom von 80 m³/(m² h) genannt. Die Fläche des betreffenden Bereichs beträgt 95 m², womit ein Abluftstrom ca. 8'000 m³/h notwendig ist.

Wärmerückgewinnung bei Aussentemperaturen unter -10°C

Bei Aussentemperaturen unter -10°C kann die Solltemperatur von 20°C trotz Wärmerückgewinnung nicht gehalten werden. Durch die Wärmerückgewinnung kann maximal ca. 85% des Temperaturunterschiedes von Raumtemperatur und Aussentemperatur wettgemacht werden. Bei sehr kalten Temperaturen kann die Aussenluft deshalb nicht ganz bis auf die gewünschten 20°C vorgewärmt werden.

Wärmerückgewinnung bei Aussentemperaturen zwischen -10°C und 20°C

In diesem Temperaturbereich kann die Solltemperatur der Zuluft von 20°C gehalten werden. Bei kalten Aussentemperaturen wird dafür der Grossteil der Abluft über die Wärmerückgewinnung geführt, bei wärmeren Temperaturen ein kleinerer Teil.

Wärmerückgewinnung bei Aussentemperaturen zwischen 20°C und 25°C

In diesem Temperaturbereich entspricht die Zulufttemperatur der Aussentemperatur. Wärme wird nicht zurückgewonnen. Die Verluste sind aber minim, denn das ΔT zwischen innen und aussen ist klein.

Wärmerückgewinnung bei Aussentemperaturen über 25°C

Bei Aussentemperaturen von über 25°C kann die Wärmerückgewinnung während einer gewissen Zeit sogar als Kühlung der Zuluft genutzt werden. Bei langanhaltenden hohen Aussentemperaturen wird sich die Raumtemperatur der Aussentemperatur jedoch immer mehr annähern.

Einige der grob prognostizierten Eigenschaften des Lüftungssystems sind zusammenfassend in Abbildung 10 aufgeführt.

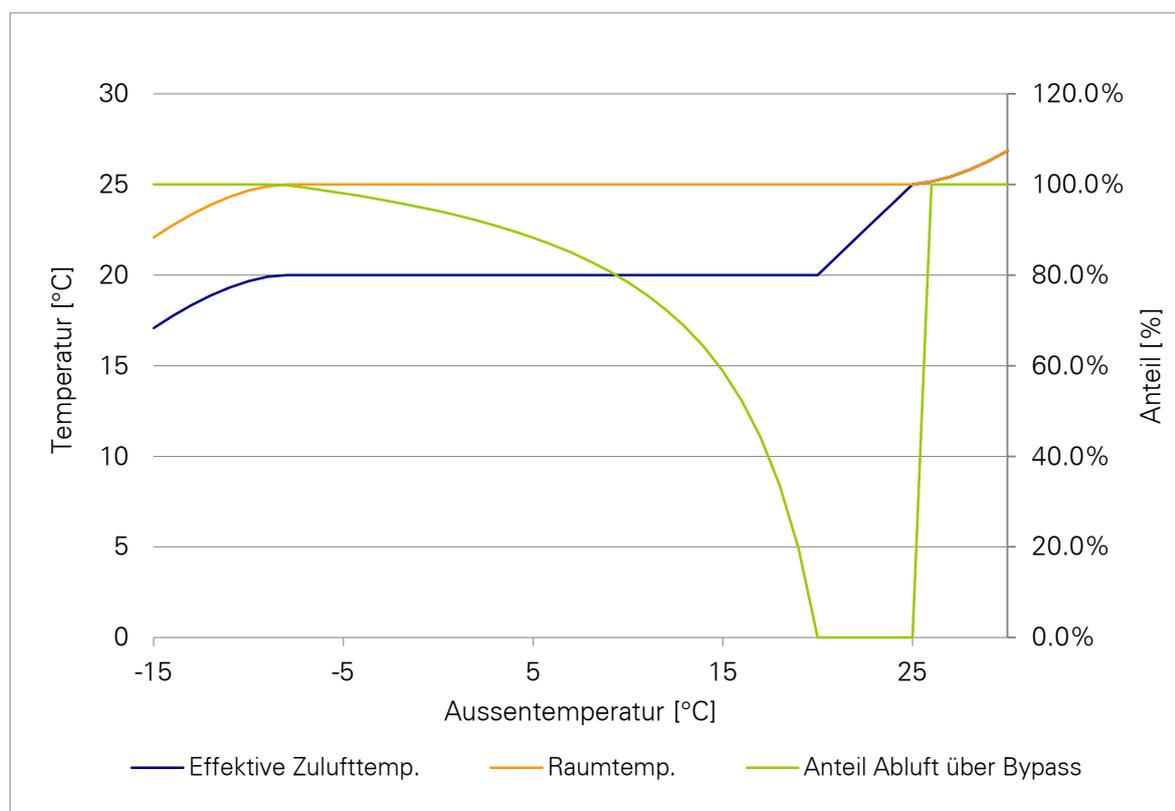


Abbildung 10: Eigenschaften des Lüftungssystems bei verschiedenen Aussentemperaturen

Summe

Tabelle 11: Materialbedarf und Kosten zur Massnahme Wärmerückgewinnung Kochanlagen

Einsparung und Wirtschaftlichkeit

Die mit dieser Massnahme verbundene Einsparung besteht in der Verminderung der Wärmeverluste der Kochanlagen. Diese Verluste sind nicht messbar, weshalb die Grössenordnung der auftretenden Verluste mit Berechnungen abgeschätzt werden müssen.

Dies kann auf mehrere Arten gemacht werden - in diesem Fall wurden drei Berechnungsvarianten angewendet, die im Folgenden kurz beschrieben werden.

Berechnung der Verluste der Kochanlagen

Variante 1: Hochrechnung der Energieverbräuche, Differenz zum effektiven Verbrauch wird den Verlusten der Kochanlagen zugeschrieben (siehe Anhang A.6 und A.7)

- Schätzung über Anteil an Gesamtverbrauch, Hochrechnung
- In der Hochrechnung fehlen bis zu 400'000 kWh/a, die den Kochkesseln als Verluste zugeschrieben werden können.

Variante 2: Berechnung der Verluste als Wärmeübergang von Kochkessel zu Umgebung

- Berechnung Verlust pro Kessel: 10 kW
- 10 kW x 9 Kessel x 2'000 h/a = 180'000 kWh/a Verluste

Variante 3: Berechnung der Verluste des Raumes an die Umwelt und andere Teile des Gebäudes (siehe Anhang A.5)

- Ergibt Verlust von etwas über 300'000 kWh/a

Alle Berechnungsvarianten sind mit Annahmen verbunden. Bei den ersten beiden Varianten sind jedoch mehr oder unsicherere Annahmen nötig als für die dritte Variante. Deshalb dienen die ersten beiden Varianten als Abschätzung und Kontrolle für die Grössenordnung der Verluste, und für die Wirtschaftlichkeitsberechnung wird die Verlustberechnung gemäss der dritten Variante berücksichtigt. Die Grössenordnung stimmt dabei mit den ersten beiden Varianten überein. Diese Variante erlaubt zudem auch den besten Vergleich der Situation jetzt mit der Situation nach Umsetzung der Massnahme. Als Einsparung können nämlich nicht die gesamten Verluste prognostiziert werden, sondern nur die Verminderung der Verluste. Gemäss der Berechnung können die Verluste auf ca. 12% des heutigen Standes gesenkt werden.

	kWh/a	CHF/a
Summe Einsparungen [kWh/a]	283'000	28'300.-
Summe Kosten [CHF]		146'000.-
Payback [a]		5.1

Tabelle 12: Einsparung und Wirtschaftlichkeit zur Massnahme Wärmerückgewinnung Kochanlagen

Der Payback dieser Massnahme ist mit 5 Jahren eher hoch. Das heisst, dass die Wirtschaftlichkeit der Massnahme, wenn nur die Energie-Einsparungen als Nutzen betrachtet werden, nur bedingt gegeben ist. Da durch diese Massnahme jedoch auch eine Verbesserung des Raumklimas angestrebt wird, muss diese Payback-Zeit auch mit Blick auf diesen zusätzlichen Nutzen gesehen und deshalb beim Entscheid für oder gegen die Umsetzung der Massnahme weniger stark gewichtet werden.

3.4 Optimierungsmassnahme: Absenken Druckniveau Dampfproduktion

Als eine weitere Massnahme zur Optimierung des Energieverbrauchs wurde auch angedacht, das Druckniveau der Dampfproduktion zu senken. Die beiden Dampfkessel erzeugen momentan Dampf mit einem Druck von 8.5 bar, was einem Temperaturniveau von ca. 170°C entspricht. Es gibt allerdings keine Verbraucher, die auf dieses Druck- oder Temperaturniveau angewiesen sind. Das Dampfnetz wird deshalb durch ein Druckreduzierventil auf 4 bar entspannt und auf diesem Niveau betrieben.

Der Nutzen dieses Systems besteht darin, dass bei einem grossen Bezug von Dampf, wo die bezogene Menge kurzfristig grösser als die im Moment neu produzierte Menge an Dampf ist, der Druckunterschied von 8.5 bar auf 4 bar als eine Art Puffer-Speicher wirkt.

Die Kosten dieses Systems auf der anderen Seite sind höhere Verluste der Dampfkessel und des kleinen Teils des Dampfnetzes, in dem der Druck 8.5 bar beträgt. Die Verluste fliessen durch Wärmestrahlung und indirekt über den Abgasstrom aus dem System ab. Auch das Druckreduzierventil selber ist eine Verlustquelle, da zwar die Energiemenge vor und nach der Reduktion gleich gross ist, aber dieselbe Energiemenge auf einem höheren Temperaturniveau wertvoller ist als auf einem tieferen Temperaturniveau. Zur Verdeutlichung dieses Phänomens kann bedacht werden, dass der Dampf während der Druckreduktion theoretisch Arbeit verrichten könnte, was aber in einem Druckreduzierventil nicht der Fall ist. Diese "Unterlassung" kommt einem Verlust gleich. Ähnlich kann auch bedacht werden, dass Energie aufgewendet werden müsste, um den Prozess der Druckreduktion rückgängig zu machen, also eine Druckerhöhung zu bewerkstelligen. Dies ist eine andere Anschauungsweise, die aber zur gleichen Erkenntnis führt.

Die Abschätzung, wie gross die mit dem höheren Druckniveau verbundenen Verluste sind, ist jedoch schwierig. Messbar sind die Verluste nicht, höchstens Berechnungen könnten versucht werden. Diese Massnahme stellt also ein voraussichtlich eher kleines Einsparungspotenzial dar, das aber nicht genau beziffert werden kann. Zudem ist auch die Wirkung des Puffers nicht messbar oder bezifferbar. Eine allfällige Senkung des Druckniveaus müsste deshalb versuchsweise vorgenommen werden, wobei das Druckniveau der Kessel besonders bei grossen Dampfbezügen beobachtet werden müsste. Falls sich dabei herausstellt, dass der momentan vorhandene Puffer wirklich benötigt wird und die nötige Dampfmenge demzufolge aufgrund des abgesenkten Druckniveaus nicht mehr bereitgestellt werden kann, müsste die Änderung wieder rückgängig gemacht werden.

3.5 Zusammenfassung: Einsparungen und Wirtschaftlichkeit

Mit den vorgeschlagenen Massnahmen können insgesamt 730 MWh Wärme pro Jahr eingespart werden. Dadurch ergibt sich eine Reduktion des CO₂-Ausstosses um 146 tCO₂/a. Zudem verringert sich der Kühlwasserbedarf um 220 MWh. Der Vergleich der gesamten Kosten und Nutzen ergibt einen statischen Payback von ca. 4.2 Jahren.

Massnahme	Einsparungen		Kosten	Payback
	kWh/a	CHF/a	CHF	a
Abgas Wärmerückgewinnung	168'000	16'200.-	45'000.-	2.8
Wärmepumpe	280'000	24'800.-	100'000.-	4.0
WRG Kochanlagen	283'000	28'300.-	146'000.-	5.1
Summe Wärme	730'000			
Kühlenergie	220'000			
Total	950'000	69'000.-	290'000.-	4.2

Tabelle 13: Einsparungen und Wirtschaftlichkeit aller Massnahmen

Die 730 MWh Wärme, die total pro Jahr eingespart werden können, entsprechen 17% - 19% des jährlichen Gesamtverbrauchs an Erdgas und Heizöl der Firma Schweizer Getränke AG.

Anhang

A.1 Ströme

A.2 Wärmetauschernetzwerk

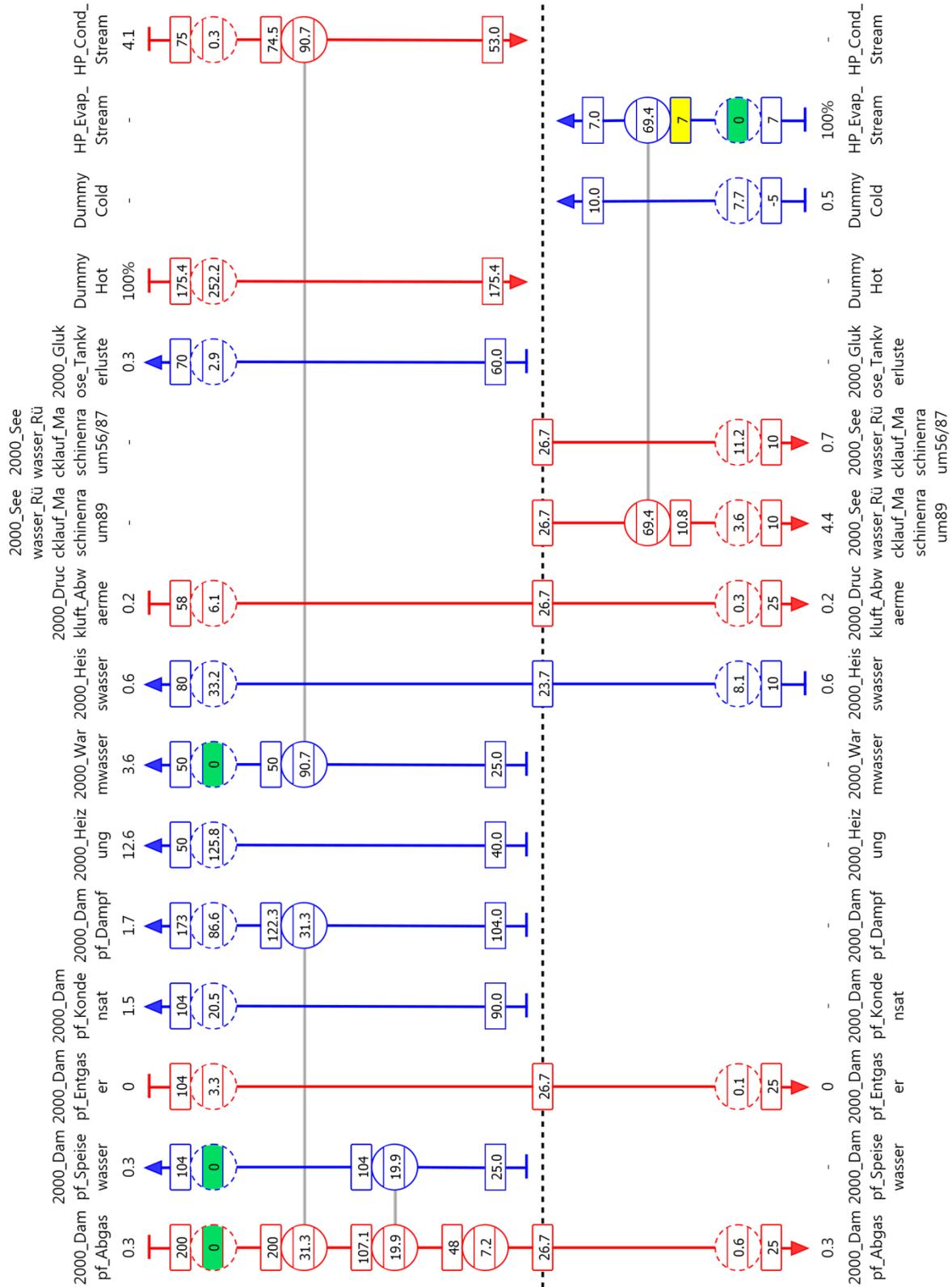


Abbildung 11: Wärmetauschernetzwerk

A.3 Offerte Wärmetauscher für Wärmerückgewinnung aus Abgas

A.4 Prozessschema

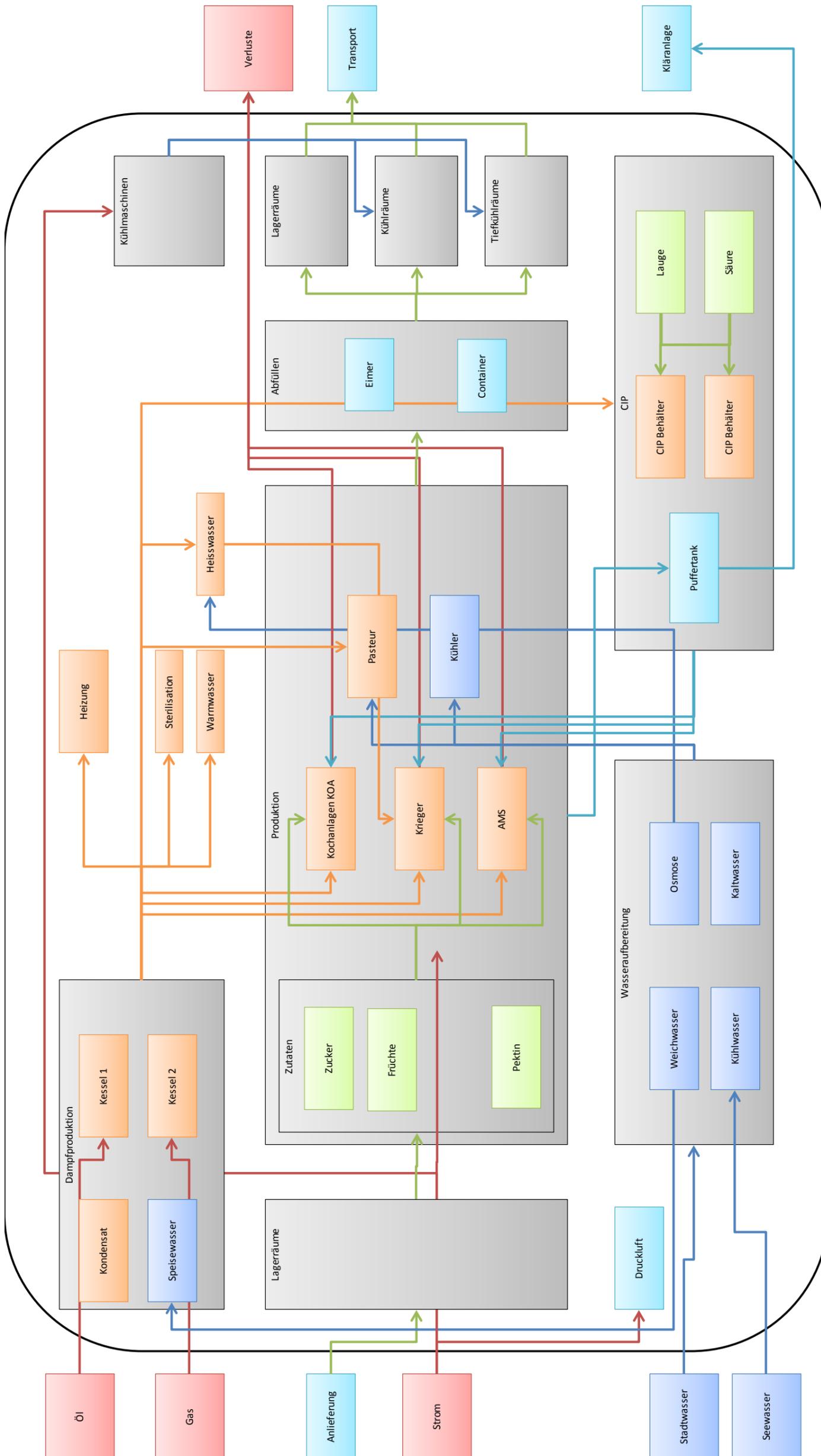


Abbildung 12: Prozessschema

- A.5 Berechnung: Verluste der Kochanlagen über den Raum an die Umwelt und andere Gebäudeteile**
- A.6 Hochrechnung Verbrauch Kochanlagen aufgrund von Rezeptangaben und Statistiken**
- A.7 Vergleich des Anteils des effektiven Energieverbrauchs mit der Hochrechnung gemäss A.6**
- A.8 Messung Kondensatrückfluss**
- A.9 Messung Seewasser Rückfluss Maschinenraum 89**
- A.10 Messung Durchfluss CIP-Anlage KOA 5**
- A.11 Messung der Oberflächentemperaturen der Kochanlagen**