



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

German Smirnov

Untersuchung der Wärmespeichermöglichkeiten für die industrielle Gebäudegruppe mittels eines Wärmespeichersystems

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical Engineering and
Production Management*

German Smirnov

Untersuchung der

Wärmespeichermöglichkeiten für die

industrielle Gebäudegruppe mittels eines

Wärmespeichersystems

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau/ Energie- und Anlagensysteme
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
Firma EvoBus GmbH
Abteilung Energiemanagement
Carl Zeiss-Straße 2
89231 Neu-Ulm

Erstprüferin: Prof. Dr.-Ing. Heike Frischgesell
Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Horst Uhl

Abgabedatum: 28.06.2018

Zusammenfassung

German Smirnov

Thema der Bachelorthesis

Untersuchung der Wärmespeichermöglichkeiten für die industrielle Gebäudegruppe mittels eines Wärmespeichersystems

Stichworte

Sensible Wärmespeicher, latente Wärmespeicher, Wärmespeicherung, Vakuumspeicher, Pufferspeicher, Phasenwechselmaterial (PCM), Paraffin, Speicherkapazität, Energiespeicherdichte, Speicherverluste, Wirtschaftlichkeit, Druckverluste, Blockheizkraftwerk (BHKW)

Kurzzusammenfassung

Im Rahmen dieser Bachelorarbeit werden die Energiedaten für die industrielle Gebäudegruppe analysiert, Potenziale für Wärmespeicherung und Wiederverwendung berechnet und verschiedene Speicherkonzepte überschlägig untersucht. Es wird nur ein Konzept realisiert und hinsichtlich seiner Speicherkapazität bewertet. Zudem wird der Belade-, Speicher- und Entladevorgang des ausgewählten Konzeptes rechnerisch ausgewertet. Abschließend soll eine Wirtschaftlichkeitsberechnung die praktische Umsetzbarkeit des ausgelegten Wärmespeichers klären.

Title of the Thesis

Investigation of the accumulation of heat possibilities for the industrial building group by means of a heat storage system

Keywords

Sensible heat storage, latent heat storage, heat storage, vacuum storage, buffer storage, phase-change-material (PCM), paraffin, storage capacity, energy storage density, storage losses, economic efficiency, pressure losses, combined heat and power (CHP) plant

Abstract

The scope of this bachelor thesis is to analyze the energy data for the industrial building group, to calculate the potentials for the heat storage and its re-use; and to verify various heat storage concepts. A concept is realized and evaluated regarding its storage capacity. A concluding economic analysis will assess the practical implementation of the configured heat storage.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all denjenigen bedanken, die mich während der Anfertigung dieser Bachelorthesis unterstützt und motiviert haben.

Vor allem möchte ich Frau Prof. Heike Frischgesell danken, die meine Bachelorarbeit betreut und begutachtet hat. Außerdem gehört ihr ein großes Dankeschön von mir dafür, dass sie in der Vorlesung „Solare-Energie-Bereitstellung“ das Thema „Wärmespeicher“ vorgestellt hat. Nur deshalb wurde in mir das Interesse für diese Thematik geweckt.

Ein besonderer Dank geht an Herr Horst Uhl Fa. EvoBus GmbH, meinem Betreuer für diese Bachelorarbeit. Bei meinem Vorstellungsgespräch hat er meiner Faszination für das Projekt Glauben geschenkt und schließlich die Betreuung der Bachelorthesis übernommen.

Ebenfalls gehört mein Dank meinen EvoBus-Kollegen: Bernd Kügele, Andreas Roggel und Ingo Zäh. Ohne Ihre Hilfe bei der Bereitstellung der notwendigen Daten, ihre Ideen, sowie ihren Vorschlägen und konstruktiven Kritiken wäre die Realisierung meiner Bachelorarbeit in dieser Qualität nicht möglich.

Bei allen meinen Freunden, bei Stas und Anna Bleer, bei Norman Anders, Joachim Jakob, Martin Nowack, Oliver Wartha, die meine Bachelorarbeit gelesen und mitkorrigiert haben, bedanke ich mich sehr herzlich.

Aufgabenstellung

für die Bachelorthesis

von Herrn **German Smirnov**

Matrikel-Nummer: 2168467

Thema: Untersuchung der Wärmespeichermöglichkeiten für die industrielle Gebäudegruppe mittels eines Wärmespeichersystems

Schwerpunkte:

Um Gebäude oder Anlagen effizient mit Energie zu versorgen, ist es oft zweckmäßig Wärmespeicher einzubinden. Im Rahmen dieser Bachelorthesis soll die Einbindung eines Wärmespeichers in ein Heizungssystem untersucht werden, das eine Gebäudegruppe zukünftig mit Wärme versorgt. Diese besteht aus einer Montagehalle und einigen benachbarten Gebäuden.

Die Arbeit wird in Zusammenarbeit mit der Evobus GmbH, einem Tochterunternehmen der Daimler AG, erstellt.

Im Besonderen sind folgende Fragestellungen zu klären:

- Analyse der Energiedaten für das Jahr 2016
- Energiepotentiale feststellen
- Analyse der vorhandenen Kapazitäten zum Wärmetransport und zur Wärmespeicherung
- Erstellen eines Konzeptes für einen zusätzlichen Wärmespeicher in verschiedenen Ausführungen
- Untersuchung des Speicherverhaltens für das ausgewählte Konzept
- Grobe Auslegung der Rohrhydraulik für das ausgewählte Konzept
- Bestimmung der Wirtschaftlichkeit und der Amortisationszeit des ausgewählten Konzeptes

Am Ende der Arbeit sind die Ergebnisse kritisch zu bewerten. Die Ergebnisse der Arbeit sind in entsprechender Schriftform darzustellen und zu dokumentieren. Der Fortgang der Arbeit ist in regelmäßigen Abständen mit den Betreuern der Arbeit zu diskutieren.

28.3.2018

Datum

Frischgesell

Prof. Dr.-Ing. Heike Frischgesell

Nomenklatur

A	Fläche	m^2
c	Geschwindigkeit bzw. Fließgeschwindigkeit	m/s
c_p	Dichte	$J/(kg \cdot K)$
d	Durchmesser	m
\dot{E}	Strahlungsleistung	W
f	Korrekturfaktor	-
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
Gr	Grashof-Zahl	-
h	Spezifische Enthalpie	J/kg
H	Höhe	m
K	Kosten	<i>Euro</i>
k	Wärmedurchgangskoeffizient	$W/(m^2 \cdot K)$
k	Rauigkeit	m
k	Preis pro Kilowatt	<i>Euro/kWh</i>
L	Länge	m
l	Länge	m
m	Masse	kg
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
n	Anzahl	-
Nu	Nusselt-Zahl	-
P	Leistung	W
p	Druck	Pa
Pr	Prandtl-Zahl	-
Q	Wärmemenge	J
\dot{Q}	Wärmestrom bzw. Leistung	W
Ra	Rayleigh-Zahl	-

Re	Reynolds-Zahl	-
Ri	Richardson-Zahl	-
s	Abstand bzw. Wanddicke	m
T	Temperatur	K
t	Zeit	s
V	Volumen	m^3
\dot{V}	Volumenstrom	m^3/s
W	Arbeit	J
Z	Mischkoeffizient	-
z	Höhenänderung	m
α	Wärmeübergangskoeffizient	$W/(m^2 \cdot K)$
β	Wärmeausdehnungskoeffizient	$1/K$
β	Diffusor-Winkel	-
Δ	Differenz	-
ε	Emissionsgrad	-
ϑ	Temperatur	$^{\circ}C$
ζ	Zeta-Wert	-
η	Dynamische Viskosität	$kg/(m \cdot s)$
ν	Kinematische Viskosität	m^2/s
λ	Wärmeleitfähigkeit	$W/(m \cdot K)$
λ	Reibungszahl	-
ρ	Dichte	kg/m^3
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$W/(m^2 \cdot K^4)$
Σ	Summe	-

Abkürzungen und Indizes

<i>A</i>	Anlage
<i>a, da</i>	außen, äußere
<i>alt</i>	alte
<i>äqu</i>	Äquivalent
<i>Beh</i>	Behälter
<i>BHKW</i>	Blockheizkraftwerk
<i>dif</i>	Differenz
<i>DN</i>	Nenndurchmesser
<i>erz</i>	erzwungene
<i>el</i>	elektrische
<i>eig</i>	eigene
<i>EnEV</i>	Energieeinsparverordnung
<i>extra</i>	extra
<i>f</i>	Phasenwechselung
<i>Fa.</i>	Firma
<i>gas</i>	Erdgas
<i>geo</i>	geodätische
<i>ges</i>	Gesamt
<i>GridVis</i>	Energiemanagementsystem mit historischen Werten
<i>frei</i>	freie
<i>Haupt</i>	Hauptleitung
<i>HJ</i>	Halbjahr
<i>H2O</i>	Medium Wasser
<i>i, di</i>	Innen, innere
<i>isol</i>	Isolation, Dämmung
<i>KWK</i>	Kraft-Wärme-Kopplung
<i>KWKG</i>	Kraft-Wärme-Kopplung-Gesetz
<i>l</i>	Länge

<i>lauf</i>	während Be- oder Entladen
<i>Luft</i>	Medium Luft
<i>m, mit</i>	mittlere
<i>max</i>	maximale
<i>MessDas</i>	Energiemanagementsystem mit Onlinewerten
<i>min</i>	minimale
<i>MSR</i>	Mess-Steuer-Regelungstechnik
<i>MwSt.</i>	Mehrwertsteuer
<i>n</i>	neu
<i>neu</i>	neue
<i>P</i>	Pumpe
<i>PCM</i>	<i>engl.</i> Phase Change Material
<i>R</i>	Rohr
<i>rück</i>	Rücklauf
<i>RLT</i>	Raumluftechnik
<i>SCADA</i>	<i>engl.</i> Supervisory Control and Data Acquisition
<i>SPS</i>	speicherprogrammierbare Steuerung
<i>Std.</i>	Stunde(-n)
<i>SWU</i>	Stadtwerke Ulm/Neu-Ulm
<i>v, verl</i>	Verlust
<i>vorl</i>	Vorlauf
<i>W, w</i>	Wand
<i>WSP</i>	Wärmespeicher
<i>WSPS</i>	Wärmespeichersystem
<i>WT</i>	Wärmetausch
<i>Zu</i>	Zufuhr
<i>1, 2, 3</i>	Nummerierung von Zuständen
<i>100, 150, 400</i>	Nennweite
∞	Umgebung

Inhaltsverzeichnis

Kurzzusammenfassung	I
Aufgabenstellung	III
Nomenklatur	IV
Abkürzungen und Indizes	VI
1. Einleitung	1
2. Unternehmensvorstellung und Energiedatenauswertung	3
2.1 Daimler AG und EvoBus GmbH.....	3
2.2 Energieinfrastruktur am Produktionsstandort Neu-Ulm.....	3
2.2.1 Stromversorgung	4
2.2.2 Gasversorgung	5
2.2.3 Wärmeversorgung	5
2.3 Datenauswertung.....	9
2.3.1 Bilanzen der Blockheizkraftwerke.....	9
2.3.2 Energiepreise und maximal möglicher Gewinn	10
2.3.3 Analyse der Energiedaten.....	14
2.3.4 Statistische Ermittlung des Tagesablaufs.....	16
2.3.5 Excel-Tool für Ersparnisermittlung nach Speichergröße.....	19
3. Übersicht Wärmespeichertechnologie	22
3.1 Aufteilung der Wärmespeicher	22
3.2 Sensibler Wärmespeicher	23
3.3 Latenter Wärmespeicher	24
3.4 Thermo-Chemische Wärmespeicher	27
4. Konzeptionierung und Berechnung	29
4.1 Konzeptionierung.....	29
4.1.1 Sensibler Wärmespeicherkonzept	29
4.1.2 Latentes Wärmespeicherkonzept.....	33

4.2 Wärmetauschprozesse	36
4.2.1 Ladevorgang.....	36
4.2.2 Speichervorgang	55
4.3 Druckverluste und Pumpennachprüfung.....	59
5. Auswertung und Darstellung der Ergebnisse	71
5.1 Betriebskosten	71
5.2 Investitionskosten	73
5.3 Wirtschaftlichkeit und Amortisationszeit	75
6. Fazit und Überblick	76
Literaturverzeichnis	XI
Anhang 1. Gesprächsprotokoll Herr Seifried Firma Gaiser am 25.10.2016.....	XI
Anhang 2. Auszug aus dem Excel-Blatt „Zählerdaten und Potential“ Datei „Zusammenstellung“	XVI
Anhang 3. Jahresübersicht. Positive und negative Wärmedifferenzen	XVII
Anhang 4. Frühlingsübersicht. Positive und negative Wärmedifferenzen.....	XVIII
Anhang 5. Herbstübersicht. Positive und negative Wärmedifferenzen.....	XIX
Anhang 6. Beispieltag 1. April. Positive und negative Wärmedifferenzen	XX
Anhang 7. Mitteltemperaturermittlung	XXI
Anhang 8. Statistische Ermittlung der Überwärmeerzeugung und Wärmeverbrauch im Tagesablauf	XXII
Anhang 9. Künftiger Wärmerohrnetzplan. Wärmenetzsimulation für die Gebäudegruppe	XXIV
Anhang 10. Diagramm. Kostenersparnis je nach Speichergröße	XXVI
Anhang 11. Diagramm. Kostenersparnis je nach Speichergröße	XXVII
Anhang 12. Ausschnitt aus Fließschema Halle 50 Westseite	XXVIII
Anhang 13. Künftige Anbindung des Wärmespeichers an das bestehende Heizsystem	XXIX
Anhang 14. Angebot Vakuum-Pufferspeicher, Serie „Vacuum-High-Power“ 40.000 l..	XXX
Anhang 15. Angebot Pufferspeicher von Fa. BTD 40.000 l.....	XXXI

Anhang 16. Technisches Datenblatt. Paraffin RT82	XXXII
Anhang 17. Angebot. Paraffin RT82 und Fettsäure RT80HC.....	XXXIII
Anhang 18. Angebotspreis für BS Paraffino 75 HL	XXXIV
Anhang 19. Ermittlung der Amortisationszeit für Paraffinkonzept ohne Berücksichtigung der Anfangsinvestitionskosten.....	XXXV
Anhang 20. Ermittlung der Amortisationszeit für Paraffinkonzept mit Berücksichtigung der Anfangsinvestitionskosten.....	XXXV
Anhang 23. Anbindung von Wasserbehälter. Rohrisometrie in 2D-Ansicht	XXXIX
Anhang 24. Investitionskosten.....	XL
Anhang 25. Technischer Datenblatt der Pumpe von BHKW-Kreis	XLII
Anhang 26. Technischer Datenblatt der Pumpe von Hauptleitung.....	XLIII
Anhang 27. Berechnung der Druckverluste für die Pumpe im BHKW-Kreis	XLIV
Anhang 28. Berechnung der Druckverluste für die Pumpe in der Hauptleitung	XLV
Anhang 29. Foto von einem Wasserbehälter der Fa. BTB [30].....	XLVI

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1. Produktionswerke in Neu-Ulm	4
Abbildung 2. Gebäudegruppe im Werk 5	4
Abbildung 3. Werk 5 – Trafostationen-Plan [24]	6
Abbildung 4. Werk 5 - Hierarchie der Trafostationen in MessDas	6
Abbildung 5. Trafostation 2 [24]	7
Abbildung 6. Druckluftkompressor Modell GEAR 160 [1]	7
Abbildung 7. Beispiel. Deckenstrahlplatten [2]	8
Abbildung 8. Wärmeerzeugung und –Verbrauch nach eigener Darstellung	8
Abbildung 9. Energiebilanz der BHKW nach eigener Darstellung in Anlehnung an Bernd Kügele und Energiedaten von Andreas Roggel	9
Abbildung 10. Energiebilanz eines durchschnittlichen Gasheizers nach eigener Darstellung in Anlehnung nach den technischen Datenblättern des Gasheizers	10
Abbildung 11. Strompreis pro 1kWh von SWU inkl. Steuerbefreiung	11
Abbildung 12. Strompreis pro 1 kWh aus Eigenstromerzeugung inkl. KWK-Zulagen und Gassteuerbefreiung	12
Abbildung 13. Legende zu den Farben in Datei Zusammenstellung, Seite „Zählerdaten und Potenzial“	15
Abbildung 14. Werte für Tagesablauf	17
Abbildung 15. Mitteltemperaturermittlung, Beispiel für 1:00 für Januar-Monat	17
Abbildung 16. Ersparnisermittlung in Excel	20
Abbildung 17. Speicherprinzip [4]	22
Abbildung 18. Speichereinteilung nach Wärmearbeitsprinzip nach [4]	23
Abbildung 19. Phasenübergang Typ 1	25
Abbildung 20. Phasenübergang Typ 2	26
Abbildung 21. Phasenübergang Typ 3	26
Abbildung 22. Sorptionseffekt. Adsorption-, Absorption- und Desorptionsvorgänge	27
Abbildung 23. Preis für Zeolith-Granulat Marke 13X [34]	28
Abbildung 24. Quantitative Auswertung der Speicherdichten anhand der thermischen Durchbruchkurven. a) Ausgangsmaterialien, b). hydrothermal gealterte Proben [33]	28
Abbildung 25. Typisches Temperaturprofil in einem Schichtenspeicher nach [3]	31
Abbildung 26. Vakuumpufferspeicheraufbau allgemein (links) und Speicher Serie „Vacuum-Super-Power“ (rechts)	32
Abbildung 27. Modularer Aufbau eines PCM-Speichers Fa. Bunksolar	34

Abbildung 28. Model BS Paraffino 75 HLXL Fa. Bunksolar mit seinen Kennwerten.....	34
Abbildung 29. Ladevorgang eines Pufferspeichers. Thermographie-Bild	37
Abbildung 30. Realistisches Verhalten der Temperatur-Differenzen und einige Temperatur-Differenzen-Modelle, um es zu approximieren [22]	38
Abbildung 31. Instationäre Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder im Behälter mit a) adiabatischer Wand und b) nichtadiabatischer Wand.....	39
Abbildung 32. Thermokline-Dicken bei verschiedenen Temperaturdifferenzen laut CFD- Analyse nach [19]	42
Abbildung 33. Abhängigkeit des Wachstums von Thermokline-Dicke von der Zeit. Mess- und CFD-Ergebnisse nach [22]	55
Abbildung 34. Iterationsberechnung in Excel. Wärmeverluste wegen der Wärmeleitung durch die Isolation	57
Abbildung 35. Erwartete Wasserzirkulation in einem Wasserspeicher (weiße Pfeile) bei der nichtadiabatischen Wand mit der Außenwärmeverlusten (rote Pfeile) nach [3].....	59
Abbildung 36. ζ -Werte für verschiedene Krümmungsradien-Durchmesser-Verhältnisse für 90°-Bögen [10].....	64
Abbildung 37. Kennwerte für Diffusoren [18]	64
Abbildung 38. Ausschnitt aus einer Zeichnung. Beladeeinrichtung in einem 75.000 Liter Speicher von Fa. BTD	65
Abbildung 39. Online-Pumpenkennlinie von Grundfos	67
Abbildung 40. Pumpenkennlinie für den ausgerechneten Betriebspunkt für die BHKW- Pumpen	68
Abbildung 41. Pumpenkennlinie für den ausgerechneten Betriebspunkt für die Pumpe an der Hauptleitung	70
Abbildung 42. Beispiel eines Pumpenkennfeldes. Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Drehzahl, Förderhöhe und Volumenstrom [17].....	70
Abbildung 43. Stromverbrauch beim Laden und Entladen	71

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1. Anfangsbedingungen für Wärmeverluste durch die Außenrohrleitung.....	43
Tabelle 2. Werteänderung für die Rohrleitung in dem Gebäude.....	52
Tabelle 3. Berechnungswerte für Behälter	54
Tabelle 4. Druckverluste im Wärmespeichersystem	66
Tabelle 5. Zusammenstellung der Verlust- und Ersparniskosten	72

1. Einleitung

1.1 Ausgangslage

In dieser Bachelorarbeit werden verschiedene Möglichkeiten zur Wärmespeicherung einer Montagehalle und deren Nachbargebäuden am Standort Neu-Ulm vorgestellt. Ausgehend davon wird nachfolgend ein Beispiel mit Anbindungsvariante gründlich ausgearbeitet, um zu demonstrieren, dass die Anwendung eines Wärmespeichers im Heizungssystem die künftige Versorgung der Gebäudegruppe kostengünstiger gestaltet, als die Stromzufuhr durch den städtischen Betrieb es täte. Die Gebäude werden mit der Heizungswärme sowie direkt über verschiedene Gasheizkörper versorgt, als auch mit der Wärme, die von zwei Blockheizkraftwerk (BHKW) stammt. Der künftige Speicher hat die Aufgabe, die Abwärme von BHKW zu speichern und dem Heizungssystem später (bei Bedarf) bereitzustellen. Dabei werden verschiedene Speicherkonzepte untersucht. Als erstes wird ein Wasserspeicher in einem konventionellen und in einem super isolierten Behälter vorgestellt. Danach wird ein Paraffinspeicher mit modularem Aufbau vorgestellt. Erarbeitet wird diese Bachelorthesis bei der Firma EvoBus GmbH, einem Tochterunternehmen, die für Busproduktion beim Daimler AG-Konzern verantwortlich ist. Das erstellte Konzept für Wärmespeicherung soll dem Werk 5 am Standort Neu-Ulm dienen. Die Datenanalyse sowie die thermischen und hydraulischen Berechnungen wurden mit Hilfe von Microsoft Excel durchgeführt.

1.2 Motivation

In Zeiten hoher Energiepreise lohnt es sich besonders bei energieintensiven Betrieben näher hinzuschauen und sich Gedanken über Energieeffizienz zu machen. Die Preisdifferenz im Stromsektor ist enorm und kann zu einer Energiekosteneinsparung führen, wenn die Kosten aus dem öffentlichen Stromnetz mit selbsterzeugtem Strom mittels BHKW verglichen würden. Der durch BHKW erzeugte Strom ist demnach wesentlich günstiger. Aus diesem Grund lassen viele stromintensive Unternehmen BHKW installieren. Je nach Strombedarf werden demnach BHKW eingeschaltet. Der Teil- oder Vollastenergiebedarf wird somit abgedeckt, wie es auch die Firma EvoBus GmbH am Standort Neu-Ulm tut.

Ein näherer Blick auf reale Arbeitszyklen von BHKW deckt auf, dass diese den Strombedarf decken können, jedoch auch der betriebliche Wärmebedarf beachtet werden sollte. Damit die BHKW den Strom produzieren könnten, sollte nicht nur der Strombedarf, sondern auch der Wärmebedarf im Betrieb analysiert werden. Daher laufen

BHKW heutzutage hauptsächlich zu kalten Tages- und Jahreszeiten. Also dann, wenn das Heizungssystem eingeschaltet ist.

Diese Bachelorarbeit nimmt sich dem Problem der Stromerzeugung zu Zeiten des Strombedarfs an, da dieser nicht von den BHKW abgedeckt werden kann. Weiterhin soll ein Lösungsvorschlag vorgestellt werden. Das Ziel soll demnach sein, dass die vorher erzeugte Wärme zwischengespeichert wird und erst im Bedarfsfall Wiederverwendung findet.

1.3 Aufbau und Zielsetzung der Arbeit

Zunächst werden die Energiedaten des Bezugsjahres 2016 exemplarisch zusammengestellt und ausgewertet. Sie umfassen den Wärme-, Strom und Gasverbrauch der aktuell auf dem Gelände vorhandenen Gebäude. Damit wird der Wärmebedarf ermittelt, der in einem potentiell unendlichen Wärmespeicher aufgenommen werden müsste. Mit Hilfe dieser Daten wird ein statischer Tageverbrauch- und Verlauf des Wärmespeichers berechnet, der dazu dient, die aktiven Phasen (Lade- und Entladezeiten) zu ermitteln. Anhand dieser Berechnung kann infolgedessen die Differenz der öffentlichen Gas- und Strompreise für Industrie und der Ertrag des Speichers in Abhängigkeit zu seiner Speicherkapazität ausgemacht werden. Dies erfolgt durch die Schaffung eines Tools in Excel, welches die Speichergröße bei vierjähriger Nutzung vergleicht und deren Ersparnis errechnet.

Bei dem festgelegten Speicherkonzept (eines großen Wasserbehälters in Außenaufstellung), lassen sich die Innen- und Außenwärmeverluste berechnen. Im Anschluss wird die Hydraulik für das Konzept ausgelegt und die Rohrisometrie erstellt. Anhand dieser Isometrie werden die Druckverluste und der Stromverbrauch für die Pumpen berechnet. Danach folgt die Ermittlung des Ertrags und der Baukosten. Anhand dieser Daten wird die Wirtschaftlichkeit und Amortisationszeit des Speichersystems kalkuliert.

2. Unternehmensvorstellung und Energiedatenauswertung

2.1 Daimler AG und EvoBus GmbH

Die Daimler AG mit dem Geschäftssitz in Stuttgart, ist spezialisiert auf globale Entwicklung, Produktion und Vertrieb von PKW, LKW, Bussen und Nutzfahrzeugen. Sie wurde am 17. November 1998 gegründet und hat ca. 250.000 Mitarbeiter, die am Jahresumsatz von 164,3 Mrd. Euro (2017) beteiligt sind [11]. Neben dem zentralen Unternehmen der Daimler AG beinhaltet der Konzern auch Tochterunternehmen, die beispielweise Finanzdienstleistungen anbieten.

Die EvoBus GmbH, eine hundertprozentige Tochtergesellschaft der Daimler AG ist für das Busgeschäft des Daimler-Konzerns in Westeuropa verantwortlich.

Produktionsstandorte für Busse in Deutschland sind Mannheim und Neu-Ulm. Für Mini-Busse ist Dortmund verantwortlich. Das interne Busunternehmen beschäftigt 17.000 Arbeitnehmer weltweit und hat einen Jahresumsatz von 4,3 Mrd. Euro (Stand 2017) [11].

2.2 Energieinfrastruktur am Produktionsstandort Neu-Ulm

Die Ergebnisse aus dieser Bachelorthesis sollten später leicht in der Praxis am Standort Neu-Ulm umgesetzt werden können. Dieser Produktionsstandort besteht aus mehreren Werken (siehe Abbildung 1): Werk 4, 5, 5.1 und 9.

Der künftige Wärmespeicher betrifft das Werk 5 mit Produktionshalle 50, Betriebsgebäude 60, Lagerräumen in Gebäude 40 und 42 und der Kantine in Gebäude 12 (siehe Abbildung 2).

Die betroffene Gebäudegruppe (Gas, Strom und Wärme) hat eine komplexe Infrastruktur und muss vor der Planung des Wärmespeichers analysiert werden. Neben dem Verbrauch von Gas und Strom aus dem öffentlichen Netz findet auch die Selbsterzeugung von Strom und Wärme statt. Für ein besseres Verständnis der Arbeitsschritte wird jede Energieart in extra Kapiteln betrachtet.

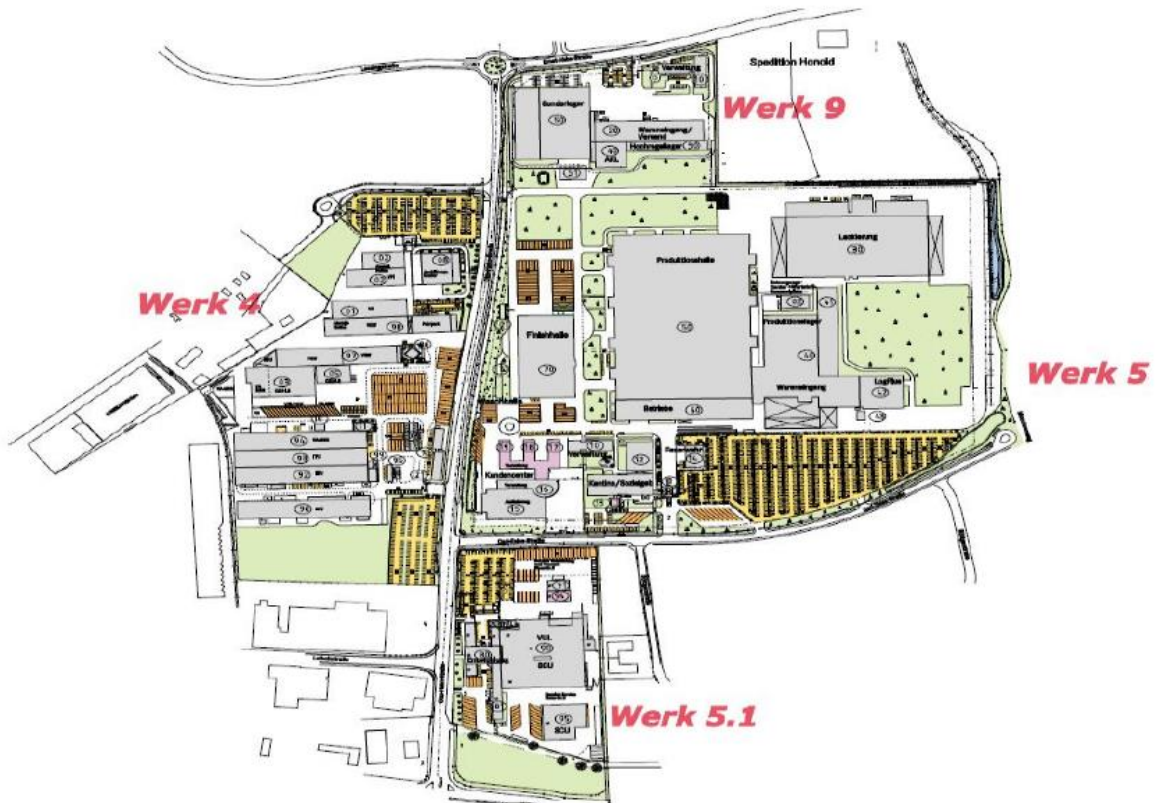


Abbildung 1. Produktionswerke in Neu-Ulm

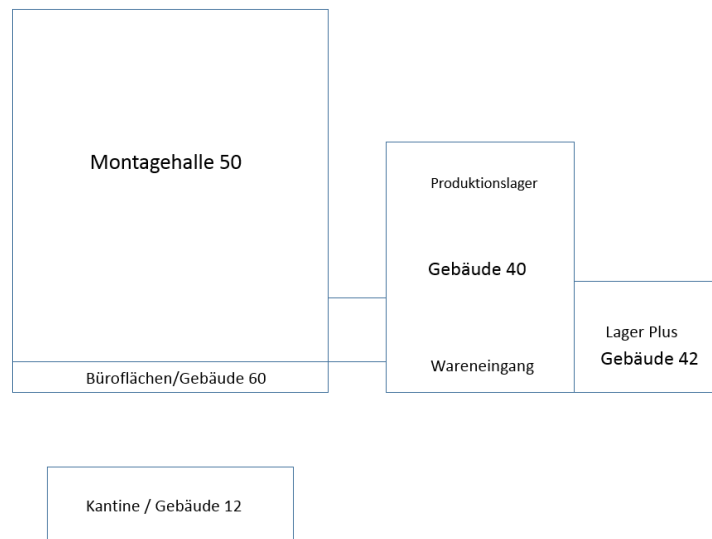


Abbildung 2. Gebäudegruppe im Werk 5

2.2.1 Stromversorgung

Auf der Abbildung 3 ist das Werk 5 mit seinen Trafostationen dargestellt. Der Stromverbrauch wird hauptsächlich über den externen Stromanbieter, Stadtwerke Ulm

(SWU) abgedeckt. Der Strom wird aus dem öffentlichen Stromnetz der Haupttrafostation im Gebäude 1 übergeben und danach an die weiteren Trafostationen geleitet.

Die in der Bachelorarbeit betroffene Gebäudegruppe (Halle 50, Geb. 60, 40, 42 und 12) wird durch die Trafostationen T3, T2, T5, T7, T4 und T6 versorgt. Außer des Strombezugs aus dem öffentlichen Netz bekommt das Werk 5 den Strom aus Eigenerzeugung. Neben Halle 50 stehen zwei Blockheizkraftwerk, die einen Teilbedarf an Strom abdecken. Wird in Halle 50 weniger Strom verbraucht als erzeugt, kann dieser über Trafo 2 den anderen Trafos übergeben werden. An der Trafostation T2 sind zwei Blockheizkraftwerke (BHKW 1 und BHKW 2) angeschlossen.

Die BHKW dienen hauptsächlich dazu, um die Montagehalle (Gebäude 50) mit elektrischem Strom zu versorgen. Wenn Halle 50 weniger Strom verbraucht, als von den BHKW erzeugt wird, wird der Strom über Trafostation T2 und danach über die weiteren Trafostationen des Werks 5 an andere Gebäude übergeben. Neben der Stromerzeugung mittels BHKW erfolgt auch die Erzeugung der Wärme, die sofort verbraucht werden muss. Dies führt dazu, dass in warmen Tages- und Jahreszeiten BHKW runtergefahren werden müssen, um einen Stromverlust zu vermeiden.

Weitere grundlegende Informationen über die Laufzeiten der BHKW werden im Kapitel 2.3.1 verdeutlicht.

2.2.2 Gasversorgung

Die Gasversorgung für das Werk 5 ist viel einfacher nachzuvollziehen, als deren Stromversorgung. Das Erdgas wird von SWU über die öffentliche Gasleitung zu Werk 5 geleitet. Dieser Energieträger wird hauptsächlich nur für die Wärmeversorgung benötigt. Außerdem wird ein kleinerer Anteil an Gas für die Strom- und Wärmeerzeugung vom BHKW entnommen.

2.2.3 Wärmeversorgung

Die Wärmeversorgung für die Gebäudegruppe im Werk 5 ist mittels verschiedener Heizungsanlagen realisiert. Abgesehen von der erwähnten Wärmenutzung des BHKW, zählen die Heizzentralen und verschiedenen Luftherhitzer der Raumluftheizungsanlagen (RLT) dazu, diese dienen der direkten Wärmeerzeugung- und Verteilung. Halle 50 wird mit der Wärme von RLT-Anlagen, Dunkelstrahlern und Türluftschleiern und zusätzlich mit der Abwärme von Druckluftstationen versorgt. Die Druckluftstationen erzeugen Luft für die

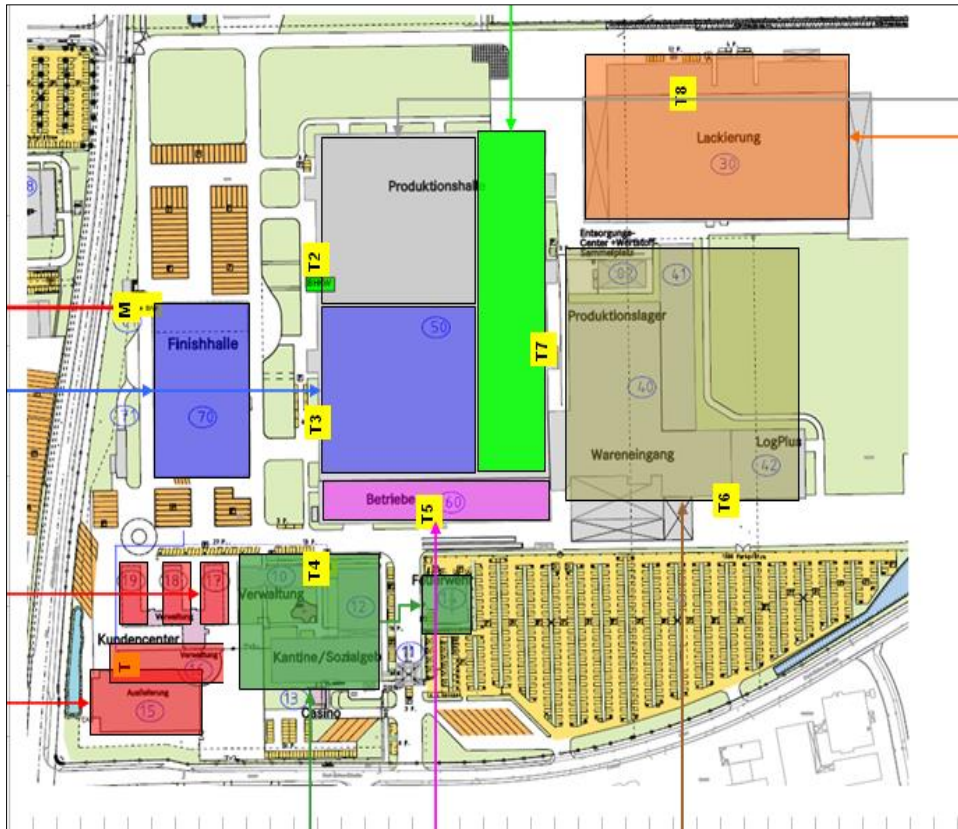


Abbildung 3. Werk 5 – Trafostationen-Plan [1]

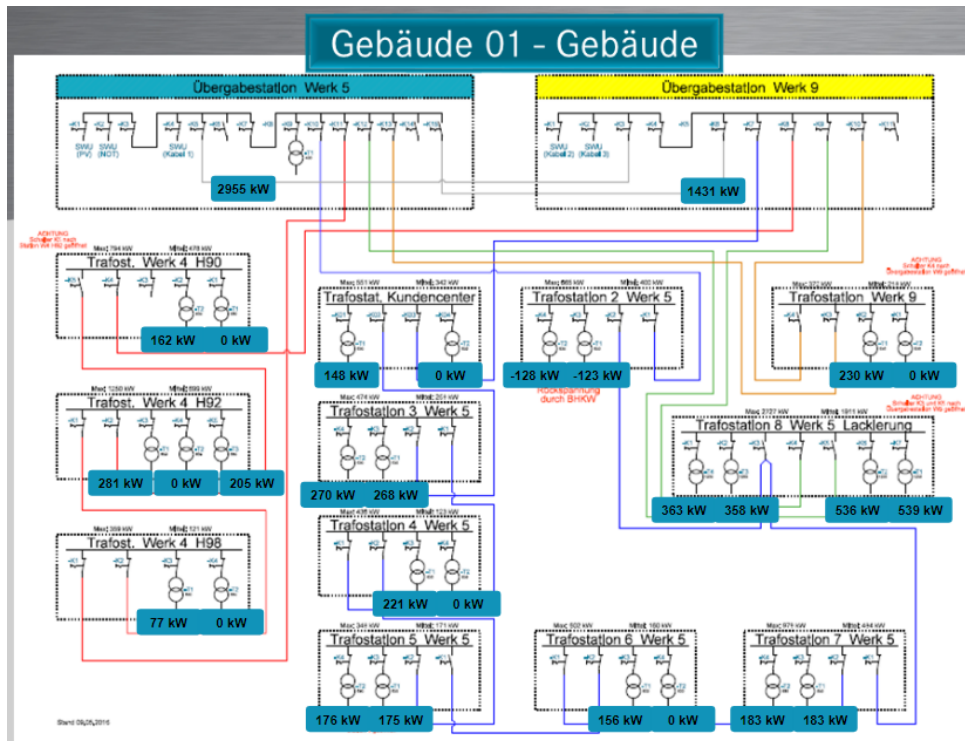


Abbildung 4. Werk 5 - Hierarchie der Trafostationen in MessDas¹

¹ Energiemanagement-Software

pneumatisch gesteuerten Montagewerkzeuge. Zu diesem Zweck dienen zwei Schraubenkompressoren der Fa. Almig (siehe Abbildung 6). Der Luftverdichtungsprozess ist stark mit Wärmeerzeugung verbunden. Das heißt, dass bei der Gasverdichtung die innere Energie des Gases steigt und somit steigt als Folge auch die Gastemperatur. Außerdem entsteht viel Reibung zwischen Gasmolekülen, mechanischen Teilen und dazwischen. Die davon entstehende Abwärme wird abgeführt und in Halle 50, mittels Deckenstrahlplatten, verteilt (siehe Abbildung 7).

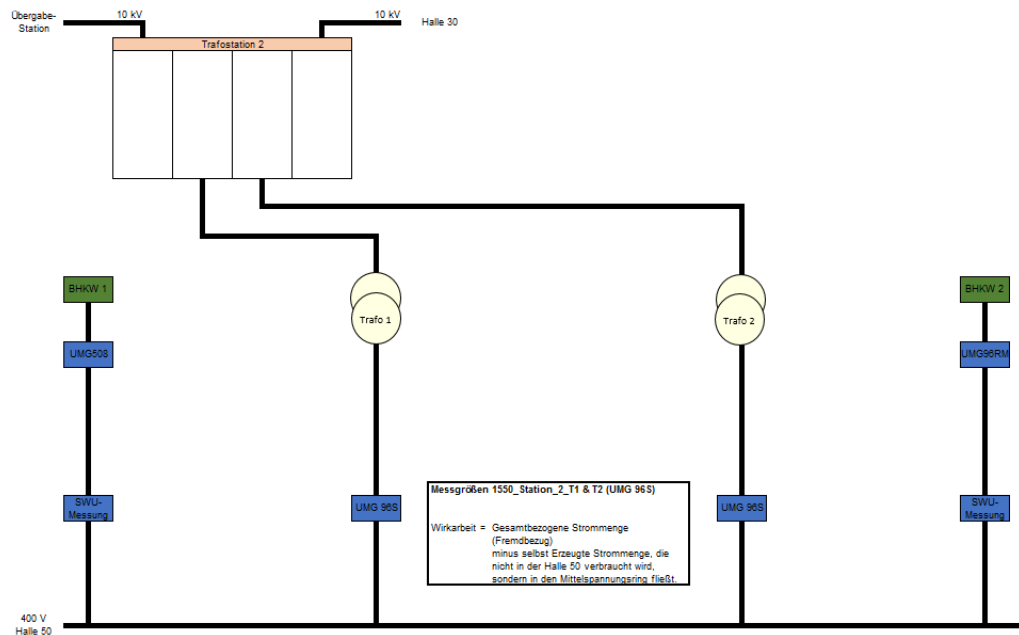


Abbildung 5. Trafostation 2 [24]



Abbildung 6. Druckluftkompressor Modell GEAR 160 [1]



Abbildung 7. Beispiel. Deckenstrahlplatten [2]

Die Gebäudegruppe, die aus der Montagehalle 50 und weiteren Gebäuden (60, 40, 42 und 12) besteht, ist für die Auslegung des Wärmespeichers voll von Interesse. Das Heizungsnetz ist derzeit mit allen Gebäuden gekoppelt, mit Ausnahme der Kantine (Gebäude 12). Die Wärmenetzanbindung dieser Gebäude an das gesamte Netz wird spätestens Anfang des Jahres 2019 erfolgen. Für die bessere Übersicht des ganzen Wärmenetzes dient das Fließbild aus der Rohrnetzsimulation, die von Fa. Gaiser durchgeführt wurde (siehe Anhang 9).

Für eine übersichtlichere Darstellung der Wärmeerzeugungs- und Verbrauchsbilanz dient die Abbildung 8. Je nach Jahres- und Tageszeit, sowie Wochentag, kann diese Bilanz unterschiedlich aussehen. In Montagehalle 50 wird der Betrieb periodisch in drei Schichten ausgeführt, während in die anderen Gebäude lediglich im 1-Schicht-Betriebsmodus genutzt werden. Daher verbrauchen die anderen Gebäude, vor allem nachts, kaum Wärme.

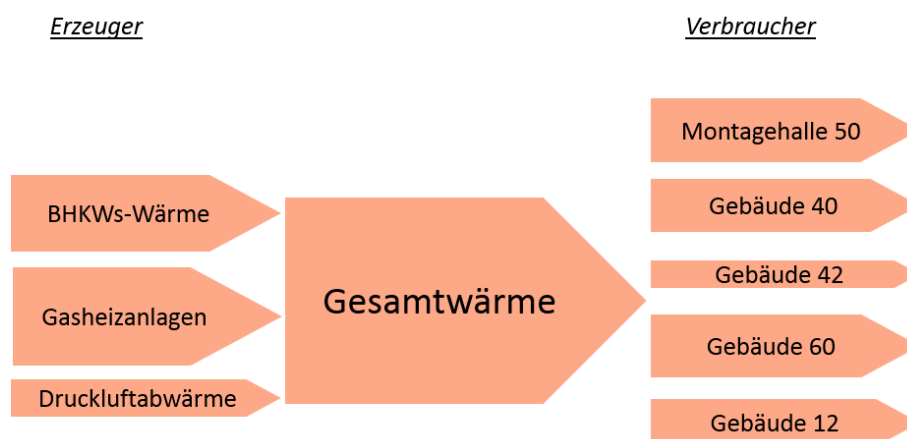


Abbildung 8. Wärmeerzeugung und –Verbrauch nach eigener Darstellung

2.3 Datenauswertung

2.3.1 Bilanzen der Blockheizkraftwerke

Bevor mit der Speicherkonzeptauslegung angefangen wird, sollte bestimmt werden, ob die Inbetriebnahme eines Wärmespeichers überhaupt in Frage kommen würde. Dies ist hauptsächlich eine Kostenfrage. Aus diesem Grund müssen die Bilanzen der BHKW mit denen der Energiepreise zusammengestellt und verglichen werden.

Im Kapitel 2.2.1 wurde erwähnt, dass für die Stromerzeugung zwei BHKW dienen. Jedes dieser Blockheizkraftwerk hat eine maximale elektrische Leistung von: $P_{el} = 365 \text{ kW}$. Wird die Bedarfsleistung von 730 kW überschritten, muss die fehlende Leistung aus dem SWU-Netz entnommen werden. Bei der elektrischen Nennleistung in Höhe von 365 kW wird je nach Außentemperatur die Wärmeleistung in maximaler Höhe von $P_{wa} = 456,25 \text{ kW}$ produziert. Das Verhältnis zwischen der Wärme- und Stromerzeugung liegt bei etwa 1,25. Etwa 10 Prozent der genutzten Energie kommt also als Verlustenergie in die Umgebung. Die vollständige Energiebilanz der BHKW ist in Abbildung 9 zu sehen.

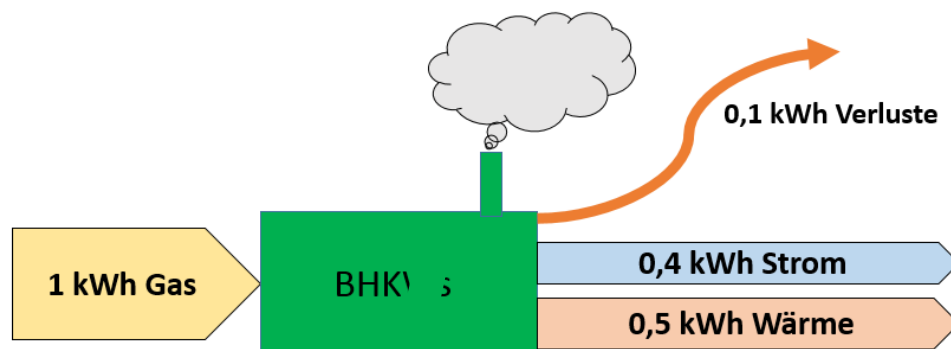


Abbildung 9. Energiebilanz der BHKW nach eigener Darstellung in Anlehnung an Bernd Kühle und Energiedaten von Andreas Roggel

Die hier betrachtete Gas-Energiebilanz bezieht sich auf den Heizwert des Gases².

An dieser Stelle sollte die Bilanz eines typischen Gasheizers zusammengestellt werden. Mit dem Wirkungsgrad von 83% (Anhang 1), ergibt sich die Energiebilanz einer Gaszentrale.

Diese Energiebilanzen sind wichtig, um die Preise für die selbst erzeugten und aus dem Netz entzogenen Energien im nächsten Kapitel auszurechnen und miteinander zu vergleichen.

² Dadurch, dass die BHKW die Kopplung zwischen elektrischen und Wärmeenergie haben, wird die Gasenergie immer auf den Heizwert und nicht auf den Brennwert bezogen.

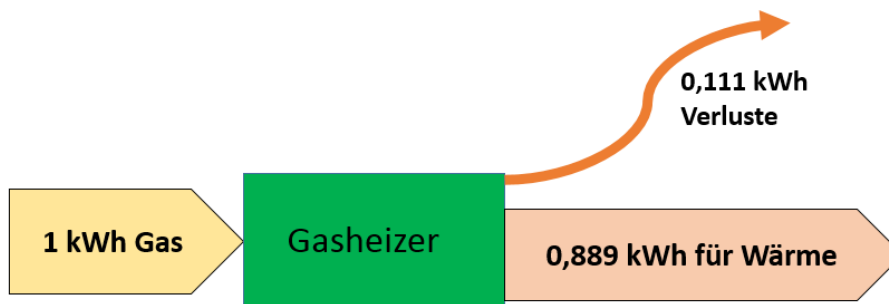


Abbildung 10. Energiebilanz eines durchschnittlichen Gasheizers nach eigener Darstellung in Anlehnung nach den technischen Datenblättern des Gasheizers

2.3.2 Energiepreise und maximal möglicher Gewinn

Laut dem Bericht des Statistischen Bundesamtes lag der Gaspreis im ersten Halbjahr 2017 für Industriebetriebe bei 2,61 Cent/kWh [32]. Darin sind alle Einlagen und Steuern, außer der Mehrwertsteuer, enthalten.

In dem Bericht ist auch der Strompreis zu finden. Für das erste Halbjahr 2017 liegt er bei 12,68 Cent/kWh. Es wird angenommen, dass solche Preise von SWU im 1. Halbjahr 2017 angeboten wurden, da die tatsächlichen Energiepreise von SWU, die der EvoBus GmbH angeboten wurden, nicht veröffentlicht werden dürfen.

Nach der Energiebilanz für BHKW werden ca. 2,5 kWh Erdgas für 1kWh selbst erzeugten Strom benötigt. Das Verhältnis aus den beiden Preisen ergibt die Zahl 2:

$$\frac{\text{Strompreis von SWU}}{2,5 \cdot \text{Gaspreis von SWU}} \approx \frac{\text{Strompreis von SWU}}{\text{Selbsterzeugter Strom}} \approx \frac{12,68 \frac{\text{Cent}}{\text{kWh}}}{2,5 \cdot 2,61 \frac{\text{Cent}}{\text{kWh}}} = 1,94 \approx 2$$

Das Verhältnis zwischen aus dem öffentlichen Netz bezogenen und selbst erzeugtem Strom liegt bei einem zweimal günstigeren Preis des selbstproduzierten Stromes. Die Preisdifferenz liegt demzufolge bei:

$$\text{Strompreis von SWU} - \dots \text{ von BHKWs} = 12,68 - 6,525 \approx 6,155 \frac{\text{Cent}}{\text{kWh}}$$

Demzufolge kann mit dem selbsterzeugten Strom mehr als die Hälfte der Energiekosten gespart werden.

Für die genauere Gewinn- oder Ersparnisermittlung müssen weitere wichtige Aspekte, wie Wartungskosten für BHKW, Strom- und Gassteuer berücksichtigt werden.

Laut einem Meister der Instandhaltung von EvoBus betragen die Wartungskosten für die BHKW im Jahr 2017 etwa 0,91 Cent pro Kilowattstunde.

Für den weiteren Preisvergleich von Strom, bezogen aus dem SWU-Netz und aus Eigenerzeugung, werden die Steuer und sogenannten KWK-Umlagen berücksichtigt. Laut dem Statistischen Bundesamt beträgt der Preis für die Stromsteuer im ersten Halbjahr 2017 2,05 Cent/kWh. Dies gilt für Privathaushalte sowie Industriekunden.

Ein Teil der Steuern wird zurückerstattet. Dabei gilt der Entlastungssatz von etwa 0,513 Cent/kWh. Die Gassteuer von 0,55 Cent/kWh wird ebenfalls vollständig erstattet.

Außerdem ist bei der Eigenstromerzeugung mit der staatlichen Förderung für Kraft-Wärme-Kopplung in Form der KWK-Zulage zu rechnen (2,1 Cent/kWh erzeugten Strom). Somit ergeben sich die Preiskalkulationen für die tatsächlichen öffentlichen Preise (Siehe auch Abbildung 11 und Abbildung 12):

Als Folge dessen liegt der Preis für 1kWh Strom des SWU-Netzes bei:

$$\text{Strompreis von SWU} = \text{Preis für Strom von SWU inkl. Stromsteuer} - \text{Entlastungssatz für Stromsteuer};$$

und für 1kWh selbst erzeugten Strom aus 2,5 kWh Erdgas:

$$\begin{aligned} \text{Strompreis von BHKW} &= \\ &= \text{Preis für Erdgas von SWU inkl. Gassteuer} \\ &- \text{Entlastungssatz für Erdgassteuer} - \text{Zulage nach KWKG} \\ &+ \text{Wartungskosten für BHKW} \end{aligned}$$

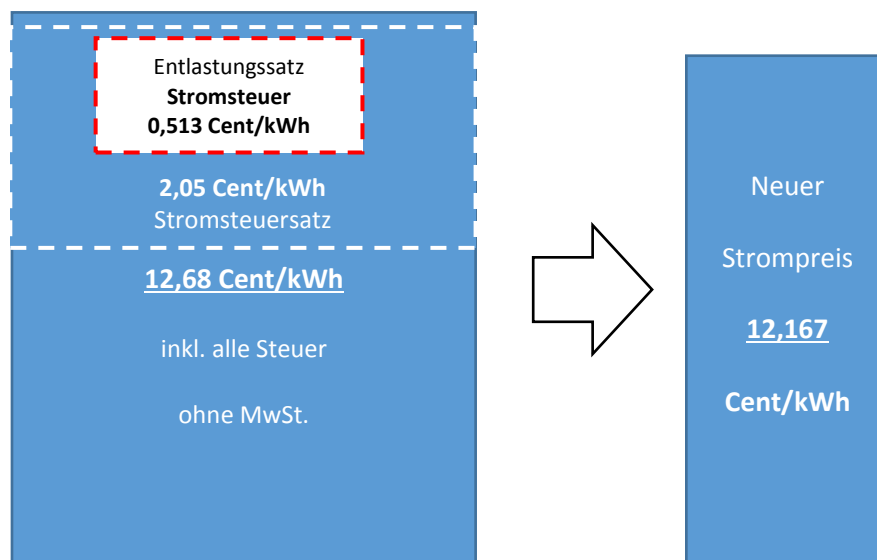


Abbildung 11. Strompreis pro 1kWh von SWU inkl. Steuerbefreiung

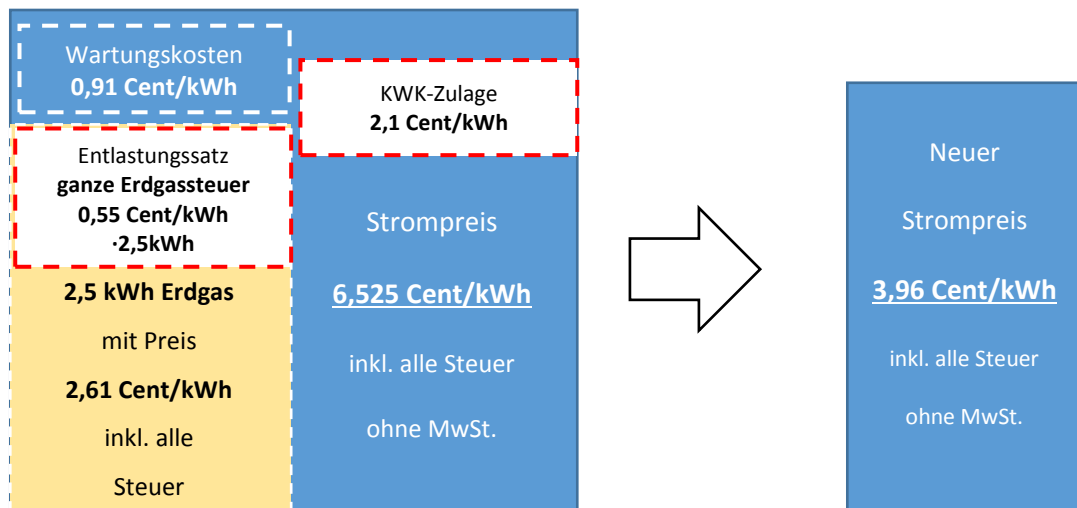


Abbildung 12. Strompreis pro 1 kWh aus Eigenstromerzeugung inkl. KWK-Zulagen und Gassteuerbefreiung

Daraus resultiert die große Preisdifferenz. Die Kosten, die gespart werden können, wenn der elektrische Strom aus Eigenerzeugung stammt, sind exemplarisch für das Jahr 2016 errechnet worden:

$$\begin{aligned} \text{Ersparnis} &= \text{Strompreis von SWU} - \text{Strompreis aus Eigenerzeugung} = \\ &= (12,167 - 3,96) \text{ Cent/kWh} = 8,207 \text{ Cent/kWh} \end{aligned}$$

maximal mögliche zusätzliche Stromerzeugung im Jahr 2016 in Höhe von 2.534.029,9 kWh³:

$$2\,534\,029,9 \text{ kWh} * 5,245 \text{ Cent/kWh} \approx 207.900 \text{ Euro}$$

Somit könnten durchschnittlich etwa 207.900 Euro pro Jahr gespart werden, wenn der nötige elektrische Strom mittels BHKW erzeugt und nur nach zusätzlichem Bedarf die fehlende Energie aus dem SWU-Netz entzogen wird. Dafür muss jedoch folgende Bedingung erfüllt werden. Die Wärmeenergie muss für die Industrieproduktion oder Gebäudeheizung eingesetzt werden. Dazu sollte diese Energie erstmals in einem Speicher zwischengelagert und später verwendet werden. Für die Errechnung wird der Wärmespeicher erstmals als unendlich groß betrachtet.

Für die Ersparnis, welche die erneute Nutzung der vorhandenen Wärme einschließt, muss noch Folgendes bestimmt werden:

- a) Wärmeenergie, die theoretisch schon mittels BHKW erzeugt wurde;

³ Im nächsten Kapitel wird gezeigt, woher der Wert der maximal möglichen Stromerzeugung stammt

b) Erdgasenergie und deren Preis, die für die gleiche Wärmemenge benötigt wird, um mittels der Heizzentralen erzeugt zu werden.

Wäre ein sehr großer Wärmespeicher vorhanden, der ohne Wärmeverluste arbeitet, könnte so viel eingespeicherte Wärme wiederverwendet werden:

$$2.534.029,9 \text{ kWh Strom} * 1,25 = 3.167.537,38 \text{ kWh Wärme}$$

Folgende Menge des Erdgases würden die Heizzentralen mit dem besten Wirkungsgrad benötigen, um die gleiche Wärmeenergiemenge zu erzeugen:

$$\frac{3.167.537,38 \text{ Wärme}}{0,889} = 3.563.034,17 \text{ kWh Gas}$$

Von den SWU wird dann die Gasrechnung für die erzeugte Wärmeenergie in Höhe von 92.995 Euro gestellt:

$$3.563.034,17 \text{ kWh Gas} * 2,61 \text{ Cent/kWh} \approx 92.995 \text{ Euro}$$

Aus der Ersparnis der Wärmeerzeugung und Eigenstromproduktion kann die Gesamtersparnis errechnet werden:

$$\begin{aligned} \text{Gesamtersparnis} &\approx \\ &\approx \text{Eingestromerzeugung} \\ &+ \text{Wiedernutzung eingespeicherte Wärme} \approx \\ &\approx 207.900 \text{ Euro} + 92.995 \text{ Euro} \approx 300.900 \text{ Euro/a} \end{aligned}$$

Für 1kWh selbsterzeugten Strom:

$$\begin{aligned} \text{Gesamtersparnis pro 1 kWh} &= \frac{\text{jährliche Gesamtersparnis}}{\text{jährliche Stromproduktion}} = \\ &= \frac{300.900 \text{ Euro}}{2.534.029 \text{ kWh}} = 11,87 \text{ Cent/kWh} \end{aligned}$$

Das Verhältnis beider Einsparungen ist:

$$\frac{\text{Eigenstromerzeugung}}{\text{Wärmewiedernutzung}} = \frac{207.900 \text{ Euro}}{92.995 \text{ Euro}} \approx 2,24$$

Die Preisdifferenz aus beiden Stromquellen zeigt, dass die Eigenstromerzeugung fast die Hälfte an Kosten einsparen könnte, wenn die vorher eingespeicherte Wärme wiedergenutzt wird. Real betrachtet wird ein Teil der Wärme im Speicher verloren gehen und die Ersparnis für die Gasnutzung und für die Wärmeerzeugung wird aus diesem Grund kleiner sein. Daher muss bei der Auslegung eines Wärmespeichers darauf geachtet werden, dass möglichst wenig Wärmeverlust entsteht.

Theoretisch ist eine mögliche Kostenersparnis (bei einem unbestimmt großen Wärmespeicher) von über 300.000 Euro pro Jahr möglich. Diese Möglichkeit stößt auf großes Interesse am Standort Neu-Ulm, sodass diese Bachelorarbeit zur näheren Untersuchung nicht nur zielgerichtet, sondern auch praktisch orientiert ist. Die Gewinnkosten aus der eigenen Stromproduktion sind ungefähr 44% größer als bei der Wiedernutzung der Wärme. Allerdings sind die Ersparniskosten aus beiden Quellen, aus eigen erzeugtem Strom und Wiederverwendung der eingespeicherten Wärme, vergleichbar hoch. Aus diesem Grund folgende wichtige Kriterien bei der Planung eines künftigen Wärmespeichersystems zu beachten.

Kriterium 1.

Das Speichersystem muss die Wärmezufuhr von BHKW garantieren, damit die eigene Stromerzeugung nicht verhindert wird.

Kriterium 2.

Das Wärmespeichersystem soll effektiv den elektrischen Strom für Eigenbedarf nutzen. Die Pumpen, die elektrisch gesteuerten Armaturen, Mess- und Steuereinrichtungen des Speichersystems, sollten möglichst wenig Strom verbrauchen.

Kriterium 3.

Das Speichersystem muss die Wärme für das Heizsystem möglichst effizient bereitstellen. Deshalb sollte das Speichersystem die Wärme wirtschaftlich einspeichern, halten und auch vollständig abführen können, soweit dies technisch und preislich umsetzbar ist.

2.3.3 Analyse der Energiedaten

Für die Dimensionierung der Kapazität eines Wärmespeichers ist es wichtig eine Energiedatenanalyse durchzuführen. Mit derer Hilfe wird es ermöglicht, den Speicher so genau auszulegen, dass damit später die maximale Ersparnis erzielt werden kann. Diese Energieanalyse wurde in der Exceltabelle „Zählerdaten und Potenzial“ in der Datei „Zusammenstellung.xlsx“ durchgeführt. Anhand der Datenanalyse wird für die Bachelorarbeit ein Tool entwickelt, das abhängig von der Speichergröße, den Energie- und Kostenertrag ausrechnet. Die Werte auf dem Blatt „Zählerdaten und Potenzial“ in der Excel-Datei „Zusammenstellung“ beziehen sich auf Jahr 2016.

Jede Verbrauchs- oder Erzeugungsstelle hat eine Spalte im Tabellenblatt. Um verschiedene Energiearten optisch leichter zu unterscheiden, wird jedem Werte-Typ eine bestimmte Markierungsfarbe zugewiesen, wie in der Abbildung 13.

Farblegende:

keine Farbe	Datum/Uhrzeit
	Wärmeenergieverbrauch- oder Erzeugung
	Gasverbrauch
	Stromverbrauch- oder -Erzeugung
	Außenlufttemperatur
	Kosten

Abbildung 13. Legende zu den Farben in Datei Zusammenstellung, Seite „Zählerdaten und Potenzial“

In den Spalten B, C und D wurden die Daten zusammengestellt, die sich auf den Gesamtenergieverbrauch beziehen. Es handelt sich um den kompletten Stromverbrauch des Werks 5. Der Gas- und Wärmeverbrauch wird nur für die Gebäudegruppe, für welche später das Wärmespeichersystem ausgelegt wird, betrachtet. Bei Wärmeverbrauch und – Erzeugung wurde die Wärmerückgewinnung nicht betrachtet, da es sich letztendlich in der Wärmebilanz ausgleicht.

In den weiteren Spalten, F, G und H, sind die Energiedaten, die den Energieverbrauch und deren Erzeugung (dementsprechend Erdgas, Strom und Wärme) betreffen, eingetragen.

In der Spalte I sind die Außentemperaturwerte, die stündlich gemessen wurden vermerkt und in der nächsten Spalte, die Innenraumtemperaturwerte der Montagehalle. Die Messungen erfolgten ab dem 15. Januar im Dreistundentakt.

In den Spalten L, M und N sind die Werte, die auf die theoretische Stromerzeugung von BHKW verweisen, notiert. Dabei wird noch ein unendlich großer Speicher betrachtet. In der Spalte L in Zeile 3 ist die Gesamtzeit dargestellt, die der Speicher laufen könnte. Dies sind 8.239 Stunden, die die BHKW im Jahr insgesamt laufen könnten. In der Spalte M sind die Werte, die dem gesamten Stromproduktionspotenzial der BHKW entsprechen, angezeigt und in Spalte N ist nur das zusätzliche Strompotenzial zu sehen, wenn der unendlich große Speicher vorhanden wäre.

In Spalte P sind positive und negative Wärmedifferenzen zusammengestellt. Die positiven und negativen Werte in der Spalte entsprechen der möglichen Mehrwärmeerzeugung aus BHKW und dem tatsächlichen Wärmeverbrauch, der direkt über die Gasheizung abgedeckt wird. Die positiven Werte je Zeile in der Excel-Tabelle zeigen, wie viel Wärme, je nach Stunde, zusätzlich erzeugt werden kann. Zu der Stunde, in der solche

Fälle eintreten, soll die „Überwärme“ künftig gespeichert werden, da diese für die Gebäudeheizung in dieser Zeit nicht benötigt wird. Heutzutage werden aber die BHKW in solchen Stunden ausgeschaltet. Negative Wärmedifferenzen beschreiben, wie viel Wärmeenergie die Heizzentralen, Gasheizter usw. zusätzlich erzeugen sollen, um den Heizungsbedarf in solchen Moment abzudecken.

Aus diesen Wärmedifferenzen werden Grafiken gebaut, die den Wärmeverbrauch und die Überwärmeerzeugung im ganzen Jahr anzeigen (siehe Anhang 3). Das heißt, dass an einem Tag Mehrwärme von BHKW produziert und am gleichen oder am nächsten Tag verbraucht werden könnte. Aus diesem Grund wäre für diesen Zeitraum der Einsatz eines Tagespeichers sehr bedenklich. Dabei gibt es ein weiteres Problem, welches die Auslegung des Wärmespeichers verhindert. Jeder Tag weist immer ein unterschiedliches Wärmeleistungsverhalten auf. Das Potenzial für die Wärmeerzeugung mittels BHKW und der Wärmebedarf, welcher zusätzlich mittels direkter Gasheizung bisher abgedeckt wird, zeigt je nach Tag und Uhrzeit niemals ein identisches Verhalten auf.

Für diesen Fall werden zwei Analysen durchgeführt. Die erste Analyse zeigt das statistische Verhalten eines saisonalen Wärmespeichers an, der zu welchen Zeiten und Häufigkeiten beladen und entladen werden kann. Die Zweite zeigt, dass das Tool der Speichergrößenauslegung dienen könnte, da je nach Speichergröße, der positive Ertrag ausgerechnet werden könnte.

2.3.4 Statistische Ermittlung des Tagesablaufs

In diesem Kapitel werden die Werte erstmals statistisch ausgewertet und veranschaulicht. Daraus wird die ungefähre Größe des Wärmespeichers bestimmt. Dafür wird in der Excel-Datei „Zusammenstellung.xls“ ein neues Tabellenblatt mit dem Namen „Tagesverbrauch“ erstellt. Die Zeit- und Wärmedifferenz- sowie -Temperaturdaten werden entsprechend aus dem Tabellenblatt „Zählerdaten und Potenziale“ importiert, wie in Abbildung 14.

	A	B	C	D	E	F	G
1	End time	Monat	Stunde	Tag der Woche	Differenz zwischen von BHKWs erzeugte Wärme mit WSP und täglich verbraucher Wärme	Außentemperatur (Mittelwert)	
2							
3	Summe				-1.229.841,4		
4	01.01.2016 01:00	1	1	6	-128,9	2,3	
5	01.01.2016 02:00	1	2	6	-349,7	2,2	
6	01.01.2016 03:00	1	3	6	-116,8	2,4	
7	01.01.2016 04:00	1	4	6	-385,4	2,6	
8	01.01.2016 05:00	1	5	6	-427,5	2,9	
9	01.01.2016 06:00	1	6	6	-155,7	2,7	

Abbildung 14. Werte für Tagesablauf

Im nächsten Schritt wird die Tabelle der mittleren Temperaturen für jede Uhrzeit und jeden Monat anhand der Temperaturdaten für das Jahr 2016 erstellt (siehe Beispielrechnung in Abbildung 15).

	J	K	L	M	N	O
32	Ermittlung der mittleren Temp					
33	Monat	1	2	3	4	5
34	Uhrzeit					
35	1	=MITTELWERTWENN(F\$4:F\$8785;C\$4:C\$8785;J35;B\$4:B\$8785;K\$33)				

Abbildung 15. Mitteltemperaturermittlung, Beispiel für 1:00 für Januar-Monat

Der Speicher soll hauptsächlich in den Übergangsjahreszeiten (Frühling und Herbst) arbeiten. Deshalb liegt das Interesse der Berechnungen vor allem am Tagestemperaturprofil dieser Monate. Die Temperaturwerte für die Übergangsmonte sind in der Tabelle (siehe Anhang 7) fett markiert.

Nach der Mitteltemperaturwert-Tabelle wird eine weitere Tabelle erstellt. Die Tabelle wird angefertigt, um deutlich zu machen, zu welcher Jahres- und Uhrzeit der Tagesspeicher zum Einsatz kommen würde. Genauer gesagt, um zu errechnen, wann er beladen, entladen, mit Wärme gefüllt und leer stehen würde. Um es möglichst genau ausrechnen zu können, sollten zwei Bedingungen dafür berücksichtigt werden.

Bedingung 1

Die Rechnungen müssen mit durchschnittlichen Herbst- und Frühlingsmittel-Temperaturen vorgenommen werden. Diese wurden bereits in der Außentemperatur-

Tabelle ermittelt. Problematisch ist dabei, dass warme Wintertage den durchschnittlichen Außentemperaturen des Herbst- und Frühlingstemperaturprofils entsprechen. Ebenso gibt es im Sommer auch kalte Tage, deren Außentemperaturprofil den genannten Herbst- und Frühlingstemperaturen entspricht. Das gilt auch umgekehrt für die Frühlings- und Herbsttage, wenn die zu „heiß“ oder zu „kalt“ sind. Deshalb wird Bedingung 1 als Temperatur-Bedingung festgelegt.

Bedingung 2

Dadurch, dass mehr Wärme an/zu kalten Tagen/Stunden verbraucht wird und weniger an überdurchschnittlich warmen Tagen/Stunden, muss der Wärmeverbrauch für jeden Temperaturbereich ermittelt werden.

Im Anhang 8 ist für jede Stunde in den Mittelwertspalten und in den Spalten der gemittelte Wärmeverbrauch und die Wärmeerzeugung zu sehen.

Es werden für mehrere Temperaturbereiche weitere Spalten hinzugefügt, in denen positive und negative Wärmeenergieunterschiede⁴ ausgewertet wurden. Diese acht Temperaturbereiche haben jeweils 1-Kelvin-Temperaturdifferenz. Im Folgenden wird ausgewertet wie oft pro Jahr und zu welcher Uhrzeit die Wärme erzeugt und verbraucht wird. Damit wird deutlicher, wann der Wärmeverbrauch und die Mehrwärmeerzeugung durchschnittlich stattfinden.

Wenn der Speicher für fünf Stunden der Wärmeabgabe ausgelegt wird, lässt sich erkennen, dass der WSP den Mittelwert in Höhe von 4.293 kWh (siehe Excel-Tabellenblatt „Tagesverbrauch“, Zelle L26) Wärme zur Verfügung stellen kann. Dieser Wert ermöglicht es die Summe der Mittelwerte von negativen Energieunterschieden, zu Zeiten von hohem Wärmebedarf, zu errechnen (siehe Excel-Datei „Zusammenstellung“ im Tabellenblatt „Tagesverbrauch“ Zellen N9-N13). Eine ähnliche Auswertung gilt auch für die Erzeugung potenzieller Wärme mit BHKW.

Angenommen ein Speicher verhält sich regelhaft so, dass zu einer bestimmten Uhrzeit mehr als 100 Stunden pro Jahr entladen oder beladen werden, dann können die statistischen Daten folgendermaßen interpretiert werden: von 23:00 bis 03:00 Uhr nachts und von 13:00 und 17:00 Uhr am Nachmittag können die BHKW Mehrwärme erzeugen. Und von 04:00 bis 09:00 Uhr morgens könnte die Heizung diese Wärme verbrauchen. Zu

⁴ Positive Wärmeenergie steht hier für die Wärmeenergie, die in dem Zeitpunkt mittels BHKW erzeugt wird, aber es kein Wärmebedarf im Heizungssystem besteht. Und unter negativer Wärmeenergie steht die Wärme, die nur von Gasheizung abgedeckt werden kann

anderen Tageszeiten steht der Speicher vollständig oder teilweise befüllt oder auch ganz leer.

Diese Methode, der Errechnung der Speichergröße, ist nicht optimal, da sie nur die Mittelwerte über einer bestimmten Periode anzeigt. Ebenfalls ist nach dieser Methode nicht erkennbar, wie viel Mal im Jahr der Speicher bei einer bestimmten Volumengröße seine Teilkapazität bzw. Vollkapazität nutzt. Außerdem lässt sich mit dieser Methode die mögliche Stromersparnis nicht nachvollziehen. Es gibt eine weitere mögliche Methode die Speichergröße auszulegen/zu bestimmen. Diese wird im folgenden Kapitel näher betrachtet.

2.3.5 Excel-Tool für Ersparnisermittlung nach Speichergröße

Der folgende Ansatz wird helfen, die Kostenersparnis in Abhängigkeit von der Speichergröße zu sehen. Um ihn durchzuführen, wird zunächst ein neues Blatt „Konstanten“ in der Excel-Datei „Zusammenstellung“ angelegt. Es dient dazu die gleichbleibenden Werte, wie zum Beispiel die Speichergrößen-Variable darzustellen. In der Zelle C27 wird die Speichergröße in kWh-Speicherkapazität manuell variiert. In Zelle in C28 unten wird der Kostenbetrag nach einem Jahr und in C29 nach vier Jahren angezeigt. Die Ersparnis wird aber vorher im Excel-Blatt „Zählerdaten und Potenzial“ ermittelt.

In der Excel-Datei „Zusammenstellung“ in der Tabelle „Zählerdaten und Potenzial“ sind die Spalten Q bis X des Ertragsermittlungstools zu sehen (siehe Abbildung 16). Mit diesem Tool wird die Speicherbeladung und -Entladung und das statische Verhalten energetisch ohne Verluste grob errechnet. Die Wärmeenergie von BHKW kann dann eingespeichert werden, wenn der Speicher noch freie Wärmekapazität hat und diese größer als die zur Verfügung stehende Mehrwärme ist. Wird z. B. am 27.03.2016 von 10 bis 11 Uhr mehr Wärme von BHKW produziert, die von der Heizung nicht gebraucht wird und der Wärmespeicher leer ist, kann die übrige Wärme gespeichert werden. Wird der Speicher teilweise voll und es wird anstatt die übrige Wärme produziert, kann diese nur teilweise gespeichert werden. Als Beispiel für diesen Fall dient der Zeitraum zwischen 16:00 und 17:00 am 27.03.2016: Der Speicherinhalt war in der vorherigen Stunde 499,3kWh und in der aktuellen Stunde entsteht die Mehrwärme in Größe von 226,9kWh. Weil die gesamte Speichergröße 680,1kWh ist, können nur 180,7kWh in der aktuellen Stunde gespeichert werden (siehe Zeile 2081 und 2082 in der Abbildung 16).

	A	P	Q	R	S	T	U	V	W	X
1	End time	Differenz zwischen von BHKWs zusätzlich erzeugte Wärme mit WSP und verbraucher Wärme	Mehrwärme von BHKWs	Bedarfswärme	Speicherinhalt	Eingespeicherte Wärme	Gesparte Stromentnahme aus dem öffentlichen Netz	Entzogene Wärme aus WSP	Gesparter Gas durch die Wärmenutzung	Gespartes Gas durch die Wärmenutzung
2			kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh
3	Summe	-2.229.664,4			0,0		149.566,0	186.957,4	225.249,9	18.153,9
2068	27.03.2016 03:00	-187,6		0,0	-187,6	492,4	0,0	187,6	226,0	5,9
2069	27.03.2016 04:00	59,7		59,7	0,0	552,2	59,7	47,8	0,0	3,9
2070	27.03.2016 05:00	90,4		90,4	0,0	642,6	90,4	72,3	0,0	5,9
2071	27.03.2016 06:00	-28,3		0,0	-28,3	614,3	0,0	0,0	28,3	0,9
2072	27.03.2016 07:00	-223,2		0,0	-223,2	391,1	0,0	0,0	223,2	7,0
2073	27.03.2016 08:00	-424,9		0,0	-424,9	0,0	0,0	0,0	391,1	12,3
2074	27.03.2016 09:00	-324,5		0,0	-324,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2075	27.03.2016 10:00	-11,2		0,0	-11,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
2076	27.03.2016 11:00	28,7		28,7	0,0	28,7	28,7	23,0	0,0	1,9
2077	27.03.2016 12:00	198,3		198,3	0,0	227,0	198,3	158,6	0,0	13,0
2078	27.03.2016 13:00	83,5		83,5	0,0	310,5	83,5	66,8	0,0	5,5
2079	27.03.2016 14:00	28,6		28,6	0,0	339,1	28,6	22,9	0,0	1,9
2080	27.03.2016 15:00	78,9		78,9	0,0	418,0	78,9	63,1	0,0	5,2
2081	27.03.2016 16:00	81,3		81,3	0,0	499,3	81,3	65,1	0,0	5,3
2082	27.03.2016 17:00	226,9		226,9	0,0	680,1	180,7	144,6	0,0	11,9
2083	27.03.2016 18:00	475,5		475,5	0,0	680,1	0,0	0,0	0,0	0,0
2084	27.03.2016 19:00	35,9		35,9	0,0	680,1	0,0	0,0	0,0	0,0

Abbildung 16. Ersparnisermittlung in Excel

Mithilfe dieses Tools wird zunächst der Ertrag für eine bestimmte Kapazitätsgröße bestimmt. Die Speichergröße kann in der Excel-Tabelle „Konstanten“ beliebig variiert werden. Damit kann ermittelt werden, wie groß die Ersparnis dank dem Wärmespeicher in Abhängigkeit von seinem Speichervolumen wäre. Dabei sind die Betriebskosten aufgrund der Wärmeverluste im Speichersystem und die Stromenergiekosten, für das Betreiben der Wasserpumpen, nicht enthalten. Diese Betriebskosten werden erst später ausgerechnet, wenn ein bestimmtes Energiespeicherkonzept festgelegt wird. Dabei kann aber das Ertragsermittlung-Tool helfen, die Speichergröße erstmals auszulegen.

Das Ersparnis-Ermittlung-Tool ist folgendermaßen aufgebaut. Aus der vorher genannten Spalte „Wärmedifferenz“ Werden zwei weitere Spalten im Excel-Blatt „Zählerdaten und Potenzial“ hinzugefügt, je nachdem, ob der Wert positiv oder negativ ist: eine Spalte für die Mehrwärmeerzeugung und Eine für den tatsächlichen Mehrwärmeverbrauch. Außerdem werden die Spalten für die eingespeicherte und entzogene Wärme und eine Spalte für den Speicherinhalt erstellt. Die Zellen für den Speicherinhalt können nie einen Wert beinhalten, der größer ist, als die Speicherkapazität-Variable aus dem Excel-Blatt „Konstanten“. Alle Spalten sind miteinander über verschiedene Excel-Formeln verknüpft.

Wenn die Mehrwärme zu einer bestimmten Stunde entsteht und der Wert in der Speicherinhalt-Zelle der vorherigen Stunde kleiner ist als die Speicherkapazitätsgröße, kann diese Wärme gespeichert werden. Dann wird der Wert aus der Zelle für Mehrwärmeerzeugung in die Zelle für die abgespeicherte Wärme in die entsprechende Spalte hingeschrieben. Der Speicherinhaltwert der vorherigen Stunde wird dementsprechend mit der gespeicherten Wärme der aktuellen Stunde aufaddiert.

Die gleiche Vorgehensweise gilt auch, wenn in der Zelle für den Wärmeverbrauch ein Wert in der aktuellen Stunde steht. Würde die Speicherinhalt-Zelle der vorherigen Stunde einen Wert größer als Null beinhalten, kann die Wärme abgezogen werden. Somit wird in der Speicherinhalt-Zelle für die aktuelle Stunde der kleinere Wert hingeschrieben, als die Speicherinhalt in der vorherigen Stunde war. Die entstehende Differenz zwischen dem aktuellen und dem Speicherinhalt aus der vorherigen Stunde kommt als Wert in die Zelle für die entzogene Wärme.

In einer extra Spalte wird der Wert der abgespeicherten Wärme direkt auf die erzeugte Strommenge umgerechnet. Der erzeugte Strom wird auch weiter auf die Kosten umgerechnet. Dabei wird die Preisdifferenz zwischen dem von SWU gelieferten und dem selbsterzeugten Strom verwendet. Die entzogene Wärme wird auch auf die Kosten gerechnet. Dafür wird die entzogene Wärmemenge auf den Wirkungsgrad von einem Gasheizer aus Abbildung 10 geteilt und mit dem vorher errechneten Gaspreis multipliziert.

Nach der Eingabe verschiedener Werte für die Speicherkapazitätsgröße im Excel-Blatt „Konstanten“, kommen verschiedene Erträge raus. Nach diesen Erträgen wird eine Tabelle (siehe Anhang 10) erstellt, die zeigt, wie groß die Ersparnis dank dem WSP bei verschiedener Speicherkapazitäten sind. Die Amortisationszeit für die Energieprojekte bei Firma EvoBus GmbH darf 4 Jahre nicht überschreiten. Für ein Wärmespeicherprojekt bedeutet dies, dass die Baukosten nach vier Betriebsjahren sich bezahlt machen. Aus diesem Grund wird dazu noch eine weitere Spalte erstellt, die den Gewinn nach vier Jahren aufzeigt. Anschließend wird ein Diagramm erstellt, das diese Information übersichtlicher aufzeigt. Dank diesem Diagramm ist gut nachzuweisen, dass der Ertrag kein lineares Verhalten aufweist. Für die Planung eines Wärmespeichers bedeutet dies kein großes Problem. Je nach Speichergröße, die auf dem Markt zu erwerben ist, kann die Tabelle aus Anhang 10 und Diagramm au Anhang 11) beliebig erweitert und die schnellste Amortisationszeit ermittelt werden.

3. Übersicht Wärmespeichertechnologie

3.1 Aufteilung der Wärmespeicher

Im Prinzip werden die Energiespeicher dann benötigt, wenn die Energie in einem bestimmten Zeitraum kostengünstig erzeugt werden kann. In dem anderen Zeitraum wird hingegen der Bedarf an Energie oder der Spitzenlast mit Mehrkosten für Energie entstehen. Auf der Abbildung 17 ist die Leitidee der Speichernutzung dargestellt.

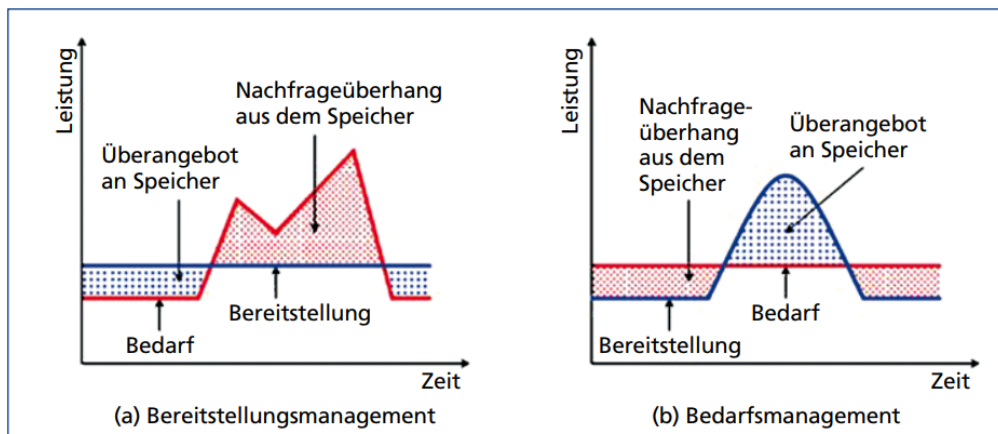


Abbildung 17. Speicherprinzip [4]

Zurzeit existieren verschiedene Speicher, die sich nach der Energieart unterscheiden lassen: elektrische, mechanische und Wärmespeicher. In dieser Bachelorthesis geht es um Wärmespeicher. Daher wird im Weiteren nur dieser erläutert mit seiner Unterteilung. Die Wärmespeicher können nach verschiedenen Kriterien zugeordnet werden, werden:

- Material,
- Größe,
- Arbeitszeiten,
- Kosten,
- Umweltverträglichkeit,
- Art der Wärmebelastung- und Entladung,
- usw.

Zu den wichtigsten Kriterien zählen die Arbeitszeiten des Wärmespeichers. Hierbei handelt es sich um die Kurzzeit- und Langzeitspeicher. Die Kurzzeitspeicher können weiter in Stunden- und Tagesspeicher unterteilt werden. Bei dem Langzeitspeicher geht es hauptsächlich um die saisonale Wärmenahme und –Bereitstellung. Als Beispiel dazu wäre die Wärmebelastung des Speichers in heißer Sommersaison und Wärmeentladung in der kalten Jahreszeit, im Winter. Die aktiven Arbeitszeiten des geplanten Tages-

Wärmespeichers wären: das Beladen - in der Nacht und am Nachmittag; und das Entladen - in den Morgenstunden.

Der wichtigste Punkt der Physik von einem Speicher ist das Prinzip seiner Wärmehaltung: sensible (fühlbare), latente oder die chemische Speicherung mittels Reaktion. Die Abbildung 18 dient hier als Übersichtsdarstellung der weiteren Unterteilung des Wärmespeichers.

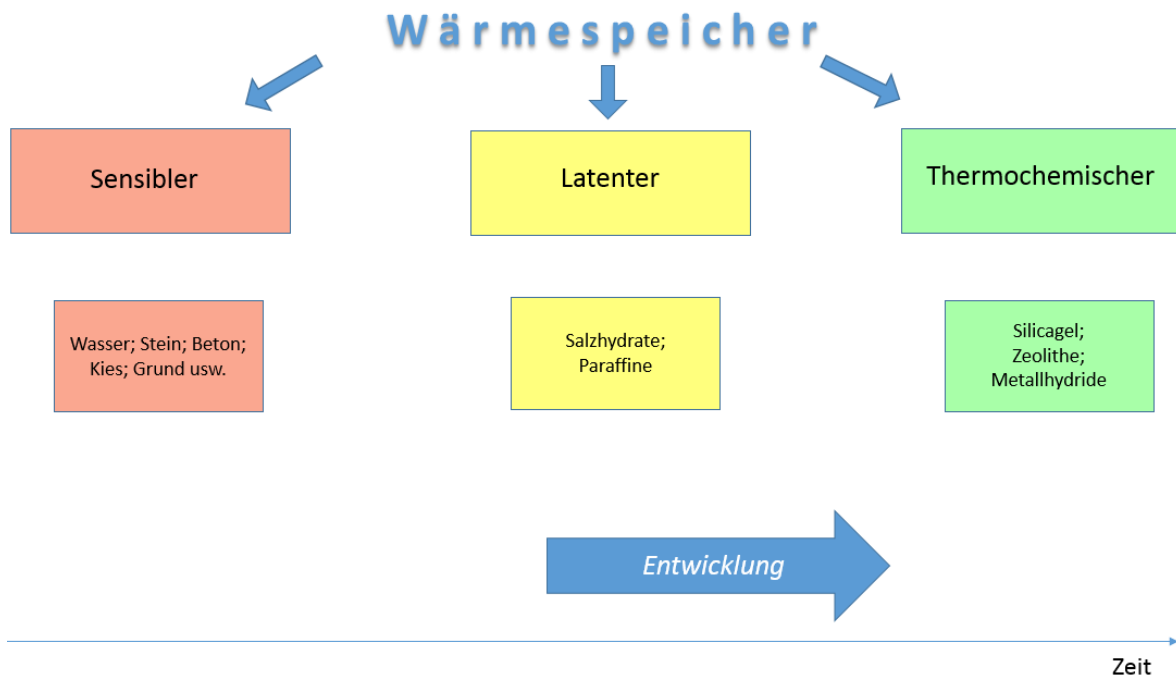


Abbildung 18. Speichereinteilung nach Wärmearbeitsprinzip nach [4]

3.2 Sensibler Wärmespeicher

Bei der sensiblen Wärmespeicherung geht es um die fühlbare Wärmeenergie-Zufuhr und -Abnahme. Angesichts des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik geht die Wärme vom warmen Körper an den Kälteren ab. Sensible Wärmeenergie lässt sich nach folgender Gleichung beschreiben:

$$Q_{12} = m \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (1)$$

Mit T_2 die Temperatur von Speichermaterial; c_p –spezifische Wärmespeicherkapazität; m –seine Masse und T_1 –die Temperatur des Objektes, welches erwärmt werden soll. Für sensible Wärmespeicher werden solche Stoffe benutzt, wie Wasser, Kiesel, Sand, Grund usw.

Die Möglichkeit zur Inbetriebnahme eines saisonalen Wärmespeichers am Standort in Neu-Ulm könnte mit einer überschlägigen Berechnung überprüft werden. Nach der

Umstellung der Gleichung (1), kann die benötigte Wassermenge leicht ausgerechnet werden:

$$m = \frac{Q_{12}}{c_p \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{ca.1.277MWh}{1,163 \frac{Wh}{kgK} \cdot (358,15K - 343,15K)} \approx 73.201ton \quad (2)$$

Mit $Q_{12} = 1.277MWh$ im Sommer möglich produzierte Wärmemenge⁵; $c_p = 1,163 Wh/(kg \cdot K)$ die spezifische Wärmespeicherkapazität des Wassers⁶ bei der Mitteltemperatur $77,5^\circ C$; $T_2 = 358,15K$ und $T_1 = 343,15K$ die Wassertemperaturen am Aus- und Eintritt des BHKWs.

Somit ergibt sich, dass ca. 73.201 Tonnen Wasser benötigt werden, um die Sommer-Überwärme der BHKW abspeichern zu können. Das sind ungefähr $73.350 m^3$ Wasser. Für diese Wassermenge benötigt man eine Fläche von $500 m^2$. Der Speicher sollte demnach etwa 150 m hoch oder tief sein. Eine solch große Fläche wird von der Leitung der EvoBus GmbH nicht freigegeben werden. Daher wird dieser Vorschlag abgelehnt werden.

Theoretisch könnte die Wärme im Erdreich gespeichert werden. Diese Möglichkeit könnte mit Hilfe eines Erdsonden-Speichers umgesetzt werden. Dabei ist jedoch damit zu rechnen, dass der Boden eine viel kleinere spezifische Wärmespeicherkapazität besitzt als Wasser. Außerdem sind am Standort Neu-Ulm zahlreiche unterirdische Wasserströme vorhanden, die die eingespeicherte Wärme wegtransportieren könnte, wenn die Wärmespeicherung zuvor im Erdreich stattfindet.

Aus den genannten Gründen (ein großer Platzbedarf, nicht geeignete Grund) ist eine weitere Konzeptüberlegung für saisonale Wärmespeicherung unnötig. Allerdings wird das Konzept des Tagesspeichers nicht verworfen und im Kapitel 4 ausgearbeitet.

3.3 Latenter Wärmespeicher

Als latente Wärme wird die bei einem Phasenübergang des Stoffes aufgenommene oder abgegebene Wärmeenergie bezeichnet. Diese wird „versteckte“ oder „latente“ Wärme genannt. Bei der Wärmezufuhr oder Abfuhr wird keine merkliche Temperaturänderung fixiert.

⁵ Die Summe aller Werte befindet sich in Excel „Z“ im Tabellenblatt

⁶ Wasser wird als ideales Fluid betrachtet, da dessen Wärmespeicherkapazität unabhängig von Druck und Temperatur konstant bleibt.

Tatsächlich existiert kein Wärmespeicher, der die Wärme nur in latenter Form speichert. Dabei besteht immer ein sensibler Anteil. Die Wärmespeicherkapazität lässt sich somit mit folgender Gleichung beschreiben:

$$Q_{12} = m (c_p [T_2 - T_1] + h_f) \quad (3)$$

Mit h_f – spezifische Enthalpie für Phasenwechsel, reine latente Energie. Hat das Material vor und nach der Phasenänderung unterschiedliche spezifische Wärmekapazitäten, wird seine gesamte Wärmekapazität, wie folgend beschrieben:

$$Q_{12} = m \cdot (c_{p,1}(T_f - T_1) + h_f + c_{p,2} \cdot (T_2 - T_f)), \quad (4)$$

mit T_f , der Temperatur der Phasenwechselung. Die spezifische Enthalpie, h_f beschreibt die notwendige Energie zur Phasenwechselung des Materials. Links und rechts von h_f stehen die Formelausdrücke für das Kennzeichen der sensiblen Wärmeenergiespeicherung vor- und nach der Phasenänderung im Stoff. Dementsprechend stehen spezifische Wärmekapazitäten $c_{p,1}$ und $c_{p,2}$ vor und nach dem Phasenwechsel. Die Wärmeleitfähigkeitswerte von Stoff im flüssigen und festen Zustand vor und nach der Phasenänderung können unterschiedliche Stoffwerte besitzen. Für die Beschreibung der Arbeit des Phasenwechselmaterials wird normalerweise ein ähnliches Diagramm, wie in Abbildung 19 zu sehen ist, benutzt. [14]

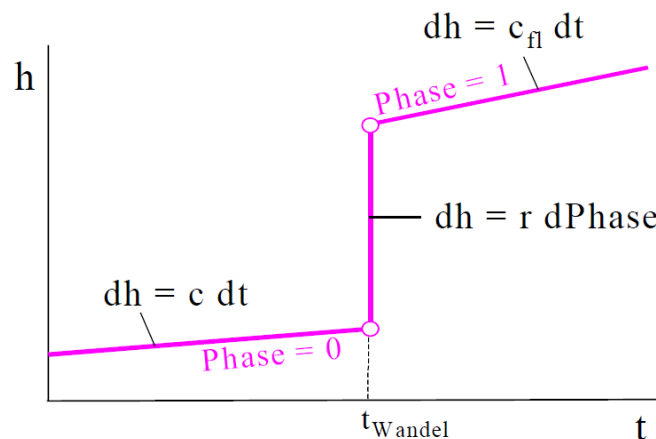


Abbildung 19. Phasenübergang Typ 1

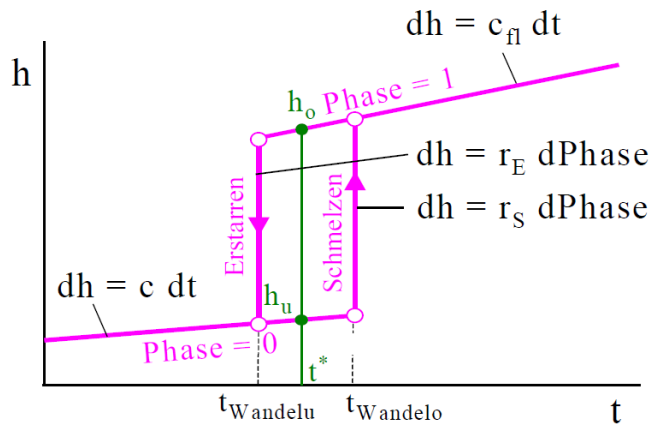


Abbildung 20. Phasenübergang Typ 2

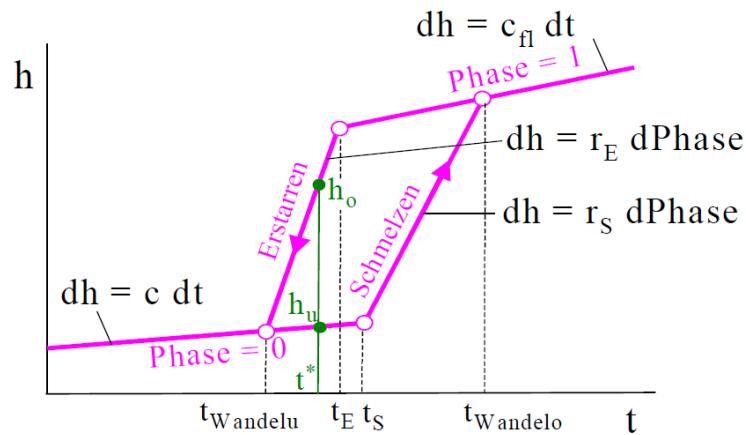


Abbildung 21. Phasenübergang Typ 3

Laut Abbildung 19 hat ein PCM-Material seine Phasenwandeltemperatur bei einem konstanten Wert. Dabei besteht kein Unterschied, ob das Material vorher fest war und nach der Wärmezufuhr verflüssigt wird. Auch eine Umkehrung dieser Aggregatzustände ist unerheblich. Im Gegensatz dazu kommt es in der Realität oft vor, dass die PCMs verschiedene Temperaturen bei dem Phasenwechsel aufweisen und in einem bestimmten Temperaturbereich ihren Aggregatzustand ändern (siehe Abbildung 20 und Abbildung 21). In dem Phasenwechsel-Temperatur-Bereich wird die Wärmeenergie in beiden Formen gespeichert, in latenter und in sensibler Form. Das Wärmespeicher-Verhalten von PCMs hängt von dem eingesetzten Material, seinem Typ und weiteren Merkmalen ab. Als typische PCMs werden Paraffine oder Salzhydrate verwendet. Je nach Paraffintyp kann die nicht seine Schmelztemperatur abweichen und auch der Temperaturbereich des Phasenwechsels breiter oder schmaler sein. Vor der Auslegung des Wärmespeichers mit PCMs, ist es erforderlich, die Material-Kennwerte beim Hersteller zu erfragen.

3.4 Thermo-Chemische Wärmespeicher

Noch höhere Energiedichten als bei vorher erwähnten Speichertechniken, lassen sich mit dem thermochemischen Speicher realisieren. Sie basieren auf einem grundsätzlich anderen Prinzip, bei dem reversible chemische Reaktionen für die Wärmespeicherung benutzt werden [5]. Eine der chemischen Reaktionen ist unter dem Namen „Sorption“ bekannt. Der Sorptionseffekt lässt sich weiter nach „Adsorption“, „Absorption“ und „Desorption“ unterteilen. [7]

Bei der Adsorption geht es darum, dass das Reagens, z.B. Wasser, dem Sorption-Stoff zugeführt wird. Als Ergebnis wird sich Wasser an der Oberfläche des Sorptionsstoffs ansammeln. Beim Absorptions-Vorgang dringt das Reagens direkt in den Sorptionsstoff ein. Bei diesen beiden Vorgängen wird die Wärmeenergie abgeführt und damit ist der Entladeprozess beschrieben. Wird dem Sorptionsmaterial Wärme zugeführt, verlässt das Reagens das Sorptionsmaterial (siehe Abbildung 22) [8].

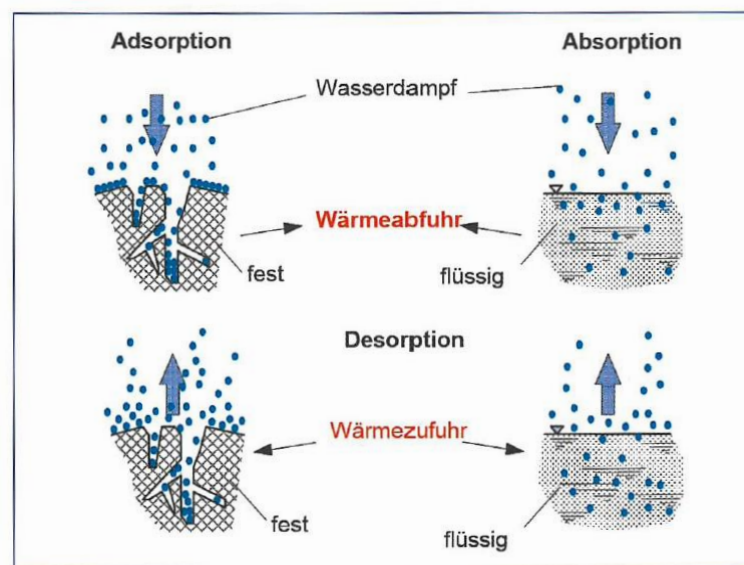


Abbildung 22. Sorptionseffekt. Adsorption-, Absorption- und Desorptionsvorgänge [8]

Für den Sorptionsspeicher werden Silicagel und Zeolithe benutzt. Das Problem dieser beiden Stoffe ist, dass sie relativ teuer sind im Vergleich mit anderen Energiespeichermaterialien, wie zum Beispiel Paraffin. Weiterer Nachteil dieser Stoffe liegt darin, dass sie eine begrenzte Be- und Entladezykluszahl haben. Somit ist ihre Lebenszeit begrenzt. Allerdings weist die Sorptionstechnologie, im Vergleich zu anderen Wärmespeichertechniken, eine sehr hohe Energiespeicherdichte (bis zu 500 kWh/m^3) auf.

Aufgrund der hohen Energiedichte des Sorptionsspeichers, wäre diese Technologie für den Einsatz am Standort Neu-Ulm attraktiv. Daher wird es grob errechnet, ob ein Konzept mit einem Zeolithmaterial infrage kommen würde. Als Beispiel dazu wird das Zeolith-Granulat Marke Zeolith 13X von Fa. Zeo-Tech geprüft (siehe Abbildung 23). Auf der Herstellerseite sind keine Angaben über die Wärmespeicherdichte dieses Stoffes angegeben. Aus diesem Grund wird eine Studie als Vorlage verwendet, in der die Angaben über die Wärmespeicherkapazität mittels der quantitativen Auswertung der Speicherdichten und anhand der thermischen Durchbruchkurven ermittelt wurde, herangezogen [33]. Mit Hilfe der maximalen Wärmespeicherdichte (siehe Abbildung 24) kann die Aussage gemacht werden, wie groß und wie teuer ein Wärmespeicher einer bestimmten Speicherkapazität (zum Beispiel 2 MWh) sein soll. Demnach wird es zirka 8.696 kg der Zeolith 13X benötigt. Dies entspricht heute (Stand 5.04.2018) einem Nettopreis 282.608 Euro. Somit liegen die Kosten, die nach vierjähriger Nutzung, eingespart werden könnten bei 123.507 Euro. Deshalb ist Zeolith-Granulat als Speicherstoff sehr unwirtschaftlich. Infolgedessen wird der Konzept-Entwurf zur Wärmespeicherung mit Hilfe eines Sorptionsmaterials nicht weiterentwickelt. Stattdessen werden die Wärmespeicherkonzepte, die sich auf Wasser und PCM basieren, weiterbetrachtet. Die Entwicklung dieser Konzepte erfolgt im nächsten Kapitel.



Abbildung 23. Preis für Zeolith-Granulat Marke 13X [34]

Probe	ρ_Q /(Wh/kg)	Relativwert
1 a	224	100 %
1 b	139	62 %
2 a	213	100 %
2 b	131	62 %
3 a	230	100 %
3 b	184	80 %

Abbildung 24. Quantitative Auswertung der Speicherdichten anhand der thermischen Durchbruchkurven. a) Ausgangsmaterialien, b) hydrothermal gealterte Proben [33]

4. Konzeptionierung und Berechnung

4.1 Konzeptionierung

Als Vorüberlegung der Speicherkonzepte ist es wichtig die Hauptmerkmale des Heizungssystems, mindestens eines Teiles davon zu betrachten. Für diese Zwecke wird das Fließschema der Westseite von Halle 50 (siehe Anhang 12) betrachtet. Am Unterrand des Fließbildes befinden sich zwei BHKW-Module mit ihren Kühlwasser-Versorgungspumpen, die an die DN100-Leitungen angeschlossen sind. Oben links auf dem Fließbild sind drei Wasser-Pufferspeicher in der Reihenschaltung mit einem, Gesamtvolumen von $24m^3$ dargestellt. Rechts daneben sind an die Hauptleitung redundante Pumpen angeschlossen. Das System ist aus hydraulischer Sicht so ausgelegt, dass es zwei Hauptvarianten der Funktionsweise ermöglicht:

1. Variante – das Heizungssystem benötigt Wärme und gleichzeitig besteht Strombedarf. Die BHKW mit ihren Pumpen werden eingeschaltet.
2. Variante – das Heizungssystem benötigt keine Wärme und gleichzeitig besteht Strombedarf. Falls Füllkapazität vorhanden ist, wird lediglich eine BHKW-Pumpe zugeschaltet und somit der Pufferspeicher befüllt.

Das Heizungsnetz ist für einen maximalen Betriebsdruck von 6 bar ausgelegt. Normalerweise ist der Betriebsdruck in den Pufferspeichern etwa 2,3-3 bar. Die von Fa. Gaiser ausgelegte Vorlauftemperatur im Pufferspeicher entspricht der Rücklauftemperatur des BHKW-Moduls, nämlich $85^{\circ}C$. Demnach entspricht die Rücklauftemperatur im Pufferspeicher der Vorlauftemperatur des BHKW-Moduls, $70^{\circ}C$. Die Temperatur des Kaltwassers kann abhängig von der Außentemperatur variieren, aber in keinem Fall darf die Vorlauftemperatur im BHKW unter $60^{\circ}C$ absinken.

Der künftige Wärmespeicher soll mit möglichst wenig Aufwand und Kosten an das bestehende Heizungssystem angeschlossen werden. Aus diesem Grund wurde entschieden, den Wärmespeicher als Erweiterung des Pufferspeichersystems auszuführen (Anhang 13). In den nächsten Kapiteln werden die dafür hydraulischen Berechnungen und der Mehrkostenaufwand für eine solche Anbindung ausgeführt. Zuvor sollte ein Wärmespeicherkonzept ausgewählt, ausgelegt und anhand der thermischen Berechnungen bewertet werden.

4.1.1 Sensibler Wärmespeicherkonzept

Nach kurzer Überlegung ist die Idee entstanden, den Wärmespeicher in seiner klassischen Art auszuführen und zwar mittels heißem Wasser in einem Behälter. Das

Funktionsprinzip eines Heißwasserbehälters ist folgendes: soll Wärme gespeichert werden, dann wird Heißwasser dem Behälter zugeführt. Bei Wärmebedarf wird das Heißwasser dem Speicher entnommen und an das Heizungssystem abgegeben. Diese Funktionsweise betrifft den Heißwasserspeicher in seiner einfachsten Form, mit offenem Kreislauf, ohne Wärmetauscher. Die andere Ausführung mit Wärmetauscher wird hier nicht betrachtet, da das Heißwasser nur für die Heizung benötigt wird und das System nicht verlässt.

Die Besonderheit eines typischen Wasserbehälters liegt darin, dass das zugeführte Heißwasser, sich mit dem zuvor vorhandenen Kaltwasser mischt. Letztlich wird die Mittelwerttemperatur des Wassers erreicht. Wenn die Menge des zuvor vorhandenen und zugeführten Wassers gleich groß ist, errechnet sich die Mitteltemperatur folgendermaßen:

$$T_{\text{Ergebnis}} = \frac{m_{\text{kalt}}T_{\text{kalt}} + m_{\text{heiß}}T_{\text{heiß}}}{2(m_{\text{kalt}} + m_{\text{heiß}})} = \frac{T_{\text{kalt}} + T_{\text{heiß}}}{2}, \quad (5)$$

Wird beispielsweise die gleiche Menge von kaltem und heißem Wasser zugeführt, dann kann die entstehende Mitteltemperatur anhand des gespeicherten Wassers ausgerechnet werden:

$$T_{\text{Ergebnis}} = \frac{T_{\text{kalt}} + T_{\text{heiß}}}{2} = \frac{343,15\text{K} + 358,15\text{K}}{2} = 350,65\text{K} = 77,5^\circ\text{C}$$

Mit solch einer mittleren Wassertemperatur ist es nicht effizient, die Wärme von BHKW-Modulen abzuführen oder die Wärme an das Heizungssystem abzugeben. Viel effektiver wäre es, mit den Auslegungstemperaturen für das Heizungssystem zu arbeiten, d.h. mit 70°C und 85°C. Für eine solche Lösung bietet der Markt sog. „Schichtenspeicher“ an. Diese ermöglichen die Temperaturschichtung des Wassers im Behälter. Dank der verschiedenen Wasserdichten bei unterschiedlichen Temperaturen bildet sich die kalte Wassertemperaturschicht unten und die warme oben. Zwischen diesen Schichten entsteht eine sog. „Thermokline“ (siehe Abbildung 25).

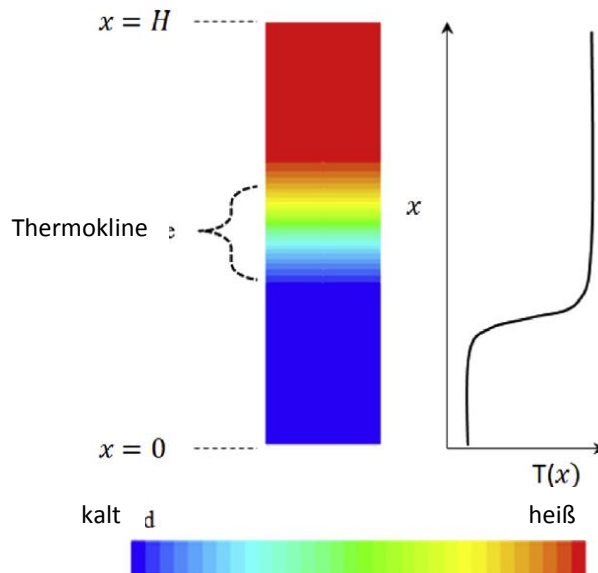


Abbildung 25. Typisches Temperaturprofil in einem Schichtenspeicher nach [3]

Die physikalischen Prozesse, durch welche die Wärme in so einem Wasserspeicher verloren geht, was letztlich die Effizienz des Speichers beeinflusst, werden im nächsten Kapitel genauer betrachtet. An dieser Stelle ist es nur wichtig zu erwähnen, dass für die Temperaturschichtung ein großes Höhen-Durchmesser-Verhältnis gut ist. Der andere Punkt, der bei der Auswahl des Wassertanks eine große Rolle spielt, sind die Außenverluste. Dabei sollte die Qualität der Außenwärmedämmung genau geprüft werden. Die optimalste Form eines Wasserbehälters, damit man möglichst wenig Dämmungsmaterial braucht, ist die Kugelform. Da die Kugelform allerdings schlecht für die Temperaturschichtung geeignet ist, wird die Tankausführung in dieser Form vernachlässigt. Die nächstbeste Formausführung ist die Zylinderform mit gewölbten Boden: mit Klöpper- oder Korbbogenboden.

Vakuum-Pufferspeicher

Nach den oben genannten Merkmalen, sowie den Überlegungen zur Temperaturschichtung, qualitativer Wärmedämmung und Form, wird nach einem passenden Wärmespeicher auf dem Markt gesucht. Als am besten geeignet zeigt sich ein Vakuum-Pufferspeicher der Fa. Hummelsberger GmbH (siehe Abbildung 26). Die Isolierung dieses Speichertyps ist ähnlich einer Thermoskanne ausgeführt: es gibt einen inneren und einen äußeren Behälter, dazwischen ein Vakuumringspalt, welcher die Wärme nicht weiterleiten kann. Da es in der Realität nicht möglich ist, das Vakuum, den absolut drucklosen Raum zu realisieren, befindet sich in dem Ringspalt das poröse Isolationsmaterial Perlit unter einem Druck von 0,05 mbar. Mit der Ringspaltstärke von

0,2 m beträgt der U-Wert für einen $16,5\text{m}^3$ Wasserspeicher etwa $U = 0,05\text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$. Laut der Studie [5] verliert der vollständig gefüllte Speicher bei der Temperaturdifferenz 90K zwischen der Wassertemperatur im Behälter und Umgebungstemperatur nur 0,2 K pro Tag [27]. Die Wärmeverluste und Endwassertemperatur nach 24 Stunden für so einen WSP werden anhand einer iterativen Berechnung in Excel kalkuliert und später in diesem Kapitel dargestellt. Die Ergebnisse entsprechen den von ZAE-Bayern angegebenen Daten.

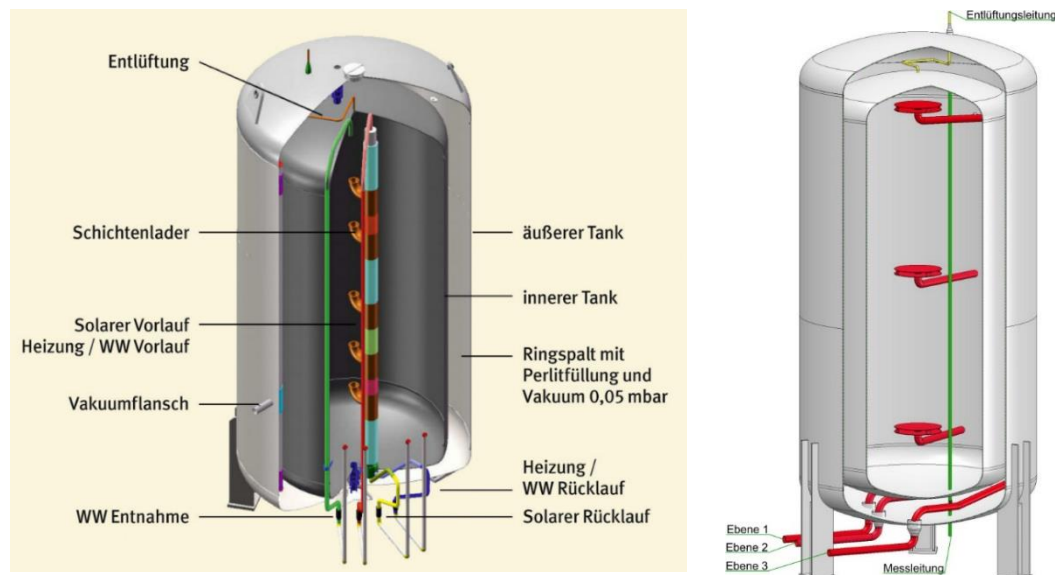


Abbildung 26. Vakuumpufferspeicheraufbau allgemein (links) und Speicher Serie „Vacuum-Super-Power“ (rechts)

Der Vakuumpufferspeicher (VPS) weist wenig Außenwärmeverluste auf und kann die Wasserschichtung gut bilden. Deshalb wurde bei dem Hersteller Fa. Hummelsberger GmbH ein Angebot für einen Speicher mit Inhalt 40m^3 der Serie „Vacuum-Super-Power“ eingeholt (siehe Anhang 14). Der Hersteller gibt in seinem Datenblatt einen U-Wert von $0,07\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ an. Der Speicher ist im Vergleich zu anderen Serien hauptsächlich aufgrund seiner Beladevorrichtung interessant (siehe rechtes Bild in Abbildung 26). Mit einem Gesamtpreis von 64.260,00 Euro inkl. MwSt. und Ertragskosten 18.395,77 Euro/a ergibt sich die Amortisationszeit 3,5 Jahre. Bei diesem Preis sind aber keine Transport- und Installationskosten sowie Kosten für den Ausbau der Heizungsleitung etc. eingerechnet. Die Inbetriebnahme eines solchen Speichers ist mit einem hohen Risiko verbunden: die zusätzlichen Kosten können die Ersparniskosten des Wärmespeichers leicht überschreiten. Aus diesem Grund ist es empfehlenswert eine wirtschaftliche Lösung zu suchen, bzw. einen günstigeren Wasserbehälter.

Konventioneller Warmwasserbehälter

Auf dem Markt existieren schon lange Behälter, die mit einer entsprechenden Wärmedämmung für die Außenaufstellung gut geeignet sind. Es wurden Angebotsanfragen an verschiedene Behälterbau-Hersteller gesendet und diverse Angebote erhalten. Im Anhang 15 befindet sich ein Preisangebot mit einigen technischen Merkmalen. Bei Ersparniskosten von 18.395,77 Euro/a und einem Brutto-Preis von 43.514,02 Euro für den BTD-Behälter ohne Berücksichtigung der Kosten für den Transport, Ausbau der Rohrleitung für das Wärmespeichersystem (WSPS) usw., könnte es sich nach 2,4 Jahren amortisieren. Da es aus den Kostengründen das am besten geeignete Konzept ist, wird es in den weiteren Kapiteln detailliert betrachtet und ausgewertet.

4.1.2 Latentes Wärmespeicherkonzept

Im Kapitel 3.3 wurde erwähnt, dass die latenten Wärmespeicher durch die Temperaturen charakterisiert sind, bei welchen deren Speichermaterial den Aggregatzustand ändert. Meistens werden für die Temperaturen mit Phasenänderung unter 100 °C Paraffine verwendet. Aus diesem Grund wurde eine Internetrecherche nach auf dem Markt erwerblichen Paraffin-Speichern durchgeführt. Da die Technologie ziemlich neu ist, bieten noch ganz wenig Firmen die Paraffin-Speicher an.

Ein breites Spektrum der Paraffinspeicher bietet die Firma Bunksolar an. Die Speicher dieser Firma haben den modularen Aufbau. Dazu kann noch gewählt werden, ob diese Module in zylindrischer oder viereckiger Form ausgeführt werden sollen. Mehrere Module eines Paraffinspeichers lassen sich nebeneinander gebaut und parallelgeschaltet werden (siehe Abbildung 27). Außerdem kann die Arbeitstemperatur variiert werden. Dazu sollte nur der passende Paraffintyp festgesetzt werden. Die maximale Arbeitstemperatur, bei denen die Paraffine der Bunksolar-Speicher geschmolzen werden, liegt bei 66°C und zwar bei Model „BS Paraffino 75 HLXL“ (siehe Abbildung 28). Dies befriedigt die Anforderungen des Heizungsnetzes nicht, weil die Mindesttemperatur des Wassers im Netz 70°C ist.

Auf dem Markt wurden erfolglos Paraffin-Speicher anderer Hersteller gesucht, die bei den höheren Temperaturen den Phasenübergang bekommen. Daher ist eine Idee entstanden, nur das passende Paraffin-Material von einem Paraffinhersteller zu finden und die Module der Fa. Bunksolar damit zu befüllen. Als gut geeignet für diesen Zweck wäre

Paraffin Marke RT82 mi dem Schmelztemperaturbereich 77°C-82°C Fa. Rubitherm im Anhang 16.

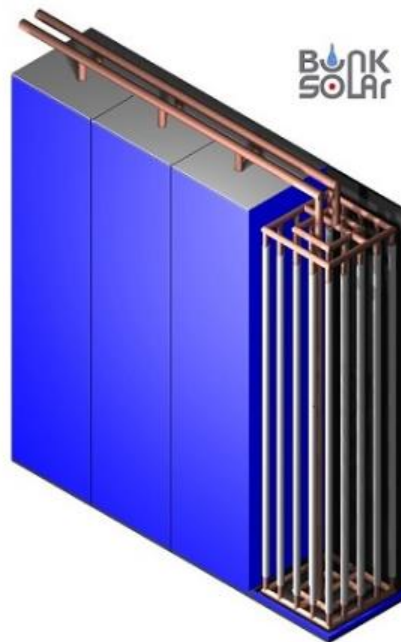


Abbildung 27. Modularer Aufbau eines PCM-Speichers Fa. Bunksolar

BS Paraffino 75 HLXL	
Arbeitstemperatur	66 °C
Wärmekapazität	ca.220 kJ/kg
Gesamtkapazität	4,45 (kWh) / 15 [K]
Technische Daten:	
Volumen Speicher	90 Liter
Volumen Paraffin	75 Liter
Länge x Breite	25 cm x 25 cm
Höhe	150 cm
Speichermaterial Stärke	0.8 cm
	Polypropylen
Gewicht	63 Kg
Schmelzbereich Paraffin	60 - 66 °C
Erstarrungsbereich	65- 61 °C
max. Arbeitstemperatur	85 °C
Wärmetauscher	
Gesamtlänge	39 m
Anzahl der WT- Rohre	26 Rohre
Wärmetauscherfläche	2,97 m²
Volumen	6,63 Liter
Edelstahl Wellrohr Material: 1.4404	DN 12
Druckverlust: 0,029 ltr. / sec (1 m³/h)	165 pascal
Anschlüsse	2 x 3/4"

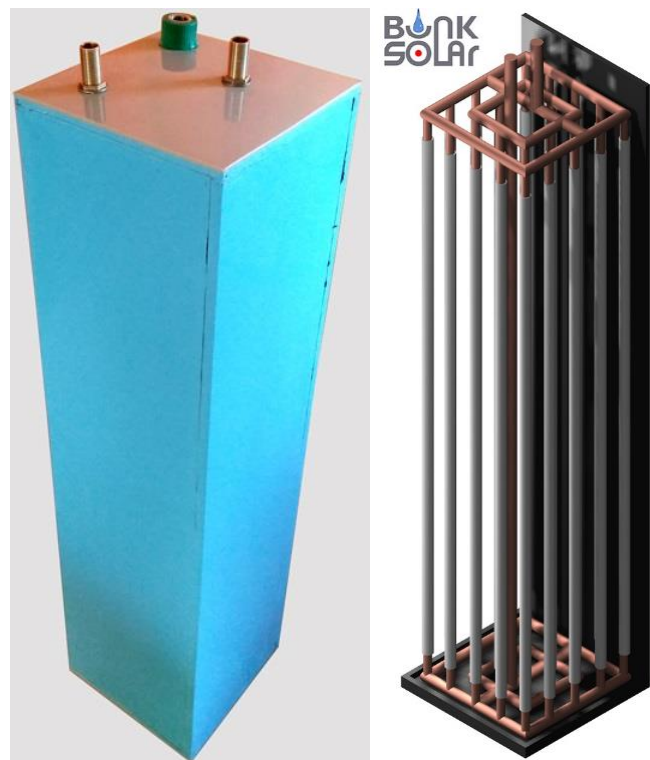


Abbildung 28. Model BS Paraffino 75 HLXL Fa. Bunksolar mit seinen Kennwerten

Für die Kostenermittlung des Paraffinspeicher-Konzepts mit Speichermaterial RT82, ausgeführt in den Speichermodulen mit Wärmetauscher der Firma Bunksolar, wird demnächst eine Kosten-Annahme betroffen. Da Fa. Bunksolar nur die Module anbietet, die schon mit Paraffin gefüllt sind, und keine einzelnen Preise für ihre Behälter mit Wärmetauscher ohne Paraffin keine Angabe zu Preis macht, wird der Preis für den Behälter als die Hälfte des Paraffinmoduls angenommen, der Bruttopreis 342,72 Euro. Der Behälter BS Paraffino 75 verfügt in seinem Innenraum über ein Volumen ca. 75 Liter, welches mit dem flüssigen Paraffin vollständig gefüllt werden kann. Umgerechnet mit der Paraffindichte Marke RT82 im flüssigen Zustand, mit $\rho = 0,77 \text{ kg/l}$, ergeben sich 57,75 kg. Dies entspricht der erforderlichen Masse des Paraffins für ein Paraffino-Modul. Durch die weitere Umrechnung mit einem Paraffinpreis von 5,58 Euro/kg für die Massenmenge ergibt sich ein Preis von 322,31 Euro. Werden die Kosten für Paraffin RT82 und den Behälter mit Wärmetauscher aufsummiert, ergibt sich ein Preis von 665,03 Euro für ein PCM-Modul. Laut den Herstellerangaben von Rubitherm kann der RT82-Paraffin in dem Temperaturbereich von 70°C bis 85°C Wärmeenergie in latenter und sensibler Form 47 Wh/kg abspeichern. Umgerechnet für ein Modul beträgt die gesamte Wärmekapazität 2,714 kWh für ein Modul.

Mit den Daten für den Gesamtpreis, die Wärmespeicherkapazität des Paraffin-Moduls und mit den vorher ermittelten Ersparniskosten bei dem Einsatz eines Wärmespeichers kann die schnellste Amortisationszeit und Anzahl der notwendigen Module für ein Speicher-Konzept mit Paraffin Marke RT82 ausgerechnet werden. Dies wird nach der Formel aus dem Kapitel 5.3 mittels Excel-Programms berechnet. Als Ergebnis bei der Anzahl von 6 Stück und der Gesamtkapazität von ca. 16 kWh ergibt sich eine Amortisationszeit von 4,72 Jahren. Die formelverknüpfte Berechnung dazu befindet sich im Excel-Blatt „ROI_Paraffin“ in der Datei „Zusammenstellung“.

Werden bei diesem Wärme-Speicher-Konzept weitere Kosten berücksichtigt, die bei sensiblen Speicherkonzepten im Preis schon vorhanden sind: z.B. Wärmedämmung, Lackierung für die Außenaufstellung, Schutz gegen Unwetter usw., dann werden Mehrkosten, die Anfangskosten entstehen. Damit der Paraffinspeicher Schutz gegen Unwetterbedingungen bekommt, wäre denkbar die Paraffinmodule in einem oder mehreren Schiffscontainern einbauen zu lassen. Als Wärmedämmung könnte dann die Mineralwatte von der Innenseite des Schiffscontainers benutzt werden. Anfangskosten für den Zusammenbau des Paraffinspeichers im Schiffscontainer mit Wärmedämmung werden geschätzte Kosten in Höhe von 10.000 Euro angenommen. Unter

Berücksichtigung der Anfangskosten und Paraffinmodule ergibt sich bei der schnellsten Amortisationszeit 6,8 Jahre die Anzahl der Module 56 Stück mit gesamt Speicherkapazität 150 kWh (siehe Excel-Datei „Zusammenstellung“ Datenblatt „ROI_Paraffin“ Zeile 20).

Die Amortisationszeiten des Paraffinspeicher-Konzepts überschreiten die maximale von der Führungskraft der EvoBus GmbH angegebene maximale Amortisationszeit 4 Jahre. Daher wird das Konzept mit PCM-Stoffen vernachlässigt und in der Bachelorarbeit nicht mehr verfolgt. In der Zukunft, falls die Preise für Paraffine sinken, sollte das Konzept auf seine Rentabilität erneut geprüft werden.

4.2 Wärmetauschprozesse

Bei dem ausgewählten Wärmespeicherkonzept, in der Ausführung als konventioneller Wassersbehälter, sollten die Wärmeverluste ermittelt werden. Damit kann später die Aussage getroffen werden, wie viel Energie eingespeichert und später tatsächlich wiederverwendet werden kann. Somit beeinflussen Wärmeverluste die Energiekosten und werden die ausgerechnete Ersparnis aus dem Kapitel 2.3.5 reduzieren.

Für die Berechnungszwecke sollten erstmals physikalische Prozesse in Betracht genommen werden, welche im Wasserbehälter während seiner Arbeit stattfinden. Dabei wird als Arbeitsmedium, Wasser, als reales Fluid betrachtet: bei der Änderung der Temperatur, ändern sich auch weitere Eigenschaften, wie Dichte, Wärmeleitfähigkeit etc. Dies führt zur Entstehung der freien Konvektion und somit zu dem Wasserkreislauf im Behälter. Wird das Wasser dazu noch in die Bewegung mittels Wasserpumpe gesetzt, entsteht die erzwungene Konvektion, die zum intensiven Wärmetausch zwischen Wasser im Behälter und Umgebung führt. Dadurch dass, der Wärmeübergang bei fließendem und stillstehendem Wasser, bzw. beim Lade- und Speichervorgang unterschiedlich ist, werden beide Vorgänge getrennt in den nächsten Kapiteln betrachtet.

4.2.1 Ladevorgang

Zum leichteren Verständnis, wie heißes Wasser sich in einem Behälter bei der Zufuhr in den Behälter mit kaltem Wasser verhält, können Thermographie-Bilder zum Einsatz kommen. Auf Abbildung 29 ist ein Pufferspeicher im Belademodus zu sehen: auf dem linken Bild steht der Pufferspeicher gefüllt mit kaltem Wasser und rechts – mit heißem. Der Pufferspeicher wird über einen Anschluss in der Mitte und weiter über eine spezielle Ladeeinrichtung von oben nach unten mit heißem Wasser befüllt.

Bei der Zufuhr des Heißwassers in den Behälter mit Kaltwasser bildet sich eine sog. „Thermokline“. Sie hat dabei die Ursache, dass sich das Heißwasser mit dem Kaltwasser durchmischt und eine Trennschicht bildet. Auf dem 2. Bild von rechts in Abbildung 29 ist eine solche Thermokline zu sehen: sie befindet sich zwischen Heißwasser und Kaltwasser. Je besser die Belade- und Entladeeinrichtung ist, desto schmaler wird diese Thermokline sein. Laut Herrn Seifried der Firma Gaiser sollte erfahrungsgemäß die Wassergeschwindigkeit am Ein- und Austritt der Ladeeinrichtung nicht größer sein als $0,2 \text{ m/s}$.

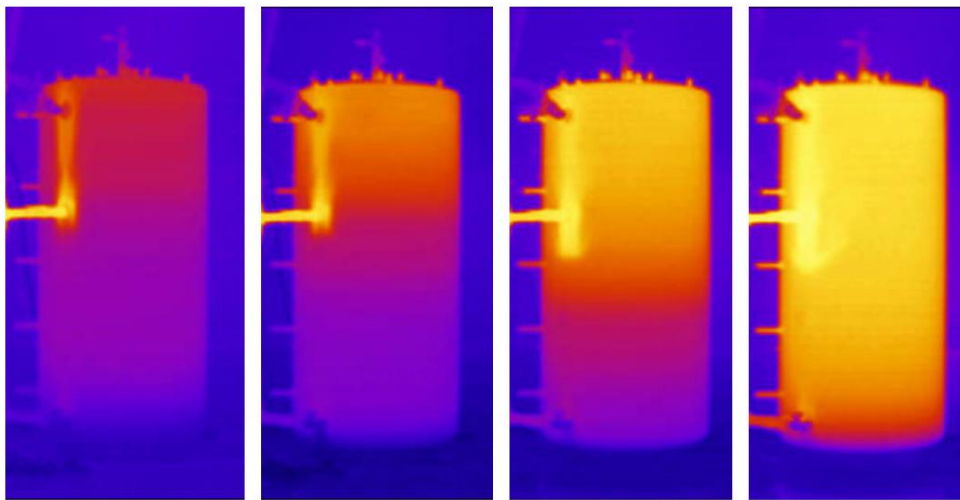


Abbildung 29. Ladevorgang eines Pufferspeichers. Thermographie-Bild [31]

Die Thermokline-Schicht ist nach starken Temperaturdifferenzen bei kleiner Höhenänderung charakterisiert (siehe Mitte in Abbildung 30). Oben und unten von der Thermokline sind die Temperaturen nicht so stark von der Höhe abhängig, wie in der Thermokline-Region.

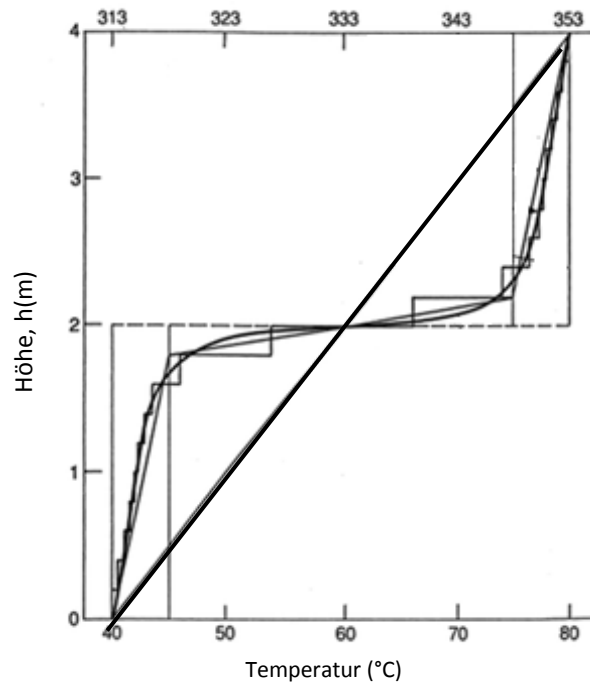


Abbildung 30. Realistisches Verhalten der Temperatur-Differenzen und einige Temperatur-Differenzen-Modelle, um es zu approximieren [22]

Laut [19] außer der Reduzierung der Eintrittsgeschwindigkeit des Heißwassers in den Wasserbehälter mit Kaltwasser gibt es andere Aspekte, welche die die Thermokline beeinflussen:

- Je größer das Höhen-Durchmesser-Verhältnis des Wasserbehälters ist, desto dünner wird die Thermokline-Schicht. Es erklärt sich somit, dass sich der Wärmetausch bei der Reduzierung der Kontaktfläche zwischen den Temperaturschichten verringert.
- Große Temperaturdifferenzen zwischen der Eintrittswassertemperatur und des im Tank gespeicherten Wassers verringern die Wasservermischung. Grund dafür ist, dass es große Dichteunterschiede zwischen Wasser mit großen Temperaturdifferenzen gibt.

Wird der Behälter mit der adiabaten Wand betrachtet, folgt dazu noch eine Aussage, dass die Wärmeverluste hauptsächlich über die Thermokline beim Lade-, Speicher- und Entladevorgang charakterisiert sind. Bei der nichtadiabatischen Wand ist die Thermokline vergleichsweise dicker [21]. Die Thermokline wächst aufgrund der freien Konvektion. Das an der Wand abgekühlte Medium im oberen Bereich des Behälters fließt nach unten und verbleibt an der Thermokline-Region oder an dem Behälterboden (siehe ein CFD-Beispiel aus [21] Abbildung 31).

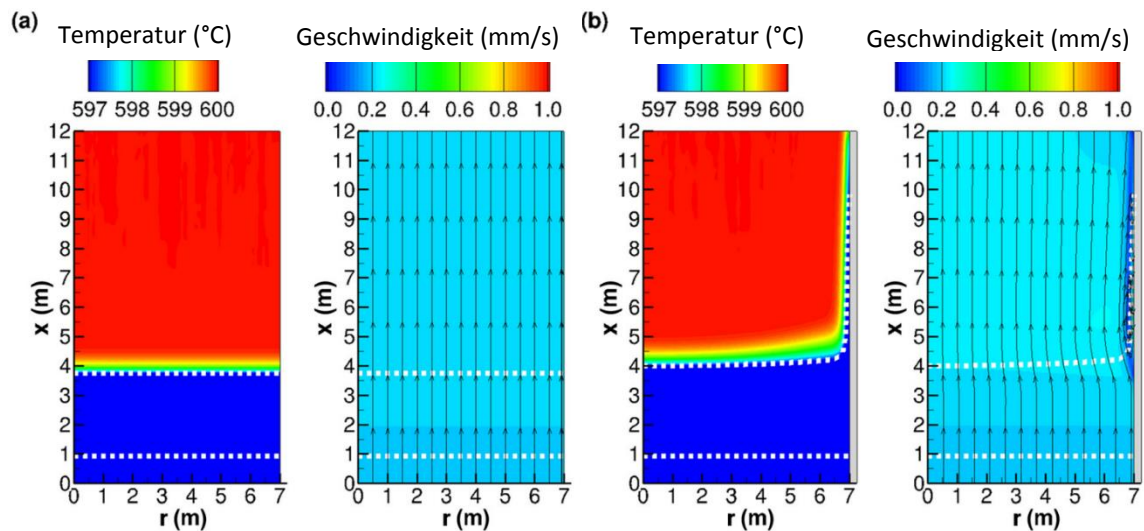


Abbildung 31. Instationäre Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder im Behälter mit a) adiabatischer Wand und b) nichtadiabatischer Wand⁷

Der geplante konventionelle Behälter soll neben Montagehalle 50 aufgestellt werden (siehe Anhang 23). Dabei wird er mit der Außenumgebung über drei Mechanismen mit Wärmeenergie ausgetauscht, über Konvektion, Wärmeleitung und Strahlung. Hierbei sollte erwähnt werden, dass diese Mechanismen hauptsächlich nur zwischen der Außenfläche der Behälterisolation und Umgebung stattfinden. Die Wasserwärme wird hauptsächlich durch die Stahlwand des Behälters mit Isolationsmaterial an die Umgebung abgeführt. Die Wärmeverluste aufgrund der Wärmeleitung von Einbauten werden in der Berechnung vernachlässigt, da bei der ausreichend guten Ausführung der Wärmedämmung vergleichsweise wenig Wärme verloren wird. Der Wärmetausch wird mit den Berechnungsgleichungen in den weiteren Kapiteln verdeutlicht.

Bessere Daten über Wärmeverhalten des Behälters, als diejenige, die an einem realen Speicher gemessen werden, kann keine Berechnung liefern. Da der Wasserspeicher in der Außenaufstellung nicht vorhanden ist und davon keine Messergebnisse abgenommen werden können, sollten die Verluste und die Temperaturen ausgerechnet werden. Dazu wäre am besten eine numerische Berechnung in einem CFD-Programm geeignet. Aus dem Grund, dass die CFD-Programme, wie z.B. ANSYS Workbench eine kommerzielle Lizenz benötigen, wird versucht, ohne CFD-Analyse die Ergebnisse mittels einer analytischen Berechnung zu ermitteln. Um die analytische Lösung validieren zu können werden einige Ergebnisse davon mit den CFD- und Messergebnissen aus den

⁷ Hier sind die CFD-Ergebnisse eines Tanks gefüllt mit geschmolzenem Salz dargestellt. Obwohl das geschmolzene Salz höhere Viskosität als Wasser hat, wird die CFD-Analyse für Wasser ähnlich aussehen

wissenschaftlichen Artikeln und Berichten bei den gleichen Anfangsdaten (Geometrie, Innenwasser- und Außenlufttemperatur usw.) verglichen. Nachher werden die Daten aus dem erstellten Berechnungsweg auf die Daten für den konventionellen Behälter geändert. Somit sollten die realitätsnahen Ergebnisse ausgerechnet werden.

Thermokline-Berechnung

Eine Aussage darüber, wie gut der Speicher das Wasser in den Temperaturschichten lagert, liefert eine Thermokline-Bewertung. Diese Bewertung wird an dem Beispiel für das ausgewählte Speicher-Konzept, einem Behälter mit einer konventionellen Dämmung verdeutlicht. Zunächst wird eine Annahme getroffen, dass der Speicher direkt an das Heizungsnetz parallel zu den Puffern angeschlossen ist. Die Thermokline kann dank dem Mischungskoeffizienten Z bewertet und nachher mit den Modellen des Wasserbehälters aus dem Bericht [19] verglichen werden:

$$Z = 1,688 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{Re}{Ri}\right)^{0,67} \quad (6)$$

wobei Re und Ri die dimensionslose Reynolds- und Richardson-Zahlen sind:

$$Re = \frac{c_{H_2O} \cdot D_{in}}{\nu_{H_2O}} = \frac{0,2 \frac{m}{s} \cdot 2,9m}{3,77 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 1.538.854,85 \quad (7)$$

$$Ri = \frac{g \cdot \beta_{H_2O} \cdot \Delta T_{H_2O} \cdot H_{in}}{c_{H_2O}^2} = \frac{9,81 \frac{m^2}{s} \cdot 0,62575 \frac{1}{K} * 15K * 6,9m}{\left(0,2 \frac{m}{s}\right)^2} = 15.883,65 \quad (8)$$

mit Erdbeschleunigung, $g = 9,81 \text{ m}^2/\text{s}$; Wassereintrittsgeschwindigkeit, $c_{H_2O} = 0,2 \text{ m/s}$; Innendurchmesser und Innenhöhe des Behälters, $D_{in} = 2,9\text{m}$ und $H_{in} = 6,9\text{m}$; kinematische Zähigkeit des Wassers, $\nu_{H_2O} = 3,77 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$;

Wasserausdehnungskoeffizient, $\beta_{H_2O} = 0,62575 \text{ K}^{-1}$; Temperaturdifferenz zwischen Wassereintritts- und Austrittstemperatur, $\Delta T_{H_2O} = 15 \text{ K}$. Die Wasserkennwerte sind für die Mitteltemperatur $77,5^\circ\text{C}$ angegeben.

Damit rechnet sich der Mischkoeffizient für den konventionellen Behälter aus:

$$Z = 1,688 \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{1.538.854,85}{15.883,65}\right)^{0,67} = 361.541,56$$

Wird der Wasserspeicher indirekt in der Reihenschaltung über drei Puffer an die Hauptleitung angeschlossen, sollte damit gerechnet werden, dass sich die Thermokline in den Pufferspeichern schon gebildet hat. Die Mitteltemperatur der Thermokline im 1. Pufferspeicher bei der Kaltwassertemperatur 70°C und Heißwassertemperatur 85°C

müsste $77,5^{\circ}\text{C}$ betragen. Diese Temperatur wird als Wasser-Eintrittstemperatur für den nächsten Puffer genommen. Die Thermokline im nächsten Puffer sollte dann eine Mitteltemperatur von $73,5^{\circ}\text{C}$ haben, und im dritten Puffer etwa $71,5^{\circ}\text{C}$. Nach dieser Logik sollte die Wasser-Eintrittstemperatur für den außenstehenden WSP ungefähr $70,75^{\circ}\text{C}$ betragen. Bei dieser Eintrittswassertemperatur und der Wassergeschwindigkeit durch die Beladevorrichtung, $c_{\text{H}_2\text{O}} = 0,2 \text{ m/s}$, wäre der Mischungskoeffizient sehr groß gewesen. Dies sollte eine Thermokline mit einer großen Dicke verursachen. Das genauere Ergebnis über Wasserzutrittstemperatur und die Thermokline-Dicke in dem außenstehenden Wärmespeicher bei der Reihenschaltung an den Pufferspeicher kann nur die CFD-Analyse liefern, da die Aufgabenstellung bei seiner Komplexität analytisch lösbar ist.

Damit eine gute Thermokline-Bildung erreicht werden kann und eine Aussage über die Thermokline-Dicke möglichst genau erfolgt, sollte der außenstehende Speicher an die Kalt- und Heißwasserleitung direkt an der Hauptleitung parallel zu den Pufferspeichern angeschlossen werden. Dabei sollte die Möglichkeit gegeben sein, die Wassereintrittsgeschwindigkeit in dem Wasserbehälter zu regeln. Erstmals sollte Heißwasser bei niedriger Geschwindigkeiten zugeführt werden. Somit kann eine sehr dünne Thermokline geformt werden. Danach kann die Eintrittsgeschwindigkeit des Heißwassers erhöht werden, ohne das Wachstum der Thermokline-Region zu beeinflussen [19]. Werden diese Bedingungen für den geplanten WSP erfüllt, könnte bei der Wassergeschwindigkeit am Eintritt $c_{\text{H}_2\text{O}} = 2,98 * 10^{-3} \text{ m/s}$ der Mischungskoeffizient in Höhe von 76,96 erreicht werden. Dies entspricht den Mischungskoeffizienten des Behälters mit dem größten Höhen-Durchmesser-Verhältnis bei der Temperaturdifferenz 20K [19]. Dazu wird noch eine Annahme getroffen, dass die Thermokline-Dicken bei der Temperaturdifferenz 15 und 20 Kelvin gleich groß sind. Nach Abbildung 32 wäre die Thermokline-Stärke etwa 60 mm groß. Dieser Aspekt sollte bei der späteren Planung und der Programmierung der Regelung in Betracht gezogen werden, wenn die Möglichkeit realisiert wird, die Wassergeschwindigkeit im Behälter zu steuern.

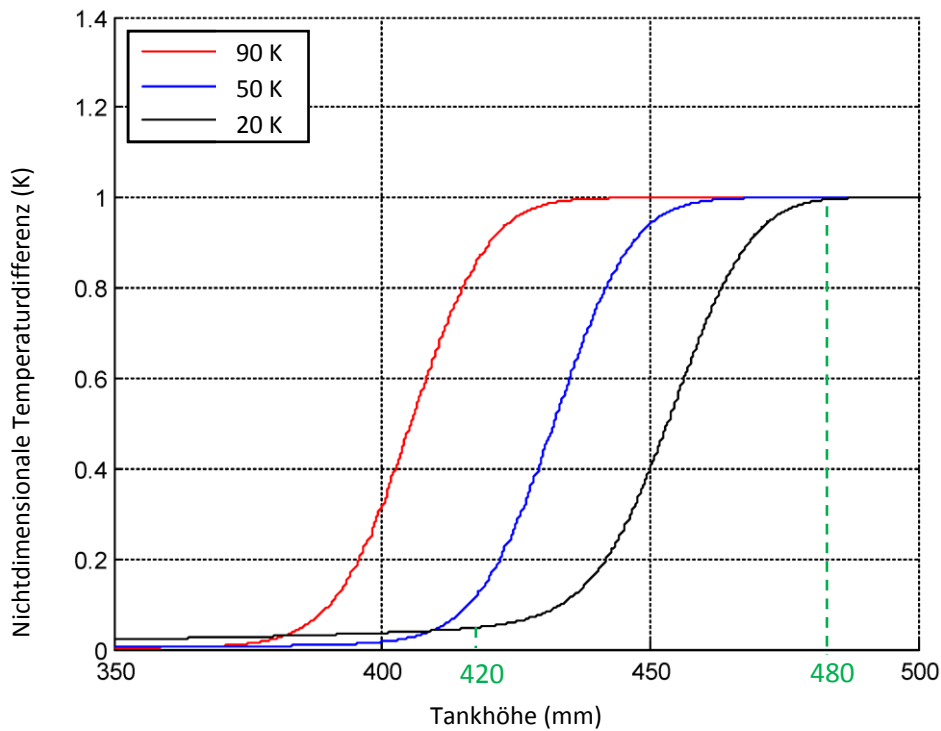


Abbildung 32. Thermokline-Dicken bei verschiedenen Temperaturdifferenzen laut CFD-Analyse nach [19]

Wärmeverluste an die Umgebung

Wie zuvor erwähnt, werden die Wärmeverluste in diesem Kapitel detaillierter betrachtet. Dabei werden zwei Speichersysteme unterschieden: der Wasserbehälter selbst und die Rohrleitungen mit allen Armaturen. Die Rohrleitung wird in den Bereich innerhalb des Gebäudes und in den Bereich außerhalb des Gebäudes aufgeteilt (siehe Anhang 23). Die Wärmeverluste am Rohr in der Außenumgebung sind für die Berechnung am interessantesten, da es verschiedene Einflüsse auf den Wärmeaustausch gibt z.B. Strahlung von der Sonne, Strahlung von Behälter- und Rohrwänden an die Umgebung, Konvektionsverluste aufgrund Windeinfluss, Wärmeleitung durch die Rohrstützen und Rohraufhängungen. Für die Darstellung der Berechnung wird als Beispiel die Rohrleitung in der Außenumgebung verwendet. Wasser fließt durch die DN150-Rohrleitung und übergibt die Wärme an die Umgebung durch Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung. Die Strahlung wird hier nur wenig betrachtet, da dadurch viel weniger Wärme in die Umgebung geleitet wird als bei den anderen Wärmetauschprozessen. In Tabelle 1. Anfangsbedingungen für Wärmeverluste durch die Außenrohrleitung sind alle Anfangsdaten für die Berechnung angegeben. Dabei beziehen sich die spezifischen Werte auf Wasser der Mitteltemperatur und 1 bar Druck. Die eingesetzte Wassergeschwindigkeit wurde aus dem Kapitel 4.3 genommen.

Tabelle 1. Anfangsbedingungen für Wärmeverluste durch die Außenrohrleitung

	Bezeichnung	Symbol	Einheit	Wert
Stahl-rohr DN150	Gesamtrohrlänge	L_{ges}	m	69,5
	Außendurchmesser	d_{a_Rohr}	m	0,1683
	Innendurchmesser	d_{i_Rohr}	m	0,1593
	Dicke	s_{i_Rohr}	m	0,0045
	spezifische Wärmeleitfähigkeit	λ_{stahl}	$W/m/K$	53
	Dichte	ρ_{stahl}	kg/m^3	7.860
Wasser	Geschwindigkeit	c_{H2O}	m/s	0,9946
	Vorlauftemperatur	ϑ_{H2O_vorl}	$^{\circ}C$	85
	Rücklauftemperatur	$\vartheta_{H2O_rückl}$	$^{\circ}C$	70
	Mitteltemperatur	ϑ_{H2O_mit}	$^{\circ}C$	77,5
	kinematische Visk.	ν_{H2O}	m^2/s	$37 \cdot 10^{-8}$
	dynamische Viskosität	η_{H2O}	$\frac{kg}{m} / s$	$366,9 \cdot 10^{-6}$
	spezifische Wärmespeicherkapaz.	c_{p_H2O}	$J/kg/K$	4.192,2 5
	spezifische Wärmeleitfähigkeit	λ_{H2O}	$W/(m \cdot K)$	0,6683
	Korrekturfaktor für Grenzschicht (Beginn)	f_2	$[-]$	1
Wärme- Dämmung	Dicke	s_{isol}	m	0,2
	Innendurchmesser	d_{i_isol}	m	0,1683
	Außendurchmesser	d_{a_isol}	m	0,5683
	spezifische Wärmeleitfähigkeit	λ_{isol}	$W/m/K$	0,035
Außen- mantel	Emissionsgrad eines verzinkten Blechs	ε	$[-]$	0,25
Außen- luft	Geschwindigkeit	c_{Luft}	m/s	1
	Temperatur	t_{Luft}	$^{\circ}C$	-5
	spezifische Wärmespeicherkap.	c_{p_Luft}	$J/kg/K$	1,006
	kinematische Viskosität	ν_{Luft}	m^2/s	$13,1 \cdot 10^{-6}$
	dynamische Viskosität	η_{Luft}	$\frac{kg}{m} / s$	$16,9 \cdot 10^{-6}$
	Dichte	ρ_{stahl}	kg/m^3	1,3
	spezifische Wärmeleitfähigkeit	λ_{Luft}	$W/m/K$	0,024
Erde	Temperatur	ϑ_{∞}	$^{\circ}C$	-5

Zuerst werden die dimensionslose Reynolds- und Prandtl-Zahlen ausgerechnet:

$$Re_{H_2O} = \frac{c_{H_2O} \cdot d_{i_Rohr}}{v_{H_2O}} = \frac{0,9946 \text{ m/s} \cdot 0,1593 \text{ m}}{37 \cdot 10^{-8}} = 428.214,5$$

$$Pr_{H_2O} = \frac{\eta_{H_2O} \cdot c_{p_H_2O}}{\lambda_{H_2O}} = \frac{366,9 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \cdot 4.192,25 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}{0,6683 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} = 2,302 \quad (9)$$

Mit der Reynoldszahl wird geprüft, in welchem Bereich sich die Strömung im Rohr befindet: im laminaren, im Übergangs- oder im turbulenten Bereich. Die laminare Strömung ist vorhanden, wenn Re-Zahl kleiner 2300 ist. Die Nusselt-Zahl ergibt damit:

$$Nu_{di} = [Nu_1^3 + 0,7^3 + (Nu_2 - 0,7)^3 + Nu_3^3]^{1/3} \quad (10)$$

$$Nu_1 = 3,66 \quad (11)$$

$$Nu_3 = \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right)^{1/6} \cdot (Re \cdot Pr \cdot \frac{d}{l})^{1/2} \quad (12)$$

Wenn die Reynoldszahl in einem Bereich von 2300 bis 4000 liegt, ist der Übergangsbereich vorhanden:

$$Nu_{di} = (1 - \gamma) \cdot Nu_{m,1,2300} + \gamma \cdot Nu_{m,T} \quad (13)$$

$$\gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300} \quad (14)$$

$$Nu_{m,l,2300} = [49,371 + (Nu_{m,t,2,230} - 0,7)^3 + Nu_{m,t,3,230}^3]^{1/3} \quad (15)$$

$$Nu_{m,t,2,2300} = 1,615 \cdot (2300 \cdot Pr \cdot \frac{d}{l})^{1/3} \quad (16)$$

$$Nu_{m,t,3,2300} = \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr} \right)^{1/6} \cdot (2300 \cdot Pr \cdot \frac{d}{l})^{1/2} \quad (17)$$

$$Nu_{mT} = \frac{\frac{0,0308}{8} \cdot 10^4 \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,0308}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left[1 + \frac{d^{\frac{2}{3}}}{l} \right] \quad (18)$$

Und der turbulente Bereich ist bei Re-Zahl über 4000 vorhanden, wie in der Beispielrechnung, $Re = 428.214,5$:

$$Nu_{di} = \frac{\frac{\zeta}{8} \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\zeta}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left[1 + \frac{d^{\frac{2}{3}}}{l} \right] \quad (19)$$

$$\zeta = [1,8 \cdot \log_{10}(Re) - 1,5]^{-2} \quad (20)$$

$$\zeta = [1,8 \cdot \log_{10}(428.214,5) - 1,5]^{-2} = 0,01341$$

$$Nu_{di} = \frac{\frac{0,01341}{8} \cdot 428.214,5 \cdot 0,0023}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,01341}{8}} \cdot (0,0023^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{0,1593m}{69,5m} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (21)$$

$$Nu_{di} = 1.181,24$$

Für die Jahresberechnung in Excel wird die Gleichung für turbulente Strömung im Rohr verwendet, da bei der turbulenten Strömung die Wärmeverluste in die Umgebung am größten sind. Dabei bleibt die Wassergeschwindigkeit immer konstant, obwohl es nicht der Realität entspricht.

Damit kann die Wärmeübergangszahl für Wasser berechnet werden:

$$\alpha_{H_2O} = \frac{Nu_{di} \cdot c_{p,H_2O}}{\lambda_{H_2O}} = \frac{1.181,24 \cdot 4.192,25 \frac{J}{kg \cdot K}}{0,6683 \frac{W}{m \cdot K}} = 4.955,56 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (22)$$

Die Wärmeübergangszahl $\alpha_{H_2O} = 4.955,56 W/(m^2 \cdot K)$ gilt für die Wassertemperatur in der Mitte der Rohrleitung. Später wird aber die Wärmeübergangszahl für das Wasser an der Grenzschicht berechnet. Allerdings werden dafür noch andere Koeffizienten benötigt. Außerhalb der Rohrleitung fließt das Gas - die Umgebungsluft. Dafür sollte auch die Wärmeübergangszahl berechnet werden. Dies kann nach VDI 2055 und EN ISO 12241 [29] oder nach den klassischen Gleichungen für die Ermittlung der Nusselt-Zahlen bei den quer- und längsangeströmten Körpern erfolgen. Es wird die Variante nach VDI und EN ISO gewählt, da es einfacher ist und deswegen besser für eine spätere Jahresberechnung geeignet.

Annahme für die Luft: die Luft strömt quer an das Rohr und nicht längst. Grund dafür ist, dass die querangeströmte Rohre einen mehr intensiven Wärmeübergang haben, als die Längsangeströmte. Wie zuvor für das Wasser muss für die Luft bestimmt werden, welches Verhalten vorhanden ist: ein laminares oder ein turbulentes Verhalten. Für diesen Zweck müssen die Re- und Pr-Zahlen berechnet werden:

$$Re_{Luft} = \frac{c_{Luft} \cdot L'_{a,iso}}{v_{Luft}} = \frac{\frac{1m}{s} \cdot 0,7648m}{1,31 \cdot 10^{-5}} = 58.470,8$$

wo $L'_{a,iso}$ die charakteristische Länge:

$$L'_{a,iso} = \frac{d_{a,iso} \cdot \pi}{2} = \frac{0,4869m \cdot \pi}{2} = 0,7648m \quad (23)$$

$$Pr_{Luft} = \frac{\eta_{Luft} \cdot c_{Luft}}{\lambda_{Luft}} = \frac{16,9 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s} \cdot 1,275 \frac{J}{kg \cdot K}}{0,024 \frac{W}{m \cdot K}} = 7,1 \cdot 10^{-4}$$

Die laminare Strömung hat sein Gültigkeitsbereich bei $Re < 10$ und die turbulente Strömung liegt im Bereich $10 > Re > 10^7$ [29].

Die Wärmeübergangszahl am horizontalen und vertikalen Rohr außerhalb der Gebäude nach [12]:

$$\alpha_{Luft} = \left(\frac{0,0081}{d_{a_isol}} \right) + 3,14 \cdot \left(\frac{c_{Luft}}{d_{a_isol}} \right)^{0,5} \quad (24)$$

Diese Gleichung gilt für die Bedingung, wenn $d_{a_isol} \cdot c_{Luft} \leq 0,00855 \text{ m}^2/\text{s}$. Daher muss die Luftgeschwindigkeit größer als $0,0176 \text{ m/s}$ sein:

$$c_{Luft} \geq \frac{0,00855}{d_{a_isol}} = \frac{0,00855}{0,4869} = 0,0176 \frac{m}{s} \quad (25)$$

Die minimal angegebene mittlere Luftgeschwindigkeit für den Standort Neu-Ulm von Deutschen Wetterdienst ist $0,3 \text{ m/s}$. Denn wird die Gleichung für $d_{a_isol} \cdot c_{Luft} \geq 0,00855 \text{ m}^2/\text{s}$ nach [12] verwendet:

$$\alpha_{Luft_turb} = 8,9 \cdot \left(\frac{c_{Luft}^{0,9}}{d_{a_isol}^{0,1}} \right) \quad (26)$$

$$\alpha_{Luft_turb} = 8,9 \cdot \left(\frac{\left(\frac{1m}{s} \right)^{0,9}}{(0,5683m)^{0,1}} \right) = 9,4173 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Für den Fall ohne Wind und die Luft weist nur freie Konvektion auf, darf der Wärmeübergangskoeffizient als $6,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ angenommen werden. Dieser gilt für die ruhende Luft an einem Rohr mit verzinktem Blech nach [29]. Später wenn die Außenwandtemperatur bekannt ist, wird der Wärmeübergangskoeffizient für die Luft neu berechnet.

Nach dem Einsetzen aller Koeffizienten: Wärmeübergangszahlen für Luft, Wasser und Leitfähigkeitswerte für Stahlrohr und Dämmung aus Mineralwolle ohne Außenmantel⁸ ergibt sich:

⁸ Da die Außenmantel im Vergleich mit den anderen Teilen vom Rohr sehr dünn ist und wenig Einfluss auf die Wärmeleitfähigkeit des Rohrs hat, wird es in der Berechnung vernachlässigt

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_{Luft}} + \frac{d_{a_{isol}}}{2 \cdot \lambda_{isol}} \cdot \ln \frac{d_{a_{isol}}}{d_{i_{isol}}} + \frac{d_{a_{Rohr}}}{2 \cdot \lambda_{Stahl}} \cdot \ln \frac{d_{a_{Rohr}}}{d_{i_{Rohr}}} + \frac{1}{\alpha_{H2O}} \right) \quad (27)$$

$$k_{ges} = \left(\frac{1}{9,4173 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{0,5683m}{2 \cdot 0,035 \frac{W}{m \cdot K}} \cdot \ln \frac{0,5683m}{0,1683m} + \frac{0,1683m}{2 \cdot 0,035 \frac{W}{m \cdot K}} \cdot \ln \frac{0,1683m}{0,1593m} + \frac{1}{4,955,56 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \right) = 0,10014 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Als nächstes wird die mittlere thermodynamische Temperaturdifferenz von Wassertemperaturen und Lufttemperatur ausgerechnet:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\vartheta_{H2O_rück} - \vartheta_{H2O_vorl}}{\ln \left(\frac{\vartheta_{Luft} - \vartheta_{H2O_vorl}}{\vartheta_{Luft} - \vartheta_{H2O_rück}} \right)} = \frac{70 - 85}{\ln \left(\frac{-5 - 85}{-5 - 70} \right)} K = -82,27K \quad (28)$$

Mit der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m$ errechnet sich die Wassertemperatur an der Innenwand, ϑ_{W_i} , und die Lufttemperatur an der Außenwand, ϑ_{W_a} :

$$\vartheta_{W_i} = \vartheta_{H2O_mit} + \frac{k_{ges} \cdot d_{i_Rohr}}{\alpha_{H2O} \cdot d_{a_isol}} \cdot \Delta\vartheta_m \quad (29)$$

$$\vartheta_{W_i} = 77,5^\circ C - \frac{0,10014 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 0,1593m}{4,955,61 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 0,5683m} \cdot (-82,27K) = 77,44^\circ C$$

$$\vartheta_{W_a} = \vartheta_{Luft} - \frac{k_{ges}}{\alpha_{Luft}} \cdot \Delta\vartheta_m \quad (30)$$

$$\vartheta_{W_a} = -5^\circ C - \frac{0,10014 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{9,4173 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \cdot -82,27K = -4,12^\circ C$$

Die Innenwandtemperatur wird weiter für die Berechnung der Wärmeübergangszahl für Wasser genutzt und die Außenwandtemperatur kann für die Umrechnung der Wärmeübergangszahl und für die Strahlungsverluste eingesetzt werden.

Wenn die Luftgeschwindigkeit gleich Null ist oder die freie Konvektion gleichzeitig mit der erzwungenen Konvektion berücksichtigt wird, dann sollte die Wärmeübergangszahl für die freie Konvektion neu berechnet werden. Hier wird die klassische Vorgehensweise für die Berechnung der Wärmeübergangszahlen verwendet. Dafür sollten die Funktion für Prandtl-Zahl für die Lufttemperatur an der Wand, die Rayleigh-Zahl, die Nusselt-Zahl und daraus die Wärmeübergangszahl errechnet werden:

$$f_{3_Luft_W}(Pr_{Luft_W}) = \left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr_{Luft_W}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{(-\frac{16}{9})} \quad (31)$$

$$f_{3_Luft_W}(Pr_{Luft_W}) = \left[1 + \left(\frac{0,559}{1,7213 \cdot 10^{-5}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{(-\frac{16}{9})} = 77,408$$

Die Gleichungen für die Berechnung der Rayleigh-Zahlen für die horizontal und vertikal angeordneten Rohre sind nicht gleich. Da die Rohrleitung meist horizontal ausgelegt ist und der Wärmeübergang an den horizontalen Rohren größer als bei den Vertikalen ist, wird die Formel für die Rayleigh-Zahl für den horizontalen Zylinder benutzt.

$$Ra_{Luft_W} = \frac{g \cdot (t_{Luft_W} - t_{Luft}) \cdot \pi^3 \cdot d_{a_isol}^3}{T_{Luft} \cdot v_{Luft_W}^3 \cdot 2^3} \quad (32)$$

$$Ra_{Luft_W} = \frac{9,81 \frac{kg}{m \cdot s^2} \cdot (-0,4744^\circ C - (-5^\circ C))}{(273,15K + (-5)^\circ C) \cdot (134,783 \cdot 10^{-7} \frac{m}{s^2})^3} \cdot \frac{\pi^3 \cdot (0,4869m)^3}{2^3} = 1.036,93$$

Die Nusselt-Zahl für die freie Konvektion berechnet sich auch anders, als für die erzwungene Konvektion und zwar nach [25]:

$$Nu_{Luft_W_frei} = [0,752 + 0,387 \cdot Ra_{Luft_W}^{\frac{1}{6}} \cdot f_{3_Luft_W}(Pr_{Luft_W})]^2 \quad (33)$$

$$Nu_{Luft_W_frei} = [0,752 + 0,387 \cdot (374,69)^{\frac{1}{6}} \cdot 77,408]^2 = 6.591,238$$

Daraus ergibt sich die Wärmeübergangszahl für die freie Konvektion zwischen der Isolation und der Luft:

$$\begin{aligned} \alpha_{Luft_W_frei} &= \frac{Nu_{Luft_W_frei} \cdot L'_{a_iso}}{\lambda_{Luft_W}} = \frac{9.222,7 \cdot 0,7648m}{0,024 \frac{W}{m \cdot K}} \\ &= 1,275 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned}$$

Die erzwungene Konvektion errechnet sich nach dem klassischen Vorgang mit Nusselt-Zahl für das Rohr als für einen querangeströmten Zylinder im turbulenten Bereich nach [26]:

$$Nu_{Luft_W_erzw} = 0,25 \cdot Re_{Luft_W}^{0,6} \cdot Pr_{Luft_W}^{0,38} \cdot \left(\frac{Pr_{Luft}}{Pr_{Luft_W}} \right)^{1/4} \quad (34)$$

$$Nu_{Luft_W_erzw} = 0,25 \cdot 67848,64^{0,6} \cdot (7,1 \cdot 10^{-4})^{0,38} \cdot \left(\frac{7,1 \cdot 10^{-4}}{1,7 \cdot 10^{-5}} \right)^{1/4} = 505,44$$

mit $Re_{Luft_neu} = 67.848,64$ und $Pr_{Luft_neu} = 1,7213 \cdot 10^{-5}$ bei der Luftgeschwindigkeit $c_{Luft} = 1 \text{ m/s}$ und Lufttemperatur an der Wand $\vartheta_{Luft_W} = -4,125^\circ\text{C}$ und somit die Wärmeübergangszahl:

$$\alpha_{Luft_W_erzw} = \frac{Nu_{Luft_W_erzw} \cdot L'_{a_iso}}{\lambda_{Luft_W}} = \frac{505,44 \cdot 0,7648\text{m}}{0,024 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} = 13,589 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

In der Technik wird die freie und erzwungene Konvektion oft überlagert [9], wie auch bei diesem Berechnungsbeispiel. Im Gegensatz zu der gezeigten Rechnung wird diese Kombination in der Jahresberechnung nicht berücksichtigt, da es viel Rechenkapazität kosten würde.

$$Nu_{Luft_W} = \sqrt[3]{Nu_{Luft_W_erzw}^3 + Nu_{Luft_W_frei}^3} \quad (35)$$

oder nach [28]:

$$\alpha_{Luft_W} = \sqrt[3]{\alpha_{Luft_W_erzw}^3 + \alpha_{Luft_W_frei}^3} \quad (36)$$

Dafür sollte die Nusselt-Zahl für die erzwungene Strömung $Nu_{Luft_W_erzw}$ für die querangeströmten Zylinder errechnet werden.

$$\alpha_{Luft_W} = \sqrt[3]{\left(13,589 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)^3 + \left(1,275 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}\right)^3} = 13,592 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Somit die Wärmeübergangszahl der Luft bei der erzwungenen Konvektion ist fast gleich der Wärmeübergangszahl der Kombination der erzwungenen und freien Konvektion.

Nachdem die Wandtemperatur von Wasser bekannt ist, sollte die Wärmeübergangszahl von Wasser neu berechnet werden. Der Grund dafür ist, dass die Wärmeübergangszahl an der Wand, in der Grenzschicht und in dem ausgebildeten Bereich der Rohrströmung sich unterscheiden.

Als erstes muss die neue Prandtl-Zahl für die Wassertemperatur an der Innenwand berechnet werden. Dafür werden neue Werte, wie die dynamische Viskosität, die spezifische Wärmespeicherkapazität und die Wärmeleitfähigkeit für die Temperatur $77,42^\circ\text{C}$ benötigt. Da diese Werte in der Tabelle für Wasser nicht auffindbar sind, könnten sie mit Hilfe von linearen Interpolation gefunden werden. Am Beispiel für die spezifische Wärmespeicherkapazität für Wasser bei der Temperatur $77,42^\circ\text{C}$:

$$c_{p_{H2O_{77,42}}} = c_{p_{70}} + \frac{c_{p_{80}} - c_{p_{70}}}{\vartheta_{80} - \vartheta_{70}} \cdot (\vartheta_{77,42} - \vartheta_{70}) \quad (37)$$

$$c_{p_{H2O_{77,42}}} = 4.187 \frac{J}{kg \cdot K} + \frac{4.194 \frac{J}{kg \cdot K} - 4.187 \frac{J}{kg \cdot K}}{80^\circ C - 70^\circ C} \cdot (77,42^\circ C - 70^\circ C)$$

$$c_{p_{H2O_{77,42}}} = 4.192,22 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Nach diesem Interpolationsvorgang werden andere Kennwerte fürs Wasser bei der Temperatur 77,42°C berechnet:

$$\lambda_{H2O_{77,42}} = 0,668 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\eta_{H2O_{77,42}} = 367,3 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}$$

Daraus ergibt sich die neue Prandtl-Zahl:

$$Pr_{W_i} = \frac{\eta_{H2O} \cdot c_{p_{H2O}}}{\lambda_{H2O}} = \frac{367,3 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s} \cdot 4.192,22 \frac{J}{kg \cdot K}}{0,668 \frac{W}{m \cdot K}} = 2,304$$

Somit der neue Korrekturfaktor für die Grenzschicht:

$$f_{2_neu} = \left(\frac{Pr_{H2O}}{Pr_{W_i}} \right)^{0,11} = \left(\frac{2,302}{2,304} \right)^{0,11} = 0,9999 \quad (38)$$

Mit den neuen Werten wird eine neue Nusselt-Zahl für Wasser und daraus die neue Wärmeübergangszahl nach [9] berechnet:

$$Nu_{di_neu} = \frac{\frac{\zeta}{8} \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\zeta}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot f_1 \cdot f_{2_neu} \quad (39)$$

wo f_1 der Korrekturfaktor ist:

$$f_1 = 1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{\frac{2}{3}} = 1 + \left[1 + \left(\frac{0,1593m}{69,5m} \right)^{\frac{2}{3}} \right] = 1,00000175 \approx 1 \quad (40)$$

und somit:

$$Nu_{di_neu} = \frac{\frac{0,01341}{8} \cdot 428.214,5 \cdot 2,304}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{0,01341}{8}} \cdot (2,304^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot 1 \cdot 0,99987 = 1.180,796$$

$$\alpha_{H2O_neu} = \frac{Nu_{di_neu} \cdot c_{p_H2O_77,42}}{\lambda_{H2O_77,42}} = \frac{1.180,796 \cdot 4.192,22 \frac{J}{kg \cdot K}}{0,668 \frac{W}{m \cdot K}} = 4.953,118 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Nach dem Einsetzen der neuen Wärmeübergangszahl für das Wasser ergibt sich die neue Wärmedurchgangszahl:

$$k_{ges_neu} = \left(\frac{1}{13,592 \frac{W}{m^2 \cdot K}} + \frac{0,5683m}{2 \cdot 0,035 \frac{W}{m \cdot K}} \cdot \ln \frac{0,5683m}{0,1683m} + \frac{0,1683m}{2 \cdot 0,035 \frac{W}{m \cdot K}} \cdot \ln \frac{0,1683m}{0,1593m} + \frac{1}{4.953,118} \right) = 0,10042 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Die alte und die neue gesamte Wärmedurchgangszahl sind fast gleich:

$$k_{ges} \approx k_{ges_neu}$$

$$0,10014 \frac{W}{m^2 \cdot K} \approx 0,10042 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Der Wärmestrom von der Rohrleitung an die Umgebung nach [9]:

$$\dot{Q}_{Rohr_\infty} = k_{ges_neu} \cdot \Delta t_m \cdot A_{WT_isol} \quad (41)$$

$$\dot{Q}_{Rohr_\infty} = 0,10042 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot (-82,27K) \cdot 79,432m^2 = -656,3 W$$

mit der Mittelwärmetauschfläche:

$$A_{WT_mit} = \pi \cdot \frac{d_{a_isol} + d_{i_rohr}}{2} \cdot L_{ges} \quad (42)$$

$$A_{WT_mit} = \pi \cdot \frac{0,5683m + 0,1593m}{2} \cdot 69,5m = 79,432m^2$$

umgerechnet für eine Stunde:

$$Q_{Rohr_\infty} = \dot{Q}_{Rohr_\infty} \cdot 1h = \frac{-656,3 J}{1000} = -0,656kWh$$

Für eine beliebige Laufzeit, z.B. für 1.818s, wie im Fall für 04.Januar von 18 bis 19 Uhr (siehe Excel-Datei „Behälter Berechnung“ Blatt „Jahresberechnung“ Zelle L96) kann der Wärmeverlust ausgerechnet werden:

$$Q_{Rohr_\infty_Lauf} = \dot{q}_{Rohr_\infty} \cdot t_{Lauf} = \frac{-1.167,086 J \cdot 1.818s}{1000 \cdot 3600s} = -0,287kWh$$

Die Laufzeit am Beispiel für 10. März von 1 bis 2 Uhr nachts errechnet sich:

$$t_{Lauf} = \frac{\dot{Q}_{zu}}{Q_{kap}} = \frac{297,6kWh}{679,47kWh} = 1.577s$$

wo \dot{Q}_{zu} die zugeführte Wärmeenergie im Wärmespeicher ist und Q_{kap} seine maximale Wärmespeicherkapazität.

Als nächstes können die Verluste auf Grund der Strahlung nach dem Stefan-Boltzmann-Gesetz berechnet werden:

$$\dot{E}_{Rohr_{\infty}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{WTa} \cdot [T_{W_a}^4 - T_{\infty}^4] \quad (43)$$

$$\dot{E}_{Rohr_{\infty}} = 0,25 \cdot 5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot [(-3,05^{\circ}C + 273,15K)^4 - (-5^{\circ}C + 273,15K)^4]$$

$$\dot{E}_{Rohr_{\infty}} = -34,008W$$

wo $\varepsilon = 0,25$ der Emissionsgrad vom verzinkten blanken Blech ist [20] und $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W/(m^2 \cdot K)$ – die Stefan-Boltzmann-Konstante.

Die berechneten Wärmeverluste auf Grund der Strahlung sind sehr klein, deswegen werden sie in den weiteren Berechnungen vernachlässigt. Der gleiche Berechnungsvorgang für die Wärmeverlustermittlung gilt auch für die Rohrleitung und für den Behälter und wird in den nächsten Kapiteln gezeigt.

Rohrleitung im Gebäude

Die Berechnung von Wärmeverlusten der Rohrleitung im Gebäude wird im Excel-Programm mittels Funktionen (siehe Excel-Datei „Behälter Berechnung“), sowie mit Hilfe von selbstgeschriebenen VBA-Programm realisiert. Mit der Änderung einige Zellenwerte in der Excel-Datei (siehe Excel-Blatt „WT“ in der Excel-Datei „Behälter Berechnung“), werden die Wärmeverluste, wie im vorherigen Kapitel für die Außenrohrleitung berechnet.

Tabelle 2. Werteänderung für die Rohrleitung in dem Gebäude

Bezeichnung	Symbol	Einheit	Wert
Gesamtrohrlänge DN150	L_{ges}	m	27
Wärmedämmung	s_{isol}	m	0,0797
Geschwindigkeit von Luft	c_{Luft}	m/s	0
Außentemperatur von Luft	t_{Luft}	$^{\circ}C$	18

Somit ergibt sich Wärmestrom von der Rohrleitung an die Umgebungsluft in dem Gebäude:

$$\dot{Q}_{Rohr_\infty} = -492,437 \text{ J}$$

$$Q_{Rohr_\infty} = -0,492 \text{ kWh}$$

In dem Zeitraum von 18:00 bis 19:00 Uhr am 4. Januar 2016 bei der Laufzeit 1.577 Sekunden:

$$Q_{Rohr_\infty_Lauf} = -0,216 \text{ kWh}$$

Behälter

Die Wärmeverluste für den außenstehenden Behälter werden ähnlich, wie für ein Rohr berechnet. Dabei werden aber die unteren und oberen Kreisflächen abzüglich des Rohrleitungsquerschnitts mit der Längsfläche des Behälters aufsummiert. Unter Berücksichtigung der Vorlauf- und Rücklaufleitung im Behälter werden die Wärmetauschflächen des Behälters errechnet:

$$A_{WT_i_Beh} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{d_{i_Beh}^2}{4} + \pi \cdot d_{i_Beh} \cdot H_{i_beh} - 2 \cdot \pi \cdot \frac{d_{i_isol_Rohr}^2}{4} \quad (44)$$

$$A_{WT_i_Beh} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{(2,9\text{m})^2}{4} + \pi \cdot 2,9\text{m} \cdot 6,9\text{m} - 2 \cdot \pi \cdot \frac{(0,1683\text{m})^2}{4} = 76,03\text{m}^2$$

$$A_{WT_a_Beh} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{d_{a_isol_Beh}^2}{4} + \pi \cdot d_{a_Beh} \cdot H_{a_isol_Beh} - 2 \cdot \pi \cdot \frac{d_{a_isol_Rohr}^2}{4} \quad (45)$$

$$A_{WT_a_Beh} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{(3,43\text{m})^2}{4} + \pi \cdot 3,43\text{m} \cdot 6,93\text{m} - 2 \cdot \pi \cdot \frac{(0,1683\text{m})^2}{4} = 166,7\text{m}^2$$

Damit ergibt sich die mittlere Wärmeübertragungsfläche für den Behälter:

$$A_{WT_mit_Beh} = \frac{A_{WT_a_Beh} + A_{WT_i_Beh}}{2} \quad (46)$$

$$A_{WT_mit_Beh} = \frac{166,7\text{m}^2 + 76,03\text{m}^2}{2} = 121,38\text{m}^2$$

Für die Wärmeverlustberechnung werden die Werte aus der

Tabelle 3. Berechnungswerte für Behälter genommen und in die Excel-Datei „Behälter Berechnung“ in Excel-Blatt „WT“ eingesetzt.

Tabelle 3. Berechnungswerte für Behälter

Bezeichnung		Symbol	Einheit	Wert
Stahlrohr DN 150	Zylinderhöhe innen	H_{i_Beh}	m	6,9
	Zylinderhöhe außen	H_{a_Beh}	m	6,93
	Außendurchmesser	d_{a_Beh}	m	2,93
	Innendurchmesser	d_{i_Beh}	m	2,9
	Dicke	s_{i_Beh}	m	0,015
	Dichte	ρ_{stahl}	kg/m^3	7.860
Wasser	Geschwindigkeit	c_{H2O}	m/s	0,00165
Wärme- Dämmung	Dicke	s_{isol_Beh}	m	0,25
	Innendurchmesser	$d_{i_isol_Beh}$	m	2,93
	Außendurchmesser	$d_{a_isol_Beh}$	m	3,43
	Außenhöhe	$H_{a_isol_Beh}$	m	6,93

Noch ein weiterer Hinweis zur Wärmeverlustberechnung:

Da die Wassergeschwindigkeit im Behälter während der Be- und Entladevorgänge sehr klein ist, wird die Wärmeübergangszahl nicht nur bei der erzwungenen, sondern auch bei der freien Konvektion berücksichtigt:

$$\alpha_{H2O_W} = \sqrt[3]{\alpha_{H2O_W_erzw}^3 + \alpha_{H2O_W_frei}^3}$$

$$\alpha_{H2O_W} = \sqrt[3]{\left(16,71 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right)^3 + \left(2,31 \frac{W}{m^2 \cdot K}\right)^3} = 9,597 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Mit $\alpha_{H2O_W_erzw} = 11,03 W/(m^2 \cdot K)$ und $\alpha_{H2O_W_freie} = 3,15 W/(m^2 \cdot K)$ die Wärmedurchgangszahlen bei der erzwungenen und freien Konvektion. Diese Werte werden mittels eines Excel-Programmes ausgerechnet.

Somit ergibt sich der Wärmestrom von Behälter an die Umgebung $\dot{Q}_{Beh_\infty} = -1.262,64 J$ und der Wärmeverlust nach einer Stunde $Q_{Beh_\infty} = -1,26kWh$.

In dem Zeitraum von 18:00 bis 19:00 Uhr am 4. Januar 2016 bei der Laufzeit 1.577 Sekunden:

$$\dot{Q}_{Beh_\infty_Lauf} = -0,553kWh$$

Die Wärmeverluste in der Jahresberechnung sind dementsprechend per Makro-Programm ausgerechnet (siehe Spalte O im Excel-Blatt „Jahresberechnung“ in der Datei „Behälter Berechnung“).

4.2.2 Speichervorgang

Thermokline

In dem vorherigen Kapitel wurde der Lade- und Entladevorgang betrachtet. Dabei bewegt sich das Wasser in der Rohrleitung sowie im Behälter. Im Gegenteil dazu wird in diesem Kapitel der Speichervorgang untersucht, wenn das Wasser nicht in die Bewegung gebracht wird. Allerdings wird sich das Wasser aufgrund der freien Konvektion im Behälter mit nichtadiabatischen Wänden bewegen, was letztendlich auf das Thermokline-Wachstum beeinflusst.

Während des Speichervorganges, wenn das Fluid nicht zu- und abgeführt wird, unabhängig davon, ob der Behälter mit adiabatischer oder nichtadiabatischer Wand betrachtet wird, wächst die Thermokline-Region mit der Zeit [13] (siehe Abbildung 33). Nach bestimmter Zeit werden die Temperaturen der Kalt- und Warmschichtregion ausgeglichen, sodass die Temperaturschichtung nicht mehr vorhanden sein wird. Bei dem Behälter mit adiabatischer Wand wird die Wassertemperatur nach bestimmter Zeit der Mitteltemperatur gleich groß sein.

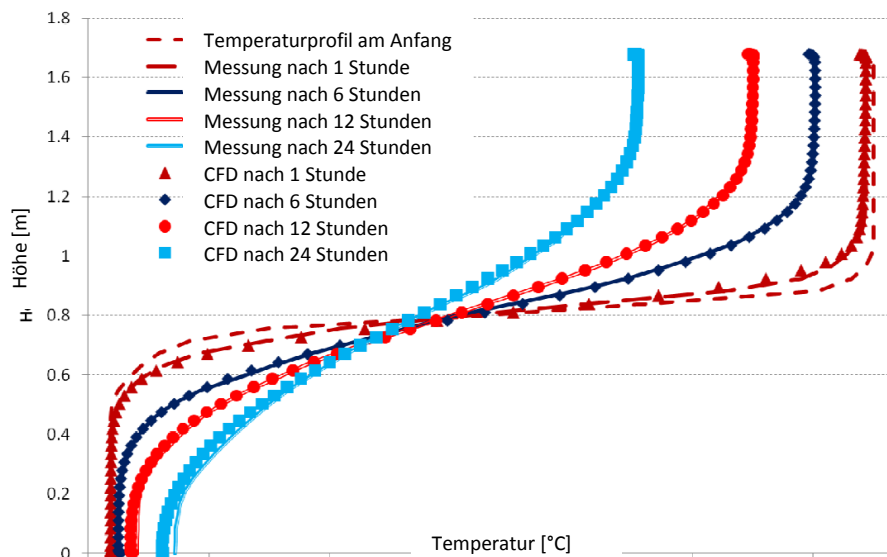


Abbildung 33. Abhängigkeit des Wachstums von Thermokline-Dicke von der Zeit. Mess- und CFD-Ergebnisse nach [22]

Es könnte ausgerechnet werden, wie schnell die Thermokline in dem konventionellen Behälter wächst und nach welcher Zeit sich die Temperatur in jedem Ort des Behälters sich ausgleichen würde. Allerdings wird eine solche Berechnung zu aufwendig sein und sollte am besten mittels eines CFD-Programms durchgeführt werden. Um zu ermitteln, wie viel der Behälter beim Speichervorgang der Wärmeenergie mit der Zeit verliert, wird nachfolgend die Außenverlust-Berechnung durchgeführt.

Wärmeverluste. Wasser als ideales Fluid

Als einfachster Lösungsweg für die Berechnung der Außenwärmeverluste, wäre das Wasser als ein ideales Fluid zu betrachten. Wird der Behälter vollgefüllt, dann ist es nur mit den Wärmeverlusten zu rechnen, die an die Umgebung abgeführt werden. Als weitere Vereinfachung wird der Behälter, wie im Kapitel 0 als Zylinder mit einem geraden Boden betrachtet. Für die Validierung des Lösungsweges dieser Berechnung werden die Anfangsbedingungen und Ergebnisdaten von $16,5m^3$ Vakuum-Puffer-Speicher (VPS) nach der Studie von ZAE-Bayern [27] benutzt. Es wird ausgerechnet, wie viel Wärme innerhalb einer Stunde und eines Tages an die Umgebung durch die Wärmedämmung abgeführt wird. Die Berechnung ist iterativ mit 1-Sekunden-Schritt aufgebaut und ist in der Excel-Datei „Berechnung Behälter“ im Excel-Blatt „VPS“ dargestellt.

Als erstes werden die Geometrien von dem VPS festgelegt. Da die Geometrien von VPS in den Berichten [4], [6] und [27] nicht veröffentlicht wurden, sind nur das Inhaltsvolumen, $V_{in} = 16,5m^3$, die Isolierungsdicke, $s_{isol} = 0,2m$ und U-Wert, $U = 0,05W/(m^2K)$ angegeben. Die Innen- und Außenhöhen und der Innendurchmesser werden berechnet. Dazu wird das Höhen-Durchmesser-Verhältnis benötigt, welches mit Hilfe von Daten aus dem Angebot für $40m^3$ -Vakuumpufferspeicher berechnet wird (siehe Anhang 14):

$$\frac{H}{D} = \frac{9m}{3m} = 3 \quad (47)$$

Dabei wird die Höhe ohne Füße als 9 m angenommen. Mit diesem Verhältnis errechnen sich die Außen- und Innendurchmesser, D_a und D_{in} , und die entsprechenden Höhen, H_a und H_{in} (siehe Anhang 21). Das Inhaltsvolumen errechnet sich folgendermaßen:

$$V_{in} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{in}^2 \cdot H_{in} = \frac{\pi}{4} \cdot (2,23m)^2 \cdot 6,7m = 16,57m^3 \quad (48)$$

Mit der Heißwassertemperatur, $\vartheta_2 = 85^\circ C$ und der Umgebungstemperatur $\vartheta_\infty = -5^\circ C$ ergibt sich die Temperaturdifferenz $90K$, bei der die Wärme- und Temperaturverluste

untersucht wurden [27]. Dabei wird noch der Mittelwert der Außen- und Innenfläche für die spätere Wärmeverlust-Berechnung benötigt:

$$A_{\text{mittl}} = \frac{A_{\text{in}} + A_{\text{auß}}}{2} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{auß}} \cdot H_{\text{auß}} + D_{\text{in}} \cdot H_{\text{in}})}{2}$$

$$A_{\text{mittl}} = \frac{\pi \cdot (2,25 \cdot 6,6 + 1,85 \cdot 6,2)m^2}{2} = 49,2647m^2$$

Der Wärmestrom an die Umgebung:

$$\dot{Q}_{VPS_\infty} = U \cdot A_{\text{mittl}} \cdot (\theta_2 - \theta_\infty) = 0,05 \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 49,2647m^2 \cdot 90K = 221,2643J$$

Die iterative Berechnung in der Excel-Datei „Berechnung Behälter“ im Excel-Blatt „VPS“ befindet sich ab Zeile 47 (siehe Abbildung 34) und ist folgendermaßen aufgebaut:

1. In der ersten Sekunde rechnen sich der Energieinhalt und die Wärmeverluste aus nach der Formel (1) und (41).
2. Der Energieinhalt in zweiter Sekunde ist gleich des Energieinhalts abzüglich der Wärmeverluste in der ersten Sekunde.
3. Nach dem Energieinhalt in zweiter Sekunde wird die Wassertemperatur berechnet.
4. Danach rechnen sich neue Wärmeverluste aus der Wassertemperatur in zweiter Sekunde aus.
5. Die Umrechnung wiederholt sich für die weiteren Sekunden.

Sekunde	Energieinhalt	Temperatur	Wärmeverluste pro Sekunde
s	J	°C	J
1	1.009.016.316,00	85,00000000	221,69127652936
2	1.009.016.094,31	84,99999670	221,69126841138
3	1.009.015.872,62	84,99999341	221,69126029341
4	1.009.015.650,93	84,99999011	221,69125217543
5	1.009.015.429,23	84,99998682	221,69124405746
6	1.009.015.207,54	84,99998352	221,69123593948
7	1.009.014.985,85	84,99998023	221,69122782151
8	1.009.014.764,16	84,99997693	221,69121970353

Abbildung 34. Iterationsberechnung in Excel. Wärmeverluste wegen der Wärmeleitung durch die Isolation

Dieser Vorgang erfolgt 84.600 Mal, was 84.600 Sekunden, 24 Stunden oder einem Tag entspricht. Als Ergebnis liefert diese Berechnung, dass das Wasser im Behälter 0,2843K und 19.123.858,39 J nach 24 Std. verliert. Wird es mit der Temperaturdifferenz von Wasser vor und nach 24 Std. aus dem Bericht [27] verglichen, kann somit die Aussage folgen, dass dieser Lösungsweg richtig ist und nicht nur für Vakuum-Puffer-Speicher sondern auch für andere Behälter-Typen eingesetzt werden darf.

An der Stelle werden Werte, wie Außenhöhe, Außendurchmesser, U-Wert und Wasserinhalt aus dem Angebot (siehe Anhang 14) für den 40m³-Vakuum-Puffer-Speicher in die Excel-Berechnung eingesetzt. Als Ergebnis liefert diese Berechnung, dass sich das Wasser im Behälter nach einer Stunde auf 0,0127 Kelvin und nach 24 Stunden auf 0,3050 Kelvin ~~sich~~ abkühlt. Die gleiche Vorgehensweise gilt auch für den konventionellen Wärmespeicher. Dabei wird der Einfluss von Wind, Sonne und etc. vernachlässigt. Für den konventionellen WSP-Behälter werden Daten, wie Höhe, innerer Inhalt und U-Wert (ausgerechnet aus der Wärmeleitfähigkeit und Dicke der Dämmung und Behälterstärke) aus dem Anhang 15 genommen und in der Excel-Berechnung eingesetzt. Aus dem Ergebnis ergibt sich, dass sich das Wasser nach 1 Stunde auf ca. 0,01 Kelvin und nach 24 Stunden auf 0,2843 Kelvin abkühlen würde. Daraus folgt, dass der Behälter der Firma BTD mit einer konventionellen Dämmung kleine Wärmeverluste während des Speichervorgangs aufweist und deswegen bei der EvoBus GmbH in Neu-Ulm eingesetzt werden kann.

Wärmeverluste. Jahresberechnung

Für die Berechnung der Wärmeverluste für das ganze Jahr wird die gleiche Vorgehensweise, wie im Kapitel 0 durchgeführt. Dabei wird das Wasser als ein reales Fluid betrachtet. In der Praxis hat der Behälter eine nichtadiabatische Wand. Dadurch kühlt sich das Wasser an der Behälterwand ab und In der Behälter-Mitte ergibt sich dadurch eine höhere spezifische Dichte als Wasser. In der Behälter-Mitte ergibt sich dadurch eine höhere spezifische Dichte als Wasser. Aufgrund des Dichtenunterschiedes bewegt sich das kalte Wasser von der Behälterwand zum Boden oder zu der Thermokline. Dementsprechend bewegt sich das warme Wasser von der Behälter-Mitte an die Behälterwand. Somit entsteht der Wasserkreislauf, wie in der Abbildung 35 gezeigt ist.

Für die Wärmeverlust-Berechnung werden Werte aus der Tabelle 3. Berechnungswerte für Behälter genommen. Dabei darf als Wärmeübergangszahl für das ruhende Wasser im Behälter darf als $\alpha_{H20_{frei}} = 500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ nach [16] angenommen werden. Diese Werte werden in die Excel-Berechnung eingesetzt. Für die Umgebungsbedingungen (Windgeschwindigkeit, Außenlufttemperatur) werden Daten aus der Tabelle 1. Anfangsbedingungen für Wärmeverluste durch die Außenrohrleitung genommen. Nach der Berechnung ergibt sich der Wärmestrom von Wasser im Behälter an die Umgebung:

$$\dot{Q}_{Beh_{\infty}} = -1.583,72 \text{ J}$$

Nach einer Stunde für einen vollständig gefüllten Wasserbehälter bei der Wassertemperatur $\vartheta_{H_2O} = 85^\circ$:

$$Q_{Beh_\infty} = -1,58 \text{ kWh}$$

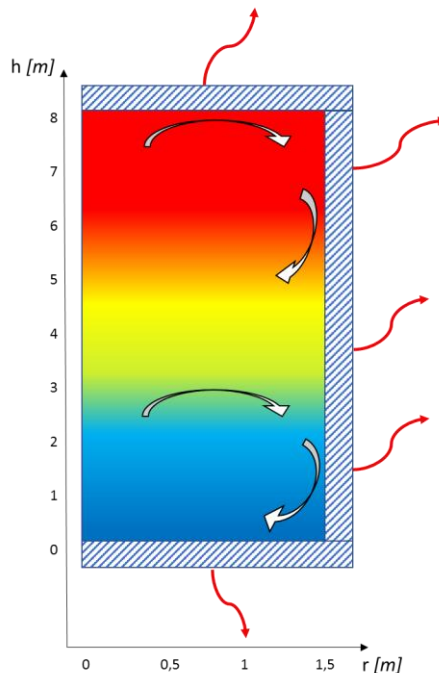


Abbildung 35. Erwartete Wasserzirkulation in einem Wasserspeicher (weiße Pfeile) bei der nichtadiabatischen Wand mit den Außenwärmeverlusten (rote Pfeile) nach [3]

Die Wärmeverluste in der Jahresberechnung werden dementsprechend per Makro-Programm ausgerechnet. Für jede Stunde des Jahres sind die Wärmeverluste in der Spalte S im Excel-Blatt „Jahresberechnung“ in der Datei „Behälter Berechnung“ zu sehen. Die Wärmeverluste für das Wasser im ruhenden Zustand in der Rohrleitung werden analog, wie bei dem Behälter mittels Makro-Programms in der Excel-Datei „Behälter Berechnung“ berechnet. Die Ergebnisse dieser Berechnung befinden sich in den Spalten Q und R im Excel-Blatt „Jahresberechnung“. Im Kapitel 5 werden die errechneten Wärmeverluste aus der Jahresberechnung auf die Energiekosten umgerechnet. Diese Umrechnung ist deshalb so wichtig, weil die Wärmeverluste die erreichte Kostenersparnis reduzieren.

4.3 Druckverluste und Pumpennachprüfung

Für die Integration des Wasserspeichers in das Heizungssystem muss vorher geprüft werden, ob das bestehende System aus hydraulischer Sicht dafür geeignet ist. Der geplante Wärmespeicher sollte zur Erweiterung der bestehenden Pufferspeicher dienen und an drei Pufferspeicher in Reihe angeschlossen werden (siehe Anhang 13).

Hauptsächlich muss geprüft werden, ob die bestehenden Pumpen für diese Integration geeignet sind. Wenn der Pumpendruck nicht ausreicht, den außenstehenden Wasserbehälter zu befüllen, sollte eine andere Anbindung an das Heizungsnetz oder der Einbau eine zusätzliche Pumpe in Betracht gezogen werden.

Wie vorher erwähnt wurde, werden die Pufferspeicher von einer der BHKW-Pumpen befüllt und von einer der redundanten Pumpen der Hauptleitung entleert. Beim Befüllen läuft eine der Grundfos-Pumpen Model TPE 50-290/2 A-F-A-BAQE (siehe Anhang 25) und beim Entladevorgang - die Pumpe Model TPE 100-240/2 A-F-A-GQQE (siehe Anhang 26).

Bei der geplanten zusätzlichen Rohrleitung für den Anschluss des Wärmespeichers werden zusätzliche Druckverluste entstehen. Außerdem ist die aktuelle Regelung so ausgelegt, dass die Pufferspeicher nur von einer der BHKW-Pumpen befüllt werden. Bei dem geplanten Wärmespeicher-Konzept sollten die Pumpen beider BHKW mindestens 120 Std. im Jahr gleichzeitig laufen⁹ (siehe Excel-Datei „Zusammenstellung“ Datenblatt „Zählerdaten und Potential“ Spalte T „Eingespeicherte Wärme“ → Funktion „Filtern“ → Zahlenfilter → größer als... → 456,25¹⁰). Daher müssen beide Pumpenmodelle anhand der Pumpenkennlinien für einen neuen maximalen Betriebspunkt geprüft werden.

Die Pumpenkennlinie hängt von zwei Werten ab: von Volumenstrom und Förderhöhe. Der Wert für Volumenstrom wird als maximaler Volumenstrom beider BHKW angenommen und daher kann aus der Wärmeleistung der BHKW berechnet werden:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{c_p \cdot \Delta T \cdot \rho} = \frac{2 * 456,25 \text{ W} \cdot 1000 \cdot 3600 \text{ s}}{4190 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 15 \text{ K} \cdot 971,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 53,80 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (49)$$

Dieser Volumenstromwert kann mit dem Wert von Fa. Gaiser verglichen werden. Laut den Gaiser-Unterlagen beträgt der Volumenstrom der Hauptleitung 63,43 m³/h und der BHKW-Pumpen 30,816 m³/h (siehe Anhang 25 und Anhang 26). Es wird mit den Volumenstromwerten der Fa. Gaiser gerechnet, da diese Werte größer sind als der zuvor kalkulierte Wert. Der Volumenstrom des geplanten Wärmespeichers bleibt für beide Pumpen unverändert. Die einzigen Werte, die sich ändern, sind die Förderhöhen der Pumpen.

⁹ In der Excel-Datei sind nur die Stundenwerte ausgewertet. Bei der genaueren Betrachtung der Arbeitsmodus der BHKW-Module bei 15-Minuten-Schritt werden beide BHKW öfter gleichzeitig laufen

¹⁰ 456,25 steht für die maximale Wärmeproduktion von einem BHKW. Einheit in Kilowatt pro Stunde

Unter der Förderhöhe H_p ist die von der Pumpe geförderte Höhe der Flüssigkeit bezogen auf die Gewichtskraft gemeint:

$$H_p = (z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} \quad (50)$$

wobei z_1 und z_2 die Höhe am Pumpeneintritt und -austritt sind; p_1 und p_2 – die Drücke, c_1 und c_2 – die Geschwindigkeiten. Demnächst muss anhand der Pumpenkennlinien geprüft werden, ob die Pumpen auf die neuen Förderhöhen der Anlage Wasser transportieren können. Die Förderhöhe der Anlage H_A wird nach dem Formelausdruck beschrieben:

$$H_A = H_{geo} + \frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g} + \frac{c_a^2 - c_e^2}{2 \cdot g} + \sum H_v \quad (51)$$

wo H_{geo} geodätischer Höhenunterschied zwischen Austritts- und Eintrittsquerschnitt in der Anlage, p_a Druck im höchsten und p_e im tiefsten Punkt des betrachteten Heizungssystems, c_a und c_e die Geschwindigkeiten am Eintritt und Austritt der Anlage und $\sum H_v$ Summe aller Druckhöhenverluste und Strömungsverluste durch Rohrleitungskomponenten ist. Der geodätische Höhenunterschied bleibt konstant, da der obere Anschluss an dem Wärmespeicher auf der gleichen Höhe, wie die oberen Anschlüsse des Pufferspeichers ist oder sich noch niedriger befindet. Die Druckdifferenz zwischen dem höchsten und tiefsten Punkt bleibt auch unverändert. Dies betrifft auch die Wassergeschwindigkeiten, sie bleiben im System unverändert auch wenn ein neuer Wasserbehälter extra gebaut wird. Es werden nur mehr Druckverluste durch zusätzliche Rohrleitungskomponente entstehen. Die lassen sich mittels der Gleichung für Druckhöhenverlust beschreiben:

$$H_v = \frac{\sum p_v}{\rho \cdot g} \quad (52)$$

Dabei müssen neue Anlagendruckverluste $\sum p_v$ berechnet werden. Dafür wird in der Excel-Datei „Berechnung Behälter“ das Excel-Blatt „Druckverlustberechnung“ hinzugefügt und dort der formelverknüpfte Lösungsweg ausgeführt. Dabei wird dieser Lösungsweg erstmals anhand der aktuellen Anlagenleitung mit den Ergebnisdaten von Fa. Gaiser validiert (siehe Anhang 25). Danach werden die Druckverluste durch die zusätzlichen Komponenten für das kommende Wärmespeicher-System berechnet. Bei der nachfolgenden Berechnung wird die Druckverlustberechnung für Volumenstrom für BHKW-Pumpen gezeigt.

Der BHKW-Kreis besteht aus den Rohren zwei verschiedener Rohrdurchmesser: DN100 mit Innendurchmesser $d_{i_DN100} = 0,1071m$ und DN150 mit Innendurchmesser $d_{i_DN150} = 0,1593m$. Der Hauptleitung-Kreis besteht nur aus DN150-Rohren. Es wird für DN100-Leitung der Druckverlust pro Meter berechnet. Der Innenquerschnitt des DN100-Rohres:

$$A_{DN100} = \pi \cdot \frac{d_{i_DN100}^2}{4} = \pi \cdot \frac{(0,1071m)^2}{4} = 0,009 m^2$$

Mit Dichte $\rho = 971,6 kg/m^3$ des Wassers bei Wassermitteltemperatur $77,5^\circ C$, Volumenstrom¹¹ $\dot{V} = 31,72 m^3/s + 12,5\%$ errechnet sich die Geschwindigkeit im Rohr:

$$c_{DN100} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A_{DN100}} = \frac{\dot{V}}{A_{DN100}} = \frac{31,72 m^3/s}{0,009 m^2} \cdot \frac{1,25}{3600} = 1,1002 \frac{m}{s} \quad (53)$$

Mit der Geschwindigkeit, innerem Querschnitt und kinematischer Zähigkeit des Wassers $\nu = 0,37 mm^2/s$ ist die Reynolds-Zahl:

$$Re_{DN100} = \frac{c_{DN100} \cdot d_{i_DN100}}{\nu} = \frac{1,1002 \frac{m}{s} \cdot 0,1071m}{0,37 \frac{mm^2}{s} \cdot 10^{-6}} = 318.462,06$$

Mit:

$$Re_{DN100} \cdot \frac{k}{d} = 318.462,06 \cdot \frac{0,000045m}{0,1071m} = 133,8076 \quad (54)$$

wo $k = 0,000045m$ die Rohrrauigkeit ist, liegt es im Bereich:

$$65 < Re \cdot \frac{k}{d} < 1300$$

$$65 < 133,8076 < 1300$$

denn wird es iterativ¹² nach der Formel von Prandtl-Colebrook ausgerechnet:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log\left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{d_{i_DN100}} \cdot 0,27\right) \quad (55)$$

Mit der iterativen Berechnung mittels Excel:

¹¹ Laut VDMA-Richtlinie sollte der Volumen-/Massenstrom beim Einsatz einer hydraulischen Weiche, in dem Fall Pufferspeicher, im Wärmeerzeugungskreis um ca. 10 bis 15% erhöht werden. Daher wird ein 12,5%-Aufschlag für Massen- und Volumenstrom genommen

¹² Iterative Berechnung ist in dem Excel-Programm in 100 Schritten realisiert. Dafür muss diese Option in den Excel-Einstellungen aktiviert werden

$$\lambda = \frac{1}{2 \cdot \log\left(\frac{2,51}{283077,39 \cdot \sqrt{0,01605109}} + \frac{0,000045}{0,1071} \cdot 0,27\right)^2} = 0,01605084$$

beträgt die Reibungszahl $\lambda_{DN100} = 0,01605109$. Mit dieser Reibungszahl errechnet sich der Druckverlust im Rohr pro Meterlänge:

$$\Delta p_{v_DN100} = \frac{\lambda \cdot \rho \cdot c_{DN100}}{d_{i_DN100}^2} \quad (56)$$

$$\Delta p_{v_DN100} = \frac{0,01605084 \cdot 971,6 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,1002 \frac{m}{s}}{(0,1071m)^2} = 88,198 \frac{Pa}{m}$$

Somit ist der berechnete Rohrreibungswiderstand für DN100 ähnlich so groß, wie der berechnete Rohrreibungswiderstand von Fa. Gaiser (siehe Anhang 25). Nach dem gleichen Vorgang wird der Rohrreibungswiderstand für DN150 berechnet und zwar $\Delta p_{v_DN150} = 44,49 Pa/m$.

Berechnung der Druckverluste für ein 90°-Rohrbögen erfolgt nach der Gleichung:

$$l_{\text{äqu}} = \frac{d \cdot \zeta}{\lambda} = \frac{0,1593m \cdot 0,23}{0,01474583} = 2,48m \quad (57)$$

wo $l_{\text{äqu}}$ - die äquivalente Rohrleitungslänge das DN150-Rohr für einen Bogen ist, ζ -Wert steht hier für den Krümmer, der nach dem Verhältnis der Biegeradius und Innendurchmesser des Rohres bestimmt wird¹³ und λ – die Reibungszahl für DN150-Rohr. Wird diese auf die Anzahl neue 90°-Bögen $n_{\text{Bögen}} = 12 \text{ Stk.}$, umgerechnet, kommt raus:

$$\Delta p_{v_Bögen_neu} = l_{\text{äqu}} \cdot n_{\text{Bögen}} \cdot \Delta p_{v_DN150} = 2,48m \cdot 12 \cdot 110,53 \frac{Pa}{m} = 2.787,60Pa$$

Die gleiche Vorgehensweise gilt auch für die geplante DN150-Rohrlänge, $l_{DN150} =$

$$96,5m: \Delta p_{v_DN150_neu} = l_{DN150} \cdot \Delta p_{v_DN150} = 96,5m \cdot 110,53 \frac{Pa}{m} = 4.292,98Pa$$

¹³ Biegeradius ist etwa um 4 Mal größer als Innendurchmesser von Rohrbögen [10]. Dabei auch den Zeta-Wert für hydraulisch rauen Rohre zu entnehmen

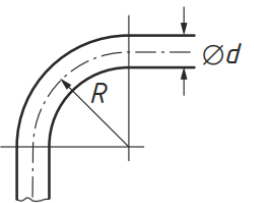
R/d		1	2	4	6	
ζ -Wert	glatt	0,21	0,14	0,11	0,09	
	rau	0,51	0,30	0,23	0,18	

Abbildung 36. ζ -Werte für verschiedene Krümmungsradien-Durchmesser-Verhältnisse für 90°-Bögen [10]

Werden die Druckverluste für Bögen und Rohre aufsummiert, ergibt sich somit der Gesamtdruckverlust für die geplante Rohrleitung:

$$\sum \Delta p_{v_neu} = \Delta p_{v_Bögen_neu} + \Delta p_{v_DN150_neu} \quad (58)$$

$$\sum \Delta p_{v_neu} = 2.787,60 + 4.292,98 = 7.080,58 \text{ Pa}$$

Durch die Ladeeinrichtung in Abbildung 38 des geplanten Speichers würde extra Druckdifferenz entstehen. Die Ladeeinrichtung besteht aus zwei DN400-Bögen, einer DN400-Leitung, einem Diffusor von DN150- auf DN400-Rohr und einem DN150-Bogen. Die Rohrlängen nach dem Flansch und am Ende der Ladeeinrichtung werden wegen ihrer kurzen Länge in der Druckverlustberechnung vernachlässigt. Für alle genannten Elemente gilt der gleiche Berechnungsweg, wie die Berechnung für Bögen und Rohrleitung der zusätzlichen Leitung. Die Reibungszahl und andere Kennwerte für DN400-Leitung werden daher nur in der Excel-Datei „Behälter Berechnung“ im Blatt „Druckverlustberechnung“ berechnet.

Für die Druckverlustberechnung am Diffusor muss zunächst der Zeta-Wert bestimmt werden. Es kann aus der Tabelle aus Abbildung 37 abgelesen werden.

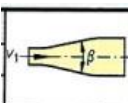
	Erweiterung (stetig)			
	β	10°	20°	30°
ζ_1	0,20	0,45	0,60	0,75

Abbildung 37. Kennwerte für Diffusoren [18]

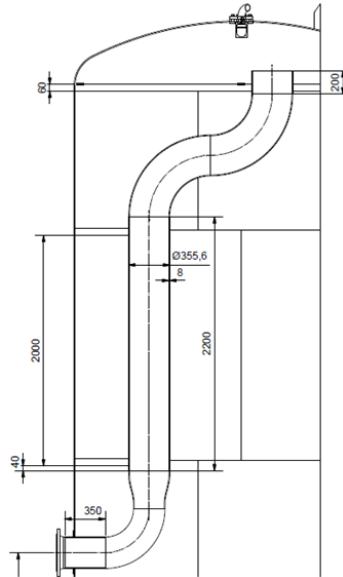


Abbildung 38. Ausschnitt aus einer Zeichnung. Beladeeinrichtung in einem 75.000 Liter Speicher von Fa. BTD

Mit der Diffusor-Länge $l_{dif} = 400 \text{ mm}$ ergibt sich der Winkel $\beta_{dif} = 16,3^\circ$. Für den Zeta-Wert wird der nächste Wert von rechts aus der Abbildung 37 genommen: für $\beta_{dif} = 20^\circ$ ist $\zeta_{dif} = 0,45$. Somit ergibt sich der Druckverlust im Diffusor:

$$\Delta p_{v_dif} = \zeta_{dif} \cdot \rho \cdot \frac{c_{DN150}^2}{2} \quad (59)$$

$$\Delta p_{v_dif} = \zeta_{dif} \cdot \rho \cdot \frac{c_{DN150}^2}{2} = 0,45 \cdot 971,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\left(0,995 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2} = 115,336 \text{ Pa}$$

Die Druckverlust-Werte für die Leitung und Lade- und Entladeeinrichtung, beide gleicher Geometrie, sind in Mit der Summe der Druckverluste aller Elemente des geplanten Wärmespeichersystems wird der Höhenverlust ausgerechnet:

$$H_{v_extra} = \frac{\sum \Delta p_{v_extra}}{\rho \cdot g} \quad (61)$$

$$H_{v_extra} = \frac{7.789,74 \text{ Pa}}{971,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}} = 0,82 \text{ m}$$

Der zusätzliche Druckhöhenverlust muss mit der alten Nennförderhöhe der Pumpe, abgelesen vom Grundfos-Datenblatt (siehe im Anhang 25), aufsummiert werden:

$$H_{A_neu} = H_{A_alt} + H_{v_extra} \quad (62)$$

$$H_{A_neu} = 24,1 \text{ m} + 0,74 \text{ m} = 24,92 \text{ m}$$

Tabelle 4. Druckverluste im Wärmespeichersystem zusammenbefasst.

Mit der Summe der Druckverluste aller Elemente des geplanten Wärmespeichersystems wird der Höhenverlust ausgerechnet:

$$H_{v_extra} = \frac{\sum \Delta p_{v_extra}}{\rho \cdot g} \quad (60)$$

$$H_{v_extra} = \frac{7.789,74 \text{ Pa}}{971,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}} = 0,82\text{m}$$

Mit der Summe der Druckverluste aller Elemente des geplanten Wärmespeichersystems wird der Höhenverlust ausgerechnet:

$$H_{v_extra} = \frac{\sum \Delta p_{v_extra}}{\rho \cdot g} \quad (61)$$

$$H_{v_extra} = \frac{7.789,74 \text{ Pa}}{971,6 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2}} = 0,82\text{m}$$

Der zusätzliche Druckhöhenverlust muss mit der alten Nennförderhöhe der Pumpe, abgelesen vom Grundfos-Datenblatt (siehe im Anhang 25), aufsummiert werden:

$$H_{A_neu} = H_{A_alt} + H_{v_extra} \quad (62)$$

$$H_{A_neu} = 24,1\text{m} + 0,74\text{m} = 24,92\text{m}$$

Tabelle 4. Druckverluste im Wärmespeichersystem

Bezeichnung		Symbol	Anzahl/Länge	Wert gesamt
DN150-Leitung	Rohrleitung	Δp_{v_DN150}	96,5 m	4.292,9
	90°-Bogen	$\Delta p_{v_DN150_Bog}$	12 Stk.	2.787,6
Ladeeinrichtung	DN400-Rohr	Δp_{v_DN400}	(2,2+0,2) m	0,974
	DN400-90°Rohrbögen	$\Delta p_{v_DN400_Bog}$	2	5,97
	Diffusor	Δp_{v_dif}	1	115,34
	DN150-Rohr	Δp_{v_DN150}	0,35	15,56
Summe		$\sum \Delta p_{v_extra}$	7.789,74	

Die neue Förderhöhe der Anlage muss als neue Förderhöhe für die Pumpe eingesetzt werden, dann kann es nach der Pumpenkennlinie geprüft werden. Der Pumpenhersteller Grundfos bietet dieses Online an (siehe Abbildung 39).

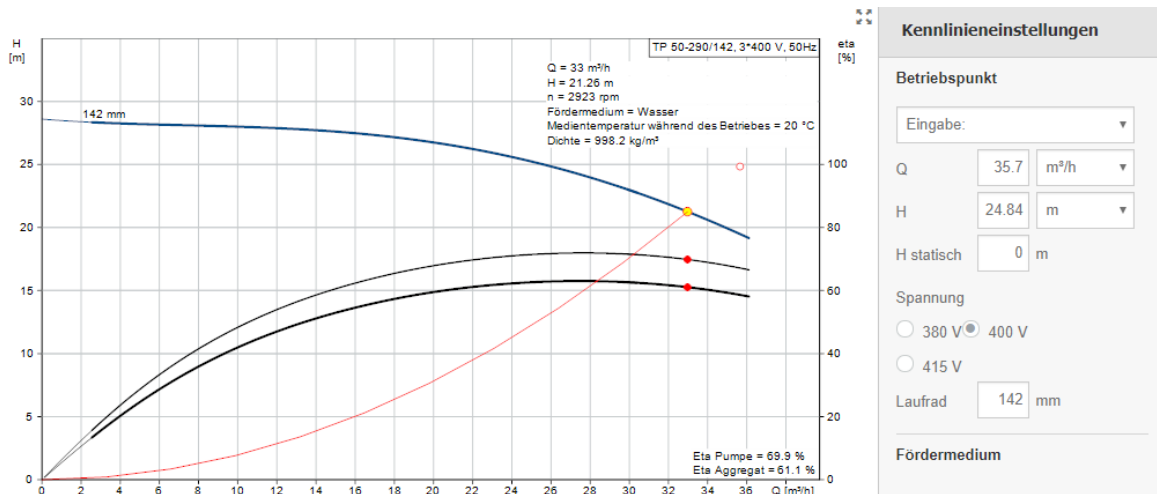


Abbildung 39. Online-Pumpenkennlinie von Grundfos

Wie zu sehen ist, kann die Grundfos-Pumpe es nicht schaffen, bei der angegebenen Förderhöhe 24,84 m den Massenstrom 35,7 m³/h zu erreichen. Daher muss entweder der Massenstrom oder die Förderhöhe reduziert werden. Die Förderhöhe könnte reduziert werden, wenn z.B. die Leitung für den kommenden Wärmespeicher anders an das Heizungsnetz angeschlossen wird, z.B. anstatt die Pufferspeicher mit neuen Wärmespeicher in Reihe aufzuschalten, könnten der Speicher parallel an die Hauptrohrleitung des Heizungsnetzes angebunden werden. Die andere viel einfachere Variante wäre den Volumenstrom der Pumpe zu reduzieren. Laut der Pumpenkennlinie (siehe Abbildung 40), der maximale Förderstrom, den die Pumpe bei der Förderhöhe 24,86m erreichen kann, ist 26m³/h. Wird es 12,5% für die hydraulische Weiche laut VDMA-Richtlinie abgezogen, dann beträgt der maximal erreichte Förderstrom einer BHKW-Pumpe 22,75m³/h.

Aus dem maximalen Volumenstrom in dem Betriebspunkt errechnet sich die maximale Wärmeenergie, die mit den BHKW-Pumpen in einer Stunde transportiert werden kann:

$$Q_{\max_P_BHKW} = \dot{V}_{\max_BHKW} \cdot c_p \cdot \Delta T \cdot \rho \quad (63)$$

$$Q_{\max_P_BHKW} = 2 \cdot \frac{26 \frac{m^3}{h} \cdot 87,25\%}{1000 \cdot 3600s} \cdot 4.192 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot 15 K \cdot 971,6 \frac{kg}{m^3} = 769,6kWh$$

Für beide BHKW-Pumpen bedeutet dies, dass sie maximal 769,6kWh Wärme in einer Stunde transportieren können. Eine solche Transport-Arbeit der beiden Pumpen in einer

Stunde wird nie benötigt, da der geplante Wasserbehälter eine Wärmekapazität in Höhe von 680,06kWh besitzt.

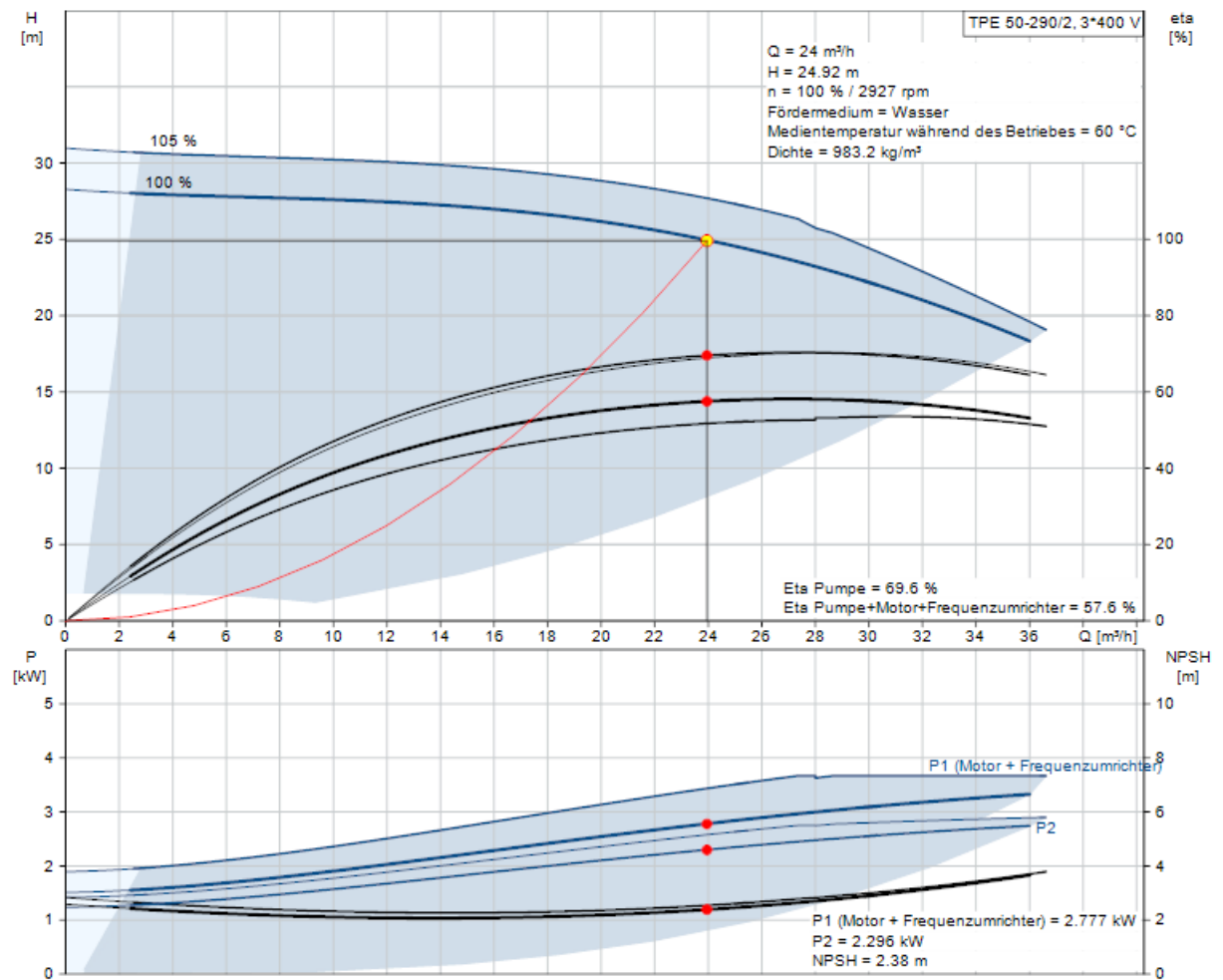


Abbildung 40. Pumpenkennlinie für den ausgerechneten Betriebspunkt für die BHKW-Pumpen

Die Stromleistung der Pumpe wird aus dem technischen Datenblatt entnommen. Um den ganzen Speicher bei der vollen Pumpenleistung zu befüllen, wird die elektrische Arbeit in Menge von 4,9kWh benötigt:

$$W_{el_P_BHKW} = \frac{Q_{WSP}}{Q_{max_P_BHKW}} \cdot 2 \cdot P_{el_P_BHKW} \quad (64)$$

$$W_{el_P_BHKW} = \frac{680,06kWh}{769,6kWh} \cdot 2 \cdot 2,777kW = 0,883 \cdot 5,554kWh = 4,9kWh$$

wo $P_{P_el_BHKW}$ die elektrische Leistung der Pumpe und Umrichter bei der 100%-Pumpendrehzahl ist (abgelesen aus Abbildung 40) und Q_{WSP} – der maximale Wärmeinhalt des Wasserbehälters ist. Die von den BHKW-Pumpen verbrauchte

Stromenergie in jeder Stunde, wird anhand des gezeigten Berechnungswegs in der Excel-Datei „Behälter Berechnung“ in der Jahresberechnung kalkuliert.

Die gleiche Vorgehensweise gilt auch für die Pumpe an der Hauptleitung. Mit der neuen Förderhöhe der Anlage $H_{A_neu_haupt}$:

$$H_{A_neu_haupt} = H_{A_alt} + H_{v_neu} = 22,4m + 0,74m = 23,14m$$

ergibt sich der maximale Volumenstrom für die Pumpe an der Hauptleitung (abgelesen aus Abbildung 41):

$$\dot{V}_{max_Haupt} = 70 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{max_Haupt} = \dot{V}_{max_Haupt} \cdot c_p \cdot \Delta T \cdot \rho$$

$$Q_{max_P_BHKW} = \frac{70 \frac{m^3}{h} \cdot 87,25\%}{1000 \cdot 3600s} \cdot 4190 \frac{J}{kg \cdot K} \cdot 15 K \cdot 971,6 \frac{kg}{m^3} = 1.035,98kWh$$

Daraus wird berechnet, wie viel elektrischen Strom verbraucht wird, um den Speicher mit der vollen Pumpenleistung vollständig zu entleeren:

$$W_{el_P_Haupt} = \frac{\dot{Q}_{WSP}}{\dot{Q}_{max_P_Haupt}} \cdot P_{el_P_Haupt}$$

$$W_{el_P_Haupt} = \frac{680,06kWh}{1.035,98kWh} \cdot 7,138kW = 4,68kWh$$

Läuft die Pumpe auf einem Teil ihrer Leistung mit der reduzierten Drehzahl, wird der elektrische Wirkungsgrad der Pumpe¹⁴ kleiner als bei der Volleistung sein (siehe Abbildung 42). Von der anderen Seite mit der Reduzierung der Pumpendrehzahl wird die Wassergeschwindigkeit kleiner und somit werden weniger Druckverluste entstehen. Dies führt dazu, dass die Förderhöhe der Anlage kleiner wird und deswegen die Pumpe mehr Wasservolumen transportieren kann.

Die genaue Berechnung, wie viel Strom die Pumpen in Abhängigkeit von der Drehzahl verbrauchen würden, könnte auch durchgeführt werden. Allerdings fehlen dazu die Minuten-daten der Pumpenarbeit. Deswegen wird die nötige Stromenergie in der Jahresberechnung nur bei der maximalen Pumpenleistung berechnet (siehe Spalten T und U im Tabellenblatt „Jahresberechnung“ in der Excel-Datei „Behälter Berechnung“).

¹⁴ Die Pumpen sind Drehzahl geregelt, denn mit dem Frequenzumrichter und PI-Regler ausgestattet

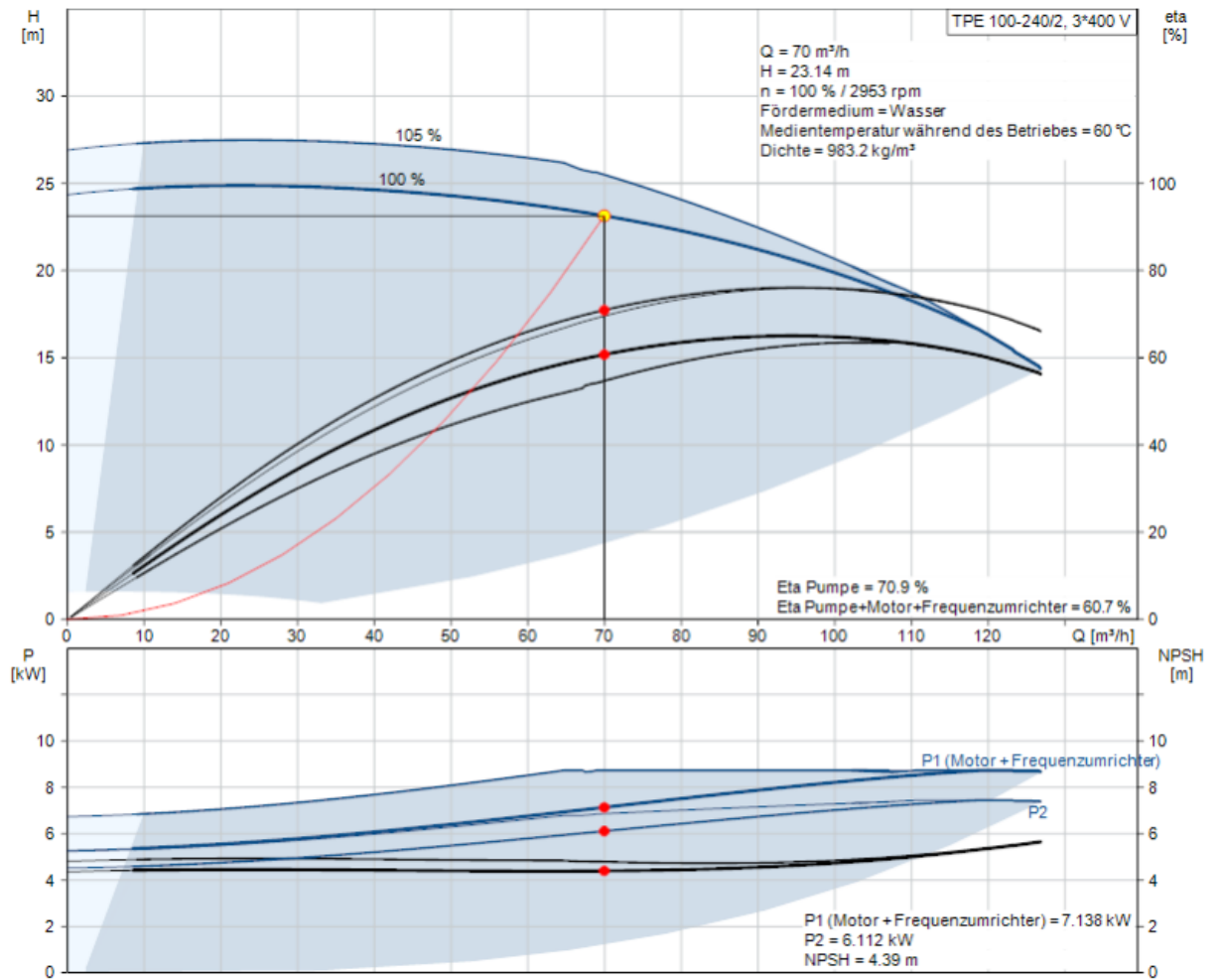


Abbildung 41. Pumpenkennlinie für den ausgerechneten Betriebspunkt für die Pumpe an der Hauptleitung

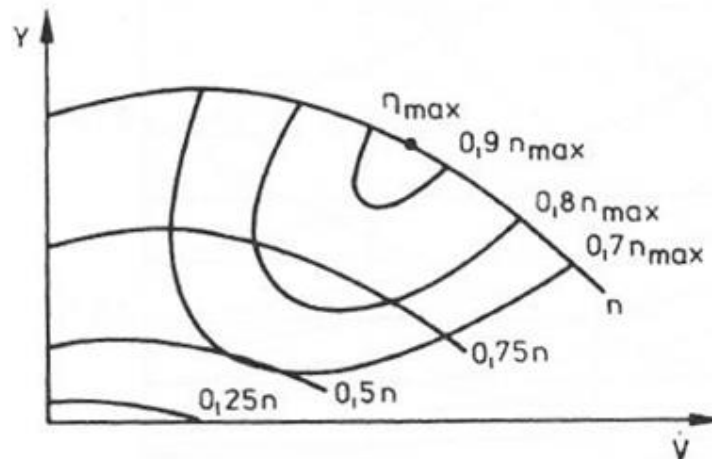


Abbildung 42. Beispiel eines Pumpenkennfeldes. Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Drehzahl, Förderhöhe und Volumenstrom [17]

5. Auswertung und Darstellung der Ergebnisse

5.1 Betriebskosten

In diesem Kapitel werden alle Kosten zusammengestellt, welche den negativen Einfluss auf Energiekosten-Ersparnis haben, sodass es kleiner wird. Zunächst werden die Stromkosten für das Betreiben der Anlage ausgerechnet. Darunter verstehen sich die Kosten für die Pumpenversorgung. Die Stromkosten für den Pumpenbetrieb beim Laden und Entladen des Wärmespeichers werden getrennt betrachtet: beim Laden wird die elektrische Energie der BHKW benutzt und beim Entladen von SWU-Netz. Obwohl der Speicher am Anfang und am Ende des Jahres leer steht, sollte die verbrauchte elektrische Arbeit gleich sein. Allerdings ist der verbrauchte Strom während den Be- und Entladevorgängen nicht gleich, da verschiedene Pumpen bei diesen Vorgängen arbeiten (siehe Abbildung 43 aus Tabellenblatt „Jahresberechnung“ in der Excel-Datei „Behälter Berechnung“). Diese Pumpen weisen unterschiedlichen Wirkungsgrad auf (siehe Abbildung 40 und Abbildung 41).

	A	T	U
1	Endzeit <input type="text"/>	Verbrauch von elektrischem Strom bei Volllast während des Beladens	Verbrauch von elektrischem Strom bei Volllast während des Entladens
2	Zeile Nummer	54,14 Euro/Jahr	158,82 Euro pro Jahr
3		kWh	kWh
4	Summe	1.367,20	1.305,32
6	01.01.2016 01:00	0	0
7	01.01.2016 02:00	0	0
8	01.01.2016 03:00	0	0
9	01.01.2016 04:00	0	0
10	01.01.2016 05:00	0	0

Abbildung 43. Stromverbrauch beim Laden und Entladen

Während des Beladevorganges benutzt die Pumpe den selbsterzeugten Strom. Mit dem Strompreis, $k_{el_eig} = 0,0396 \text{ Euro/kWh}$ und einer verbrauchten Strommenge, $W_{el_P_BHKW} = 1.367,20 \text{ kWh}$ errechnen sich der Jahrekosten für den Ladevorgang:

$$K_{el_P_BHKW} = W_{el_P_BHKW} \cdot k_{el_eig} \quad (65)$$

$$K_{el_P_BHKW} = 0,0396 \frac{\text{Euro}}{\text{kWh}} \cdot 1.367,2 \text{ kWh} = 54,14 \text{ Euro/a}$$

Für den Entladevorgang wird der SWU-Strompreis, $k_{el_SWU} = 0,12167 \text{ Euro/kWh}$ und die elektrische Arbeit der Pumpe an der Hauptleitung $W_{el_P_Haupt} = 1.305,32 \text{ kWh}$ eingesetzt:

$$K_{el_P_Haupt} = W_{el_P_Haupt} \cdot k_{el_SWU} \quad (66)$$

$$K_{el_P_Haupt} = 0,12167 \frac{\text{Euro}}{\text{kWh}} \cdot 1.305,32 \text{ kWh} = 158,82 \text{ Euro/a}$$

Außer den elektrischen Stromverlusten werden auch die Wärmeverluste berechnet, da sie die Ersparniskosten des Wärmespeichers reduzieren. Die verlorene Wärmeenergie bedeutet für den Betrieb nichts anderes, als dass diese Energie mittels eines Gasheizers wiederhergestellt werden muss. Mit dem Wirkungsgrad des Gasheizers, $\eta_{GH} = 0,889$ aus Kapitel 2.3.1 und mit dem Gaspreis abzüglich der Gassteuer, $k_{Gas_SWU} = 2,06 \text{ Euro/kWh}$ aus Kapitel 2.3.2 errechnet sich der Preis für 1kWh-Wärme bei dem Gasheizer:

$$k_{Wärme_GH} = \frac{k_{Gas_SWU}}{\eta_{GH}} = \frac{2,06 \text{ Euro/kWh}}{0,889} = 2,317 \text{ Cent/kWh} \quad (67)$$

Tabelle 5. Zusammenstellung der Verlust- und Ersparniskosten

Art	Position	Einheit	Menge	Summe
Brutto-	Ersparniskosten	<i>Euro</i>		72.615,60
Elektrischer Strom beim Laden	Einzelpreis	<i>Euro/kWh</i>	0.03960	
	Jahresmenge	<i>kWh/a</i>	1.367,20	
	Gesamtpreis in 4 Jahre	<i>Euro</i>	54,14	216,56
Elektrischer Strom beim Entladen	Einzelpreis	<i>Euro/kWh</i>	0,12167	
	Jahresmenge	<i>kWh/a</i>	1.305,32	
	Gesamtpreis in 4 Jahre	<i>Euro</i>	158,82	635,27
Wärme-Verluste	Einzelpreis	<i>Euro/kWh</i>	0,02317	
	Jahresmenge	<i>kWh/a</i>	21.839,68	
	Gesamtpreis in 4 Jahre	<i>Euro</i>	506,03	2.024,10
Netto-	Ersparniskosten	<i>Euro</i>		69.739,67

Die Summe der Wärmeverluste, die während Laden, Entladen und Speichern entstehen, werden in der Excel-Datei „Behälter Berechnung“ im Tabellenblatt „Jahresberechnung“ in den Zellen M4-O4 und Q4-S4 ermittelt. Deren Gesamtsumme beträgt $\sum Q_{W\ddot{a}rme} = 63.817,68kWh$. Wird die verlorene Wärmemenge auf die Kosten verrechnet, ergibt sich somit für das ganze Jahr:

$$K_{W\ddot{a}rme_verl} = \sum Q_{W\ddot{a}rme} \cdot k_{W\ddot{a}rme_GH} \quad (68)$$

$$K_{W\ddot{a}rme_verl} = 63.817,68kWh \cdot 0,02317 \frac{Euro}{kWh} = 1.478,65 Euro$$

Die Kosten für Energieverluste werden in der Tabelle 5. Zusammenstellung der Verlust- und Ersparniskosten zusammengefasst. Somit liefert der geplante Wärmespeicher abzüglich Energieverlustkosten nach vier Jahren zirka 69.739,67 Euro.

5.2 Investitionskosten

Für die Investitionskosten wird ein grober Kostenrahmen zur Inbetriebnahme des ausgelegten Wärme-Speicher-Systems erstellt. Dazu sollten nicht nur die Behälterkosten aus dem Angebot von Firma BTD (siehe im Anhang 15) berücksichtigt werden, sondern auch die Kosten für die Rohrleitungen inklusiv alle nötigen Elemente, wie Armaturen, Dämmung und auch für Zusatzkomponente, wie MSR-Teile. Hierzu werden die Kosten sowohl für Materialpreise als auch für die Arbeiten: für Montage-, Transport- und Programmierarbeiten aufsummiert. Die Zusammenstellung aller Kosten findet sich in der Tabelle Anhang 24. Des Weiteren werden einige Informationen zu den Positionen aus dieser Tabelle erläutert.

Der Behälter

Zusätzlich zu den aufgelisteten Positionspreisen im Angebot der Fa. BTD, kommen noch Kosten für Temperaturfühler, sowie Transport- und Montageaufwände zu dem Gesamtbetrag hinzu. Für die Temperaturüberwachung in dem Behälter werden mindestens zwei Temperaturfühler benötigt. Um einen effizienten Betrieb des Wärmespeichers zu gewährleisten, sollte der Ladevorgang bei den unterschiedlichen Bedingungen und Geschwindigkeiten, vor allem während der Thermokline-Bildung, untersucht und die Regelung entsprechend optimiert werden. Aus diesem Grund werden mehrere Temperatursensoren vorgesehen und in der Kostendarstellung aufgeführt. Die Position „Transport“ beinhaltet den Preis für den eigentlichen Transport von dem Fertigungsstandort der Fa. BTD in Dettenhausen nach Neu-Ulm zum Werk 5 der EvoBus

GmbH. Dabei wird auch der Preis für die vertikale Aufstellung des Behälters auf seinen geplanten Stahlplatz mit Hilfe eines gemieteten Krans berücksichtigt.

Fundament.

Der Preis für den Betonboden ist ein abgeschätzter Preis und stammt aus der Erfahrung von Ingo Zäh, einem Werksplaner der Firma EvoBus.

Rohrleitung

Die Kosten für die Rohrleitung basieren auf der erstellten Rohrisometrie aus dem Anhang 23. Zu den Rohren und Rohrbögen werden weitere Teile, wie bspw. Absperrklappen, T-Stücke, Festpunkt mit Schiebegleiter, Isolation, etc. zur Liste hinzugezählt. Nach EnEv 2014 haben die Rohre des Heizungssystems unterschiedliche Anforderungen zur Wärmedämmung [23]: die Rohrleitung in der Außenluftausführung muss eine 200%- und in dem Gebäude in unbeheizten Räumen ein 100%-Dämmungsdicke haben. Der prozentuale Anteil der Dämmungsdicke bezieht sich auf den Innendurchmesser des Rohres. Für den Dämmstoff ist die typische Wärmeleitfähigkeit zu verwenden: $\lambda_{isol} = 0,035 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$. Laut EnEv 2014 muss die Isolationsdicke bei Rohren mit Innendurchmesser über 100 mm in der Außenausführung mindestens 200 mm und in der Ausführung für Gebäude 100 mm haben. Wird ein Dämmstoff mit kleinerer oder größerer Wärmeleitfähigkeit ausgewählt, muss seine Dicke dementsprechend angepasst werden.

MSR.

Für die Datenerfassung der Temperaturen im Behälter und des Rohrleitungsdruckes werden verschiedene Sensoren benötigt. Diese sind als einzelne Positionen bei den entsprechenden Systemen in der Liste im Anhang 24 zu finden. Unter dem MSR-System wird noch die Verdrahtung dieser Sensoren und die Hardware berücksichtigt: das Modul einer speicherprogrammierbaren Steuerung (SPS) für analoge und digitale Ein- und Ausgänge. Hierzu kommen noch Kosten für sowohl die Programmierung der Steuerung und Regelung, als auch die Visualisierung im SCADA-System.

Sonstige Positionen.

Unter diesen Kosten versteht sich der Preis für die Schutzmechanismen gemeint. Dazu gehören der Blitzschutz und die Erdung der Rohrleitung und des Behälters. Da sich der Druck im Heizungssystem, aufgrund von Schwankungen der Außentemperatur, ständig ändert, kommt es zu Dehnungseffekten. Hier muss geprüft werden, ob ein Ausdehnungsgefäß in Frage kommt, da 40 Kubikmeter Wasser eine enorme Gefahrenquelle darstellen können. Eine überschlägige Berechnung des Dehnungsverhaltens der Flüssigkeit im System und der Rohrleitungskomponenten

reichen nicht aus. Daher wird erstmals die Position „Ausdehnungsgefäß“ nicht berücksichtigt.

Die Kostensumme für das System „Wasserbehälter“ ergibt einen Betrag von ca. 44.744,40 Euro Diese Kosten sind geringer, als die der Rohrleitung, d.h., dass der Aufstellungsort des Wasserbehälters nahe der Hauptrohrleitung von Halle 50 gewählt werden müsste. Dadurch ließen sich erhebliche Investitionskosten einsparen.

Weiteres Einsparungspotential findet sich in der Wahl der Materialien Bei der Aufstellung der Investitionskosten müssen für das ganze Projekt mindestens drei Angebote von Lieferanten eingeholt und preislich verglichen werden. Dies betrifft sowohl den „Wasserbehälter“, als auch die Einzelpositionen der „Rohrleitung“.

5.3 Wirtschaftlichkeit und Amortisationszeit

Mit den gesammelten Daten über die Investitions- und Einsparungskosten aus den vorherigen Kapiteln kann die Wirtschaftlichkeit und Amortisationskosten errechnet werden. Die Wirtschaftlichkeit ist das Verhältnis zwischen dem erzielten Ertrag, in diesem Fall die Einsparungen über vier Jahre, und Aufwendungen, die Investitionskosten:

$$\text{Wirtschaftlichkeit} = \frac{\text{Ersparnis}}{\text{Investitionskosten}} \quad (69)$$

$$\text{Wirtschaftlichkeit} = \frac{69.739,67 \text{ Euro}}{107.164,50 \text{ Euro}} = 0,65$$

Da die Wirtschaftlichkeit kleiner als eins ist, zeigt sich, dass das Wärmespeicher-Projekt unwirtschaftlich ist. Aus reinem Interesse wird die Amortisationszeit ausgerechnet. Dafür wird der Einsparungsbetrag für ein Jahr verwendet:

$$\text{Ersparnis} = \frac{\text{Investitionskosten}}{\text{Ersparnis}} \quad (70)$$

$$\text{Ersparnis} = \frac{107.164,50 \text{ Euro}}{\frac{69.739,67 \text{ Euro}}{4a}} = 6,15a$$

Somit ergibt sich für das Wärmespeicher-Projekt, unter Berücksichtigung der Energiepreise aus 2017, der verbrauchten Energie aus 2016 und den aktuellen Baukosten, eine Amortisierung nach mehr als sechs Jahren. Im Vergleich mit dem durch die Führungskraft vorgegebenen Amortisationszeitraum von vier Jahren zeigt sich, dass eine Inbetriebnahme eines solchen Wärmespeichers mit entsprechenden Rohrleitungen nicht für den Standort Neu-Ulm in Frage kommen.

6. Fazit und Überblick

Zweck dieser Arbeit war es zu überprüfen, ob die Inbetriebnahme eines zusätzlichen Wärmespeichers sich für Firma EvoBus GmbH am Standort in Neu-Ulm rentieren würde. Mittels zusätzlichen Wärmespeichers kann mehr Strom mit vorhandenen Blockheizkraftwerk erzeugt und direkt im Betrieb verbraucht werden. Dabei muss die erzeugte Wärmeenergie, welche aktuell nicht benötigt wird, in einem entsprechenden System zwischengespeichert werden. Dank der Preisdifferenz zwischen öffentlich bezogenem und selbsterzeugtem Strom, sowie den Kosten für Wiedernutzung früher erzeugter Wärme, stellt der Wärmespeicher ein großes Einsparungspotential in der Energiebilanz eines Unternehmens dar.

Die Ausarbeitung dieser Arbeit hat schlussendlich gezeigt, dass die Kostenaufwände bei der Inbetriebnahme eines solchen Puffersystems die Einsparungen überwiegen. Das liegt unter anderem an den hohen Investitionskosten für die Einbindung an das Heizungsnetz der EvoBus GmbH. Bei den aktuellen Bedingungen lohnt es sich nicht, das Projekt zur Wärmespeicherung in der Praxis umzusetzen: die hierfür errechnete Amortisationszeit des Konzeptes liegt bei über sechs Jahren. Sollten jedoch die Strompreise in der Zukunft weiter steigen und als Folge dessen der vom Unternehmen geforderte Amortisationszeitraum von 4 Jahren unterschritten werden, so kann eine Umsetzung durchaus realisiert werden.

Zur Wärmespeicherung wurden verschiedene Konzepte entwickelt und überschlägig geprüft. Die Analyse der Energie-Speicher-Stoffe und entsprechender Konzepten hat gezeigt, dass von allen Materialien und Speichertechnologien, ein System mit Wasserbehälter, Schichtladeeinrichtung und konventioneller Dämmung am besten geeignet ist. Andere Konzepte stellen aus den Kostengründen oder wegen dem aktuellen Stand der Technik kein Interesse für das Unternehmen dar.

Der Ausblick auf die physikalischen Prozesse im Wasserbehälter hat gezeigt, dass nicht nur mit den Außen-, sondern auch mit Innenwärmeverlusten, sowie mit der Thermokline-Bildung im Wasserbehälter zu rechnen ist. Falls der Wärmespeicher in einem konventionellen Wasserbehälter realisiert wird, muss dieser Aspekt bei der technischen Planung berücksichtigt werden. Die Komplexität der Prozesse im und außerhalb des Wasserbehälters hat gezeigt, dass für die genaue Wärmeverlustberechnung eine CFD- oder Simulationssoftware benötigt wird. Dazu sollten noch exakte Daten über die Umwelt- und Arbeitsbedingungen des Heizungssystems und der Blockheizkraftwerke zur

Verfügung gestellt werden. Die genutzten Stundendaten sind für eine exakte Ergebnislieferung über Stromverluste aufgrund der Pumpenarbeit und Wärmeverluste im Wasserbehälter und dessen Rohrleitung nicht ausreichend.

Literaturverzeichnis

- [1] Almig: "<https://www.almig.de/produkte/schraubenkompressoren/hohe-liefermenge-mit-gear.html>", [Zugriff am 12.04.2018 und 28.06.2018].
- [2] Arbonia: "<https://www.arbonia.de/produkte/deckenprodukte/deckenstrahlplatten/>", [Zugriff am 12.04.2018 und 28.06.2018].
- [3] Armstrong P. M., Mcculloch M. D.: Improving the energy storage capability of hot water tanks through material specification, Energy, p. 131, 11.2014.
- [4] Beikircher T., Streib G.: Vacuum Super Insulated Heat Storage Up To 400°C - Conference Paper. Jan. 2015.
- [5] Beikircher T., Streib G.: Vacuum Super Insulated Heat Storage Up To 400°C, Bayerisches Zentrum für angewandte Energieforschung, 2015.
- [6] Beikircher T.: Dämmmaterialien (Konventionelle, Vakuum- und Vakuumsuperisolation) Superisolierte Wärmespeicher, Researchgate, Jan. 2015.
- [7] Bine: Thermochemische Speicher, FIZ Karlsruhe, Bonn, 2001.
- [8] BINE-Informationdienst: Wärmespeicher, Bd. 5. Auflage: 2. Quartal 2012, FIZ Karlsruhe, 2012.
- [9] Böckh P.: Wärmeübertragung. Grundlagen und Praxis, Berlin, Heidelberg, Springer, 2011.
- [10] Bschorer S.: Technische Strömungslehre, Hrsg., Ingolstadt: Springer Vieweg, 2017.
- [11] Daimler AG: "<https://www.daimler.com/konzern/geschaeftsfelder/>", [Zugriff am 04 April 2018].
- [12] DIN-Normenausschuss Bauwesen: Wärmedämmung an Haus- und Betriebstechnischen Anlagen - Berechnungsregeln. DIN EN ISO 12241, Beuth Verlag GmbH
- [13] Fan J., Furbo S.: Thermal stratification in a hot water tank established by heat loss from the tank - Proceedings of the ISES Solar World Congress 2009: Renewable Energy Shaping Our Future, pp. 344-350, 2009.
- [14] Glück B.: Wärmespeicher als mediendurchströmter Festkörper. Kurzbericht., RUD. OTTO MEYER-UMWELT-STIFTUNG, Hamburg, 2006.

- [15] Grundfos-Pumpen: "<https://product-selection.grundfos.com/product-detail.product-detail.html?custid=GMA&lang=DEU&productnumber=96087178&qcid=382134306>", [Zugriff am 27.05.2018 und 28.06.2018].
- [16] Herr H.: Wärmelehre. Technische Physik, Bd. 3, Europa-Lehrmittel, 2016.
- [17] IGS Zwickau: "<http://igszwickau.de/startseite-kuehlmittelpumpen-und-kuehlkreislaeufe-fuer-motoren/4-kuehlmittelpumpen/4-4-das-pumpenkennlinienfeld/>", [Zugriff am 10.06.2018 und 28.06.2018].
- [18] Ihle C., Bader R. und Golla M.: Tabellenbuch- Sanitär, Heizung, Klima/Lüftung. Anlagentechnik SHK, Bildungsverlag EINS, 2011.
- [19] Karim A., Burnett A., Fawzia S.: Investigation of Stratified Thermal Storage Tank Performace for Heating and Cooling Applications. Energies, p. 14, 25.04.2018.
- [20] Kleiber Infrared: "<http://www.kleiberinfrared.de/index.php/de/amanwendungen/emissionsgrade.html>", [Zugriff am 14.06.2018].
- [21] Mira-Hernández C., Flueckiger S. M., Garimella S. V.: Comparative analysis of Single- and Dual-Mdia Thermoclie tanks for Thermal Energy Storage in Concentratig Solar Power Plants. Journal of Solar Energy Engineering, 06 2015.
- [22] Njoku, H.: Analysis of stratified thermal storage systems. An overview. Heat and Mass Transfer, p. 2, Jan. 2014.
- [23] Rockwool: "<https://www.rockwool.de/rat-und-tat/vertiefendes-wissen/energieeffizienz/daemmung-heizungs-und-warmwasserleitungen/>", [Zugriff am 28.06.2018].
- [24] Roggel A., Kügele B., 2017.
- [25] Schmidt A.: Wärme- und Stoffübertragung. Vorlesungsskript, Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg, 2015.
- [26] Schmidt A.: Wärme- und Stoffübertragung. Vorlesungsskript. 2015.
- [27] Schneider, B.: Vakuumtank speichert Wärme. Perlit-Pulver in Speicherwand reduziert Wärmeverluste, Bonn: BINE-Informationdienst. Energieforschung für die Praxis. Ein Service von FIZ Karlsruhe, 2014.

- [28] Schramek E.-R.: Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, München, Oldenbourg Industrieverlag, 2007.
- [29] Schweizer FN "https://www.schweizer-fn.de/waerme/waermeuebergang/waerme_uebergang.php", [Zugriff am 28.06.2018].
- [30] Seifried S.: Foto eines Wasserbehälters Firma BTD, Julius Gaiser GmbH & Co. KG, 2018.
- [31] Sirch Speicherbau: "<http://www.sirch.com/speicherbau/>", [Zugriff am 7.05.2018 und 28.06.2018].
- [32] Statistisches Bundesamt: Preise. Daten zur Energiepreisentwicklung, 2018.
- [33] Storch, J.G.C.: Materialwissenschaftliche Untersuchungen an zeolithischen Adsorbentien für den Einsatz in offenen Sorptionssystemen zur Wärmespeicherung. Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktor-Ingenieurs genehmigten Dissertation, München, 2009.
- [34] Zeo-Tech GmbH: "<http://www.zeo-tech.de/index.php/online-shop-2/zeolithe>", [Zugriff am 5.04.2018 und 28.06.2018]

Anhang 1. Gesprächsprotokoll Herr Seifried Firma Gaiser am 25.10.2016

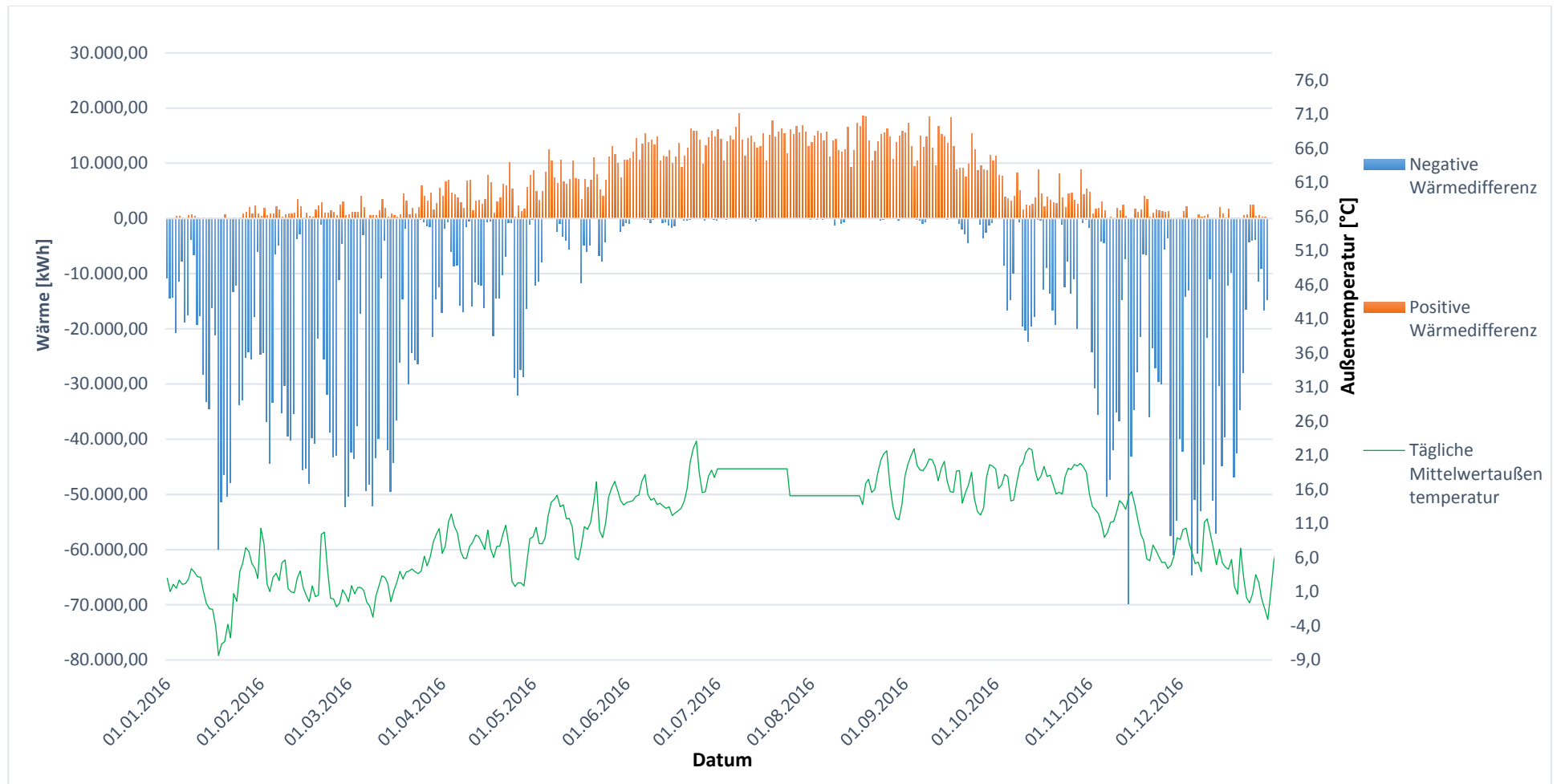
- WBK/Jahresdauerlinie kann in Excel auch logarithmisch dargestellt werden → rechtsklick auf die Kurve → Formel anzeigen ebenfalls möglich
- Wirkungsgrad= Momentaufnahme der Kesselleistung zu einem bestimmten Zeitpunkt
- Nutzungsgrad= betrachtet das ganze Jahr mit an- und abfahren der Anlage sowie nachlaufen der Anlage etc.
- Jahresnutzungsgrad: Quelle Firma Gaiser → ca. 83% bei unseren NT-Kesselanlagen, Studie über NT-Kesselanlagen vorhanden wird von Herr Seifried noch zugesendet
- Nutzungsgrad alte NT-Kessel ca. 83% Nutzungsgrad neue Kessel ca. 92-95%
- Output/Input= Nutzungsgrad über das ganze Jahr
- NT-Kessel oder Brennwerttechnik Vorlauftemperatur und Rücklauftemperatur berücksichtigen
- Vorlauftemperatur 70-90 Grad abhängig von der Außentemperatur, Rücklauf niemals unter 60 Grad wegen Kondensation → nochmal prüfen
- Dezentrale und zentrale Lösung in Thesis betrachten
- Vorteile / Nachteile dezentrale / zentrale Lösung beachten und mit in Definitionen übernehmen
- Einsparung durch die Stromkosten als Erlös mit einrechnen
- Gründe für die Erneuerung: es muss etwas getan werden → Ersatzinvestition
- Differenz Investition zu Normallösung
- Abhandlung was kommt nicht in Frag in Thesis eventuell sinnvoll, also Wärmepumpe → VL + RL-Temperatur zu niedrig, Brennstoffzellen BHKW → Auslegung Leistung zu gering aber bei Vissmann anrufen (Vitovalor 300-P)
- 500-700 kWh weg von Holzpellets und hin zu Holzhackschnitzel
- Wie stellt sich der Handlungsbedarf sicher dar, höchste Jahreskosten eher interessant im Verhältnis zu Investition
- Investition / Nutzungsdauer → Annuitätenmethode → Jahreskosten (Preisstatisch oder –dynamisch die Preissteigerung)
- Austausch 1:1 muss unbedingt geschehen daher also auch Ersatzinvestition → Ausgangsbasis gegen die alles gerechnet wird
- Unterschied Bayern → BW im EEWärme Gesetz beachten (Ersatz mit regenerativem Anteil Unterschied)
- CO²-Kennzahlen mit rein in die Thesis?

- Sollte zentrale Lösung unwirtschaftlich sein dann gibt es mehrere Alternativen:
 - Raus lassen Werk 9 wird dann wieder interessant, da bei Halle 40 gibt es eine abgebaute Lüftungsanlage da eventuell neue HZ hin?
 - 6-7 MW aus Halle 40-60 und Gebäude 12 wieder interessant
- Zentralcontrolling besuchen, da die alles überprüfen mit Kapitalwertmethode über Nutzungsdauer
- Regelbereich Brenner beachten
- Literatur: Recknagel, Sprenger, Schramek: Heizung + Klimatechnik

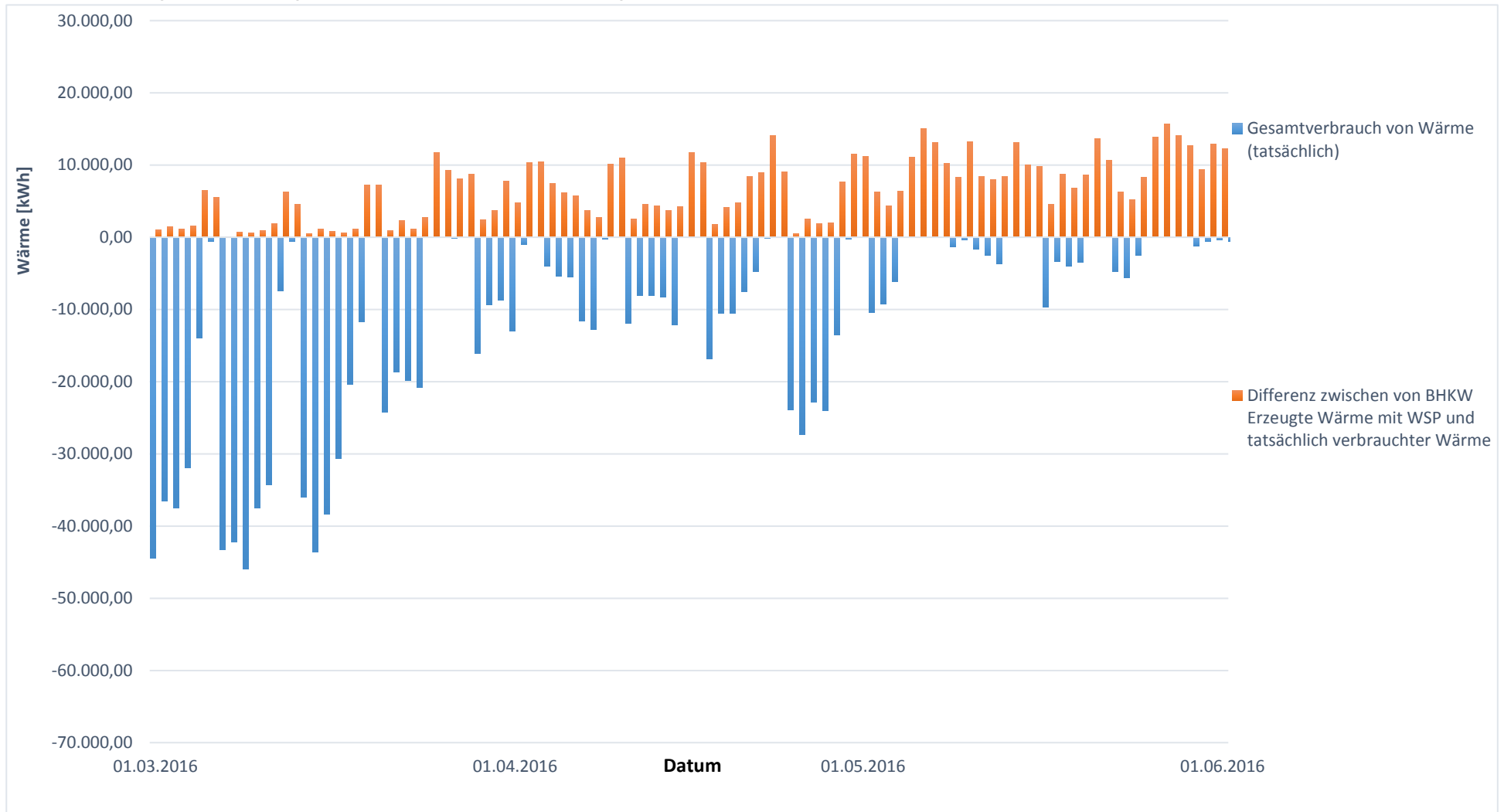
Anhang 2. Auszug aus dem Excel-Blatt „Zählerdaten und Potential“ Datei „Zusammenstellung“

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	X
1	End time	Gesamtgasverbrauch der Gebäudegruppe mit Kantine aus dem Netz entzogen	Gesamtstromverbrauch Werk 5 aus dem Netz entzogen	Gesamtwärmeverbrauch		Gasverbrauch BHKWs	Stromerzeugung BHKWs	Wärmeerzeugung BHKWs	Außentemperatur (Mittelwert)	Gewinn durch zusätzlichen Strom und eingespeicherte Wärme
2		kWh	kWh	kWh		kWh	kWh	kWh	°C	Euro
3	Summe	15.993.364,6	17.546.611,1	10.055.383,4		9.541.978,2	3.391.366,6	4.276.921,8		31.937,0
4	01.01.2016 01:00	1707,5	323,4	1031,9		1165,4	364,2	550,0	2,3	0,0
5	01.01.2016 02:00	1703,4	146,8	1028,2		1165,4	364,2	550,0	2,2	0,0
6	01.01.2016 03:00	1348,6	82,1	712,9		1165,4	364,2	550,0	2,4	0,0
7	01.01.2016 04:00	1722,9	116,9	1044,0		1167,3	364,2	550,0	2,6	0,0
8	01.01.2016 05:00	1784,1	84,6	1099,9		1165,4	364,2	550,0	2,9	0,0
9	01.01.2016 06:00	1595,7	49,8	930,9		1167,3	364,2	550,0	2,7	0,0
10	01.01.2016 07:00	1820,3	111,9	1142,1		1165,4	364,2	560,0	2,7	0,0
11	01.01.2016 08:00	2177,6	141,8	1448,2		1167,3	364,2	550,0	3,0	0,0
12	01.01.2016 09:00	1858,5	32,3	1164,5		1167,3	364,2	550,0	3,5	0,0
13	01.01.2016 10:00	1765,5	2,5	1081,9		1167,3	364,2	550,0	4,5	0,0
14	01.01.2016 11:00	1693,6	27,4	1016,3		1169,1	364,2	550,0	4,9	0,0
15	01.01.2016 12:00	1736,0	49,8	1054,0		1169,1	364,1	550,0	4,8	0,0
16	01.01.2016 13:00	1694,9	-2,5	1017,5		1169,1	364,1	550,0	4,7	0,0
17	01.01.2016 14:00	1656,9	2,5	992,1		1170,9	364,2	560,0	4,4	0,0
18	01.01.2016 15:00	1643,8	-14,9	972,0		1169,1	364,1	550,0	3,9	0,0
19	01.01.2016 16:00	1979,3	57,2	1268,7		1170,9	364,2	550,0	3,4	0,0
20	01.01.2016 17:00	1498,9	62,2	841,6		1170,9	364,2	550,0	3,0	0,0
21	01.01.2016 18:00	1402,6	84,6	766,0		1170,9	364,2	560,0	2,5	0,0

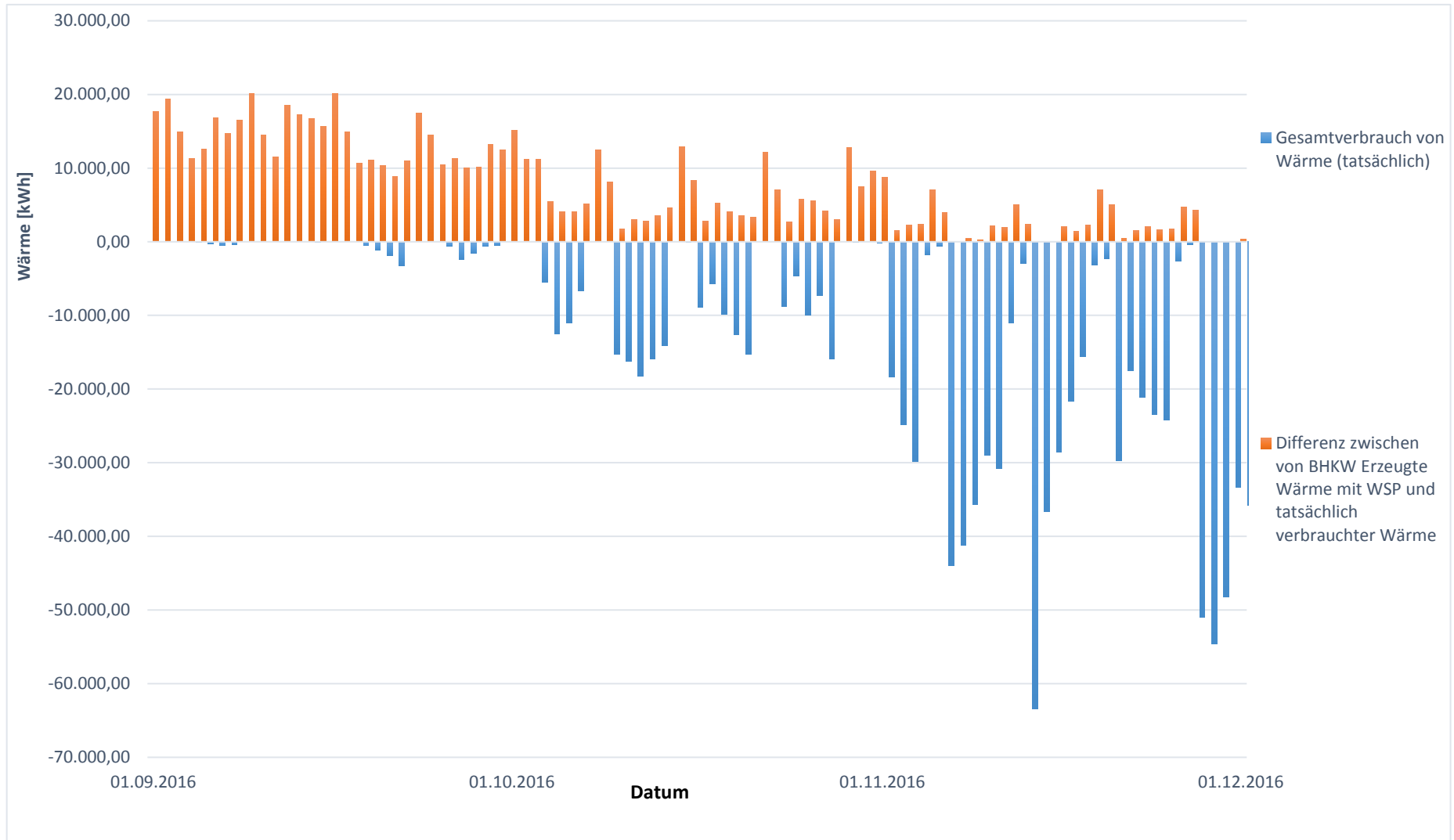
Anhang 3. Jahresübersicht. Positive und negative Wärmedifferenzen



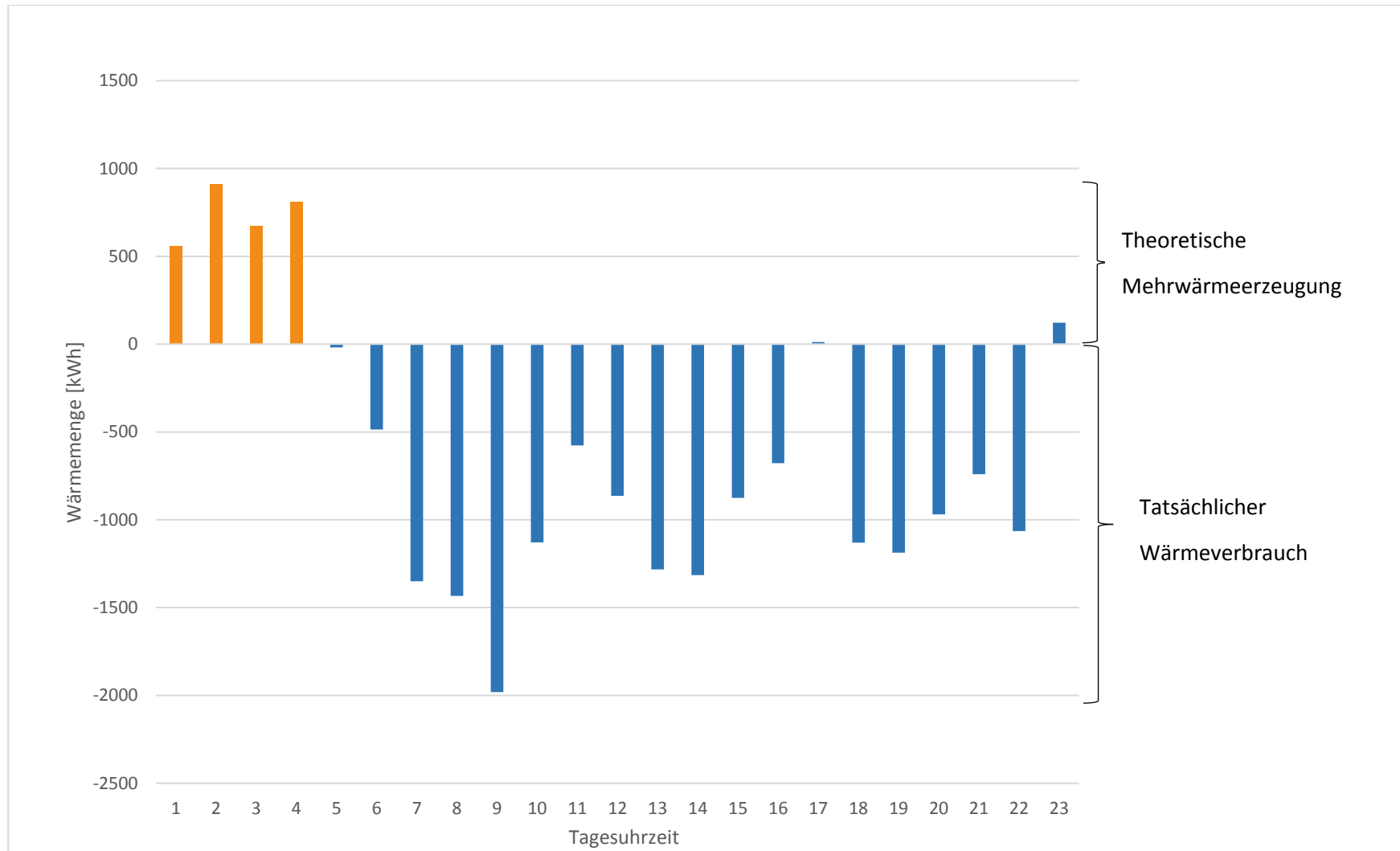
Anhang 4. Frühlingsübersicht. Positive und negative Wärmedifferenzen



Anhang 5. Herbstübersicht. Positive und negative Wärmedifferenzen



Anhang 6. Beispieltag 1. April. Positive und negative Wärmedifferenzen



Anhang 7. Mitteltemperaturermittlung

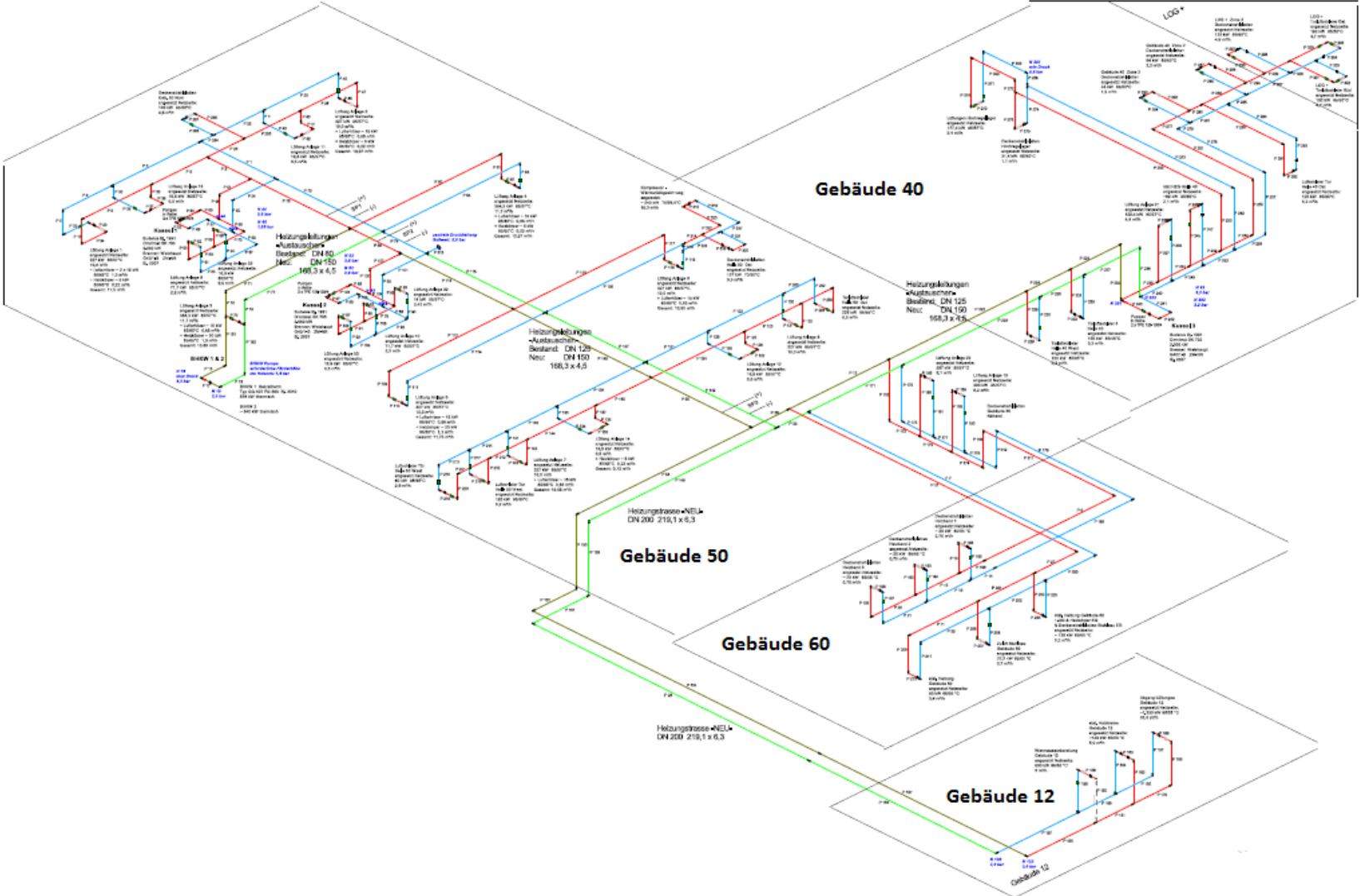
Ermittlung der mittleren Temperatur in bestimmte Stunde und Monat [°C]													Mitteltemp.
Monat	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Uhrzeit	°C												
1	0,41	2,28	1,33	5,47	9,52	13,37	14,78	14,18	12,41	6,10	1,62	-0,71	6,73
2	0,34	2,04	1,02	4,98	9,07	12,92	14,35	13,66	11,91	5,68	1,57	-0,95	6,38
3	0,26	1,85	0,76	4,57	8,58	12,62	13,99	13,10	11,52	5,55	1,56	-1,10	6,10
4	0,17	1,78	0,45	4,29	8,18	12,39	13,59	12,58	11,21	5,52	1,57	-1,20	5,88
5	-0,06	1,68	0,25	4,15	7,90	12,13	13,24	12,16	10,90	5,55	1,54	-1,28	5,68
6	-0,25	1,58	0,03	4,06	7,60	11,96	13,04	11,84	10,62	5,49	1,51	-1,35	5,51
7	-0,23	1,59	-0,11	3,95	7,74	12,35	13,47	11,87	10,37	5,39	1,56	-1,25	5,56
8	-0,10	1,60	0,15	4,41	8,72	13,41	14,80	12,98	10,59	5,33	1,68	-1,22	6,03
9	0,26	1,81	1,05	5,56	10,06	14,52	16,69	15,05	12,30	5,64	1,89	-1,11	6,98
10	1,02	2,37	2,33	6,84	11,34	15,57	18,28	17,03	14,74	6,55	2,38	-0,68	8,15
11	1,72	3,06	3,54	7,95	12,50	16,67	19,45	18,60	16,65	7,76	3,06	-0,04	9,24
12	2,17	3,78	4,62	8,83	13,54	17,46	20,32	19,83	18,14	8,81	3,68	0,72	10,16
13	2,46	4,35	5,46	9,60	14,48	17,91	20,96	20,80	19,31	9,55	4,19	1,47	10,88
14	2,64	4,64	5,99	10,17	15,20	18,25	21,44	21,62	20,13	10,22	4,61	1,98	11,41
15	2,53	4,71	6,34	10,42	15,65	18,72	21,87	22,24	20,70	10,60	4,73	2,14	11,72
16	2,19	4,51	6,48	10,52	15,81	19,14	22,12	22,61	21,00	10,65	4,51	1,94	11,79
17	1,80	4,09	6,37	10,64	15,83	19,37	22,09	22,68	21,01	10,56	3,97	1,44	11,65
18	1,35	3,54	5,81	10,58	15,61	19,23	22,04	22,39	20,78	10,09	3,33	0,94	11,31
19	1,09	3,19	4,90	10,21	15,15	18,87	21,66	21,80	19,98	9,11	2,81	0,53	10,78
20	1,00	2,81	4,01	9,39	14,50	18,34	20,98	20,82	18,25	8,12	2,44	0,22	10,07
21	0,94	2,47	3,28	8,26	13,32	17,26	19,71	19,05	16,21	7,37	2,23	0,01	9,18
22	0,78	2,19	2,73	7,40	11,94	15,88	17,91	17,02	14,65	6,80	2,02	-0,19	8,26
23	0,67	2,06	2,35	6,74	10,88	14,72	16,39	15,67	13,55	6,36	1,87	-0,42	7,57
0	0,36	2,39	1,66	6,05	10,05	13,91	15,45	14,78	12,95	6,37	1,75	-0,46	7,10
Mittelte	0,98	2,76	2,95	7,29	11,80	15,71	17,86	17,26	15,41	7,47	2,59	-0,02	

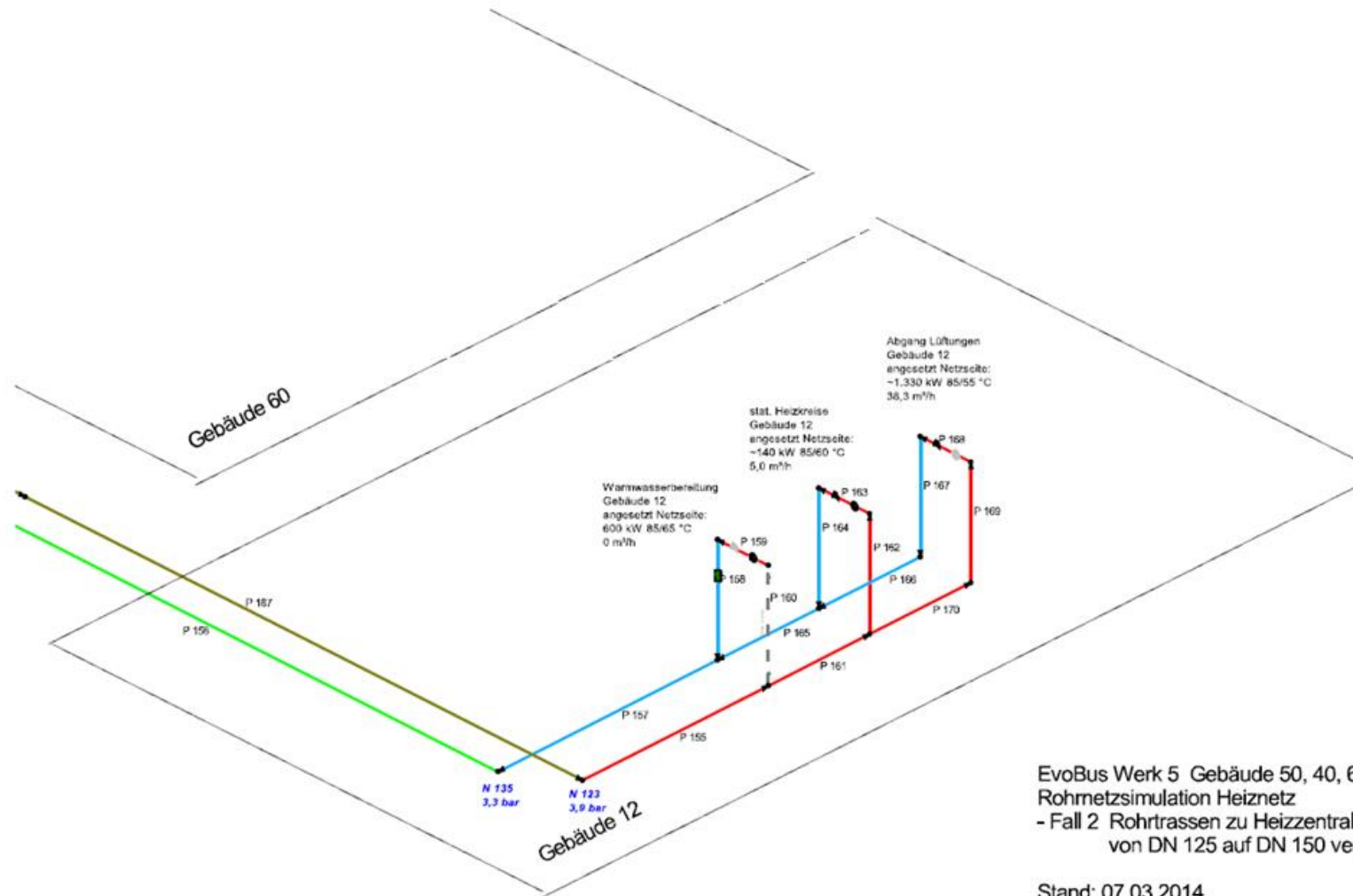
Anhang 8. Statistische Ermittlung der Überwärmeezeugung und Wärmeverbrauch im Tagesablauf

Mittelwerte für Temperaturbereich stammen aus diesen Monate	Monate	Uhrzeit	Außentemperatur von bis	Bereich 1				Bereich 2				Bereich 3																	
				Negative Differenzen		Positive Differenzen		Negative Differenzen		Positive Differenzen		Negative Differenzen		Positive Differenzen															
				Häufigkeitsumme / Stundenzahl	Mittelwert	Summenwert	Häufigkeitsumme / Stundenzahl	Mittelwert	Summenwert	Stundenkriterium	Maximale Negative Temperatur	Häufigkeit / Stundenzahl	Wärme Mittelwert	Häufigkeit / Stundenzahl	Wärme Mittelwert	Maximale Positive Temperatur	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Maximale Negative Temperatur	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert				
				Stunden	kWh	Wert	Stunden	kWh	Wert	Uhr.	°C	Stunden	kWh	Stunden	kWh	°C	°C	Stunden	kWh	Stunden	kWh	°C	Stunden	kWh	Stunden	kWh			
3	von 1 bis 3	1 von 2,07 bis 10,07	16	-120,3	-4257,2	132	459,5	62782,7	1	2,07	3,07	6	-326,5	20	452,5	3,07	4,07	5	-291,4	7	664,0	4,07	5,07	1	-73,0	22	470,7		
		2 von 1,7 bis 9,7	27	-266,1	-9546,6	120	393,7	53782,2	2	1,70	2,70	9	-407,4	11	405,6	2,70	3,70	6	-659,6	11	334,0	3,70	4,70	4	-170,6	18	391,0		
		5 von 1,42 bis 9,42	48	-243,0	-15370,2	111	1586,6	44942,1	3	1,42	2,42	15	-537,9	4	412,8	2,42	3,42	10	-404,7	11	295,6	3,42	4,42	8	-436,7	12	292,0		
		4 von 1,2 bis 9,2	63	-476,4	-30048,7	94	722,9	31357,0	4	1,20	2,20	14	-1018,5	5	317,8	2,20	3,20	8	-1057,8	8	180,0	3,20	4,20	13	-353,1	8	339,1		
		5 von 1,05 bis 9,05	121	-496,1	-65911,7	51	481,2	12398,8	5	1,05	2,05	16	-560,0	4	115,6	2,05	3,05	15	-745,1	0	0,0	3,05	4,05	15	-826,2	5	341,1		
		6 von 0,88 bis 8,88	180	-629,7	-99983,6	18	484,9	3755,9	6	0,88	1,88	9	-175,6	0	0,0	1,88	2,88	18	-985,7	0	0,0	2,88	3,88	15	-1076,6	4	417,7		
		7 von 0,81 bis 8,81	173	-854,0	-98051,3	8	123,9	2357,9	7	0,81	1,81	14	-256,0	0	0,0	1,81	2,81	19	-1514,3	0	0,0	2,81	3,81	14	-1285,1	2	0,0		
		8 von 1,15 bis 9,15	155	-1083,0	-87774,6	7	510,3	1226,3	8	1,15	2,15	11	-880,0	0	0,0	2,15	3,15	15	-2228,1	0	0,0	3,15	4,15	20	-1044,9	0	0,0		
		9 von 2,08 bis 10,08	112	-1230,2	-109575,4	13	445,2	3108,3	9	2,08	3,08	14	-1061,9	0	0,0	3,08	4,08	16	-1784,5	1	1090,5	4,08	5,08	13	-1856,7	0	0,0		
		11 von 3,36 bis 11,36	60	-830,1	-78573,0	19	542,1	5378,0	10	3,36	4,36	11	-1239,0	3	200,3	4,36	5,36	14	-2320,7	1	589,9	5,36	6,36	12	-485,5	3	541,7		
		Zum Variieren		Temperatur	11 von 4,58 bis 12,58	50	-1182,6	-79010,0	33	327,5	10518,3	11	4,58	5,58	11	-2908,0	3	187,8	5,58	6,58	11	-1491,2	4	464,5	6,58	7,58	8	-1391,6	4
6	von 4 bis 6	1 von 5,6 bis 13,6	45	-1074,9	-67857,8	66	339,4	32536,3	12	5,60	6,60	13	-3170,9	4	362,6	6,60	7,60	8	-1390,5	6	457,6	7,60	8,60	8	-1062,4	3	409,3		
		13 von 6,43 bis 14,43	31	-1237,5	-60209,1	98	262,2	43467,0	13	6,43	7,43	10	-4469,6	6	142,8	7,43	8,43	10	-412,4	5	126,0	8,43	9,43	6	-2851,8	5	68,2		
		14 von 7,05 bis 15,05	23	-2704,2	-58640,5	109	339,9	55830,0	14	7,05	8,05	5	-9748,3	1	576,8	8,05	9,05	9	-569,4	11	230,2	9,05	10,05	9	-4274,7	5	277,7		
		15 von 7,41 bis 15,41	15	-1557,0	-36980,6	133	696,6	78904,8	15	7,41	8,41	7	-5037,9	10	171,1	8,41	9,41	9	-3199,7	12	67,3	9,41	10,41	9	-2378,2	15	88,7		
		16 von 7,49 bis 15,49	16	-1767,1	-35600,8	130	73,8	78502,6	16	7,49	8,49	8	-4028,2	12	35,7	8,49	9,49	1	-9237,9	13	99,9	9,49	10,49	7	-870,7	9	54,3		
		17 von 7,4 bis 15,4	16	-1241,1	-27257,1	101	423,7	53063,8	17	7,40	8,40	6	-3557,5	12	87,5	8,40	9,40	5	-2817,8	7	331,8	9,40	10,40	11	-956,6	2	448,4		
		18 von 7,03 bis 15,03	26	-380,1	-14750,3	68	606,6	37254,7	18	7,03	8,03	4	-1400,6	7	230,3	8,03	9,03	11	-284,7	6	466,4	9,03	10,03	5	-423,1	6	291,5		
		19 von 6,36 bis 14,36	41	-339,0	-25572,4	55	337,1	17551,5	19	6,36	7,36	12	-789,8	3	315,6	7,36	8,36	4	-984,8	8	165,7	8,36	9,36	19	-388,8	4	285,6		
		Ergebnisse		20 von 5,45 bis 13,45	51	-206,1	-22535,9	41	842,5	10398,4	20	5,45	6,45	8	-544,2	3	747,0	6,45	7,45	18	-79,2	3	280,2	7,45	8,45	9	-213,2	3	171,1
		Bedarfswärme	904 Std.	21 von 4,45 bis 12,45	55	-296,4	-26511,2	36	450,2	8267,6	21	4,45	5,45	13	-449,1	4	175,1	5,45	6,45	11	-766,0	3	452,8	6,45	7,45	13	-451,8	4	301,7
			603 Std.	22 von 3,59 bis 11,59	49	-345,9	-33548,8	31	729,2	6326,7	22	3,59	4,59	14	-552,0	3	145,2	4,59	5,59	11	-514,6	1	1244,4	5,59	6,59	9	-584,3	6	68,1
	3595 kWh	23 von 2,96 bis 10,96	44	-210,1	-16967,4	63	979,1	17571,6	23	2,96	3,96	13	-460,6	6	159,7	3,96	4,96	11	-196,4	8	242,2	4,96	5,96	9	-99,6	9	392,5		
		von 1,53 bis 10,47	55	-69,0	-13180,5	146	432,4	58936,2	0	-1,53	3,47	41	-253,9	48	330,6	3,47	4,47	6	-111,9	10	351,9	4,47	5,47	5	-2,4	16	569,2		

Bereich 4					Bereich 5					Bereich 6					Bereich 7					Bereich 8																													
-1		0			Negative Differenzen		Positive Differenzen			0		1			Negative Differenzen		Positive Differenzen			1		2			Negative Differenzen		Positive Differenzen			2		3			Negative Differenzen		Positive Differenzen			3		4			Negative Differenzen		Positive Differenzen		
Maximale Positive Temperatur	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Maximale Positive Temperatur	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Maximale Positive Temperatur	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Maximale Positive Temperatur	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Maximale Positive Temperatur	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Maximale Positive Temperatur	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Maximale Positive Temperatur	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Maximale Positive Temperatur	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Maximale Positive Temperatur	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert	Häufigkeit / Stundenzahl	Mittelwert					
°C	°C	Stunden	kWh	Stunden	kWh	°C	°C	Stunden	kWh	Stunden	kWh	°C	°C	Stunden	kWh	Stunden	kWh	°C	°C	Stunden	kWh	Stunden	kWh	°C	°C	Stunden	kWh	Stunden	kWh	°C	°C	Stunden	kWh	Stunden	kWh	°C	°C	Stunden	kWh	Stunden	kWh								
5,07	6,07	0	0,0	21	459,0	6,07	7,07	3	-248,4	16	498,9	7,07	8,71	1	-23,3	19	584,4	8,07	9,07	0	0,0	17	546,1	9,07	10,07	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
4,70	5,70	3	-227,2	23	340,6	5,70	6,70	1	0,0	15	370,4	6,70	8,39	2	-555,3	18	779,6	7,70	8,70	2	-108,6	14	528,3	8,70	9,70	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
4,42	5,42	7	-288,4	16	433,7	5,42	6,42	4	-84,7	13	471,8	6,42	8,21	3	-191,6	24	419,7	7,42	8,42	0	0,0	17	295,4	8,42	9,42	1	0,0	14	0,0	14	0,0	14	0,0	14	0,0	14	0,0	14	0,0	14	0,0	14	0,0						
4,20	5,20	11	-413,0	20	171,1	5,20	6,20	5	-306,3	7	513,8	6,20	8,10	6	-437,9	16	430,6	7,20	8,20	4	-189,5	12	386,3	8,20	9,20	2	-35,2	18	344,7	9,20	10,20	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
4,05	5,05	26	-362,7	6	701,1	5,05	6,05	17	-490,6	9	174,6	6,05	8,00	16	-485,1	13	547,5	7,05	8,05	10	-288,3	8	783,5	8,05	9,05	6	-211,1	6	1186,2	9,05	10,05	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
3,88	4,88	37	-633,9	0	0,0	4,88	5,88	39	-309,4	3	421,3	5,88	7,87	29	-566,0	5	1188,9	6,88	7,88	13	-897,1	3	1256,6	7,88	8,88	10	-393,2	3	594,5	8,88	9,88	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
3,81	4,81	40	-685,9	0	0,0	4,81	5,81	33	-372,8	0	0,0	5,81	7,77	28	-715,8	3	720,9	6,81	7,81	17	-796,1	0	0,0	7,81	8,81	8	-1205,9	3	270,3	8,81	9,81	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
4,15	5,15	27	-1162,6	1	1174,9	5,15	6,15	33	-367,2	1	1205,0	6,15	7,86	27	-917,0	2	396,6	7,15	8,15	14	-975,0	1	1206,4	8,15	9,15	8	-1088,8	2	99,2	9,15	10,15	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
5,08	6,08	16	-1300,4	2	1503,7	6,08	7,08	12	-773,4	2	321,6	7,08	8,61	17	-1917,6	2	527,7	8,08	9,08	12	-1012,4	5	29,9	9,08	10,08	12	-135,0	1	88,0	10,08	11,08	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
6,36	7,36	0	0,0	2	96,7	7,36	8,36	0	0,0	1	1228,5	8,36	9,89	10	-1134,9	5	522,2	9,36	10,36	3	-1139,0	3	896,1	10,36	11,36	10	-481,6	1	261,1	11,36	12,36	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
7,58	8,58	0	0,0	3	466,4	8,58	9,58	0	0,0	4	311,3	9,58	11,16	9	-537,5	7	133,3	10,58	11,58	9	-344,2	3	254,9	11,58	12,58	2	-2788,7	5	466,6	12,58	13,58	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
8,60	9,60	0	0,0	3	228,3	9,60	10,60	0	0,0	4	399,0	10,60	12,21	9	-503,8	16	173,3	11,60	12,60	2	-2053,4	17	130,4	12,60	13,60	5	-418,2	13	554,6	13,60	14,60	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
9,43	10,43	0	0,0	11	129,4	10,43	11,43	0	0,0	0	0,0	11,43	13,02	3	-1989,2	29	96,5	12,43	13,43	0	0,0	18	135,3	13,43	14,43	2	-177,4	18	1399,8	14,43	15,43	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
10,05	11,05	0	0,0	13	82,8	11,05	12,05	0	0,0	11	115,0	12,05	13,65	1	-3831,0	38	93,4	13,05	14,05	2	-1914,2	19	159,9	14,05	15,05	3	-1295,8	11	1183,6	15,05	16,05	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
10,41	11,41	0	0,0	16	101,6	11,41	12,41	0	0,0	25	24,7	12,41	14,01	1	-925,5	30	152,2	13,41	14,41	0	0,0	12	400,7	14,41	15,41	1	-914,7	13	4566,5	15,41	16,41	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
10,49	11,49	0	0,0	19	139,1	11,49	12,49	0	0,0	27	52,2	12,49	14,05	0	0,0	29	74,6	13,49	14,49	0	0,0	13	140,3	14,49	15,49	0	0,0	8	0,0	15	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
10,40	11,40	0	0,0	8	175,0	11,40	12,40	0	0,0	16	149,2	12,40	13,85	2	-924,0	22	94,6	13,40	14,40	1	-835,5	16	22,7	14,40	15,40	1	-837,2	18	2080,4	15,40	16,40	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
10,03	11,03	0	0,0	5	181,2	11,03	12,03	0	0,0	7	485,7	12,03	13,40	3	-803,4	10	273,3	13,03	14,03	2	-128,8	17	191,9	14,03	15,03	1	0,0	10	2732,7	15,03	16,03	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
9,36	10,36	0	0,0	7	145,6	10,36	11,36	0	0,0	3	529,6	11,36	12,63	6	-340,0	10	233,6	12,36	13,36	3	-208,3	13	242,4	13,36	14,36	3	0,0	7	778,7	14,36	15,36	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
8,45	9,45	0	0,0	6	136,9	9,45	10,45	0	0,0	5	293,8	10,45	11,60	7	-428,2	9	401,4	11,45	12,45	8	-130,2	4	1097,3	12,45	13,45	1	-253,4	6	3612,5	13,45	14,45	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
7,45	8,45	0	0,0	4	178,8	8,45	9,45	0	0,0	6	340,1	9,45	10,61	5	-396,5	3	1196,4	10,45	11,45	6	-300,1	5	444,0	11,45	12,45	7	-7,7	7	512,8	12,45	13,45	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
6,59	7,59	0	0,0	7	311,7	7,59	8,59	0	0,0	3	370,2	8,59	9,82	7	-413,7	4	1077,7	9,59	10,59	4	-261,0	2	1538,9	10,59	11,59	4	-441,8	5	1077,7	11,59	12,59	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0				
5,96	6,96	0	0,0	6	513,6	6,96	7,96	0	0,0	8	255,7	7,96	9,26	4	-519,2	8	665,1	8,96	9,96	6	-334,2	11	283,6	9,96	10,96	1	-70,9	7	5320,6	10,96	11,96	0	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						
5,47	6,47	1	0,0	16	345,5	6,47	7,47	1	-184,0	14	544,4	7,47	9,02	2	0,0	18	680,7	8,47	9,47	1	0,0	16	636,6	9,47	10,47	0	0,0	8	0,0	15	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0	10	0,0						

Anhang 9. Künftiger Wärmerohrnetzplan. Wärmenetzsimulation für die Gebäudegruppe

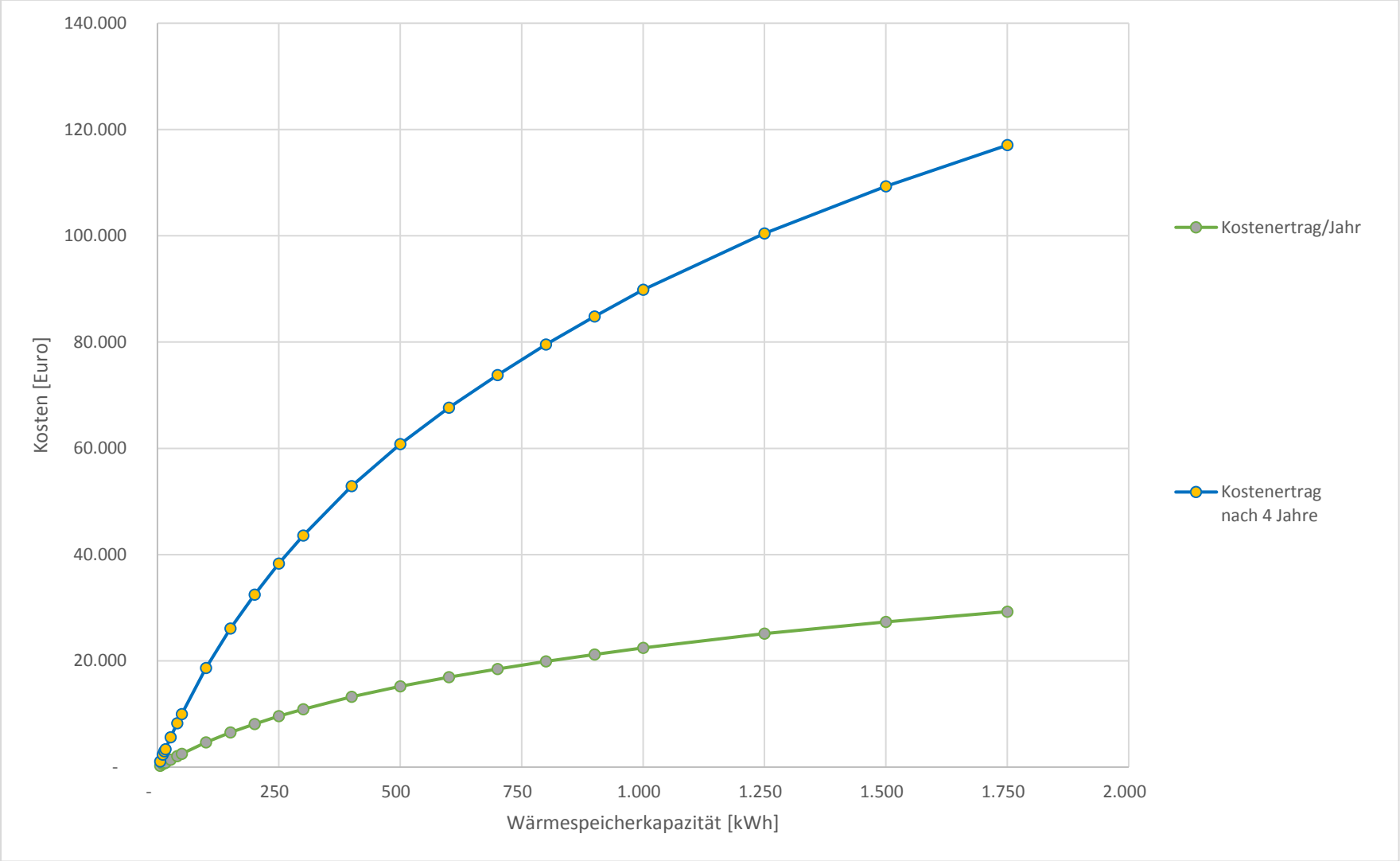




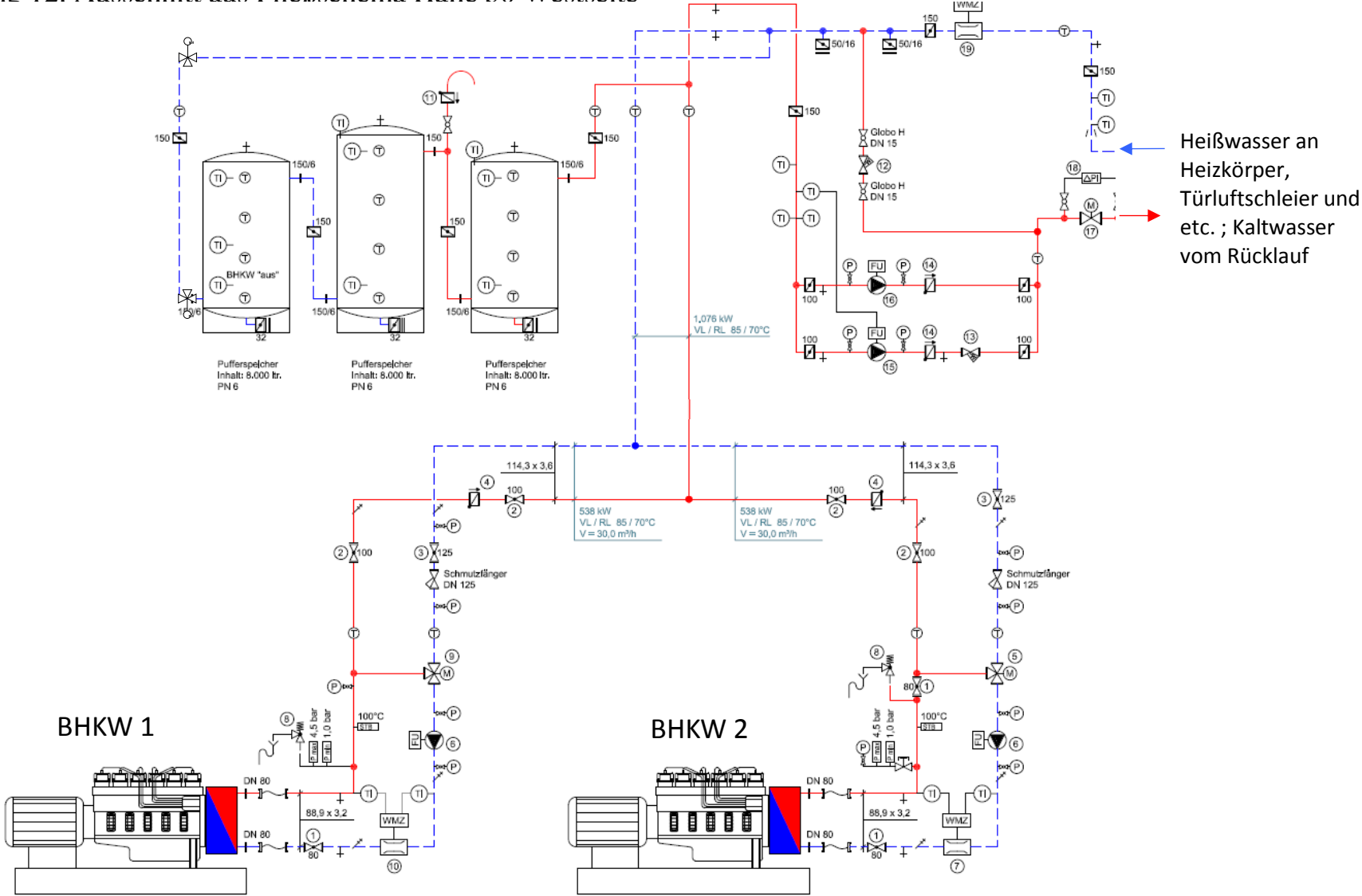
Anhang 10. Tabelle. Kostenersparnis je nach Speichergröße

Wärmespeicherkapazität	Kostenertrag/Jahr	Kostenertrag nach 4 Jahre
<i>kWh</i>	<i>Euro/a</i>	<i>Euro</i>
50	2.497	9.989
100	4.661	18.642
150	6.516	26.065
200	8.120	32.479
300	9.581	38.324
400	13.220	52.879
500	15.204	60.815
600	16.915	67.659
680	18.154	72.616
700	18.451	73.803
800	19.880	79.520
900	21.207	84.829
1.000	22.457	89.830
1.250	25.105	100.418
1.500	27.328	109.310
1.750	29.264	117.056

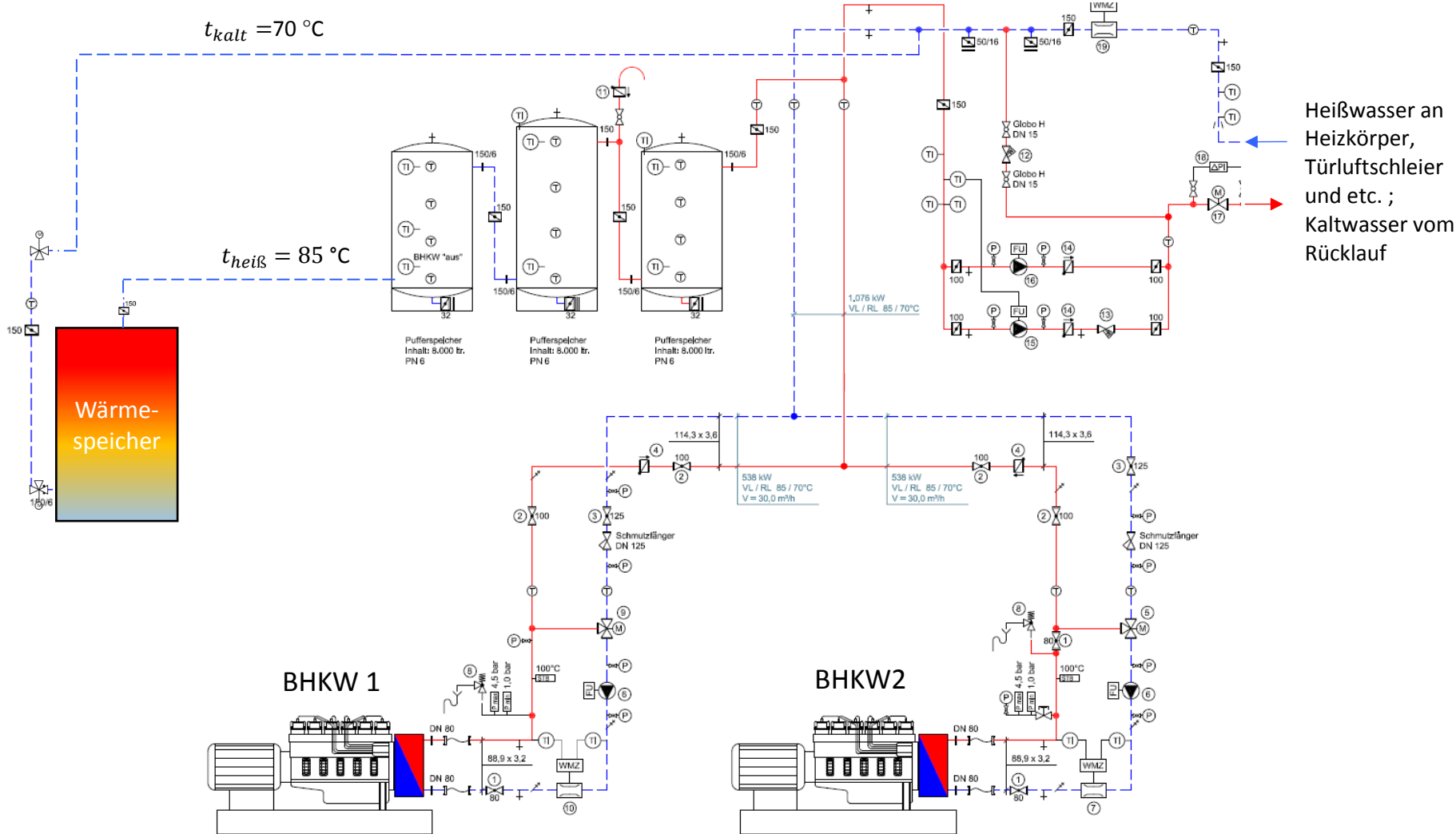
Anhang 11. Diagramm. Kostenersparnis je nach Speichergröße



Anhang 12. Ausschnitt aus Fließschema Halle 50 Westseite



Anhang 13. Künftige Anbindung des Wärmespeichers an das bestehende Heizungssystem



Heißwasser an Heizkörper, Türluftschleier und etc. ; Kaltwasser vom Rücklauf

Anhang 14. Angebot Vakuum-Pufferspeicher, Serie „Vacuum-High-Power“
40.000 l

Pos. 1 Vakuum-Pufferspeicher, Serie Vacuum-High-Power 40.000 l

Vorlauf Einspeisung und Rücklauf Verbrauch über Schichtbeladungssystem aus PP (Polypropylen).

Temperaturbeständig bis 110 °C

Anschlussleitungen am Speicherboden mit 250 mm Bodenfreiheit.

Anschlüsse:

Heizung Vor- und Rücklauf: Ø 33,7 x 2,0 mm bzw. nach Planung

Einspeisung Solar o. a. Energiequelle

Vor- u. Rücklauf Ø 33,7 x 2,0 mm bzw. nach Planung

Entlüftungsleitung: Ø 18,0 x 2,0 mm V2A

Messleitung mit 6-10 Stk. Messfühler Ø 26,9 x 2,0 mm V2A

Werkstoff: Stahl S 235 JR+N

Behältergröße Außen Ø: 3000 mm

Behälterlänge: 9933 mm mit Füßen

Mantelblechdicke: 6 - 7,5 mm nach statischen Erfordernissen

Klörperboden Außen Ø: 8 mm nach statischen Erfordernissen

Klörperboden Innen Ø: 8 mm nach statischen Erfordernissen

Wärmeleitfähigkeit: bis zu 0,009 W/mK (vakuum- und temperaturabhängig)

U-Wert: 0,05 W/m² K

Betriebsdruck: max: 3 bar

Betriebstemperatur: max. 110 ° C

min. 5° C

Gewicht: ca. 15000 kg

Oberfläche innen: roh

Oberfläche außen: sandgestrahlt SA 2 1/2 + grundiert für Innen-Aufstellung

1 Stk. pauschal **49.520,00 €**

ALTERNATIV:

Pos. 2 Vakuum-Pufferspeicher, Serie Vacuum-High-Power 40.000 l

wie zuvor beschrieben, jedoch sandgestrahlt SA 2 1/2 , grundiert und beschichtet für Außenaufstellung

1 Stk. pauschal **54.000,00 €**

Zzgl. 19 % gesetzliche MwSt.

Anhang 15. Angebot Pufferspeicher von Fa. BTD 40.000 l



Angebot: 101193

Datum: 28.05.2018

Bauvorhaben: Abschlussarbeit Evo-Bus Neu-Ulm

Pos. LV-Pos.	Bezeichnung	Anzahl	Gesamt c
0,5	<p>Unsere Stärken:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Individuelle Ausführung nach Kundenwunsch - Unterstützung bei der Planung und Berechnung von Pufferspeichern - Ständige Weiterentwicklung der Produkte <p>Ohne: Gegenflansche, Schrauben und Dichtungen. Sämtliche Einbring-, Aufstell- und Anschlussarbeiten bauseits.</p>		
1,0	<p>PUS 40.000 Liter D=2.900 mm 6 bar / 110°C oberirdisch stehend</p> <p>Langzeitspeicher oberirdisch, in stehender Ausführung, zur Heizwasserspeicherung, Typ BTB-LZO-S. Ausführung aus Qualitätsstahl nach EN 10025-28, innen roh, aussen rostschutzgrundiert auf unbehandeltem Untergrund.</p> <p>Ausrüstung: 1 Halsstutzen DN 500 mit Blinddeckel 1 Fußkonstruktion 5 Gewindemuffen R 1/2" - 3/4" 1 Entleerung 1 Entlüftung 1 Herstellerschild und Kranöse/n Krangestellung und Montage bauseits. Bei Speichergrößen > 10.000 ltr sind zum Abladen 2 Kräne erforderlich!</p> <p>Technische Daten: Betriebsüberdruck max: 6 bar Betriebstemp. max: 110 °C Nenninhalt: 40.000 ltr Durchmesser: 2.900 mm Höhe: ca. 6.900 mm Gewicht: ca. 7.500 kg</p>	1,00 St	21.597,60
2,0	<p>Einspeise- oder Entnahmeverrichtung DN 300, PN 10 & PN 16</p> <p>inkl. Innenverrohrung (Strömungsgeschwindigkeit von 0,15-0,20 m/s am Rohrende) mit Anschlußflansch DIN 2633 PN 16 zur Sicherstellung einer laminaren Strömung.</p>	2,00 St	2.864,00
3,0	<p>Mineralwolle-Isolierung 250 mm 40000 Liter Ø 2,9</p> <p>Wärmedämmung bestehend aus: 250 mm Mineralwolle hinter verz- Blechmantel, Isolierung im Werk fest aufgebracht, geeignet für Innen-/Außen aufstellung.</p>	1,00 St	12.104,80

Unsere allgemeinen Verkaufs- und Lieferbedingungen finden Sie unter <http://www.btd-gmbh.de/btd/agb.html>.

BTB Behälter- und Speichertechnik Dettenhausen GmbH
Brückenstraße 1 · 72135 Dettenhausen
Tel.: +49 (0) 71 57 5 62-0 · Fax: +49 (0) 71 57 5 62-265

info@btd-gmbh.de
www.btd-gmbh.de

Registergericht Stuttgart, HRB 754893
Geschäftsführer: Udo Weinert (Vorsitzender), Mike Weinert, Patrick Weinert
Steuer-Nr.: 85111/48254 · USt-IdNr.: DE303644035

Technisches Datenblatt



RT82



RUBITHERM® RT ist ein ungebundenes Wärmespeichermaterial und nutzt den Schmelzvorgang fest/flüssig, um bei nahezu konstanter Temperatur große Wärmemengen zu speichern und bei Bedarf wieder abzugeben.

So kann man Wärme und sogar Kälte sehr viel effektiver speichern, als mit allgemein verbreiteten Speichermaterialien.

Alle unsere reinen RT Produkte weisen eine hohe Kristallinität auf, besonders die RTHC Materialien. Hierdurch erreicht man gegenüber herkömmlichen Speichermaterialien eine bis zu 30% höhere Speicherkapazität.

Damit sind für verschiedene Anwendungen selbst bei wenig Raum und kleinen Temperaturdifferenzen große Wärmemengen effektiv nutzbar.

Wir freuen uns Ihre Fragen und Bedürfnisse mit Ihnen zu besprechen.

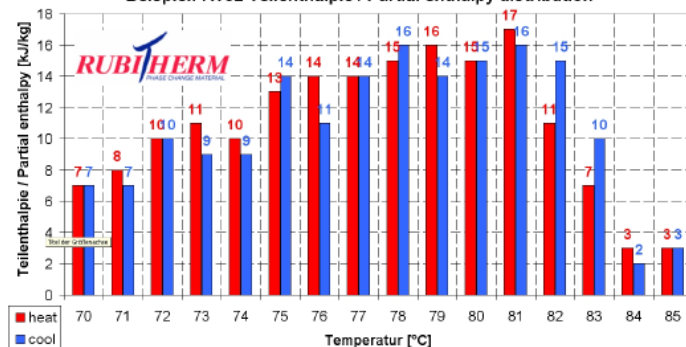
Merkmale:

- hohe Wärmespeicherkapazität, keine Unterkühlung, praktisch chemisch iner
- ein- und ausspeichern der Wärme erfolgen bei nahezu konstanter Temperatur
- hohe Kristallinität, langlebig, zyklenstabil
- für sehr viele Temperaturen stehen die optimalen Speichermaterialien zur Verfügung (von -4°C bis 100°C).
- durch verschiedene Zusätze kann eine höhere Viskosität und eine höhere Dichte erreicht werden, dies verhindert das Zerfließen beim Aufschmelzen.

Daten im Überblick:

	Typische Werte	
Schmelzbereich	77-82	[°C]
Erstarrungsbereich	82-77	[°C]
Wärmespeicherkapazität ± 7,5%	170	[kJ/kg]*
Kombination aus latenter und sensibler Wärme im Temperaturbereich von 70 °C bis 85 °C.	47	[Wh/kg]*
Spezifische Wärmekapazität	2	[kJ/kg·K]
Dichte fest bei 15 °C	0,88	[kg/l]
Dichte flüssig bei 90 °C	0,77	[kg/l]
Wärmeleitfähigkeit	0,2	[W/(m·K)]
Volumenausdehnung	12,5	[%]
Flammpunkt	>200	[°C]
Max. Arbeitstemperatur	100	[°C]

Beispiel: RT82 Teilenthalpie / Partial enthalpy distribution



* Ermittelt mittels 3-Schicht-Kalorimeter.

Rubitherm Technologies GmbH
 Sperenberger Str. 5a
 D-12277 Berlin
 Tel: (030) 720004-62
 Fax: (030) 720004-99
 E-Mail: info@rubitherm.com
 Internet: www.rubitherm.com

Die Datenblätter sind unverbindliche Planungshilfen, technische Änderungen vorbehalten. Stand: Dienstag, 31. Mai 2016

Anhang 17. Angebot. Paraffin RT82 und Fettsäure RT80HC



Rubitherm Technologies GmbH
 Sperenberger Str. 5a
 12277 Berlin
 Tel: +49 30 720 004 62
 Fax: +49 30 720 004 99
 www.rubitherm.com
ANGEBOT

Daimler Buses / EvoBus GmbH
 Energiemanagement
 HPC R560, Abt. BUS/OPT
 Werk 5, Geb: 18, Zimmer 214, Carl Zeiss-Strasse 2
 89231 Neu-Ulm

Nummer : 20180000213
 Datum : 13.04.2018
 Kunde : 90000
 UStIdNr : DE

Pos.	Artikelnummer	LW	Menge	E-Preis	PE	G-Preis	S
Wir bedanken uns für Ihr Interesse an unseren RUBITHERM Produkten. Gerne unterbreiten wir Ihnen folgendes Angebot:							
1	16010080 RUBITHERM RT 82 HS-code: 27122010		14800 kg	4,69		69.412,00	1
2	16010080 HC RUBITHERM RT 80HC		14800 kg	11,04		163.392,00	1

Dieses Angebot ist gültig bis zum 30.04.2018.

PREIS-UND LIEFERBEDINGUNGEN

Mit einer Bestellung erklären Sie sich mit unseren nachfolgenden Bedingungen einverstanden.

Zahlungskondition: Neukunden bezahlen die 1.Lieferung per Vorkasse;
 später 10 Tage netto nach Datum der Rechnung per Überweisung oder Scheck.
 Kreditkarten werden nicht akzeptiert.

Lieferbedingungen: EXW Berlin
 Nach vorheriger Absprache, beauftragt Rubitherm einen Spediteur für den Transport.

Netto USt. 1	USt. 19,00%	Netto USt. 2	USt.	%	Netto USt. 0	Endbetrag
232.804,00	44.232,76				EUR	277.036,76

Zahlbar nach Erhalt ohne Abzug

Rubitherm Technologies GmbH
 Geschäftsführer: Thomas Braun, Lutz Klinkner
 Amtsgericht: Berlin-Charlottenburg, HRB 86322 B

Bank: Hypo-Vereinsbank, Kto.-Nr.: 572 64 17, BLZ 700 202 70
 IBAN: DE12 700 202 70 0005 72 64 17 SWIFT: HYVEDE33XXX
 Ust.Ident.Nr.: DE 230 027 919

Anhang 18. Angebotspreis für BS Paraffino 75 HL



BS Paraffino 75 HL

BS Paraffino 75 HL	
Arbeitstemperatur	56 °C
Wärmekapazität	ca.220 kJ/kg
Gesamtkapazität	4,45 (kWh) / 15 [K]
Technische Daten:	
Volumen Speicher	90 Liter
Volumen Paraffin	75 Liter
Länge x Breite	25 cm x 25 cm
Höhe	150 cm
Speichermaterial Stärke	0.8 cm Polypropylen
Gewicht	63 Kg
Schmelzbereich Paraffin	56 - 58 °C
Erstarrungsbereich	56- 54 °C
max. Arbeitstemperatur	85 °C
Wärmetauscher	
Gesamtlänge	39 m
Anzahl der WT- Rohre	26 Rohre
Wärmetauscherfläche	2,97 m ²
Volumen	6,63 Liter
Edelstahl Wellrohr Material: 1.4404	DN 12
Druckverlust: 0,029 ltr. / sec (1 m ³ /h)	165 pascal
Anschlüsse	2 x 3/4"

BUNKSOLAR S.L

Paraje La Cañada Partida 4
3056 Castalla / Alicante

C.I.FB54582440

Tel.:0049(0)5721 7203899
Mob:0034 695 571 847
0034 695 920 791
info@bunksolar.com
www.bunksolar.com

Preis pro Paraffinspeicher 576,- €
Einzelabnahme ist nicht möglich,Mindestabnahme von 4 Stück

Seite 3

Bankverbindung : SABADELL

Konto Nr.: 0081-0687-78-0001166423

IBAN / BIC :ES 3200810687780001166423 / BSAB ESBB

Anhang 19. Ermittlung der Amortisationszeit für Paraffinkonzept ohne Berücksichtigung der Anfangsinvestitionskosten

Paraffinmodule von BUNKSOLAR mit Paraffin Marke RT82 von Rubitherm						
Preis pro Paraffinspeicher	Euro	665,03				
Speicherkapazität eines Speichers	kWh	2,71425				
Anzahl Speichermodule	Stück/kWh	0,3684259				
Anfangsinvestitionskosten	Euro		von 0 bis 1000 kWh-Kapazität			
	Euro		von 1250 bis 2999 kWh			
	Euro		ab 3000 kWh-Kapazität			
Wärmespeicherkapazität	Anzahl Speichermodule	Kostenaufwand	Kostenertrag/Jahr	Kostenertrag nach 4 Jahre	Wirtschaftlichkeit	Amortisationszeit
<i>kWh</i>	<i>Stück</i>	<i>Euro</i>	<i>Eur/a</i>	<i>Euro</i>		<i>a</i>
5	2	1.330	270	1.080	0,812	4,93
11	4	2.660	587	2.347	0,882	4,53
14	5	3.325	742	2.970	0,893	4,48
16	6	3.990	846	3.382	0,848	4,72
27	10	6.650	1.400	5.601	0,842	4,75
41	15	9.975	2.063	8.253	0,827	4,83
50	19	12.636	2.497	9.989	0,791	5,06
100	37	24.606	4.661	18.642	0,758	5,28
150	56	37.242	6.516	26.065	0,700	5,72
200	74	49.212	8.120	32.479	0,660	6,06
250	93	61.848	9.581	38.324	0,620	6,46
300	111	73.818	10.895	43.579	0,590	6,78
400	148	98.424	13.220	52.879	0,537	7,45
500	185	123.030	15.204	60.815	0,494	8,09
600	222	147.636	16.915	67.659	0,458	8,73
700	258	171.577	18.451	73.803	0,430	9,30
800	295	196.183	19.880	79.520	0,405	9,87
900	332	220.789	21.207	84.829	0,384	10,41
1.000	369	245.396	22.457	89.830	0,366	10,93
1.250	461	306.578	25.105	100.418	0,328	12,21
1.500	553	367.761	27.328	109.310	0,297	13,46
1.750	645	428.943	29.264	117.056	0,273	14,66

Anhang 20. Ermittlung der Amortisationszeit für Paraffinkonzept mit Berücksichtigung der Anfangsinvestitionskosten

Paraffinmodule von BUNKSOLAR mit Paraffin Marke RT82 von Rubitherm						
Preis pro Paraffinspeicher	Euro	613,57				
Speicherkapazität eines Speicher	kWh	2,71425				
Anzahl Speichermodule	Stück/kWh	0,3684259				
Anfangsinvestitionskosten	Euro	10.000,00	von 0 bis 1000 kWh-Kapazität			
	Euro	12.500,00	von 1250 bis 2999 kWh			
	Euro	15.625,00	ab 3000 kWh-Kapazität			
Wärmespeicherkapazität	Anzahl Speichermodule	Kostenaufwand	Kostenertrag/Jahr	Kostenertrag nach 4 Jahre	Wirtschaftlichkeit	Amortisationszeit
<i>kWh</i>	<i>Stück</i>	<i>Euro</i>	<i>Eur/a</i>	<i>Euro</i>		<i>a</i>
50	19	21.658	2.497	9.989	0,461	8,67
100	37	32.702	4.661	18.642	0,570	7,02
150	56	44.360	6.516	26.065	0,588	6,81
200	74	55.404	8.120	32.479	0,586	6,82
250	93	67.062	9.581	38.324	0,571	7,00
300	111	78.106	10.895	43.579	0,558	7,17
400	148	100.808	13.220	52.879	0,525	7,63
500	185	123.510	15.204	60.815	0,492	8,12
600	222	146.213	16.915	67.659	0,463	8,64
700	258	168.301	18.451	73.803	0,439	9,12
800	295	191.003	19.880	79.520	0,416	9,61
900	332	213.705	21.207	84.829	0,397	10,08
1.000	369	236.407	22.457	89.830	0,380	10,53
1.250	461	292.856	25.105	100.418	0,343	11,67
1.500	553	349.304	27.328	109.310	0,313	12,78
1.750	645	405.753	29.264	117.056	0,288	13,87
2.000	737	462.201	30.877	123.507	0,267	14,97
2.500	922	575.712	33.665	134.660	0,234	17,10
2.750	1014	632.160	34.779	139.116	0,220	18,18
3.000	1106	688.608	35.798	143.194	0,208	19,24
3.250	1198	745.057	36.738	146.951	0,197	20,28
3.500	1290	801.505	37.559	150.237	0,187	21,34
3.750	1382	857.954	38.225	152.900	0,178	22,44

Anhang 21. Berechnung Vakuumpufferspeicher mit 16,5m³-Wasserinhalt

Außendurchmesser	m	2,23	H/D-Verhältnis	Innendurchmesser	m	1,830
Höhe	m	6,70	3,004484305	Innenhöhe	m	6,300
U-Wert	W/(m ² *K)	0,05		Isolierungsdicke	m	0,200
Volumen Wasser	m ³	16,5		Wärmeleitfähigkeit (lambda)	W/(m*K)	0,009
c_p Wasser	J/(kg*K)	4196		U-Wert	W/(m ² *K)	0,05
Dichte vom Wasser	kg/m ³	971,6				
Wassergewicht	kg	16031,4				
Mittelflächenbestimmung fürs Zylinder						
Außenzylinder			Innenzylinder			
Kreisfläche	m ²	3,9057	Mittelfläche	Kreisfläche	m ²	2,6302
Zylinderfläche	m ²	46,9385	[m ²]	Zylinderfläche	m ²	38,5191
Gesamtfläche	m ²	54,7499	49,2647	Gesamtfläche	m ²	43,7795
Außenvolumen	m ³	26,16823373		Innenvolumen	m ³	16,5704
Kaltwasser	°C	70,0		K	343,1500000000	
Anfangstemperatur Wasser	°C	85,0		K	358,1500000000	
Temperatur Umgebung	°C	-5,0		K	268,1500000000	
Wassertemperatur nach 24 Std.	°C	84,7157				
Temperaturdifferenz zwischen Wasseranfangs- und Endtemperatur	K	0,2843				
Stundenanzahl	h	1		Tagesanzahl	Tage	200
Wärmeverlust in Sekunde	Ws	221,69		Wärmeverlust in Sekunde	Wh	221,7
Wärmeverlust in Stunden	Ws	798088,60		Wärmeverlust pro Tag	Wh	1064118,1
Stundenvergleich			Tagesvergleich			
Wärmeenergie_alt	Ws	1.009.016.316,00		Wärmeenergie_alt	Ws	1009016316
	Wh	280.282,31			Wh	280282,31
	kWh	280,28			kWh	280,28231
Wärmeenergie_neu	Ws	1.008.218.227,40		Wärmeenergie_neu	Wh	-783835,8173
	kWh	280,06			kWh	-783,8358173
Wassertemperatur_neu	°C	84,99		Wassertemperatur_neu	°C	28,05109049
Vergleich analytischer und iterativer Lösung für 1 Stunde						
Wassertemperatur_neu linear	°C	84,9881356				
Wassertemperatur_neu iteriert	°C	84,9881397				
Differenz	°C	0,0000408				
	%	0,0000480%				

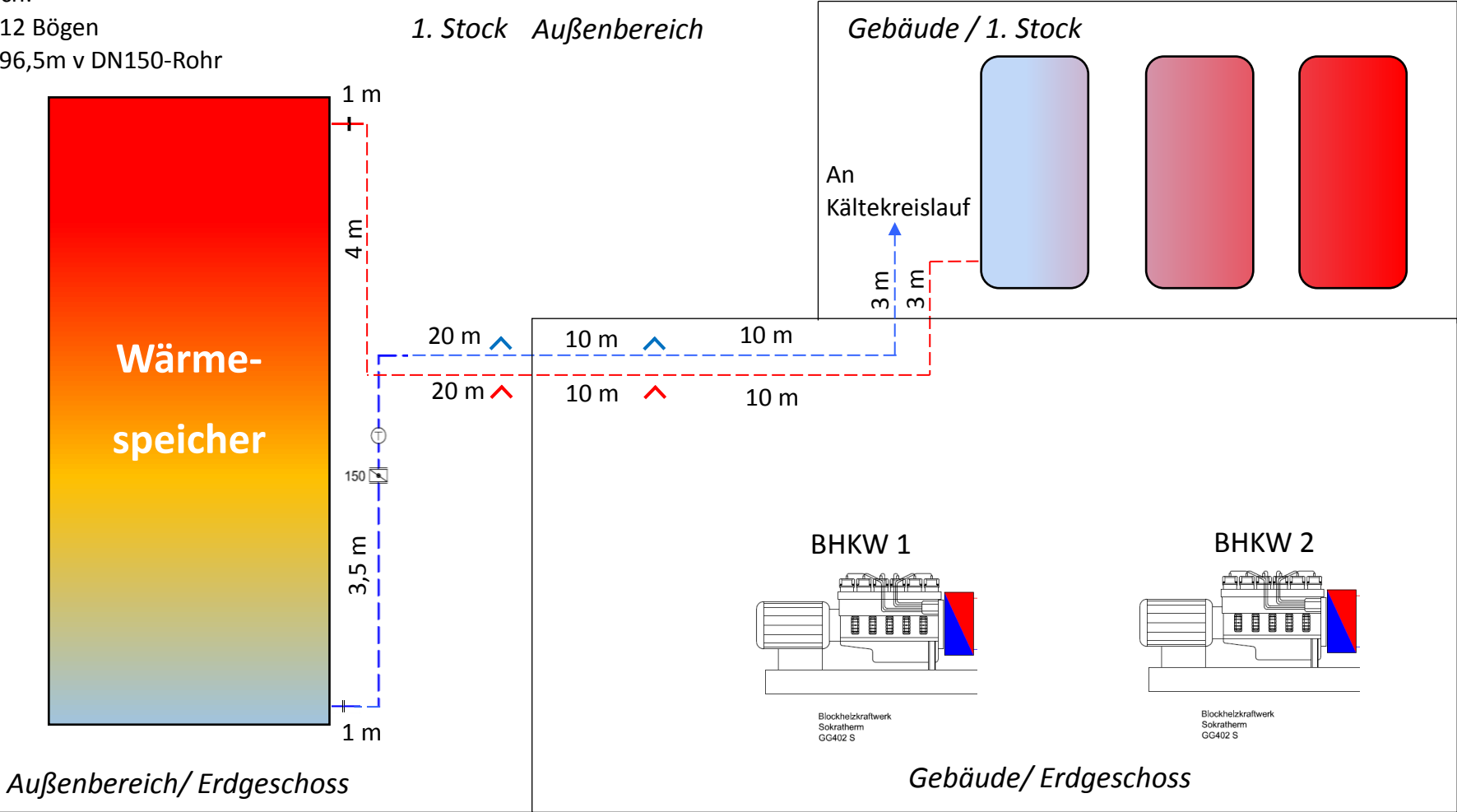
Anhang 22. Berechnung. Konventioneller Behälter mit 40m³-Wasserinhalt

Außendurchmesser	m	3,4	H/D-Verhältnis	Innendurchmesser	m	2,9
Höhe	m	7,4	2,38	Innenhöhe	m	6,9
U-Wert	W/(m ² *K)	0,2		Isolierungsdicke	m	0,250
Volumen Wasser	m ³	40		Wärmeleitfähigkeit (lambda)	W/(m*K)	0,05
c_p Wasser	J/(kg*K)	4196		U-Wert	W/(m ² *K)	0,2
Dichte vom Wasser	kg/m ³	971,6				
Wassergewicht	kg	38864				
Mittelflächenbestimmung fürs Zylinder						
Außenzylinder				Innenzylinder		
Kreisfläche	m ²	9,0792	Mittelfläche	Kreisfläche	m ²	6,6052
Zylinderfläche	m ²	79,0425	[m ²]	Zylinderfläche	m ²	67,4186
Gesamtfläche	m ²	97,2009	88,9149	Gesamtfläche	m ²	80,6290
			1,1028			
Endtemperatur Wasser	°C	70,0	K	343,1500000000		
Anfangstemperatur Wasser	°C	85,0	K	358,1500000000		
Temperatur Umgebung	°C	-5,0	K	268,1500000000		
Wassertemperatur nach 24 Std.	°C	84,15603				
Temperaturdifferenz zwischen Wasseranfangs- und Endtemperatur	K	0,84397				
Stundenanzahl	h	1	Tagesanzahl	Tage	200	
Wärmeverlust in Sekunde	Ws	1600,47	Wärmeverlust in Sekunde	Wh	1600,5	
Wärmeverlust in Stunden	Ws	5761687,21	Wärmeverlust pro Tag	Wh	7682249,6	
Stundenvergleich			Tagesvergleich			
Wärmeenergie_alt	Ws	2.446.100.160,00	Wärmeenergie_alt	Ws	2446100160	
	Wh	679.472,27		Wh	679472,2667	
	kWh	679,47		kWh	679,4722667	
Wärmeenergie_neu	Ws	2.440.338.472,79	Wärmeenergie_neu	Wh	-7002777,346	
	kWh	677,87		kWh	-7002,777346	
Wassertemperatur_neu	°C	84,96	Wassertemperatur_neu	°C	-84,593006	

Anhang 23. Anbindung von Wasserbehälter. Rohrisometrie in 2D-Ansicht

Zusätzlich:

- 12 Bögen
- 96,5m v DN150-Rohr


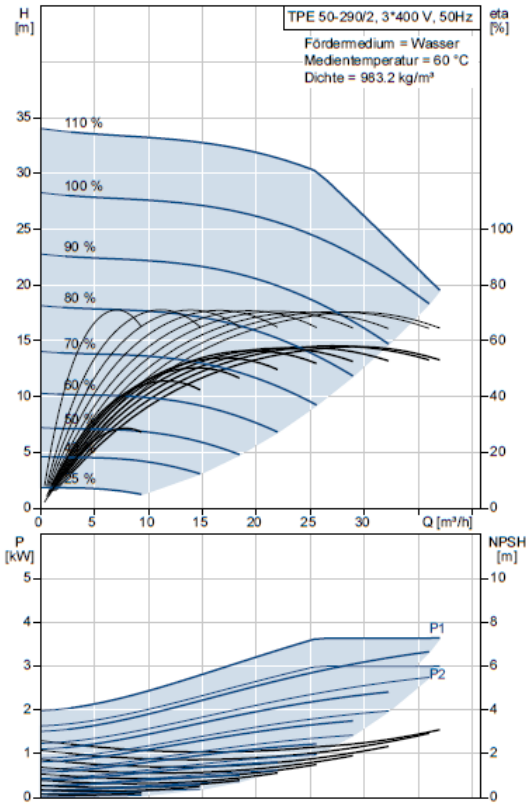


Anhang 24. Investitionskosten

System	Bezeichnung	Einheit	Menge	Einzelpreis	Kosten
Behälter	Stahlbehälter	<i>Stk.</i>	1	21.597,60	21.597,60
	Einspeise- oder Entnahmevorrichtung	<i>Stk.</i>	2	1.432,00	2.864,00
	Lochblechscheibe	<i>Stk.</i>	2	2.864,00	5.728,00
	Mineralwolle-Isolierung	<i>Stk.</i>	1	12.104,80	12.104,80
	Transport	<i>[-]</i>	1	2.500,00	2.500,00
	Temperaturfühler	<i>Stk.</i>	5	150,00	750,00
	Montage	<i>Std.</i>	10	50,00	500,00
Fundament	Material für Betonbodenplatte inkl. Arbeiten	<i>m³</i>	1	8.000,00	8.000,00
Rohr- leitung	Heizungsrohrleitungen nahtlos, DIN 2448, DN 150	<i>m</i>	97	92,43	8.965,71
	T-Stück	<i>Stk.</i>	2	183,81	367,62
	Manometer 10 bar / 100 °C	<i>Stk.</i>	1	25,54	25,54
	Thermometer NG 160	<i>Stk.</i>	1	52,48	52,48
	Vorschweißflansch DN 150	<i>Stk.</i>	6	37,11	222,66
	DN150-Rohrbogen	<i>Stk.</i>	12	112,00	1.344,00
	Anflansch-Absperrklappe DN 150, PN 10	<i>Stk.</i>	2	187,12	374,24
	Isolierung außen / MF-WD mit Blechmantel für Rohr DN 150, 200 mm	<i>m</i>	69,5	104,08	7.233,56

System	Bezeichnung	Einheit	Menge	Einzelpreis	Kosten
Rohr- leitung	Isolierung innen /MF-WD mit PVC-Mantel für Rohr DN 150, 100 mm	<i>m</i>	27	39,25	1.059,75
	Zulage für WD mit Blechmantel für Formstück im Außenbereich DN 150	<i>m</i>	69,5	75,45	5.243,78
	Wärmedämmung Flanschverbindung Kappe aus verz. Stahlblech, DN 150	<i>Stk.</i>	6	75,45	452,70
	Stütze inkl. Fundament	<i>Stk.</i>	5	3.000,00	15.000,00
	Festpunkt und Schiebegleiter	<i>Stk.</i>	2	126,03	252,06
	Montagearbeiten "Anpassung an Bestand"	<i>[-]</i>	1	870,00	870,00
	Montagematerial	<i>kg</i>	300	15,00	4.500,00
	Montagearbeiten / Obermonteur	<i>Std.</i>	12	50,50	606,00
	Montagearbeiten / Monteur	<i>Std.</i>	25	48,50	1.212,50
	Montagearbeiten / Helfer	<i>Std.</i>	15	42,50	637,50
MSR	Verkabelung	<i>Stk.</i>	5	300,00	1.500,00
	Hardware und Software (Preis pro Datenpunkte)	<i>[-]</i>	5	300,00	1.500,00
sonst.	Blitzschutz inkl. Erdkabel	<i>[-]</i>	1	3.000,00	3.000,00
Summe					108.464,50

Anhang 25. Technisches Datenblatt der Pumpe von BHKW-Kreis

		Name des Unternehmens: - Angelegt von: - Telefon: - Fax: - Datum: -	
Beschreibung	Daten	 <p>TPE 50-290/2, 3*400 V, 50Hz Fördermedium = Wasser Medientemperatur = 60 °C Dichte = 983.2 kg/m³</p>	
Produktbezeichnung:	TPE 50-290/2 A-F-A-BAQE		
Produktnummer:	96096415		
EAN Nummer:	5700395797206		
Preis:	auf Anfr.		
Technische Daten:			
Pumpendrehzahl:	2910 1/min		
Nennvolumenstrom:	27.4 m³/h		
Nennförderhöhe:	24.1 m		
Maximale Förderhöhe:	290 dm		
Tatsächlicher Laufraddurchmesser:	142 mm		
Wellenabdichtung:	BAQE		
Kennlinientoleranz:	ISO 9906:1999 Annex A		
Pumpenausführung:	A		
Modell:	A		
Werkstoffe:			
Pumpengehäuse:	Grauguß EN-JL1040 ASTM A48-40 B		
Laufrad:	Grauguss EN-JL1030 ASTM A48-30 B		
Typenschlüssel für Material:	A		
Installation:			
Maximale Umgebungstemperatur:	40 °C		
Max. Betriebsdruck:	16 bar		
Anschluss:	DIN		
Code für Rohranschluss:	F		
Nennweite:	DN 50		
Nenndruck (bar):	PN 16		
Einbaulänge:	340 mm		
Flanschgröße des Motors:	FF215		
Fördermedium:			
	Wasser		
Medientemperaturbereich:	0 .. 120 °C		
Medientemperatur:	60 °C		
Dichte:	983.2 kg/m³		
Kinematische Viskosität:	1 mm²/s		
Elektrische Daten:			
Bauart des Motors:	100LC		
Anzahl der Pole:	2		
Motorbemessungsleistung P2:	3 kW		
Netzfrequenz:	50 Hz		
Nennspannung:	3 x 380-480 V		
Nennstrom:	6,20-5,00 A		
Leistungsfaktor Cos phi:	0,94-0,92		
Nenn-Drehzahl:	360-3490 1/min		
Wirkungsgrad:	IE3 87,1%		
Schutzart (IEC 34-5):	IP55		
Isolationsklasse (IEC 85):	F		
Motorschutz:	B		
Motor - Produktnummer:	87761013		
Sonstiges:			
Label:	Grundfos blueflux		
Minimum efficiency index, MEI ≥:	0.70		
Nettogewicht:	68 kg		
Bruttogewicht:	82 kg		
Versandvolumen:	0.39 m³		
Softwareversion:	97845390		

Anhang 26. Technischer Datenblatt der Pumpe von Hauptleitung

<p>Projekt: Geb.50 BHKW1+2 Referenznummer: Pufferentladepu.</p>	<p>Kunde: EvoBus W5 Kundennummer: - Kontakt: -</p>																																																																																																																		
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="background-color: #cccccc;">Beschreibung</th> <th style="background-color: #cccccc;">Daten</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Produktbezeichnung:</td> <td>TPE 100-240/2 A-F-A-GQQE</td> </tr> <tr> <td>Produktnummer:</td> <td>96110288</td> </tr> <tr> <td>EAN Nummer:</td> <td>5700397024102</td> </tr> <tr> <td>Preis:</td> <td>auf Anfr.</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Technische Daten:</td> </tr> <tr> <td>Pumpendrehzahl:</td> <td>2910 1/min</td> </tr> <tr> <td>Tatsächlicher Förderstrom der Pumpe:</td> <td>61 m³/h</td> </tr> <tr> <td>Tatsächliche Förderhöhe der Pumpe:</td> <td>22.4 m</td> </tr> <tr> <td>Maximale Förderhöhe:</td> <td>240 dm</td> </tr> <tr> <td>Tatsächlicher Laufraddurchmesser:</td> <td>137 mm</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Wellenabdichtung: GQQE</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Kennlinientoleranz: ISO 9906:1999 Annex A</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Pumpenausführung: A</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Modell: A</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Werkstoffe:</td> </tr> <tr> <td>Pumpengehäuse:</td> <td>Grauguß EN-JL1040</td> </tr> <tr> <td></td> <td>ASTM A48-40 B</td> </tr> <tr> <td>Laufrad:</td> <td>Grauguss EN-JL1030</td> </tr> <tr> <td></td> <td>ASTM A48-30 B</td> </tr> <tr> <td>Typenschlüssel für Material:</td> <td>A</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Installation:</td> </tr> <tr> <td>Maximale Umgebungstemperatur:</td> <td>40 °C</td> </tr> <tr> <td>Max. Betriebsdruck:</td> <td>16 bar</td> </tr> <tr> <td>Anschluss:</td> <td>DIN</td> </tr> <tr> <td>Code für Rohranschluss:</td> <td>F</td> </tr> <tr> <td>Nennweite:</td> <td>DN 100</td> </tr> <tr> <td>Nenndruck (bar):</td> <td>PN 16</td> </tr> <tr> <td>Einbaulänge:</td> <td>500 mm</td> </tr> <tr> <td>Flanschgröße des Motors:</td> <td>FF265</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Fördermedium:</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Wasser</td> </tr> <tr> <td>Medientemperaturbereich:</td> <td>-25 .. 90 °C</td> </tr> <tr> <td>Medientemperatur:</td> <td>20 °C</td> </tr> <tr> <td>Dichte:</td> <td>998.2 kg/m³</td> </tr> <tr> <td>Kinematische Viskosität:</td> <td>1 mm²/s</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Elektrische Daten:</td> </tr> <tr> <td>Bauart des Motors:</td> <td>132SB</td> </tr> <tr> <td>Anzahl der Pole:</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>Motorbemessungsleistung P2:</td> <td>7.5 kW</td> </tr> <tr> <td>Netzfrequenz:</td> <td>50 Hz</td> </tr> <tr> <td>Nennspannung:</td> <td>3 x 380-480 V</td> </tr> <tr> <td>Nennstrom:</td> <td>14,8-11,6 A</td> </tr> <tr> <td>Leistungsfaktor Cos phi:</td> <td>0,94-0,95</td> </tr> <tr> <td>Nenn-Drehzahl:</td> <td>480-3500 1/min</td> </tr> <tr> <td>Efficiency:</td> <td>IE3 90,1%</td> </tr> <tr> <td>Schutzart (IEC 34-5):</td> <td>IP55</td> </tr> <tr> <td>Isolationsklasse (IEC 85):</td> <td>F</td> </tr> <tr> <td>Motorschutz:</td> <td>keine</td> </tr> <tr> <td>Motor - Produktnummer:</td> <td>85901362</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Sonstiges:</td> </tr> <tr> <td>Label:</td> <td>Grundfos blueflux</td> </tr> <tr> <td>Minimum efficiency index, MEI ≥:</td> <td>0.58</td> </tr> <tr> <td>Nettogewicht:</td> <td>126 kg</td> </tr> <tr> <td>Bruttogewicht:</td> <td>156 kg</td> </tr> <tr> <td>Versandvolumen:</td> <td>0.58 m³</td> </tr> <tr> <td>Softwareversion:</td> <td>97845431</td> </tr> </tbody> </table>	Beschreibung	Daten	Produktbezeichnung:	TPE 100-240/2 A-F-A-GQQE	Produktnummer:	96110288	EAN Nummer:	5700397024102	Preis:	auf Anfr.	Technische Daten:		Pumpendrehzahl:	2910 1/min	Tatsächlicher Förderstrom der Pumpe:	61 m³/h	Tatsächliche Förderhöhe der Pumpe:	22.4 m	Maximale Förderhöhe:	240 dm	Tatsächlicher Laufraddurchmesser:	137 mm	Wellenabdichtung: GQQE		Kennlinientoleranz: ISO 9906:1999 Annex A		Pumpenausführung: A		Modell: A		Werkstoffe:		Pumpengehäuse:	Grauguß EN-JL1040		ASTM A48-40 B	Laufrad:	Grauguss EN-JL1030		ASTM A48-30 B	Typenschlüssel für Material:	A	Installation:		Maximale Umgebungstemperatur:	40 °C	Max. Betriebsdruck:	16 bar	Anschluss:	DIN	Code für Rohranschluss:	F	Nennweite:	DN 100	Nenndruck (bar):	PN 16	Einbaulänge:	500 mm	Flanschgröße des Motors:	FF265	Fördermedium:			Wasser	Medientemperaturbereich:	-25 .. 90 °C	Medientemperatur:	20 °C	Dichte:	998.2 kg/m³	Kinematische Viskosität:	1 mm²/s	Elektrische Daten:		Bauart des Motors:	132SB	Anzahl der Pole:	2	Motorbemessungsleistung P2:	7.5 kW	Netzfrequenz:	50 Hz	Nennspannung:	3 x 380-480 V	Nennstrom:	14,8-11,6 A	Leistungsfaktor Cos phi:	0,94-0,95	Nenn-Drehzahl:	480-3500 1/min	Efficiency:	IE3 90,1%	Schutzart (IEC 34-5):	IP55	Isolationsklasse (IEC 85):	F	Motorschutz:	keine	Motor - Produktnummer:	85901362	Sonstiges:		Label:	Grundfos blueflux	Minimum efficiency index, MEI ≥:	0.58	Nettogewicht:	126 kg	Bruttogewicht:	156 kg	Versandvolumen:	0.58 m³	Softwareversion:	97845431	<div style="border: 1px solid black; padding: 5px;"> <p>TPE 100-240/2, 3*400 V, 50Hz</p> <p>Q = 61 m³/h H = 22.4 m n = 97 % / 2867 rpm Fördermedium = Wasser Medientemperatur = 20 °C Dichte = 998.2 kg/m³</p> <p>Eta Pumpe = 67.4 % Eta ges. = 57.6 %</p> </div> <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; margin-top: 10px;"> <p>P [kW] vs NPSH [m]</p> <p>P1 = 6.43 kW P2 = 5.5 kW NPSH = 3.45 m</p> </div> <div style="text-align: center; margin-top: 10px;"> </div> <div style="text-align: center; margin-top: 10px;"> </div>
Beschreibung	Daten																																																																																																																		
Produktbezeichnung:	TPE 100-240/2 A-F-A-GQQE																																																																																																																		
Produktnummer:	96110288																																																																																																																		
EAN Nummer:	5700397024102																																																																																																																		
Preis:	auf Anfr.																																																																																																																		
Technische Daten:																																																																																																																			
Pumpendrehzahl:	2910 1/min																																																																																																																		
Tatsächlicher Förderstrom der Pumpe:	61 m³/h																																																																																																																		
Tatsächliche Förderhöhe der Pumpe:	22.4 m																																																																																																																		
Maximale Förderhöhe:	240 dm																																																																																																																		
Tatsächlicher Laufraddurchmesser:	137 mm																																																																																																																		
Wellenabdichtung: GQQE																																																																																																																			
Kennlinientoleranz: ISO 9906:1999 Annex A																																																																																																																			
Pumpenausführung: A																																																																																																																			
Modell: A																																																																																																																			
Werkstoffe:																																																																																																																			
Pumpengehäuse:	Grauguß EN-JL1040																																																																																																																		
	ASTM A48-40 B																																																																																																																		
Laufrad:	Grauguss EN-JL1030																																																																																																																		
	ASTM A48-30 B																																																																																																																		
Typenschlüssel für Material:	A																																																																																																																		
Installation:																																																																																																																			
Maximale Umgebungstemperatur:	40 °C																																																																																																																		
Max. Betriebsdruck:	16 bar																																																																																																																		
Anschluss:	DIN																																																																																																																		
Code für Rohranschluss:	F																																																																																																																		
Nennweite:	DN 100																																																																																																																		
Nenndruck (bar):	PN 16																																																																																																																		
Einbaulänge:	500 mm																																																																																																																		
Flanschgröße des Motors:	FF265																																																																																																																		
Fördermedium:																																																																																																																			
	Wasser																																																																																																																		
Medientemperaturbereich:	-25 .. 90 °C																																																																																																																		
Medientemperatur:	20 °C																																																																																																																		
Dichte:	998.2 kg/m³																																																																																																																		
Kinematische Viskosität:	1 mm²/s																																																																																																																		
Elektrische Daten:																																																																																																																			
Bauart des Motors:	132SB																																																																																																																		
Anzahl der Pole:	2																																																																																																																		
Motorbemessungsleistung P2:	7.5 kW																																																																																																																		
Netzfrequenz:	50 Hz																																																																																																																		
Nennspannung:	3 x 380-480 V																																																																																																																		
Nennstrom:	14,8-11,6 A																																																																																																																		
Leistungsfaktor Cos phi:	0,94-0,95																																																																																																																		
Nenn-Drehzahl:	480-3500 1/min																																																																																																																		
Efficiency:	IE3 90,1%																																																																																																																		
Schutzart (IEC 34-5):	IP55																																																																																																																		
Isolationsklasse (IEC 85):	F																																																																																																																		
Motorschutz:	keine																																																																																																																		
Motor - Produktnummer:	85901362																																																																																																																		
Sonstiges:																																																																																																																			
Label:	Grundfos blueflux																																																																																																																		
Minimum efficiency index, MEI ≥:	0.58																																																																																																																		
Nettogewicht:	126 kg																																																																																																																		
Bruttogewicht:	156 kg																																																																																																																		
Versandvolumen:	0.58 m³																																																																																																																		
Softwareversion:	97845431																																																																																																																		

Anhang 27. Berechnung der Druckverluste für die Pumpe im BHKW-Kreis

Julius Gaiser GmbH Co. KG

Blaubeur Strasse 86

89077 Ulm

Projekt: Erweiterung BHKW W5 H50
Bauherr: EvoBus GmbH, Neu-Ulm



Druckverlustberechnung BHKW-Kreis

Werkstoff	St-Rohr	
Medium	Wasser	
mittlere Medientemperatur	t mittel = 77,5	°C
Dichte	ρ = 971,6	kg/m³
spez. Wärmekapazität	c = 4,190	kJ/kgK

Rohrdimension	DN	100	
Rohrinnendurchmesser [mm]	Material: Stahlrohr	di = 107,1	mm

Rohrrauigkeit	ε = 0,0450	mm
Kinematische Zähigkeit	ν = 0,37	mm²/s

Wärmeleistung	Q = 538	kW
Vorlauftemperatur	t vl = 85	°C
Rücklauftemperatur	t rl = 70	°C
Temp.differenz	Δ t = 15	K
Massenstrom	M = 30.816	kg / h
Volumenstrom	V = 31,72	m³ / h

Reynoldszahl	Re = 283.079
Reibungszahl	λ = 0,0184

Geschwindigkeit im Rohr	w = 0,98	m/s
Rohrreibungswiderstand	R = 79,9	Pa/m
dynamischer Druckverlust	dp = 464,6	Pa/ζ

Berechnung mit Gleichung nach Colebrook für rauhes Rohr, turbulenter Bereich

Glykolanteil	0,00%
Zuschlag Förderhöhe durch Glykolanteil	0,00%
Zuschlag Volumenstrom durch Glykolanteil	0,00%

Druckverlust im Regelkreis:

Sokratherm GG 402	31,72 m³/h		60.000	Pa
Pufferspeicher	31,72 m³/h		5.000	Pa
Absperrventil, KSB Boa Compact, DN100	31,72 m³/h	Kvs= 348 m³/h 5 Stk.	4.158	Pa
Regulierventil	31,72 m³/h	Kvs= 0 m³/h 0 Stk.	0	Pa
Kugelhahn	31,72 m³/h	Kvs= 0 m³/h 0 Stk.	0	Pa
Kugelhahn	31,72 m³/h	Kvs= 0 m³/h 0 Stk.	0	Pa
Absperrklappe, KSB BOAX-SF DN150	31,72 m³/h	Kvs= 2600 m³/h 4 Stk.	60	Pa
Absperrklappe	31,72 m³/h	Kvs= 0 m³/h 0 Stk.	0	Pa
Rückschlagventil	31,72 m³/h	KSB Serie 2000 DN 100	3.000	Pa
Sonstiges Zeta-Werte	464,6 Pa/Zeta	Summe Zeta 0,0 Zeta	0	Pa
Regelventil	31,72 m³/h		41.898	Pa
Meßblende	31,72 m³/h		0	Pa
Schmutzfänger	31,72 m³/h	Kvs= 229 m³/h 1 Stk.	1.918	Pa
Wärmemengenzähler	31,72 m³/h		10.000	Pa
Druckverlust Rohrl. DN 100	31,72 m³/h	Rmittel= 80 Pa/m 20 m	1.597	Pa
Druckverlust Rohrl. DN 150	31,72 m³/h	Rmittel= 50 Pa/m 50 m	2.500	Pa
Druckverlust Rohrl.	31,72 m³/h	Rmittel= 80 Pa/m 0 m	0	Pa
Einzelwiderst. Bogen 90° - Zeta = 0,5		w = 0,98 m/s 20 Stk.	4.646	Pa
Einzelwiderst. T-Stück, Stromtrennung Zeta=1,5		w = 0,98 m/s 2 Stk.	1.394	Pa
Einzelwiderst. T-Stück, Stromvereinigung Zeta=1,0		w = 0,98 m/s 2 Stk.	929	Pa
Einzelwiderst. T-Stück, Durchgang Zeta=0,5		w = 0,98 m/s 0 Stk.	0	Pa
Verschmutzung SF			20.000	Pa
Heizkörper mit THV und RV			0	Pa
Sonstiges			0	Pa
Summe Druckverlust:			157.100	Pa

Anmerkung:

Gemäß VDMA-Richtlinie sollte der Volumenstrom beim Einsatz einer hydr. Weiche 16,32 mWS

(Pufferspeicher) im Wärmezeugerkreis um ca. 10 bis 15 % erhöht werden.

V_{So}ll = 34,889 m³/h

Gewählte Umwälzpumpe:

Daten für Auswahl der Pumpe

Fabrikat:	Grundfos	Volumenstrom:	31,72	m³/h
Typ:	TPE 50-290/2	Förderhöhe:	16,32	mWS
Stromaufnahme	6,20 A	Drehzahl	Variabel	
Leistungsaufnahme	3000 W	Spannung	400 V	

Gewähltes Regelventil

Fabrikat:	Siemens	Volumenstrom:	31,72	m³/h
Typ:	VXF 40.65-49	K _{vs} -gewählt	49,0	m³/h
Antrieb	SAX61.03	Ventilautorität	0,27	

Anhang 28. Berechnung der Druckverluste für die Pumpe in der Hauptleitung

Julius Gaiser GmbH Co. KG

Blaubeurer Strasse 86

89077 Ulm

Projekt: Erweiterung BHKW W5 H50
Bauherr: EvoBus GmbH, Neu-Ulm



Druckverlustberechnung Hauptleitung VL/RL für 2 BHKW-Module

Werkstoff	St-Rohr	
Medium	Wasser	
mittlere Medientemperatur	t mittel = 77,5	°C
Dichte	ρ = 971,6	kg/m³
spez. Wärmekapazität	c = 4,190	kJ/kgK

Rohrdimension	DN	150	
Rohrinnendurchmesser [mm]	Material: Stahrohr	di = 159,3	mm

Rohrrauigkeit	ε = 0,0450	mm
Kinematische Zähigkeit	ν = 0,37	mm²/s

Wärmeleistung	Q = 1076	kW
Vorlauftemperatur	t vl = 85	°C
Rücklauftemperatur	t rl = 70	°C
Temp.differenz	Δ t = 15	K
Massenstrom	M = 61,632	kg / h
Volumenstrom	V = 63,43	m³ / h

Reynoldszahl	Re = 380.638
Reibungszahl	λ = 0,0168

Geschwindigkeit im Rohr	w = 0,88	m/s
Rohrreibungswiderstand	R = 40,5	Pa/m
dynamischer Druckverlust	dp = 379,7	Pa/ζ

Berechnung mit Gleichung nach Colebrook für rauhes Rohr, turbulenter Bereich

Glykolanteil	0,00%
Zuschlag Förderhöhe durch Glykolanteil	0,00%
Zuschlag Volumenstrom durch Glykolanteil	0,00%

Druckverlust im Regelkreis:

Wärmeerzeuger, xxxxxxxx	63,43 m³/h		0	Pa
Verteiler	63,43 m³/h		0	Pa
Absperrventil, KSB Boa Compact, DN100	63,43 m³/h	Kvs= 0 m³/h 0 Stk.	0	Pa
Regulierventil, KSB IMS Control, DN100	63,43 m³/h	Kvs= 0 m³/h 0 Stk.	0	Pa
Kugelhahn	63,43 m³/h	Kvs= 0 m³/h 0 Stk.	0	Pa
Kugelhahn	63,43 m³/h	Kvs= 0 m³/h 0 Stk.	0	Pa
Absperrklappe	63,43 m³/h	Kvs= 0 m³/h 0 Stk.	0	Pa
Absperrklappe	63,43 m³/h	Kvs= 0 m³/h 0 Stk.	0	Pa
Rückschlagventil	63,43 m³/h	Gestra xxx	0	Pa
Sonstiges Zeta-Werte	379,7 Pa/Zeta	Summe Zeta 0,0 Zeta	0	Pa
Regelventil	63,43 m³/h		0	Pa
Meßblende	63,43 m³/h		0	Pa
Schmutzfänger	63,43 m³/h	Kvs= 0 m³/h 0 Stk.	0	Pa
Wärmemengenzähler	63,43 m³/h		0	Pa
Druckverlust Rohrl.	63,43 m³/h	Rmittel= 40 Pa/m 0 m	0	Pa
Druckverlust Rohrl.	63,43 m³/h	Rmittel= 40 Pa/m 0 m	0	Pa
Druckverlust Rohrl.	63,43 m³/h	Rmittel= 40 Pa/m 0 m	0	Pa
Einzelwiderst. Bogen 90° - Zeta = 0,5		w = 0,88 m/s 0 Stk.	0	Pa
Einzelwiderst. T-Stück, Stromtrennung Zeta=1,5		w = 0,88 m/s 0 Stk.	0	Pa
Einzelwiderst. T-Stück, Stromvereingung Zeta=1,0		w = 0,88 m/s 0 Stk.	0	Pa
Einzelwiderst. T-Stück, Durchgang Zeta=0,5		w = 0,88 m/s 0 Stk.	0	Pa
Verschmutzung SF			0	Pa
Heizkörper mit THV und RV			0	Pa
Sonstiges			0	Pa
Summe Druckverlust:			0	Pa

Anmerkung:

Gemäß VDMA-Richtlinie sollte der Volumenstrom beim Einsatz einer hydr. Weiche 0,00 mWts

(Pufferspeicher) im Wärmeerzeugerkreis um ca. 10 bis 15 % erhöht werden.

v_{Soil} = 69,777 m³/h

Gewählte Umwälzpumpe: Daten für Auswahl der Pumpe

Fabrikat:	xxxxx	Volumenstrom:	63,43	m³/h
Typ:	xxxxx	Förderhöhe:	0,00	mWS
Stromaufnahme		Drehzahl	xxx	
Leistungsaufnahme		Spannung	xxx	

Gewähltes Regelventil

Fabrikat:	xxxxx	Volumenstrom:	63,43	m³/h
Typ:	xxxxx	Kvs-gewählt	0,0	m³/h
Antrieb	xxxxx	Ventilautorität	0,00	

Anhang 29. Foto von einem Wasserbehälter der Fa. BTD [30]






Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

<u>Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit</u>		
Hiermit versichere ich,		
Name:	Smirnov	
Vorname:	German	
dass ich die vorliegende Bachelorarbeit <input type="checkbox"/> bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema: Untersuchung der Wärmespeichermöglichkeiten für die industrielle Gebäudegruppe mittels eines Wärmespeichersystems		
ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.		
- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -		
Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der bitte auswählen ist erfolgt durch:–		
Neu-Ulm	28.06.2018	
Ort	Datum	Unterschrift im Original