Fakultät Maschinenbau
fortschritt studieren

RUHR
UNIVERSITÄT
BOCHUM

RUB

Auslegung und Bewertung von Systemen zur Einbindung regenerativer Wärmequellen in kalte Nahwärmenetze

Dissertation
zur
Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieurin

der
Fakultät für Maschinenbau
der Ruhr-Universität Bochum

von

Lisa Altieri
aus Gelsenkirchen

Bochum 2021

Dissertation eingereicht am: 16. März 2021

Tag der mündlichen Prüfung: 26. April 2021

Erstgutachter: Prof. Dr.-Ing. Hermann-Josef Wagner

Zweitgutachter: Prof. Dr. Valentin Bertsch

Kurzfassung

Kalte Nahwärmenetze im Temperaturbereich bis 20 °C bieten eine Option, den Anteil erneuerbarer Energien im Wärmesektor zu erhöhen. In einem kalten Nahwärmenetz wird eine regenerative Wärmequelle auf einem niedrigen Temperaturniveau eingebunden und für mehrere Abnehmer mit Hilfe von dezentral in Wohngebäuden installierten Wärmepumpen für Heizzwecke nutzbar gemacht.

Das Ziel der Arbeit ist es, verschiedene Systeme zur Einbindung von regenerativen Wärmequellen in ein kaltes Nahwärmenetz auszulegen und deren Auswirkungen auf die Auslegung des kalten Nahwärmenetzes und die Wärmepreise zu bewerten. Es werden drei Systeme zur Nutzung von oberflächennaher Geothermie (Erdwärmekollektor, Erdwärmesonden, Grundwasserbrunnen) und ein System zur Nutzung von Umgebungs- und Erdwärme (Luftabsorber in Kombination mit einem Eisspeicher) untersucht. Die entwickelte Methodik zur Bewertung der Wärmequellensysteme wird anhand einer Fallstudie für zwei generische Wohngebiete mit unterschiedlichen Wärmeliniendichten demonstriert. Die an das kalte Nahwärmenetz angeschlossen Wärmepumpen decken den Heizwärme-, Trinkwarmwasser- und Kühlbedarf der Gebäude.

Die Ergebnisse zeigen, dass alle vier Systeme für die Einbindung in ein kaltes Nahwärmenetz geeignet sind und eine CO_2-arme Wärmeversorgung in Kombination mit dem kalten Nahwärmenetz ermöglichen. Die größten Unterschiede zwischen den vier Systemen ergeben sich beim Flächenbedarf für die Erschließung der Wärmequelle und bei den Wärmepreisen. Unter Berücksichtigung von Fördergeldern im Jahr 2021 variieren die Wärmepreise der kalten Nahwärme zwischen 24,6 - 31,2 ct/kWh bei der Versorgung von Einfamilienhäusern (EFH) und bei der Versorgung von Mehrfamilienhäusern (MFH) zwischen 17,7 - 24 ct/kWh. Der Grundwasserbrunnen und der Erdwärmekollektor stellen die wirtschaftlich attraktivsten Systeme dar. Das Eisspeichersystem und die Erdwärmesonden haben höhere Wärmepreise. Die spezifischen CO_2-Emissionen der erzeugten Wärme liegen bei ca. 105 - 150 gCO_2/kWh. Sie ordnen sich zwischen einer Holzpellet-Heizung (22 gCO_2/kWh) und einer Erdgas-Brennwerttherme (250 gCO_2/kWh) ein. Die Ergebnisse verdeutlichen, dass das System zur Einbindung der Wärme einen wesentlichen Einfluss auf die Wärmepreise hat.

Abstract

Ultra low temperature district heating networks (ULTDHN) with a temperature range up to 20 °C offer an option to increase the share of renewable energies in the heating sector. In the ULTDHN, a regenerative heat source is integrated at a low temperature level and utilized for heating purposes for several consumers with the aid of decentral heat pumps in residential buildings.

The aim of the work is to design different systems for the integration of regenerative heat sources into ULTDHN and to evaluate their effects on the design of the ULTDHN and the heat prices of the generated heat. Three systems for the use of near-surface geothermal energy (geothermal collector, geothermal probes, groundwater wells) and one system for the use of ambient and geothermal heat (air absorber in combination with an ice storage system) are investigated. The developed methodology for evaluating the heat source systems is demonstrated by a case study for two residential areas with different heat line densities. The heat pumps connected to the ULTDHN cover the heating, domestic hot water and cooling demands of the buildings.

The results show that all four systems are suitable for the integration into a ULTDHN and, in combination with the ULTDHN, enable a heat supply with low CO_2-emissions. The biggest differences between the four systems are the area required to build the heat source system and the heat prices. Taking into account subsidies in 2021, the heat production costs of the ULTDHN vary between 24.6 - 31.2 ct/kWh for the supply of single-family houses (EFH) and between 17.7 - 24 ct/kWh for the supply of multi-family houses (MFH). The groundwater well and the geothermal collector are the most economically attractive systems. The ice storage system and the geothermal probes have higher heat prices. The specific CO_2 emissions of the heat are about 105 - 150 gCO_2/kWh. They rank between a wood pellet heating system (22 gCO_2/kWh) and a natural gas condensing boiler (250 gCO_2/kWh). The results show that the heat source system has a significant influence on the heat production costs.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen VII
Nomenklatur IX
Tabellenverzeichnis XVII
Abbildungsverzeichnis XXI
1 Einleitung 1
1.1 Motivation und Stand der Forschung 2
1.2 Zielsetzung 5
1.3 Aufbau der Arbeit 6
2 Kalte Nahwärmenetze und deren Wärmequellen 9
2.1 Grundlagen kalter Nahwärmenetze 9
2.1.1 Einordnung in die Entwicklung von Wärmenetzen und Begriffsdefinition kalter Nahwärmenetze 9
2.1.2 Aufbau von kalten Nahwärmenetzen 11
2.2 Wärmequellensysteme in kalten Nahwärmenetzen 16
2.2.1 Erdwärmekollektor 17
2.2.2 Erdwärmesonden 19
2.2.3 Grundwasserbrunnen 22
2.2.4 Eisspeichersystem mit Luftabsorber 25
3 Rahmenbedingungen der Betrachtung 29
3.1 Auswahl der Systeme zur Einbindung regenerativer Wärmequellen in kalte Nahwärmenetze 30
3.2 Vorgaben für das Wärmeversorgungssystem 35
3.3 Fallstudie 38
4 Dimensionierung des kalten Nahwärmenetzes 45
4.1 Aufbau des Wärmenetzes 45
4.2 Dimensionierung der Wärmepumpen in den Wohngebäuden 49
4.3 Anschlussleistungen und Rohrdimensionierung 57
4.4 Verlegung des kalten Nahwärmenetzes 66
5 Dimensionierung der Wärmequellensysteme 69
5.1 Auslegung des Erdwärmekollektors 70

5.1.1 Anschluss Erdwärmekollektor an das kalte Nahwärmenetz 71
5.1.2 Netztemperatur und Energiebilanz Erdwärmekollektor 72
5.1.3 Größe des Erdwärmekollektorfeldes 77
5.2 Auslegung der Erdwärmesonden 80
5.2.1 Anschluss Erdwärmesonden an das kalte Nahwärmenetz 81
5.2.2 Methodik zur Berechnung der Fluidtemperatur in den Erdwärmesonden 82
5.2.3 Auswahl der Anzahl an Sonden in dem Erdwärmesondenfeld 87
5.2.4 Energiebilanz der Erdwärmesonden 90
5.3 Auslegung des Grundwasserbrunnens 93
5.3.1 Anschluss Grundwasserbrunnen an das kalte Nahwärmenetz 93
5.3.2 Netztemperatur und Energiebilanz Grundwasserbrunnen 95
5.3.3 Auslegung des Förderbrunnens und der Brunnenpumpe 98
5.4 Auslegung des Eisspeichersystems mit Luftabsorber 103
5.4.1 Anschluss Eisspeichersystem an das kalte Nahwärmenetz 103
5.4.2 Berechnungsgrundlage zur Auslegung des Eisspeichersystems 106
5.4.3 Auslegung des Eisspeichersystems und Energiebilanz 114
5.5 Technische Auswertung der Wärmequellensysteme 124
6 Wirtschaftliche Bewertung und CO_2-Emissionen 131
6.1 Berechnungsparameter 131
6.2 Kosten und Erlöse 133
6.3 Auswertung der Wärmepreise und Einordnung der Heizkosten 146
6.4 CO_2-Emissionen und Primärenergiefaktoren 152
7 Kritische Würdigung 159
8 Zusammenfassung und Ausblick 163
Literaturverzeichnis 173
Anhang 188

Abkürzungen

AGFW	Der Energieeffizienzverband für Wärme, Kälte und KWK e. V.
AVBFernwärmeV	Verordnung über Allgemeine Bedingungen für die Versorgung mit Fernwärme
B	Brine (Sole)
BAFA	Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle
BBergG	Bundesberggesetz
BDEW	Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft e. V.
BEG	Bundesförderung für effiziente Gebäude
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Energie
CO_2	Kohlenstoffdioxid
COP	Coefficient of Performance (Leistungszahl)
Cos	Cosinus
DIN	Deutsches Institut für Normung
DN	Nomineller Rohrdurchmesser
DVGW	Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches
DWD	Deutscher Wetterdienst
EEWärmeG	Gesetz zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich
EFH	Einfamilienhaus
EIS	Eisspeichersystem mit Luftabsorber
ENEV	Energieeinsparverordnung
Erfc	Error-Funktion
ET	EcoTouch
EWK	Erdwärmekollektor
EWS	Erdwärmesonde
EWT	Entzugswärmetauscher
G-Funktion	Greensche Funktion
GHD	Gewerbe, Handel, Dienstleistung
GW	Grundwasserbrunnen
GZF	Gleichzeitigkeitsfaktor
JAZ	Jahresarbeitszahl
KfW	Kreditanstalt für Wiederaufbau
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
MFH	Mehrfamilienhaus

Nwn	Nahwärmenetz
PE	Polyethylen
PEF	Primärenergiefaktor
Progres.nrw	Programm Rationelle Energieverwendung, Regenerative Energien und Energiesparen
RC	Resistant to Crack
RL	Rücklaufleitung
SDR	Standard Dimension Ratio
TRJ	Testreferenzjahr
TWW	Trinkwarmwasser
ULTDHN	Ultra low temperature district heating network (Kaltes Nahwärmenetz)
UV	Ultraviolett
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VL	Vorlaufleitung
W	Water (Wasser)
WE	Wohneinheit
WGS84	World Geodetic System 1984
WQS	Wärmequellensystem

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

A	Strömungsquerschnitt [m²]
$A_{Eist,i,Bo}$	Bodenfläche des Eisspeichertanks [m²]
$A_{Eist,i,Mantel}$	Mantelfläche des Eisspeichertanks [m²]
A_{EWK}	Oberflächenbedarf des Erdwärmekollektors [m²]
A_N	Gesamtannuität einer Investition [€/a]
$A_{N,B}$	Annuität der betriebsgebundenen Kosten [€/a]
$A_{N,E}$	Annuität der Erlöse [€/a]
$A_{N,K}$	Annuität der kapitalgebundenen Kosten [€/a]
$A_{N,S}$	Annuität der sonstigen Kosten [€/a]
$A_{N,V}$	Annuität der bedarfsgebundenen Kosten [€/a]
$A_{NGF,WE}$	Nettogrundfläche Wohneinheit [m²]
A_W	Wandfläche [m²]
b	Exzentrizität der Sondengeometrie [-]
b_{Gr}	Grabenbreite der kalten Nahwärmetrasse [m]
Bu	Diagonaler Abstand zwischen den Mittelpunkten der U-Rohre einer Erdwärmesonde [m]
c_{Eis}	Schmelzenthalpie von Eis [Wh/kg]
COP	Leistungszahl einer Wärmepumpe [-]
$COP_{Ø,M}$	Monatlich gemittelter COP der Wärmepumpe [-]
$COP_{Ø}$	Jährliche Arbeitszahl der Wärmepumpe [-]
COP_{Heiz}	COP der Wärmepumpe bei der Heizwärmebereitung [-]
COP_{TWW}	COP der Wärmepumpe bei der Trinkwarmwasserbereitung [-]
$c_{p,E}$	Spezifische Wärmekapazität Erdreich [J/(kgK)]
$c_{p,Eis}$	Spezifische Wärmekapazität von Eis [Wh/(kgK)]
$c_{p,F}$	Spezifische Wärmekapazität Sondenfluid [J/(kgK)]
$c_{p,Nm}$	Spezifische Wärmekapazität Wärmeträgermedium [J/(kgK)]
$c_{p,W}$	Spezifische Wärmekapazität von Wasser [J/(kgK)]
D	Abstand zwischen den Erdwärmesonden [m]
d_a	Rohraußendurchmesser [m]
$d_{a,Eis}$	Außendurchmesser der Eisschicht [m]

d_i	Rohrinnendurchmesser [m]
$E_{Eis,t}$	Energiemenge im Eisspeicher zum Zeitpunkt t [kWh]
$E_{El,WP}$	Strombedarf der Wärmepumpen [kWh]
$E_{GW,P}$	Jahresenergiebedarf der Brunnenpumpe [MWh/a]
Es	Eskilson-Zahl [-]
F_G	Temperaturanpassungsfaktor eines Bauteils [-]
f_{Inst}	Aufwand für die jährliche Instandsetzung [%]
Fo	Fourier-Zahl [-]
$f_{p,el}$	Primärenergiefaktor deutscher Strommix [-]
$f_{p,ext}$	Primärenergiefaktor der zugeführten Umweltwärme [-]
$f_{p,K}$	Primärenergiefaktor für Kälte [-]
$f_{p,W}$	Primärenergiefaktor für Wärme [-]
f_{W+Insp}	Aufwandsfaktor für Wartung und Inspektion [%]
G_{A-S}	Gewichtungswert einer anderen Sonde in Bezug auf die betrachtete Sonde [-]
g_{Diao}	Greensche(g)-Funktionswerte an einer anderen Sonde [-]
g_{Lam}	Greensche(g)-Funktion an der Bohrlochwand der Sonde [-]
g_{Sf}	Greensche(g)-Funktion des Sondenfeldes [-]
$GZF(n_{G,S})$	Gleichzeitigkeitsfaktor der Verbraucher an einem Strömungspfad [-]
H	Sondenlänge/Sondentiefe [m]
$h_{Eist,i}$	Innenhöhe Eisspeichertank [m]
h_{Geo}	Geodätische Förderhöhe [m]
h_{Gr}	Grabentiefe kalte Nahwärmetrasse [m]
$h_{P,FH}$	Förderhöhe einer Pumpe [bar]
h_R	Verlegetiefe der Rohre [m]
$h_{V,Br}$	Verlusthöhe der Grundwasserbrunnenanlage [m]
$h_{V,R}$	Druckverlusthöhe in der Rohrleitung [m]
$g(r,t)$	Greensche(g)-Funktion einer Sonde/eines Sondenfeldes [-]
k	Rohrrauigkeit der Innenwand eines Rohres [mm]
K	Konstante zur Berechnung der Nusselt-Zahl [-]
l	Bezugslänge für Druckverlustberechnung [m]
l_{Abs}	Rohrlänge des Luftabsorbers [m]
l_{EWK}	Länge des Erdwärmekollektors [m]
l_{EWT}	Länge des Entzugswärmetauschers im Eisspeicher [m]

$l_{Ström}$	Überströmlänge [m]
l_T	Trassenlänge des Netzes [m]
$m_{Eis,max}$	Maximale Eismasse im Eisspeichertank [kg]
$\dot{m}_F$	Massenstrom je Erdwärmesonde [kg/s]
N	Zeitpunkt in Tagen [-]
$n_{G,S}$	Anzahl der Gebäude an einem Strömungspfad [-]
Nu	Nusselt-Zahl [-]
$Nu_{Auß}$	Nusselt-Zahl außen [-]
$Nu_{Auß,lam}$	Laminarer Anteil der Nusselt-Zahl außen [-]
$Nu_{Auß,turb}$	Turbulenter Anteil der Nusselt-Zahl außen [-]
$Nu_{lam,Tw=konst}$	Nusselt-Zahl bei laminarer Strömung für den Fall konstanter Wandtemperatur [-]
$Nu_{Ü}$	Nusselt-Zahl im Übergangsbereich [-]
$n_{R,S}$	Anzahl der Erdwärmesonden je Reihe [-]
n_R	Anzahl der Reihen in dem Sondenfeld [-]
n_{Rs}	Anzahl an Rohrschleifen in dem Eisspeichertank [-]
n_S	Anzahl der Erdwärmesonden in dem Sondenfeld [-]
$P_{GW,P}$	Pumpleistung der Grundwasserpumpe [kW]
Pr	Prandtl-Zahl [-]
$Pr_{Auß}$	Prandtl-Zahl außen [-]
P_{UWP}	Leistung der Umwälzpumpe [kW]
p_W	Wärmepreis [ct/kWh]
$P_{Wp,El}$	Elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe [kW]
Q_{Abs}	Wärmeentzug Luftabsorber [kWh]
$Q_{Abs,Reg,t}$	Regenerationsenergie aus dem Luftabsorber in den Eisspeicher [kWh]
Q_{Eis}	Wärmeentzug Eisspeicher [kWh]
$Q_{Erd,t}$	Wärmeaustausch Eisspeicher-Erdreich [kWh]
q_{EWK}	Spezifische Entzugsenergie Erdwärmekollektor [kWh/m²]
Q_{EWK}	Wärmeentzug Erdwärmekollektor [kWh]
Q_{EWS}	Wärmeentzug Erdwärmesonden [kWh]
$Q_{f,ext}$	Zugeführte Umweltwärme [kWh]
$Q_{f,K}$	Erzeugte Kältemenge [kWh]
$Q_{f,W}$	Erzeugte Wärmemenge [kWh]
Q_{Ges}	Jährliche Wärmeabnahme der Verbraucher [kWh/a]

Q_{GW}	Wärmeentzug Grundwasser [kWh]
Q_K	Kühlbedarf [kWh]
$Q_{K,M}$	Monatlicher Kühlbedarf [kWh]
$Q_{Netz,Heiz,t}$	Entzugsenergie aus dem Eisspeicher in das kalte Nahwärmenetz [kWh]
$Q_{Netz,K,t}$	Kühlenergie aus dem Eisspeicher in das kalte Nahwärmenetz [kWh]
$Q_{W,M}$	Monatlicher Wärmebedarf [kWh]
$Q_{WW,24\ h,G}$	Trinkwarmwasserbedarf des Gebäudes in 24 h [kWh/24 h]
$Q_{WW,G}$	Jährlicher Trinkwarmwasserbedarf des Gebäudes [kWh/a]
q_{WW}	Spezifischer Nutzwärmebedarf für Trinkwarmwasser je Gebäude [kWh/(m²a)]
$\dot{Q}_{Abs}$	Wärmeeintrag in den Luftabsorber [kW]
$\dot{Q}_{Erd}$	Wärmestrom durch ein erdberührendes Bauteil [kW]
$\dot{q}_{EWK}$	Spezifische Entzugsleistung Erdwärmekollektor [W/m²]
$\dot{Q}_{H,G}(t)$	Heizwärmebedarf des Gebäudes zum Zeitpunkt t [kW]
$\dot{Q}_{H,max,G}$	Auslegungs-Heizleistung des Gebäudes [kW]
$\dot{Q}_{K,G}(t)$	Kühlbedarf des Gebäudes zum Zeitpunkt t [kW]
$\dot{Q}_{K,max,G}$	Auslegungs-Kühlleistung des Gebäudes [kW]
$\dot{q}_N$	Spezifischer Entzugswärmestrom der Erdwärmesonde [W/m]
$\dot{Q}_{Netz,A}$	Anschlussleistung des kalten Nahwärmenetzes [kW]
$\dot{Q}_{Wp,A}$	Anschlussleistung der Wärmepumpe [kW]
$\dot{Q}_{Wp,erf}$	Erforderliche Heizleistung der Wärmepumpe [kW]
$\dot{Q}_{Wp,H}$	Heizleistung der Wärmepumpe [kW]
r	Entfernung zur Sondenachse [m]
r_a	Rohraußenradius [m]
R_a	Äußerer Wärmeübergangswiderstand [m²K/W]
$R_{a,int}$	Interner Bohrlochwiderstand der Erdwärmesonde [mK/W]
r_{A-S}	Abstand von einer Sonde zu einer anderen Sonde in dem Sondenfeld [m]
r_B	Bohrlochradius der Erdwärmesonde [m]
R_b	Bohrlochwiderstand der Erdwärmesonde [mK/W]
Re	Reynolds-Zahl [-]
$Re_{Auß}$	Reynolds-Zahl außen [-]

$r_{Einfluss}$	Radius mit einem Einfluss auf eine Sonde im Sondenfeld [m]
$r_{Eist,i}$	Innenradius Eisspeichertank [m]
r_i	Rohrinnenradius [m]
R_i	Innerer Wärmeübergangswiderstand [m²K/W]
R_R	Thermischer Widerstand der U-Sonden-Rohrwand [mK/W]
R_W	Wärmeleitwiderstand durch eine Wand [m²K/W]
s_R	Abstand zwischen den Rohrmittelpunkten im Eisspeicher [m]
s_W	Dicke der Behälterwand [m]
T	Betrachtungszeitraum [a]
t	Berechnungszeit [s] oder [h]
$T_{E,neu,N}$	Erdreichtemperatur am Bohrlochradius zum Zeitpunkt N [K]
$T_{E,Ø}$	Jährlich gemittelte Temperatur der Erdoberfläche [K]
$T_{E,un}$	Ungestörte Temperatur im Erdreich [K]
$T_{F,N}$	Mittlere Fluidtemperatur in der Sonde [K]
$T_{F,RL,N}$	Rücklauftemperatur des Sondenfluids in die Sonde [K]
$T_{F,VL,N}$	Vorlauftemperatur des Sondenfluids [K]
$T_{L,Ø}$	Jährlich gemittelte Lufttemperatur [K]
T_N	Nutzungsdauer [a]
t_s	Zeitkonstante von Erdwärmesonden [s]
t_{Sp}	Tägliche Sperrzeit [h]
$t_{V,GW,P}$	Vollbenutzungsstunden der Brunnenpumpe [h/a]
$t(\vartheta_{L,min})$	Stunde mit kältester Lufttemperatur [h]
U_{Abs}	Längenspezifischer Wärmedurchgangskoeffizient des Luftabsorbers [W/(mK)]
U_{EWK}	Längenspezifischer Wärmedurchgangskoeffizient des Erdwärmekollektors [W/(mK)]
U_{EWT}	Längenspezifischer Wärmedurchgangskoeffizient des Entzugswärmetauschers im Eisspeicher [W/(mK)]
$U_{W,Erd}$	Wärmedurchgangskoeffizient einer erdberührenden Wand [W/(m²K)]
U_W	Wärmedurchgangskoeffizient einer Wand [W/(m²K)]
$\dot{V}$	Volumenstrom [m³/h]
$V_{Eist,i}$	Innenvolumen Eisspeichertank [m³]

$\dot{V}_{GW}$	Nennvolumenstrom im Grundwasserbrunnen [m³/h]
$\dot{V}_{Netz,max}$	Nennvolumenstrom im kalten Nahwärmenetz [m³/h]
$\dot{V}_{Rs}$	Nennvolumenstrom je Rohrschleife im Eisspeicher [m³/s]
$\dot{V}_{Wp}$	Nennvolumenstrom Wärmepumpe [m³/h]
w	Strömungsgeschwindigkeit eines Mediums [m/s]
$w_{Auß}$	Strömungsgeschwindigkeit der Luft [m/s]
w_F	Strömungsgeschwindigkeit Sondenfluid im U-Rohr [m/s]
$W_{f,el}$	Zugeführte Strommenge [kWh]
y_{Heiz}	Anteil Heizwärme am monatlichen Gesamtwärmebedarf [%]
$y_{M,Wärme}$	Monatlicher Anteil der Wärmeerzeugung (Heizwärme + Warmwasser) an der Jahreswärmeerzeugung [%]
y_{TWW}	Anteil Warmwassererwärmung am monatlichen Gesamtwärmebedarf [%]
x	Integrationsvariable [-]
$x_{CO2,el}$	CO_2-Äquivalent deutscher Strommix [gCO_2/kWh]
z	Tiefe [m]

Griechische Formelzeichen

α_a	Wärmeübergangskoeffizient außen [W/(m²K)]
$\alpha_{E,h}$	Stündliche Temperaturleitfähigkeit im Erdreich [m²/h]
α_E	Temperaturleitfähigkeit im Erdreich [m²/s]
α_F	Wärmeübergangskoeffizient zwischen Sondenfluid und U-Rohrwand [W/(m²K)]
α_i	Wärmeübergangskoeffizient an der Innenseite [W/(m²K)]
β	Dimensionsloser thermischer Widerstand zwischen der U-Rohrwand und dem Sondenfluid [-]
$\Delta p_{P,FH,Wp}(\dot{V}_{Wp})$	Förderdruck der Umwälzpumpe bei Nennvolumenstrom der Wärmepumpe [bar]
$\Delta p_{P,FH}$	Förderdruck einer Pumpe [bar]
$\Delta p_{V,HA}$	Druckverlust in der Hausanschlussleitung [bar]
$\Delta p_{V,Netz}$	Druckverlust im Netz [bar]
$\Delta p_{V,Netz}(\dot{V}_{Netz,max})$	Druckverlust im Netz zum Zeitpunkt der Netzhöchstlast [bar]
$\Delta p_{V,RL}$	Druckverlust in der Rücklaufleitung [bar]
$\Delta p_{V,VL}$	Druckverlust in der Vorlaufleitung [bar]

$\Delta p_{V,WQA}$	Druckverlust in der Wärmequellenanlage [bar]
$\Delta p_{V,WÜ}$	Druckverlust im Wärmeübertrager [bar]
Δp_V	Druckverlust [Pa]
ΔT_{Abs}	Temperaturabsenkung um eine Sonde oder Sondenfeld [K]
$\Delta T_{E,Grad}$	Geothermischer Temperaturgradient [K/100m]
ΔT_{GW}	Temperaturabkühlung des geförderten Grundwassers [K]
Δt_M	Durchschnittlicher Zeitraum eines Monats [h]
$\Delta T_{Netz,max}$	Maximale Temperaturspreizung im kalten Nahwärmenetz [K]
$\Delta \vartheta_{Austritt}$	Temperaturdifferenz am Austritt des Wärmetauschers [K]
$\Delta \vartheta_{Eintritt}$	Temperaturdifferenz am Eintritt des Wärmetauschers [K]
$\Delta \vartheta_m$	Logarithmische Mitteltemperatur [K]
ζ	Widerstandsbeiwert für Einbauten [-]
η_F	Dynamische Viskosität Sondenfluid [kg/(ms)]
η_K	Kabelwirkungsgrad [-]
η_M	Wirkungsgrad des Motors [-]
η_P	Wirkungsgrad der Pumpe [-]
ϑ_a	Außentemperatur [°C]
$\vartheta_{Abs,i}$	Temperatur Wärmeträgerfluid im Luftabsorber [°C]
$\vartheta_{E,Amp}$	Jährliche Temperaturamplitude an der Erdoberfläche [°C]
ϑ_{Ein}	Eintrittstemperatur in die Wärmequellenanlage [°C]
$\vartheta_{Eis,t}$	Temperatur im Eisspeichertank [°C]
$\vartheta_{E,Ø}$	Mittlere jährliche Temperatur an der Erdoberfläche [°C]
$\vartheta_E(z,t)$	Temperatur im ungestörten Erdreich in Tiefe z [°C]
$\vartheta_{EWK,VL}(z,t)$	Vorlauftemperatur Erdwärmekollektor in Tiefe z [°C]
ϑ_i	Innentemperatur [°C]
ϑ_L	Lufttemperatur [°C]
$\vartheta_{L,Amp}$	Amplitude der mittleren monatlichen Lufttemperaturen [°C]
$\vartheta_{L,Ø}$	Mittlere jährliche Lufttemperatur [°C]
$\vartheta_L(t)$	Lufttemperatur zum Zeitpunkt t [°C]
$\vartheta_{Netz,RL}$	Rücklauftemperatur des kalten Nahwärmenetzes [°C]
$\vartheta_{Netz,VL}$	Vorlauftemperatur des kalten Nahwärmenetzes [°C]
λ	Rohrreibungszahl [-]
λ_{Eis}	Wärmeleitfähigkeit von Eis [W/(mK)]
$\lambda_{Auß}$	Wärmeleitfähigkeit der Außenluft [W/(mK)]

λ_E	Wärmeleitfähigkeit des Erdreichs [J/(mKs)]
λ_F	Wärmeleitfähigkeit Sondenfluid [W/(mK)]
λ_R	Wärmeleitfähigkeit des Rohres [W/(mK)]
λ_{U-R}	Wärmeleitfähigkeit der U-Rohre der Erdwärmesonde [W/(mK)]
λ_V	Wärmeleitfähigkeit der Verfüllung der Erdwärmesonde [W/(mK)]
λ_W	Wärmeleitfähigkeit der Behälterwand [W/(mK)]
ρ	Dichte eines Mediums [kg/m³]
ρ_E	Dichte Erdreich [kg/m³]
ρ_F	Dichte Sondenfluid [kg/m³]
ρ_{Nm}	Dichte Wärmeträgermedium im kalten Nahwärmenetz [kg/m³]
$\rho_{W,0\,°C}$	Dichte von Wasser bei 0 °C [kg/m³]
ρ_W	Dichte von Wasser [kg/m³]
σ_E	Konduktivitätsparameter [-]
ν	Kinematische Viskosität [m²/s]
$\nu_{Auß}$	Kinematische Viskosität der Außenluft [m²/s]
ν_F	Kinematische Viskosität des Sondenfluids [m²/s]

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Bezeichnung und Temperaturbereiche von kalten Wärmenetzen 10

Tabelle 2-2: Richtgrößen zur Auslegung von Luftabsorber und Eisspeicher 28

Tabelle 3-1: Vergleich von Wärmequellen für kalte Nahwärmenetze 31

Tabelle 3-2: Energetische Kennwerte der Gebäudetypen 42

Tabelle 3-3: Auslegungsleistung und Energiebedarfe der Bebauungsszenarien 43

Tabelle 4-1: Räumliche Daten des Modellgebietes 47

Tabelle 4-2: Kostenvergleich bei Verlegung der Rohre mit und ohne Sandbett 48

Tabelle 4-3: Frostschutzanteile und Stoffeigenschaften der Wärmeträgermedien bei 0 °C 49

Tabelle 4-4: Erforderliche Heizleistung der Wärmepumpen 50

Tabelle 4-5: Nennbetriebspunkte der Wärmequellen 51

Tabelle 4-6: Ausgewählte Wärmepumpen 52

Tabelle 4-7: Heizleistung und Anschlussleistung der Wärmepumpen in den Auslegungspunkten 53

Tabelle 4-8: Sollvolumenstrom der Wärmepumpen 54

Tabelle 4-9: Netzhöchstlast und maximaler Volumenstrom 58

Tabelle 4-10: Förderdrücke der Wärmepumpen bei Nennvolumenstrom 59

Tabelle 4-11: Druckverluste in den Wärmequellenanlagen 61

Tabelle 4-12: Durchmesser und Druckverluste der Hausanschlüsse 62

Tabelle 4-13: Volumen im kalten Nahwärmenetz und benötigte Glykolmengen 65

Tabelle 4-14: Berechnete Werte der Gräben der kalten Nahwärmetrasse 67

Tabelle 5-1: Parameter zur Berechnung des längenspezifischen Wärmedurchgangskoeffizienten des Erdwärmekollektorrohres 74
Tabelle 5-2: Auslegungswerte für Erdwärmekollektoren für verschiedene Bodenarten in Klimazone 5 78
Tabelle 5-3: Ausgewählte Sondenfeldkonfiguration für beide Szenarien 88
Tabelle 5-4: Parameter zur Berechnung der Wärmeleistung des Luftabsorbers 114
Tabelle 5-5: Auslegungsparameter des Eisspeichersystems im EFH-Szenario 120
Tabelle 5-6: Gegenüberstellung der verschiedenen Wärmequellensysteme 124
Tabelle 6-1: Nutzungsdauer und Aufwandsfaktoren der Anlagenkomponenten 133
Tabelle 6-2: Gruppierung der Investitionen in das Wärmeversorgungssystem 134
Tabelle 6-3: Gesamtkosten der Wärmepumpen 135
Tabelle 6-4: Investitionskosten für das kalte Nahwärmenetz 138
Tabelle 6-5: Investitionskosten Erdwärmekollektor 139
Tabelle 6-6: Investitionskosten Erdwärmesondenfeld 139
Tabelle 6-7: Investitionskosten Grundwasserbrunnen 140
Tabelle 6-8: Investitionskosten Eisspeichersystem 141
Tabelle 6-9: Anfangsinvestition und Nebenkosten im Wärmeversorgungssystem 142
Tabelle 6-10: Bedarfsgebundene Kosten im ersten Jahr 143
Tabelle 6-11: Betriebsgebundene Kosten im ersten Jahr 144
Tabelle 6-12: Fördersätze progres.nrw für das Wärmeverteilnetz 145
Tabelle 6-13: Fördersätze progres.nrw für die Wärmequellensysteme 146
Tabelle 6-14: Summe der Fördergelder aus progres.nrw 146

Tabelle 6-15: Annuitäten im Wärmeversorgungssystem 147
Tabelle 6-16: Preisbestandteile verschiedener kalter Nahwärmenetze 151
Tabelle 6-17: Primärenergiefaktoren für Heizen und Kühlen.....154
Tabelle 6-18: CO_2-Äquivalente für Heizen und Kühlen 155

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Vorgehensweise zur Bewertung der Wärmequellensysteme 6
Abbildung 2-1: Aufbau eines kalten Nahwärmenetzes 12
Abbildung 2-2: Anschluss eines Verbrauchers an das kalte Nahwärmenetz 14
Abbildung 2-3: Parallele Verlegung des horizontalen Erdwärmekollektors 17
Abbildung 2-4: Prinzip geothermischer Wärmenutzung 19
Abbildung 2-5: Schema einer Doppel-U-Rohrsonde 20
Abbildung 2-6: Schema eines Grundwasserbrunnen 23
Abbildung 2-7: Schema eines Eisspeichersystems 25
Abbildung 2-8: Einfrier- und Abtauprozess im Eisspeicher 26
Abbildung 3-1: Untersuchungsrahmen der Fallstudie 29
Abbildung 3-2: Übersicht der kalten Nahwärme Projekte und Systeme zur Einbindung der Wärmequellen in Deutschland 33
Abbildung 3-3: Ausgewählte Wärmequellensysteme 35
Abbildung 3-4: Jahresverlauf der Energiebedarfe im EFH-Szenario 43
Abbildung 4-1: Aufbau des betrachteten kalten Nahwärmenetzes 45
Abbildung 4-2: Aufbau des Leitungsnetzes im EFH-Szenario 46
Abbildung 4-3: Leistungszahlen der ausgewählten Wärmepumpen 55
Abbildung 4-4: Hintere Verteilung aktiver Verbraucher im Netz 63
Abbildung 4-5: Qualitative Darstellung des Druckverlaufs für den letzten Wärmeabnehmer im kalten Nahwärmenetz 63
Abbildung 4-6: Druckverluste und Rohraußendurchmesser im EFH-Szenario 64
Abbildung 4-7: Verlegung des kalten Nahwärmenetzes im Graben 66
Abbildung 4-8: Verbindungsstücke im kalten Nahwärmenetz 67
Abbildung 5-1: Kaltes Nahwärmenetz mit einem Erdwärmekollektor 70

Abbildung 5-2: Technische Anbindung an den Erdwärmekollektor.....71
Abbildung 5-3: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS EWK und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das EFH-Szenario 75
Abbildung 5-4: Energiebilanz im EFH-Szenario mit EWK.....76
Abbildung 5-5: Kaltes Nahwärmenetz mit einem Erdwärmesondenfeld 81
Abbildung 5-6: Technischer Anschluss an das Erdwärmesondenfeld ..82
Abbildung 5-7: Richtkosten für Erdwärmesonden.....85
Abbildung 5-8: Querschnitt einer Doppel-U-Rohrsonde 86
Abbildung 5-9: Temperaturen des Erdwärmesondenfeldes im EFH-Szenario 90
Abbildung 5-10: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS EWS und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das EFH-Szenario 91
Abbildung 5-11: Energiebilanz im EFH-Szenario mit EWS 92
Abbildung 5-12: Kaltes Nahwärmenetz mit einem Grundwasserbrunnen 93
Abbildung 5-13: Technische Anbindung an die Grundwasserbrunnen...94
Abbildung 5-14: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS GW und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das EFH-Szenario 97
Abbildung 5-15: Energiebilanz im EFH-Szenario mit GW 98
Abbildung 5-16: Relevante Parameter zur Auslegung des Grundwasserbrunnens.....99
Abbildung 5-17: Kaltes Nahwärmenetz mit einem Eisspeicher und Luftabsorber als Wärmequellen.....103
Abbildung 5-18: Anbindung von Luftabsorber und Eisspeicher an das kalte Nahwärmenetz 104
Abbildung 5-19: Wärmeströme um den Eisspeicher.....107
Abbildung 5-20: Temperaturverlauf in dem Eisspeicher 109

Abbildung 5-21: Vertikalschnitt eines Eisspeichertanks 109
Abbildung 5-22: Luftabsorber SLK-600 für Großanlagen 111
Abbildung 5-23: Jährliches Profil der Lufttemperatur mit Kälteperioden 116
Abbildung 5-24: Gewählte Zeiträume der Betriebsarten des Eisspeichersystems im EFH-Szenario 119
Abbildung 5-25: Jahresverlauf der Vorlauftemperatur im kalten Nahwärmenetz und des Eisanteils im Eisspeicher im EFH-Szenario 121
Abbildung 5-26: Energiebilanz im EFH-Szenario mit EIS 122
Abbildung 5-27: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS EIS und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das EFH-Szenario 123
Abbildung 6-1: Trassenkosten des kalten Nahwärmenetzes 136
Abbildung 6-2: Vergleich der Baukosten für kalte Nahwärmenetze und Fernwärmenetze 137
Abbildung 6-3: Spezifische zusätzliche Trassenkosten für Glykol 137
Abbildung 6-4: Netto-Wärmepreise für den Verbraucher 147
Abbildung 6-5: Jährliche Brutto-Heizungskosten pro Gebäude 149
Abbildung 6-6: Auswirkung der bedarfsgebundenen Preisänderungsrate auf die Wärme-Vollkosten 150
Abbildung 6-7: Auswirkung des Kalkulationszinssatzes auf die Wärme-Vollkosten 150
Abbildung 6-8: Einordnung der Heizkosten verschiedener kalter Nahwärmenetze 152
Abbildung 6-9: Bilanzierung der externen Wärmelieferung 153
Abbildung 6-10: Einordnung der PEF und CO_2-Äquivalente 156

1 Einleitung

Die internationale Gemeinschaft hat sich auf der Pariser Klimakonferenz im Jahr 2015 dazu verpflichtet, den globalen Temperaturanstieg bei unter 2 °C über dem vorindustriellen Niveau zu halten. Für den globalen Temperaturanstieg ist der anthropogene Treibhauseffekt verantwortlich, der hauptsächlich auf den Ausstoß des Treibhausgases Kohlendioxid (CO_2) durch die Nutzung fossiler Brennstoffe zurückzuführen ist. Deutschland hat im Jahr 2018 energiebedingt 704 Mio. t CO_2 emittiert. Dies sind 2 % der globalen energiebedingten CO_2-Emissionen [BMW2020].

Der deutsche Klimaschutzplan 2050 sieht vor, die Treibhausgasemissionen bis zum Jahr 2050 um mindestens 80 % gegenüber dem Jahr 1990 zu reduzieren. Dieses unter dem Begriff Energiewende definierte Ziel soll mit der Verbesserung der Energieeffizienz und der Erhöhung des Anteils der erneuerbaren Energien in den vier Verbrauchssektoren Industrie, Gewerbe, Handel, Dienstleistung (GHD), Verkehr und private Haushalte erreicht werden. Der Sektor der privaten Haushalte, der etwa ein Viertel des deutschen Endenergieverbrauchs ausmacht, soll bis 2050 nahezu klimaneutral werden [BMW2020]. In diesem Sektor sind die Anwendungen Raumwärme und Warmwasser mit 154 Mio. t CO_2-Emissionen im Jahr 2017 für etwa 22 % der energiebedingten CO_2-Emissionen in Deutschland verantwortlich [UBA2020]. Um die CO_2-Emissionen der privaten Haushalte zukünftig deutlich zu reduzieren, setzt die Bundesregierung auf hohe energetische Standards bei neuen Wohngebäuden und auf die energetische Sanierung des Wohngebäudebestands. Ein weiterer Schwerpunkt wird die zunehmende Integration erneuerbarer Energien in den Wohnbausektor sein. [BMU2016, S.6ff.]

Im Jahr 2018 betrug der Anteil an erneuerbaren Energien an dem Endenergieverbrauch ca. 14 % in dem Sektor der privaten Haushalte. Davon stammen etwa drei Viertel aus Biomasse und Wärme aus Abfällen und nur ein Viertel aus den sonstigen Energieträgern Geothermie, Solarthermie und Umweltwärme. Somit werden ca. 3 % des Endenergieverbrauchs der privaten Haushalte durch Geothermie, Solarthermie und Umweltwärme gedeckt. [AGE2020]

Um die Klimaschutzziele der Bundesregierung zu erreichen, sind neue Konzepte in der Wärmeversorgung notwendig. Ein Ansatz zur Erhöhung des Anteils von regenerativen Energien in der Wärmeversorgung von Wohngebäuden sind kalte Nahwärmenetze.

1.1 Motivation und Stand der Forschung

Die kalte Nahwärme ist ein neuartiges Konzept zur Verteilung von thermischer Energie über ein Leitungsnetz mit dezentraler Temperaturanhebung durch Wärmepumpen bei den Verbrauchern. Grundlegend ist jedes kalte Nahwärmenetz ähnlich aufgebaut und besteht aus den Teilsystemen der Wärmequelle, des Wärmeverteilnetzes und den Verbrauchern. Die Wärme wird auf einem niedrigen Temperaturniveau von unter 20 °C gewonnen und über ein Leitungsnetz zu mehreren Verbrauchern transportiert. Im Gegensatz zu den etablierten Nah- und Fernwärmenetzen besitzen kalte Nahwärmenetze geringere Netztemperaturen (< 20 °C). Daher kann die thermische Energie in den Wohngebäuden nicht direkt genutzt werden, sondern erfordert die Anhebung auf ein höheres Temperaturniveau durch den Einsatz von Wärmepumpen. Die Wärmeerzeugung erfolgt im Gegensatz zu konventionellen Nahwärmenetzen nicht zentral, sondern erst durch die dezentral in den Gebäuden installierten Wärmepumpen. Dadurch geht Exergie nur in geringem Maße verloren. Aufgrund der niedrigen Netztemperaturen kann das System neben der Wärme auch Kälte bereitstellen. Durch den Einsatz von elektrisch betriebenen Wärmepumpen werden direkte lokale CO_2-Emissionen vermieden. Die Versorgung mehrerer Wärmeverbraucher im Systemverbund hat den Vorteil, dass eine gemeinsame Wärmequelle erschlossen wird, um Synergieeffekte zu nutzen. Dies kann zu finanziellen Vorteilen für den einzelnen Wärmeverbraucher sowie zu einem effizienten Gesamtsystem führen. [HAN2018, S.10f.]

Motivation

Die kalte Nahwärme hat den Vorteil, dass aufgrund der niedrigen Netztemperaturen Wärmequellen eingebunden werden können, deren Temperaturniveau bisher zu niedrig für herkömmliche Wärmenetze war. Die Wärmequelle stellt dabei stets die Grundlage für eine nachhaltige Wärmeversorgung in einem kalten Wärmenetz dar. So werden die Investitionskosten in [BUF2019, S.517] als Haupthindernis für den Aufbau kalter Nahwärmenetze genannt. Auch [KÖF2016, S.95] argumentiert am Beispiel von vier verschiedenen Wärmenetzen in Österreich, dass die Kosten und die Verfügbarkeit von Niedertemperatur-Wärmequellen ein Schlüsselfaktor für die Realisierung von Niedertemperaturwärmenetzen sind. Andererseits gibt es ökologische Vorteile von kalten Nahwärmenetzen gegenüber konventionellen, fossil befeuerten Heizsystemen, die durch die Einbin-

dung regenerativer Energiequellen auf niedrigem Temperaturniveau erreicht werden. Inwiefern sich der Einsatz regenerativer Wärmequellen auf die Auslegung des kalten Nahwärmenetzes und damit auf die Wirtschaftlichkeit auswirkt, ist eine zentrale Fragestellung.

Stand der Forschung

Im folgenden Abschnitt soll ein Überblick über den Stand der Forschung der kalten Nahwärmenetze gegeben werden und die Vorarbeiten im Bereich der Wärmequelle untersucht werden.

Im Jahr 2018 erstellte [HAN2018] ein Grundlagenpapier zu thermischen Netzen und greift darin auch das Konzept der kalten Nahwärme auf. Das Papier arbeitet neue Verteilkonzepte für kalte Nahwärmenetze aus, die den Austausch von Energie, unterschiedliche Fließrichtungen in dem kalten Nahwärmenetz und eine bedarfsgerechte Wärmebereitstellung durch dezentrale Förderpumpen ermöglichen und ordnet die Energieverluste und Pumpenergieaufwände ein. Auf mögliche Wärmequellen wird nicht eingegangen.

Im Jahr 2018 stellt [PEL2018] eine erste Literaturübersicht über kalte Nahwärmenetze vor. Die Studie stellt fest, dass weitere Untersuchungen erforderlich sind, um zu ermitteln, unter welchen Rahmenbedingungen kalte Nahwärmenetze eine zuverlässige und nachhaltige Alternative zu den konventionellen Fernwärmenetzen bieten. Die Literaturstudie bewertet qualitativ verschiedene Wärmequellen wie oberflächennahe Geothermie, Oberflächenwasser und Abwärme und identifiziert Temperaturunterschiede, gesetzliche Vorgaben, Wasserqualitäten und unterschiedliche Bodeneigenschaften als relevante Einflussfaktoren. Eine Einschätzung technischer oder ökonomischer Kennzahlen der Wärmequellen erfolgt nicht.

Die Auswirkungen unterschiedlicher Dezentralisierungsgrade für die Wärmeerzeugung aus einer Niedertemperatur-Wärmequelle von 10 °C werden in [ØST2016] gezeigt. Das Paper vergleicht zwei Alternativen für die Wärmeversorgung. Die erste Variante ist eine Wärmeerzeugung mit einer zentralen Wärmepumpe und Verteilung bei 60 °C in einem Netz. Die zweite Variante ist eine Kombination aus Vorerwärmung mit einer zentralen Wärmepumpe auf eine Netztemperatur von ca. 30 °C und dezentralen Booster-Wärmepumpen in den Gebäuden. Die Variante mit dezentralen Booster-Wärmepumpen verringert die Netzverluste und erhöht die Gesamtperformance. Eine Wärmeerzeugung mit dezentralen Wärmepumpen aus einer

Wärmequelle ohne zentrale Temperaturanhebung kann die Netzverluste weiter verringern.

[BUF2019] analysiert in seiner Forschungsarbeit 40 kalte Nahwärmenetze in Europa, die zur Deckung von Wärme- und Kühlbedarfen eingesetzt werden und stellt fest, dass die Wärmequelle einen großen Einfluss auf die Effizienz des kalten Nahwärmenetzes und den Bedarf an fossiler Energie hat. Die Analyse zeigt, dass kalte Nahwärmenetze auch unterhalb der vorausgesetzten hohen Wärmeliniendichten von traditionellen Wärmenetzen betrieben werden und somit neue Bewertungsmaßstäbe definiert werden müssen.

Laut [BUF2019, S.516] erhöhen flexible Netzmodelle mit Wärme- und Kälteabnehmern die Komplexität der Marktmodelle, aber bieten auch die Möglichkeit neuer Abrechnungsmodelle. [COZ2017] führt eine Top-Down Analyse zu den maximalen Energiepreisen in einem kalten Nahwärmenetz durch, wenn die Gesamtenergiekosten nicht höher als die Kosten für ein konventionelles Heiz- und Kühlsystem sein dürfen. Für ein Beispielszenario in Norditalien ergeben die Ergebnisse einen maximalen Preis für die thermische Energie, die aus dem kalten Nahwärmenetz an die Wärmepumpe geliefert wird, von 10,6 ct/kWh, wenn Heizwärme und Kühlenergie bereitgestellt wird.

Bei kalten Nahwärmenetzen, in denen die Verbraucher gleichzeitig Wärmeabnehmer und -lieferant sind (Prosumer-Konzept), müssen Regelungskonzepte entwickelt werden. [BÜN2018] entwickelt ein Regelungskonzept auf Basis einer agentenbasierten Modellierung und einer Temperatursollwertoptimierung, das die modulare Integration von Quellen und Verbrauchern ermöglicht. Die Ergebnisse für zwei Szenarien zeigen, dass kalte Nahwärmenetze gegenüber konventionellen Heizungssystemen weniger CO_2-Emissionen erzeugen und die Energiekosten reduzieren können. Bidirektionale kalte Nahwärmenetze mit der vorgestellten Regelung können die Energiekosten und die CO_2-Emissionen zusätzlich senken.

[REI2020, S.164] ermittelt eine Netztemperaturspreizung von 7 K – 9 K im kalten Nahwärmenetz als Optimum aus niedrigen Wärmegestehungskosten und geringen CO_2-Emissionen für ein Anwendungsbeispiel mit 20 °C Vorlauftemperatur.

1.2 Zielsetzung

In seiner Literaturstudie wertet [BUF2019, S.518] konkrete Umsetzungsprojekte aus, in denen eine Wärmequelle untersucht oder für die Berechnung angenommen, aber nicht im Detail betrachtet wird. Häufig wird kalte Nahwärme als Wärmeversorgungslösung mit anderen Heizsystemen, wie Fernwärme, Luftwärmepumpen oder Nahwärmenetzen verglichen. Vor dem Hintergrund des zuvor beschriebenen Forschungsstands kann festgestellt werden, dass die Betrachtung von möglichen Wärmequellen für kalte Nahwärmenetze unter qualitativen Gesichtspunkten stattfindet und ökologische Vorteile herausgearbeitet werden. Ein Vergleich verschiedener Wärmequellen für kalte Nahwärmenetze auf Basis konkreter technischer und ökonomischer Kennzahlen konnte nicht gefunden werden.

Aus diesem Grund ist das Ziel der Arbeit eine Bewertung von verschiedenen Wärmequellen in einem kalten Nahwärmenetz. Dazu wird eine übertragbare Methodik zur Auslegung und Bewertung von Systemen zur Einbindung von Wärmequellen in ein kaltes Nahwärmenetz entwickelt.

Die Methodik fokussiert zwei Aspekte. Auf der einen Seite erfolgt die Auswahl von Systemen zur Nutzung verschiedener Wärmequellen. Die Verfügbarkeit der Wärmequelle ist die wichtigste Voraussetzung für den Aufbau eines kalten Nahwärmenetzes. Die Wärmequelle und die Wärmesenke müssen also in räumlicher Nähe beieinanderliegen. Darüber hinaus soll die Wärmequelle zeitlich konstant verfügbar sein, da die Wärmepumpen auf eine ständige Wärmezufuhr aus dem kalten Nahwärmenetz angewiesen sind. Daher werden in dieser Arbeit Wärmequellen ausgesucht, die zeitlich konstant verfügbar und nicht lokal begrenzt sind. Dies erleichtert die Übertragbarkeit der Ergebnisse dieser Studie auf andere Standorte. Um den hohen Anforderungen an die Nachhaltigkeit gerecht zu werden und die ökologischen Vorteile der kalten Nahwärme zu nutzen, sollen ausschließlich regenerative Wärmequellen untersucht werden.

Auf der anderen Seite wird ein ganzheitlicher Ansatz zur Auslegung des gesamten Energiesystems von der Wärmequelle über das Verteilnetz bis zu den Wärmepumpen verfolgt. Durch die Entwicklung einzelner Methoden und deren Verknüpfung zu einem ganzheitlichen Energiekonzept für Wohngebäude, lässt sich der Einfluss der Wärmequelle auf das Gesamtsystem beurteilen. Durch die Demonstration an einem praktischen Beispiel (Fallstudie) können qualifizierte Aussagen über die technischen Einsatzmöglichkeiten in einem kalten Nahwärmenetz und über die Wärmepreise der Wärmeversorgungssysteme getroffen werden.

1.3 Aufbau der Arbeit

Abbildung 1-1 stellt den Aufbau der Arbeit dar. Die Arbeit gliedert sich in acht Kapitel. Nach einer Einführung und der Definition der Ziele der Arbeit, widmet sich das zweite Kapitel den Grundlagen der kalten Nahwärmenetze und den in dieser Arbeit untersuchten Systemen zur Einbindung von regenerativer Wärme (Wärmequellensysteme).

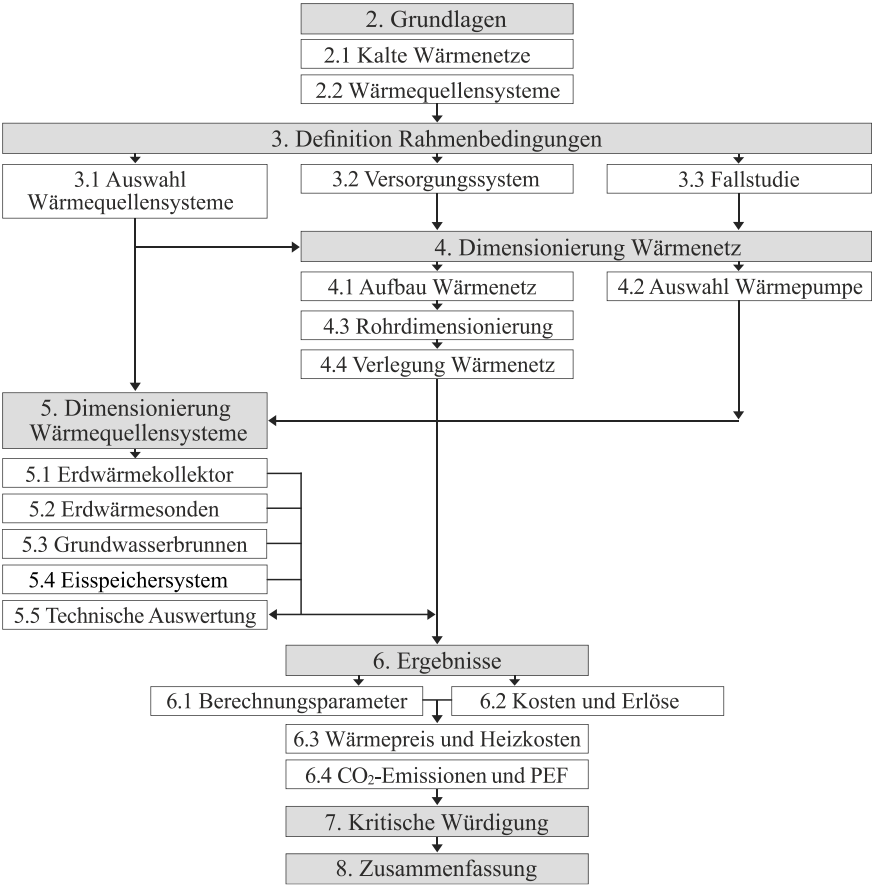


Abbildung 1-1: Vorgehensweise zur Bewertung der Wärmequellensysteme

Im dritten Kapitel werden die Rahmenbedingungen der Untersuchung definiert. Nach einer Diskussion der Vor- und Nachteile verschiedener regenerativer Wärmequellen, folgt die Auswahl von vier Systemen, die in

dieser Arbeit ausgelegt und ausgewertet werden. Anschließend werden die Rahmenbedingungen des Wärmeversorgungssystems formuliert. Zum Ende von Kapitel drei wird die Fallstudie definiert, die zur Demonstration des Vorgehens verwendet wird.

Kapitel vier legt den Fokus auf das Wärmeverteilnetz. Zunächst erfolgt eine Beschreibung der Kenngrößen des kalten Nahwärmenetzes und danach die Auswahl der Wärmepumpen. Danach werden die Rohrleitungen des kalten Wärmenetzes dimensioniert und die Verlegung des Wärmenetzes beschrieben. Für die Teilsysteme Wärmepumpe und Wärmenetz ist das methodische Vorgehen zur Berechnung und Auslegung unabhängig von der Wärmequellenanlage identisch, dennoch beeinflussen die unterschiedlichen Systeme die Größe der Wärmepumpen und des Wärmeverteilnetzes.

Im fünften Kapitel werden die Wärmequellensysteme ausgelegt und bewertet. Für jede Wärmequellenanlage werden zunächst die Spezifika der technischen Anbindung an das Wärmenetz herausgearbeitet. Daran schließt sich die Auslegungsmethodik der Systeme an, die sowohl die Anlagengröße als auch die erreichbaren Vorlauftemperaturen berücksichtigt. Für jedes Wärmequellensystem wird ein eigenes Auslegungsverfahren entwickelt, da die Berechnungsgrundlagen für jedes Wärmequellensystem unterschiedlich sind. Das fünfte Kapitel wird mit einer Bewertung der Wärmequellensysteme für die Einbindung in ein kaltes Nahwärmenetz am Beispiel der Fallstudie abgeschlossen.

Die Ergebnisse aus Kapitel vier und fünf bilden die Basis für die Abschätzung der Wärmepreise und der Heizkosten der kalten Nahwärmenetze für die verschiedenen Wärmequellen in Kapitel sechs. Dazu werden die Investitionskosten und laufenden Kosten sowie Erlöse mithilfe der Richtlinie VDI 2067 aus Sicht eines Wärmenetzbetreibers zusammengetragen und in ein Preismodell überführt. Die Wärmepreise der beschriebenen Systeme werden anschließend miteinander verglichen und den Heizungskosten anderer kalter Nahwärmenetze gegenübergestellt. Es schließen sich eine kurze Betrachtung der CO_2-Emissionen und der Primärenergiefaktoren an, die eine Einordung der Wärmeerzeugung im Vergleich zu anderen Energieträgern ermöglichen.

Im Rahmen einer kritischen Würdigung werden in Kapitel sieben Aspekte diskutiert, die in dieser Arbeit nicht untersucht wurden.

Die Zusammenfassung in Kapitel acht stellt die wichtigsten Ergebnisse der Arbeit vor und schließt mit einem Ausblick.

2 Kalte Nahwärmenetze und deren Wärmequellen

Dieses Kapitel erläutert die Grundlagen von kalten Nahwärmenetzen im ersten Teilkapitel. Der zweite Teil beschreibt den Stand der Technik und die Auslegungsgrundlagen der ausgewählten Wärmequellensysteme.

2.1 Grundlagen kalter Nahwärmenetze

Dieses Kapitel widmet sich der Technologie kalter Nahwärmenetze. Nach einer einführenden Einordnung der kalten Wärmenetze in die Entwicklung der netzgebundenen Wärmeversorgung wird der Begriff der kalten Nahwärme definiert und die rechtliche Grundlage analysiert. Danach werden der Aufbau, das Wärmeverteilnetz und der Hausanschluss beim Kunden beschrieben. Ein zusammenfassender Vergleich von kalten Nahwärmenetzen und Warmwassernetzen findet sich in Tabelle A-1 auf Seite 191.

2.1.1 Einordnung in die Entwicklung von Wärmenetzen und Begriffsdefinition kalter Nahwärmenetze

Die Entwicklung von Wärmenetzen lässt sich nach [LUN2014, S.1] in vier Generationen einteilen. [BUF2019, S.505] fügt die 5. Generation von Wärmenetzen hinzu, die sich in einem frühen Entwicklungsstadium befindet.

1. Generation: Dampfnetze $T < 200$ °C
2. Generation: Drucknetze mit Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) $T > 100$ °C
3. Generation: Wassernetze mit KWK und Erneuerbaren Energien $T < 100$ °C
4. Generation: Niedertemperaturnetze $T < 70$ °C
5. Generation: Kalte Wärmenetze $T < 30$ °C

Nach [LUN2014, S.2] transformiert sich die Wärmeversorgung derzeit von der dritten zur vierten Generation. Die Wärmenetze der dritten Generation arbeiten bei Temperaturen unter 100 °C. Biomasse, Abfallwärme und vereinzelt auch Geothermie werden neben fossilen Brennstoffen in Heizkraftwerken oder KWK-Anlagen genutzt. Neben der Effizienzsteigerung gegenüber der ersten und zweiten Generation steht die Unabhängigkeit von Ölimporten im Vordergrund. Die vierte Generation stellt neue Anforderungen an die Wärmenetze. Durch hohe gesetzliche Vorgaben wird der Energiebedarf und das Temperaturniveau von Gebäuden zunehmend reduziert. Infolgedessen sinken die Netztemperaturen auf unter 70 °C. Dies ermöglicht die vermehrte Einbindung regenerativer Energiequellen.

Die fünfte Generation zeichnet sich durch dezentrale und bedarfsgerechte Konzepte aus, die den Kühlbedarf von Gebäuden zusätzlich zum Wärmebedarf decken können. Innerhalb der Literatur existieren verschiedene Temperaturbereiche und Begriffe für Netze der fünften Generation. Tabelle 2-1 berücksichtigt die verschiedenen Bezeichnungen und Definitionsbereiche. Die Begriffe „Anergie“, „Kälte“ und „Niedertemperatur“ weisen darauf hin, dass die Netztemperatur deutlich niedriger ist als bei den Warmwassernetzen. [LUN2014, S.2ff.]
In dieser Arbeit werden die Begriffe kalte Nahwärme und kaltes Nahwärmenetz zur Beschreibung gewählt und verwendet. Das kalte Nahwärmenetz zählt zu der 5. Generation von Wärmenetzen. Charakteristisch für dieses Netz sind Netztemperaturen unter 20 °C, eine dezentrale Erwärmung mit Wärmepumpen und der Einsatz von regenerativen Energiequellen.

Tabelle 2-1: Bezeichnung und Temperaturbereiche von kalten Wärmenetzen

Bezeichnung	Definition	Literaturquelle
Anergienetz	Nahe Umgebungstemperatur	[SUL2014, S.4]
Kaltes Nahwärmenetz	Nahe Umgebungstemperatur < 20 °C < 30 °C 10 °C - 25 °C	[SUL2014, S.4] [SCH2017, S.24] [PEH2017, S.33] [PEL2018, S.3]
Kältenetz	5 °C - 10 °C	[SCH2017, S.24]
Niedertemperaturnetz Kühlen	0 °C – 20 °C	[HAN2018, S.55]
Wärme- und Kältenetze der 5. Generation	Nahe Erdreichtemperatur	[BUF2019, S.507]

Rechtliche Grundlage kalter Nahwärme in Deutschland

Dieser Absatz ordnet die Versorgung mit kalter Nahwärme kurz rechtlich ein. Die Kenntnis der Rechtsgrundlage ist die Basis für die Erstellung eines Geschäftsmodells. Für die Versorgung mit kalter Nahwärme können die Allgemeinen Bedingungen für die Versorgung mit Fernwärme (AVBFernwärmeV) angewandt werden. Dies ist möglich, da nach einem Urteil vom Bundesgerichtshof kein Unterschied zwischen Nah- und Fernwärme besteht und auch das Temperaturniveau keine Rolle spielt [BGH1989]. Es handelt sich um Fernwärme, wenn ein Dritter in einer Heizungsanlage, die nicht im Eigentum des Gebäudeeigentümers steht, Wärme aus unternehmenswirtschaftlichen Gründen erzeugt und an den Kunden liefert. Obwohl die Wärmepumpe die Wärme bei kalter Nahwärme anteilig im Gebäude des Eigentümers erzeugt, gab es bisher keine Urteile, die kalte Nahwärme

von der Fernwärme unterscheiden. Auch nach dem Gesetz zur Förderung Erneuerbarer Energien im Wärmebereich (EEWärmeG) wird keine Abgrenzung zwischen kalter Nahwärme und Fernwärme impliziert. [LAN2018, S.10] [AGF2019, S.3]
Nach der AVBFernwärmeV muss der Versorger den Wärmebedarf des Kunden jederzeit im vereinbarten Umfang decken. Der Energieversorger kann die Wärmeversorgung zeitlich beschränken, wenn dies im Vertrag festgehalten wird. Für den Bau und die Verstärkung des Wärmenetzes kann der Versorger einen Baukostenzuschuss in Höhe von 70 % der Investitionskosten verlangen. Der Versorger liefert dem Kunden die Wärme über einen Hausanschluss. Der Versorger kann alle Kosten gegenüber dem Kunden geltend machen, die bei der Erstellung des Hausanschlusses und der Inbetriebnahme der Kundenanlage entstehen. [AVB1980, S.1ff.]
Die Messung der gelieferten Wärmemenge an den Kunden dient der Abrechnung des Entgeltes und erfolgt unter eichrechtlichen Vorschriften. Die Abrechnung mittels Messung kann umgangen werden, wenn mit der Wärmelieferung nur der Bedarf eines Kunden gedeckt wird. So kann bei Einfamilienhäusern pauschal abgerechnet werden. Eine weitere Möglichkeit ist die Verwendung eines Stromzählers für die Wärmepumpe, um den Wärmeverbrauch über einen vorher festgelegten Leistungswert zu berechnen. Bei Gebäuden mit mehreren Nutzern ist die pauschale Abrechnung möglich, wenn die Nutzer Direktlieferverträge mit dem Wärmelieferanten abschließen. [DÖT1998, A.7] [ROS2017, S.10] [AVB1980, S.6ff.]

2.1.2 Aufbau von kalten Nahwärmenetzen

Kalte Nahwärmenetze werden eingesetzt, wenn Wärmequelle und -senke räumlich voneinander getrennt liegen und um eine Wärmequelle für mehrere Abnehmer nutzbar zu machen. Abbildung 2-1 zeigt den grundlegenden Aufbau eines kalten Nahwärmenetzes. Die Wärmequelle (links) stellt die Wärme auf einem geringen Temperaturniveau bereit. Ein Leitungsnetz verteilt die Wärme zu den Kundenanlagen (rechts). Die Kundenanlage beinhaltet die Wärmepumpe als zentrales Element. Die Wärmepumpe nutzt den Netzvorlauf, um das Temperaturniveau unter Zugabe von elektrischer Energie anzuheben. Die Wärmepumpe stellt Heizwärme und Warmwasser bereit. Die geringe Temperatur im Netz macht verschiedene Nutzungsarten möglich (A - C). Verbraucher A entnimmt Wärme aus dem Netz, nutzt sie zur internen Temperaturerwärmung mit der Wärmepumpe und führt das Wärmemedium abgekühlt in den Kreislauf zurück. Verbraucher B nimmt

Kälte aus dem Netz und speist diese aufgewärmt wieder in das Netz. Der Verbraucher nutzt das Netz als Wärmesenke, wenn er nur Kühlung benötigt oder der Kühlbedarf höher ist als der Wärmebedarf. Verbraucher C speist die Temperatur auf dem gleichen Niveau ein, wie sie entnommen wurde, weil Wärme- und Kälteleistungsbedarf ausgeglichen sind. Dieser Fall kann bei Wohngebäuden im Sommer bei gleichzeitigem Kühl- und Warmwasserbedarf auftreten, ist aber sonst eher bei gewerblichen Objekten zu erwarten. Die Wärmequelle und das Wärmenetz können in zwei Kreisläufe getrennt werden, wenn das Wärmequellenmedium nicht dem Wärmeträgermedium entsprechen soll oder wenn das Wärmequellenmedium nicht über weite Strecken transportiert werden soll. In diesem Fall wird eine Zirkulation des Primärmediums notwendig. [PEL2018, S.3f.]

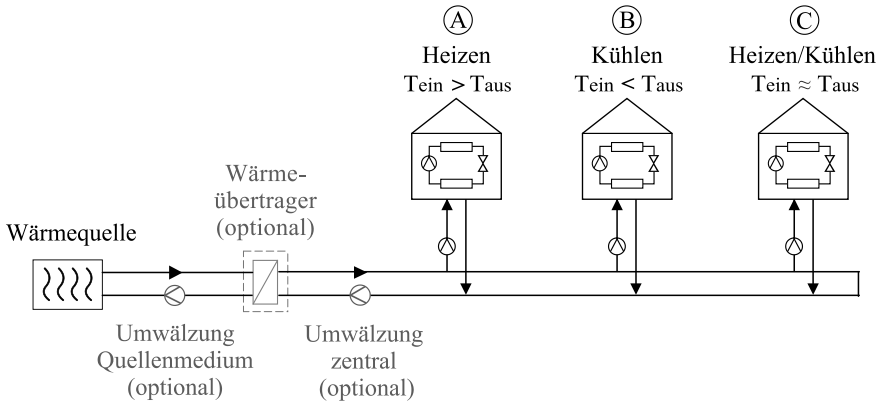


Abbildung 2-1: Aufbau eines kalten Nahwärmenetzes, nach [PEL2018, S.4]

Kalte Nahwärmenetze unterscheiden sich in allen drei Komponenten Wärmequelle, Wärmeverteilnetz und Kundenanlage zu den Heißwassernetzen:

Wärmequelle

Im Gegensatz zu herkömmlichen Wärmenetzen deckt die Wärmequelle die Bedarfswärme bei kalten Nahwärmenetzen nicht vollständig. Die Wärmequelle des kalten Nahwärmenetzes dient zur Bereitstellung von niedrigtemperierter Wärme mit 0 °C - 20 °C. Sie deckt damit 70 % - 85 % des Wärmebedarfs der Verbraucher. Die übrigen 15 % - 30 % liefert eine Wärmepumpe, indem sie elektrische Energie nutzt, um das Temperaturniveau beim Verbraucher anzuheben. Als Wärmequelle kommen verschiedene Systeme infrage (vgl. Tabelle 3-1). [HAN2018, S.31]

Wärmeverteilnetz

Die Wärme wird über ein Rohrleitungsnetz verteilt, das im Erdreich verlegt wird. Bei den geringen Vorlauftemperaturen im kalten Wärmenetz ist die Temperaturdifferenz zwischen dem Wärmemedium im Netz und dem Erdreich gering. Dadurch werden, im Gegensatz zu wärmegedämmten Fernwärmerohren, günstige und nicht isolierte Polyethylen(PE)-Kunststoffe als Rohrmaterial verwendet. Der Einsatz von PE-Rohren ist aus der Wasserversorgung bereits bekannt. [PEH2017, S.44] [PEL2018, S.2]

Aufgrund des geringen Temperaturniveaus ist die Temperaturspreizung im Wärmenetz kleiner als bei Heißwassernetzen. Je nach Wärmequelle sind Temperaturspreizungen zwischen 3 K – 6 K üblich. Die Volumenströme werden dadurch verhältnismäßig groß, sodass die Pumpenergie einem Anteil von bis zu 3 % der verteilten Wärmeenergie entspricht. Bei Heißwassernetzen liegt die Pumpenergie bei etwa 1 %. [HAN2018, S.31]

Als Wärmeträgermedium eignet sich Wasser aufgrund der geringen Kosten, der hohen Wärmekapazität und der Umweltverträglichkeit. Bei Betriebstemperaturen unter oder nahe dem Gefrierpunkt ist die Zugabe eines Frostschutzmittels obligatorisch. [LAN2018, S.78]

Die räumliche Anordnung eines kalten Wärmenetzes wird durch die geografische Anordnung und die Anzahl der Wärmeverbraucher bestimmt. Kleine Netze werden überwiegend als Strahlennetze ausgeführt. Diese verbinden die Verbraucher auf dem kürzest möglichen Weg miteinander. Der Volumenstrom des Mediums ist gut regelbar, da die Fließrichtung in jedem Strang vorgegeben ist. Bei großen Netzen kann ein Ringnetz die Versorgungssicherheit verbessern. Die Netze sind meistens Zweileitersysteme mit Vor- und Rücklaufleitung. Die Leitungen werden parallel zueinander in einem Graben verlegt und als Trasse bezeichnet. [HAK1982, S.222]

Ein weiterer Unterschied resultiert aus der Betriebsweise der Netze. Während bei Heißwassernetzen eine zentrale Pumpe für die Förderung des Wärmeträgermediums sorgt, ermöglichen kalte Nahwärmenetze eine zentrale oder dezentrale Umwälzung. Bei der zentralen Umwälzung mit einer zentralen Hauptpumpe liegt eine druckbehaftete Verteilung vor und die Richtung der Strömung ist für alle Verbraucher gleich. Die Druckverluste und Rohrdurchmesser werden wie bei den Fernwärmenetzen berechnet.

Bei einer dezentralen Umwälzung besitzt jede Wärmepumpe eine eigene Umwälzpumpe. Im Gegensatz zur zentralen Förderpumpe wird hier kein Vordruck in der Rohrleitung aufgebaut. Die Verteilung erfolgt drucklos.

Die dezentralen Umwälzpumpen sind nur aktiv, wenn die Verbraucher einen Energiebedarf haben. Durch die zentrale Umwälzung kann das Netz kleiner dimensioniert werden. Demgegenüber steht ein erhöhter Energieaufwand für die zentrale Netzpumpe, da es zu größeren Druckverlusten im Netz kommt und die Pumpe das ganze Jahr über in Betrieb sein muss. Bei dezentralen Förderpumpen bezieht jede Wärmepumpe individuell Energie aus dem Vor- oder Rücklauf. Der Einbau der Pumpe bestimmt in dem Fall die Fließrichtung. Es erleichtert jedoch die Regelung des Netzes, wenn alle Verbraucher die Energie aus dem Vorlauf beziehen. Die Funktionalität eines kalten Nahwärmenetzes mit dezentralen Umwälzpumpen wurde in [KUN2018A, S.28] gezeigt. [HAN2018, S.14ff.] [FRE2013, S.435f.]

Kundenanlage mit Wärmepumpe

Die Anbindung eines Verbrauchers an das kalte Nahwärmenetz erfolgt mit einem Hausanschluss. Als Hausanschluss wird die Versorgungsleitung bezeichnet, die von dem kalten Nahwärmenetz zu dem Verbraucher abgeht.

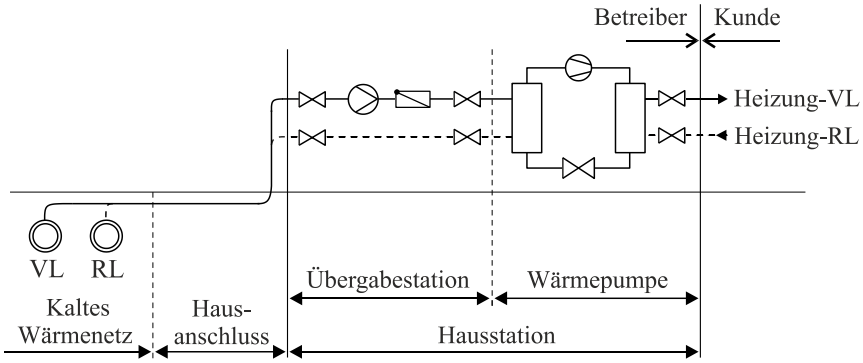


Abbildung 2-2: Anschluss eines Verbrauchers an das kalte Nahwärmenetz

Abbildung 2-2 zeigt exemplarisch den Anschluss eines Verbrauchers an das kalte Nahwärmenetz. In dem Gebäude befindet sich die Kundenanlage mit der Hausstation. Diese beinhaltet die Übergabestation und die Wärmepumpe. Die Übergabestation ist als direkter Anschluss, ohne Wärmeübertrager ausgeführt. In der Übergabestation befindet sich eine Umwälzpumpe. Sie fördert das Wärmeträgermedium mit der Quelleneintrittstemperatur aus der Vorlaufleitung (VL) des kalten Nahwärmenetzes zu der Wärmepumpe. Nach der Abkühlung im Verdampfer der Wärmepumpe fließt das Wärmeträgermedium mit der Quellenaustrittstemperatur in die

Rücklaufleitung (RL) zurück. Nach der Umwälzpumpe wird eine hydraulische Rückschlagklappe eingebunden, um die Strömung des Wärmeträgermediums vom Rücklauf in den Vorlauf zu verhindern. [KUN2018A, S.9] Hinter der Rückschlagklappe befindet sich die Wärmepumpe. Die elektrisch betriebene Kompressionswärmepumpe stellt derzeit den Stand der Technik in kalten Nahwärmenetzen dar [BUF2019, S.509]. Die Wärmepumpe durchläuft einen linksläufigen Kreisprozess. In dem Verdampfer wird die Wärme aus der Vorlaufleitung des kalten Nahwärmenetzes aufgenommen und auf ein Kältemittel übertragen. Der elektrisch betriebene Verdichter komprimiert das Kältemittel und erwärmt es. Danach wird die Wärme über den Verflüssiger an den Heizungsvorlauf des Kunden übertragen. Anschließend dehnt sich das Kältemittel in einem Expansionsventil aus. [BON2017, S.275]

Entscheidend für eine gute Effizienz der Wärmepumpe ist eine kleine Temperaturdifferenz zwischen der Quellenaustrittstemperatur und der Heizungsvorlauftemperatur. Gängige Wärmepumpen erreichen Temperaturhübe bis zu 65 °C [WAT2018, S.7]. Moderne Flächenheizsysteme in Neubauten benötigen Heizungsvorlauftemperaturen von maximal 35 °C. Für die Warmwasserbereitung sind 55 °C notwendig. [BON2017, S.11,204]

Die Wärmepumpe eignet sich ebenfalls zur Klimatisierung von Gebäuden. Bei der aktiven Kühlung wird die Wärmepumpe reversibel betrieben. Der Verflüssiger im Heizbetrieb wird zu einem Kondensator im Kühlbetrieb. Die Wärmepumpe entzieht dem Gebäude über die Flächenheizung aktiv Wärme und führt sie an die Umgebung ab. Eine effiziente Möglichkeit ist die passive Kühlung, bei der die Wärmepumpe nicht aktiv betrieben, sondern über einen Bypass umfahren wird. Somit ist kein Strom für den Kompressor der Wärmepumpe erforderlich. Nur die Umwälzpumpe wird betrieben, um die Kälte aus dem Netz in das Gebäude zu fördern. Bei der passiven Kühlung muss das Wärmeträgermedium etwa 10 °C kühler sein als die Zieltemperatur in dem Wohngebäude. [BON2017, S.34]

Kalte Nahwärmenetze nutzen entweder Wasser-Wasser-Wärmepumpen mit Wasser auf der Quellenseite oder Sole-Wasser-Wärmepumpen mit Sole auf der Quellenseite. Die Sole ist ein Wasser-Glykol Gemisch. Es gibt verschiedene Betriebsweisen von Wärmepumpen. In dieser Arbeit ist die monovalente Betriebsweise relevant, da Wasser- und Sole-Wasser-Wärmepumpen üblicherweise monovalent betrieben werden. In diesem Fall muss die Wärmepumpe so ausgelegt sein, dass sie in jedem Betriebszustand die benötigte Heizlast alleine liefert. [BON2017, S.127f.]

2.2 Wärmequellensysteme in kalten Nahwärmenetzen

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit den Systemen zur Nutzung und Einbindung von regenerativer Wärme, die in Kapitel 3.1 ausgewählt werden und in dieser Arbeit als Wärmequelle für kalte Nahwärmenetze untersucht werden sollen. Ein Wärmequellensystem bezeichnet eine technische Anlage, die zur Erschließung von Wärme aus einer Wärmequelle eingesetzt wird. Die ersten drei Kapitel beschreiben Wärmequellensysteme zur Nutzung von oberflächennaher Geothermie. Kapitel 2.2.1 befasst sich mit dem Erdwärmekollektor. Danach folgt die Beschreibung von Erdwärmesonden in Kapitel 2.2.2 und von Grundwasserbrunnen in Kapitel 2.2.3. Kapitel 2.2.4 behandelt ein Eisspeichersystem in Kombination mit einem Luftabsorber. Das Eisspeichersystem nutzt Wärme aus der Umgebung und der solaren Einstrahlung. Die Besonderheit ist, dass das Eisspeichersystem einen Teil seiner Energie auch aus der oberflächennahen Geothermie generiert.

Da die oberflächennahe Geothermie bei allen Wärmequellensystemen eine Rolle spielt, folgt ein kurzer Überblick über den Begriff der oberflächennahen Geothermie und die Nutzungstiefen. Die im Erdreich gespeicherte Wärme wird als geothermische Energie, Erdwärme oder Geothermie bezeichnet. Im Verlauf vom Erdkern zur Erdkruste nimmt die Temperatur stetig ab und führt zu einer Temperatur von durchschnittlich 14 °C an der Erdoberfläche. Durch den Temperaturunterschied zwischen dem Erdinnerem und der Erdkruste entsteht an der Erdoberfläche ein mittlerer Wärmestrom von 87 mW/m² [POL1993, S.1]. Zusätzlich trägt die einfallende Strahlung der Sonne Wärme in das bodennahe Erdreich ein. Niederschläge und die Außentemperaturen bringen weitere Wärme in die bodennahen Erdschichten.

Wärmequellensysteme zur Erschließung der oberflächennahen Geothermie reichen bis in 400 m Tiefe. Häufig werden Tiefen bis 100 m gewählt, da ab 100 m Tiefe Vorschriften nach dem Bundesberggesetz (BBergG) zu beachten sind. Bohrungen bis 100 m Tiefe sind nach dem deutschen Wasserrecht genehmigungspflichtig. Dadurch verringert sich der Aufwand für die Planung der Anlage. [STO2014, S.2ff.,38] [VDI4640-1, S.3].

Die oberflächennahe Geothermie unterteilt das Erdreich in drei Zonen. Direkt unter der Erdoberfläche befindet sich die Solarspeicherzone, in der die Solarstrahlung und die Wetterverhältnisse die Wärme in das Erdreich tragen. In durchschnittlich 1 m unter der Oberfläche liegt die Frostgrenze in Mitteleuropa. Darunter liegt die Temperatur ganzjährig über 0 °C und

steigt weiter an. Die neutrale Zone ist erreicht, wenn die jährliche Temperaturschwankung im Erdreich geringer als 0,1 °C ist [DIN4049, S.59]. Sie liegt in 15 m bis 25 m Tiefe. Unter der neutralen Zone liegt die terrestrische Zone. Sie zeichnet sich durch den Wärmestrom aus dem Erdinneren aus. Hier nimmt die Temperatur um durchschnittlich 3,2 °C pro 100 m zu (geothermischer Gradient). [BAU2018, S.496] [DGG2015, S.28ff.]

2.2.1 Erdwärmekollektor

Erdwärmekollektoren bestehen aus horizontal verlegten Flächensystemen, die das Wärmeregime im oberflächennahen Erdreich nutzen. Sie werden in Tiefen von 1,2 m bis 1,5 m verlegt und sollen etwa 30 cm unter der Frostgrenze liegen [VDI4640-2, S.22]. Erdwärmekollektoren entziehen dem erdnahen Untergrund die Wärme, die durch Sonneneinstrahlung, Niederschläge sowie die Umgebungswärme in den Boden gelangt. Die Temperaturen im Erdwärmekollektor unterliegen saisonalen Schwankungen und nutzen eher Solarenergie und Umgebungswärme anstatt Erdwärme. Um die eingebrachte Umweltenergie zu nutzen, ist eine Überbauung des Kollektors ausgeschlossen [STO2014, S.39]. Neben den horizontalen Flächenkollektoren haben sich modifizierte Formen entwickelt, um die für die Kollektoren benötigte Fläche zu reduzieren bzw. um sich an spezielle Einbausituationen anzupassen. Diese sind Erdwärmekörbe, (Ring-)Grabenkollektoren und Direktverdampferanlagen. Hier wird die klassische Form des horizontalen Erdwärmekollektors betrachtet, da sie am weitesten verbreitet ist. [DGG2015, S.49ff.]

Funktions- und Bauweise

Abbildung 2-3 stellt die parallele Verlegung eines horizontalen Erdwärmekollektors dar. Bei der Erschließung größerer Flächen sollte die parallele Verlegung gewählt werden. Sie entzieht dem Boden gleichmäßig Wärme, da die Rohre parallel durchströmt werden. Die Parallelschaltung erfordert viele Anschlüsse und Verzweigungen. [KAL2014, S.642]

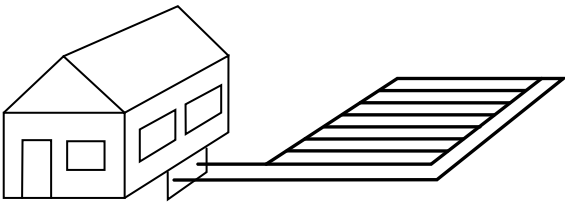


Abbildung 2-3: Parallele Verlegung des horizontalen Erdwärmekollektors

In dem horizontal verlegten Rohrsystem strömt ein Wärmeträgermedium, das dem Erdreich Wärme entzieht und über einen geschlossenen Solekreislauf zu der Wärmesenke transportiert. Dies kann eine einzelne Wärmepumpe oder ein Wärmepumpenverbund in Form eines kalten Nahwärmenetzes sein. Für eine effiziente Wärmeerschließung der horizontalen Fläche ist eine gleichmäßige Anordnung der Kollektorrohre besonders wichtig. Ein Mindestabstand von 20 cm - 90 cm zwischen den Rohren verhindert, dass sich die Rohre gegenseitig Wärme entziehen oder sich eine geschlossene Eisschicht bildet. [VDI4640-2, S.91f.] [WES2017, S.156] Da Erdwärmekollektoren aufgrund ihrer Form ein Volumen mit großer Erdoberfläche erschließen, ist die natürliche Regeneration des Erdreichs durch die solare Wärmezufuhr gewährleistet. Die hohen Temperaturen im Sommer erschweren die passive Kühlung jedoch. [KAL2014, S.643]

Entzugsleistungen von Erdwärmekollektoren

Die Auslegung von Erdwärmekollektoren erfolgt nach VDI 4640, Blatt 2 über die spezifische Entzugsleistung. Sie gibt an, welche thermische Leistung dem Untergrund entzogen werden sollte. Bei Erdwärmekollektoren liegen die spezifischen Entzugsleistungen je nach Standort in Deutschland zwischen 10 W/m² - 40 W/m². Bei einer spezifischen Entzugsleistung von 10 W/m² entzieht der Kollektor dem Untergrund bei einer Grundfläche von 1 m² demnach 10 W Wärme. Das Wärmeentzugspotenzial ist abhängig von der Wärmeleitfähigkeit, der spezifischen Wärmekapazität, der Dichte, der Permeabilität und dem Wassergehalt des Bodens. Böden mit geringer Dichte sind durchlässiger für Wasserströmungen. Dies erhöht die Diffusion und verbessert die Wärmeübertragung auf den Kollektor. Liegt ein hoher Grundwasserpegel vor, ist die Wärmeleitfähigkeit hoch. Es wird dann von wassergesättigten Böden gesprochen. Wasserströmungen tragen grundsätzlich Wärme aus dem Erdreich mit der Fließbewegung mit. Sind die Hohlräume allerdings groß und eine hohe unterirdische Grundwasserströmung vorhanden, wird die Wärme vornehmlich im Erdreich abtransportiert und nicht an den Erdwärmekollektor abgegeben.

Trockene Böden mit hoher Porosität erzielen niedrige Wärmeentzugsleistungen. Der Kollektor kann während der Heizperiode bei Rücklauftemperaturen unter 0 °C betrieben werden. Dann bildet sich außen um die Kollektorrohre Eis, weil der Wasseranteil im Boden gefriert. Dies erhöht die Leistungsfähigkeit des Kollektors, da durch das Gefrieren die Kristallisationswärme des Bodens zwischen flüssig und fest genutzt wird. Die Eisbereiche zweier Rohre dürfen nicht zusammenwachsen, damit Sickerwasser

nicht aufgestaut wird und der Boden sich nicht durch Volumenausdehnung hebt. Die VDI 4640 empfiehlt eine Solerücklauftemperatur von -5 °C nicht zu unterschreiten. Um den Erdwärmekollektor im Winter bei Temperaturen um den Gefrierpunkt zu betreiben, wird ein Wasser/Frostschutzmittel-Gemisch verwendet. Somit bleibt das Wärmeträgermedium auch bei Temperaturen unter 0 °C flüssig. Eine turbulente Strömung in den Rohren führt zu einem guten Wärmeübergang und zu hohen Entzugsleistungen. [STO2014, S.39ff.] [WES2017, S.156] [VDI4640-2, S.20f.]

Material und Verlegung der Erdwärmekollektorrohre

Die Kollektorrohre werden aus dem Kunststoff Polyethylen (PE) gefertigt. Dieser Kunststoff hat eine gute Korrosionsbeständigkeit und eine lange Beständigkeit bei den Temperaturen im kalten Nahwärmenetz. Bei der Verlegung der Rohre wird das gesamte Erdreich abgetragen und nach dem Einbau des Kollektors wieder verfüllt. Die Rohre müssen je nach Rohrmaterial auf einer Sandschicht gebettet werden. Die Sandbettung wirkt Druckbelastungen entgegen. Eine Sandbettung kommt bei PE 100 zum Einsatz. Bei PE 100-RC (RC: Resistant to Crack) ist eine sandbettfreie Verlegung möglich, da PE 100-RC deutlich beständiger gegenüber Punktlasten ist. [VDI4640-2, S.84] [DGG2015, S.40,212]

2.2.2 Erdwärmesonden

Oberflächennahe Erdwärmesonden sind vertikal in den Boden eingebrachte Rohrleitungen zur Nutzung oberflächennaher geothermischer Energie bis in 400 m Tiefe. Sie erschließen die terrestrische Zone, die durch den Wärmestrom aus dem Erdinneren beeinflusst wird.

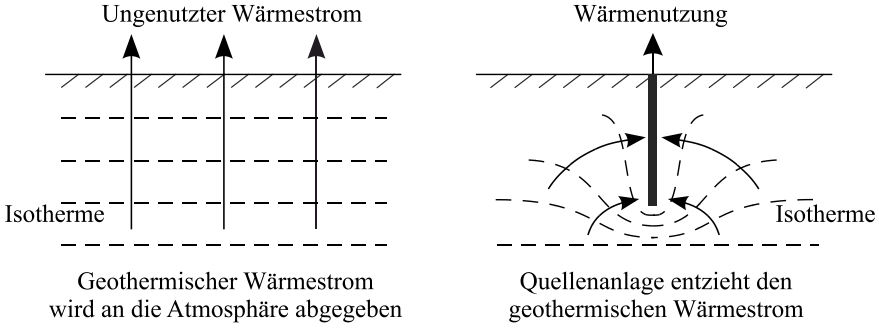


Abbildung 2-4: Prinzip geothermischer Wärmenutzung, aus [RYB2006, S.1084]

Abbildung 2-4 zeigt, dass sich das natürliche Gleichgewicht im Boden verändert, wenn die Erdwärmesonde in das Erdreich eingebracht wird. Es bildet sich ein Temperaturtrichter um die Erdwärmesonde. Die Erdwärmesonde entzieht dem Erdreich mehr Wärme, als auf natürliche Weise nachgeführt wird. Dadurch wird es möglich das Wärmequellensystem wirtschaftlich zu betreiben. Jedoch führt dies auch zu einer langfristigen Abkühlung des Erdreichs und somit zu sinkenden Wärmeleistungen. Daher muss zusätzliche Wärme in das Erdreich zugeführt werden. Die Regeneration funktioniert mit der sommerlichen Kühlung der Gebäude oder durch die Einspeisung von zusätzlicher Wärme. [WES2017, S.140f.] [BAU2018, S.775]

Funktions- und Bauweise

Die Doppel-U-Rohrsonde ist der am weitesten verbreitete Typ von Erdwärmesonden. Darüber hinaus gibt es Einzel-U-Rohrsonden, Koaxialrohrsonden und Wärmerohre, die hier nicht weiter betrachtet werden, da ihr Marktanteil deutlich geringer ist als der von Doppel-U-Rohrsonden [DGG2015, S.40]. Doppel-U-Rohrsonden bestehen aus zwei in einem Bohrloch parallel nebeneinanderliegenden U-Rohren. U-Rohre sind lange, zu einem U geformte Rohrschleifen. Abbildung 2-5 zeigt schematisch den Aufbau einer Doppel-U-Rohrsonde. Im Inneren der Erdwärmesonde zirkuliert das Wärmeträgermedium in einem geschlossenen Kreislauf. Das Fluid fließt in die zwei U-Rohre ein, erwärmt sich durch Wärmeaufnahme aus dem Erdreich und strömt mit der um ca. 3 °C bis 5 °C wärmeren Sondenrücklauftemperatur aus. An der Oberfläche wird die Wärme an den Verbraucher abgegeben. Durch die Verdopplung der Strömungs- und Wärmeübertragerfläche im Doppel-U-Rohr treten geringere Druckverluste und ein besserer thermischer Widerstand zwischen Bohrlochwand und Wärmeträgermedium auf [WES2017, S.493].

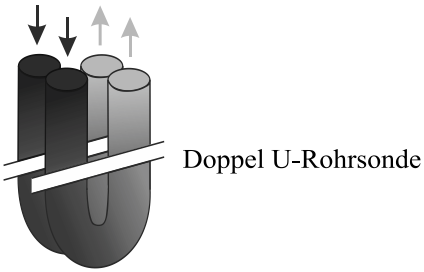


Abbildung 2-5: Schema einer Doppel-U-Rohrsonde

Doppel-U-Rohrsonden mit einer Tiefe von 100 m werden üblicherweise aus PE 100-RC mit einem Außendurchmesser von 32 mm und einer Wandstärke von 2,9 mm gefertigt. Bei dem Einbau werden die U-Rohrsonden in vertikale Bohrungen mit Durchmessern von 150 mm eingebracht, damit genügend Raum für die Hinterfüllung bleibt. [DGG2015, S.153ff.]

Auslegung von Erdwärmesonden und Sondenfeldern

Innerhalb der U-Rohrsonde sollte nach [VDI4640-2, S.39] eine turbulente Strömung vorliegen. Diese verbessert den Wärmeübergang und die Entzugsleistung der Wärmesonde, erhöht jedoch die Druckverluste und die Pumpleistung der Umwälzpumpe. [KOZ2017, S.62] diskutiert aber auch, dass eine laminare Strömung im Gegensatz zu einer turbulenten Strömung zwar zu einem schlechteren Wärmeübergang zwischen dem Wärmeträgerfluid und der Sonde führt, die Auswirkungen auf den Bohrlochwiderstand jedoch gering sind und daher bei einer laminaren Strömung keine wesentliche Leistungsverschlechterung der Erdwärmesonde zu erwarten ist.

Für das Wärmeträgermedium sind eine niedrige dynamische Viskosität und eine geringe Dichte wünschenswert, um die Pumparbeit im Sondenkreislauf zu reduzieren. Die Wärmekapazität und die Wärmeleitfähigkeit sollten hoch sein, damit die Wärme besser gespeichert und transportiert werden kann. Wasser hat bezogen auf die zuvor genannten Kriterien gute Eigenschaften. Ein Wasser-Glykol Gemisch (Sole) wird erforderlich, wenn die Temperaturen im Sondenkreislauf bei hohen Entzugsleistungen oder am Ende der Heizperiode nahe oder unter dem Gefrierpunkt liegen. [DGG2015, S.152f.] [STO2014, S.74f.]

Bei der Planung von bis zu fünf Erdwärmesonden für einzelne Wohngebäude kann die Dimensionierung der Erdwärmesonden nach VDI 4640 mit der spezifischen Entzugsleistung durchgeführt werden. Die spezifische Entzugsleistung gibt an, welche thermische Leistung dem Untergrund unter bestimmten Voraussetzungen entzogen werden kann. Bei Anlagen über 30 kW Heizleistung fordert die VDI 4640 eine Auslegung mit einer Simulationssoftware. [VDI4640-2, S.27ff.]

Sondenfelder sind Anordnungen mehrerer Erdwärmesonden zur Deckung höherer Energiebedarfe von Gewerbeeinheiten oder Siedlungen. Ab einer Anzahl von fünf Sonden werden diese als Sondenfeld bezeichnet [STO2014, S.109]. Bei Sondenfeldern befinden sich die einzelnen Erdwärmesonden in unmittelbarer räumlicher Nähe und sie beeinflussen sich gegenseitig, da der Wärmeentzug einer Sonde eine Abkühlung des umge-

benden Erdreiches erwirkt. Je näher die Achsen der Sonden beieinanderliegen, desto stärker ist die gegenseitige thermische Beeinflussung zwischen den Sonden. Daher müssen in Erdwärmesondenfeldern gewisse Achsabstände zwischen den einzelnen Sonden eingehalten werden, die je nach Zweck der Anwendung zwischen 2 m und 10 m liegen. Es sind rechteckige, L-förmige, U-förmige oder linienförmige Anordnungen der Erdwärmesonden möglich. Rechteckige Sondenfelder sind einfach anzuschließen und verringern den Bedarf an Rohrverbindungen zwischen den Sonden. Bei einer rechteckigen Form erschließen nur die äußeren Sonden das ungestörte Erdreich um das Sondenfeld, die inneren Sonden sind überwiegend durch die Betriebsweise geprägt. Im Winter kühlen die inneren Sonden den Boden deutlich stärker aus und erwärmen ihn im Sommer stärker als die äußeren Sonden. Generell steigt die Wärmeleistung von Sondenfeldern mit zunehmendem Achsabstand und die Kälteleistung verringert sich. Wird mehr Klimakälte als Wärme benötigt, oder soll das Erdwärmesondenfeld Wärme speichern, werden geringere Achsabstände gewählt. Sondenfelder sind idealerweise im Sommer zu regenerieren, um die langfristige Auskühlung des Bodens abzuschwächen [BAU2018, S.357]. [DEP2012, S.62] [HÄF2015, S.9,76]

Die Planung von Erdwärmesondenfeldern erfordert eine detaillierte Untersuchung der Bodenverhältnisse. Zudem ist die Auslegung von der Geometrie der Sonde und den Achsabständen zwischen den einzelnen Sonden abhängig. Sondenfelder können Kälte- und Wärmefahnen im Erdreich bewirken und zu einer langfristigen Abkühlung des Erdreichs und somit auch zur Ineffizienz des Systems führen. Im Heizbetrieb sollte die Vorlauftemperatur des Wärmeträgermediums in den Erdwärmesonden im Monatsmittel nicht unter 0 °C sinken. Im Kühlbetrieb darf die Vorlauftemperatur des Wärmeträgers in den Erdwärmesonden die ungestörte Erdreichtemperatur in der mittleren Höhe der Erdwärmesonde im Monatsmittel um nicht mehr als 15 °C überschreiten. Flächendeckende Erwärmungen der Grundwassertemperatur von über 1 °C sind häufig nicht genehmigungsfähig und müssen im Zweifelsfall mit der lokalen Wasserbehörde abgestimmt werden. [VDI4640-2, S.30] [HÄF2015, S.59,78]

2.2.3 Grundwasserbrunnen

Oberflächennahe Geothermie kann durch die Förderung von Grundwasser erschlossen werden. Im Gegensatz zu den geschlossenen Systemen sind Grundwasserbrunnenanlagen offene Systeme. Mit dem Grundwasser wird

die geothermische Energie an die Oberfläche gefördert und kann dort als Wärmequelle für eine oder mehrere Wärmepumpen eingesetzt werden. Grundwasserbrunnen nutzen die geothermische Wärme am effizientesten, denn Grundwasser fördert die Erdwärme ohne Übertragungsverluste an die Oberfläche. Durch den Grundwasserzufluss entnimmt der Brunnen stetig warmes Wasser mit Temperaturen von 7 °C – 12 °C. Geeignete Grundwasservorkommen liegen häufig in Tiefen von 5 m – 15 m, daher sind die Erschließungskosten geringer als bei Erdwärmesonden. Der Einsatz einer Brunnenanlage ist aus verschiedenen Gründen nicht immer möglich. Häufig wird die notwendige Wassergenehmigung nicht erteilt, weil die Temperaturveränderung im Grundwasser durch die energetische Nutzung zu groß ist. Darüber hinaus schränken die Behörden die Entnahmemengen ein, um das Grundwasserregime nicht zu sehr zu beeinflussen. Für die direkte Nutzung müssen zudem geeignete Grundwasserleiter in der Umgebung des Versorgungsobjektes vorliegen und der Boden muss eine gewisse Permeabilität aufweisen, um Grundwasser nachführen zu können. [DGG2015, S.60] [STO2014, S.124ff.]

Funktions- und Bauweise

Abbildung 2-6 zeigt das Schema einer Wärmequellenanlage zur Nutzung des Grundwassers, bestehend aus Förder- und Schluckbrunnen.

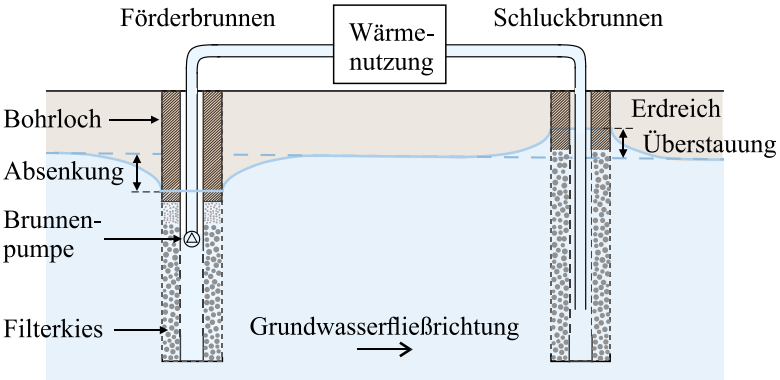


Abbildung 2-6: Schema eines Grundwasserbrunnen, nach [STO2014, S.124]

Eine Tauchpumpe in dem Förderbrunnen fördert das Grundwasser aus der grundwasserführenden Schicht an die Oberfläche. Hierdurch entsteht eine Absenkung des Grundwasserpegels um den Brunnen. Nach der Wärme-

nutzung führt der Schluckbrunnen das abgekühlte Grundwasser dem Erdreich wieder zu, wodurch sich eine Überstauung ergibt. Die Wiedereinbringung des Grundwassers stellt das Gleichgewicht des Grundwasserregimes sicher. Bei einer Grundwasserströmung muss der Schluckbrunnen in Fließrichtung hinter dem Förderbrunnen liegen, um eine thermische Beeinflussung zwischen den Brunnen zu vermeiden. Liegt kein Grundwasserstrom vor, muss der Abstand so groß sein, dass kein thermischer Kurzschluss entsteht. Bei kleinen Brunnen genügen Abstände von einigen zehn Metern. Bei größeren Brunnen ist der horizontale Einfluss stärker. Die Brunnenpumpe befindet sich im Filterrohr, das von Filterkies umgeben ist. Der Filterkies hat die Aufgabe das Filterrohr im Brunnen zu halten und verhindert das Versanden des Brunnens während des Pumpbetriebs. [KAL2014, S.649] [STO2014, S.125ff.]

Auslegung von Grundwasserbrunnen

Die Auslegung des Förder- und Injektionsbrunnens kann mit der VDI 4640 Blatt 2 durchgeführt werden. Die Auslegung des Förderbrunnens basiert auf dem Nennvolumenstrom bei maximaler Entzugsleistung und der gewählten Temperaturspreizung. Eine Temperaturspreizung von 3 K - 6 K ist üblich. Der Temperaturentzug darf 6 K nicht überschreiten, um Kalkausfällungen im Grundwasser zu vermeiden. Darüber hinaus muss die Temperatur des in den Untergrund zurückgeleiteten Grundwassers über dem Gefrierpunkt liegen. [STO2014, S.126] [KAL2014, S.650]

Dabei begrenzt nicht die Pumptechnik die Größe des Förderbrunnens, sondern die geologischen Eigenschaften des Erdreiches (Schichtenaufbau) und die hydrogeologischen Eigenschaften des Grundwassers. Beachtet werden müssen die Mächtigkeit sowie Ergiebigkeit des Grundwasserleiters, der höchste und niedrigste Grundwasserstand und die Strömungsverhältnisse. Ein langfristiger zuverlässiger Betrieb ist nur gewährleistet, wenn das Risiko der Verockerung und Korrosion ausgeschlossen werden kann. Verockerung bezeichnet die Ausfällung von Mangan oder Eisen im Grundwasser bei Kontakt mit Sauerstoff, mit der möglichen Folge der Verengung der Rohrleitungen. [VDI4640-2, S.11]

In dem gut für die Grundwassernutzung geeigneten Rheinkies beträgt die maximale Brunnenleistung bis zu 600 m³/h. Bei großen Bauvorhaben ist es sinnvoll, mehrere Förder- und Schluckbrunnen zu verteilen. Dies erhöht die Versorgungssicherheit. Für einen wirtschaftlichen Betrieb werden Förderraten von 80 m³/h – 250 m³/h je Brunnen empfohlen. [KAR2013, S.72]

2.2.4 Eisspeichersystem mit Luftabsorber

Das Eisspeichersystem ist ein technisches System zur Deckung eines Wärmebedarfes. Eisspeichersysteme gelten als junge Heizungstechnologie für Wohngebäude. Ihr gegenwärtiges Einsatzgebiet ist die Wärmeerzeugung für einzelne Kleinverbraucher in Kombination mit Wärmepumpen. Die Anwendung als Wärmequelle für kalte Nahwärmenetze ist möglich, da die Eisspeichergröße gut skalierbar ist. Dennoch gibt es bisher nur wenige Pilotanlagen, in denen Eisspeichersysteme in kalten Nahwärmenetzen eingesetzt werden. Die nachfolgenden Ausführungen beziehen sich auf das Eisspeichersystem der Firma Viessmann, da von diesem Hersteller umfangreiche Informationen vorliegen. [MIN2014, S.26,60]

Eisspeichersystem

Abbildung 2-7 zeigt das Eisspeichersystem. Die Hauptwärmequelle in dem System ist der (Solar-)Luftabsorber (1). Der Luftabsorber ist direkt mit dem kalten Nahwärmenetz als Wärmeverbraucher verbunden (3). Der Luftabsorber gibt die gewonnene Umweltwärme (A) und Wärme aus der Solarstrahlung (B) direkt an das kalte Nahwärmenetz ab. Wenn der Wärmeertrag nicht zur Deckung des Wärmebedarfes im kalten Nahwärmenetz ausreicht, wird Wärme aus dem Eisspeicher benötigt. Somit wird der Eisspeicher zur zweiten Wärmequelle in dem System.

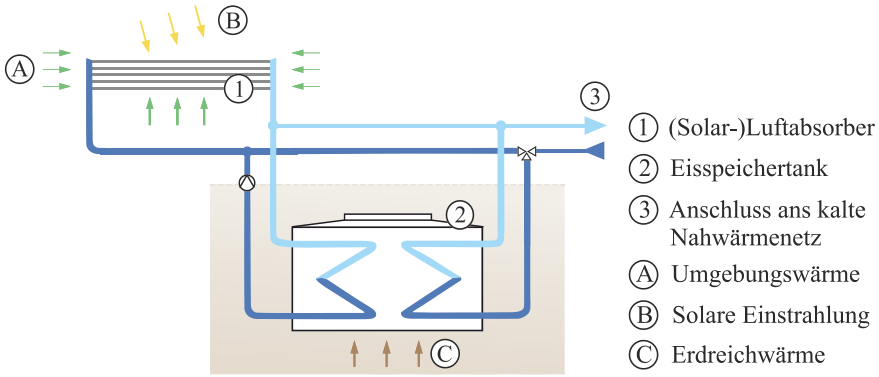


Abbildung 2-7: Schema eines Eisspeichersystems, nach [VIE2012, S.3]

Der Eisspeicher ist ein zylinderförmiger Betonbehälter (2), der mit Wasser gefüllt ist. Er befindet sich zwischen der Wärmequelle und dem kalten Nahwärmenetz und ist direkt an beide Systeme angeschlossen. Der Eisspeicher liefert solange Wärme, bis das Wasser in ihm vollständig gefroren

ist. Um den Eisspeicher zu beladen, muss der Luftabsorber ihm Wärme zuführen. Wärme wird auch zugeführt, wenn im kalten Nahwärmenetz ein Kältebedarf besteht, der durch den Eisspeicher gedeckt wird. Zusätzlich gelangt geothermische Wärme (C) in das System, da der Eisspeicher in das Erdreich eingebracht ist. [VIE2012, S.3]

Funktionsweise des Eisspeichers

Abbildung 2-8 zeigt den Aufbau des Eisspeichers (links) und den Prozess der sich in ihm vollzieht (rechts). Der zylindrische Behälter (Zisterne) des Eisspeichers ist etwa zu 85 % ausschließlich mit Wasser befüllt, weil sich das Volumen beim Gefrieren ausdehnt. In der Zisterne befinden sich zwei Wärmetauscher mit unterschiedlicher Funktion. In der Mitte liegt der Entzugswärmetauscher. In ihm zirkuliert ein Wärmeträgermedium (Sole). Durchströmt das Wärmeträgermedium den Entzugswärmetauscher mit einer geringeren Temperatur als das Wasser in dem Eisspeicher, entzieht es dem Wasser die Wärme bis der Gefrierpunkt erreicht ist. Danach beginnt der Prozess des Einfrierens (I) und die Schmelzenthalpie wird genutzt. Am Rand des Eisspeichers befindet sich ein zweiter Wärmetauscher, der Regenerationswärmetauscher. Er führt dem Wasser in dem Eisspeicher Wärme zu und sorgt dafür, dass der Auftauvorgang (II) in der Zisterne von außen nach innen verläuft. Die Anordnung beider Wärmeübertrager dient einem gleichmäßigen Vereisungsfortschritt von unten nach oben sowie von innen nach außen. [VIE2019A, S.4] [VIE2012 S.3]

Rechts in der Abbildung 2-8 ist der Temperaturverlauf über die spezifische Energie bei dem Einfrier- und Auftauprozess zu sehen. Beim Einfrieren werden die Phasen von flüssig über flüssig-fest bis fest durchlaufen.

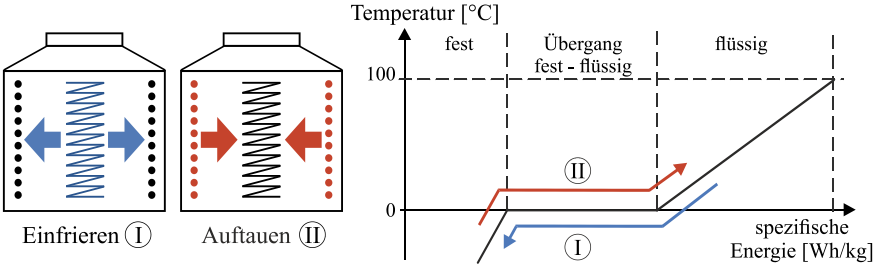


Abbildung 2-8: Einfrier- und Abtauprozess im Eisspeicher, nach [MIN2014, S.28] [VIE2019A, S.4]

Wärmequelle Luftabsorber

Die Wärmequelle hat neben der Deckung des Wärmebedarfes im kalten Nahwärmenetz die Aufgabe, den Eisspeicher zu regenerieren. Bei der Auswahl der (Regenerations-)Wärmequelle spielen die Temperatur, die zeitliche Verfügbarkeit, die Kosten und die räumliche Nähe zum Eisspeicher eine Rolle. Luftabsorber können die Umgebungswärme und Solareinstrahlung nutzen. Sie bestehen aus UV-beständigen Kunststoffrohren, durch die ein Wärmeträgermedium fließt. Die Absorberrohre sind unabgedeckt und stehen dadurch im direkten Austausch mit der Umgebung. Wenn das Wärmemedium in den Rohren kühler ist als die Umgebungstemperatur, bezieht der Luftabsorber einen erheblichen Teil seiner Energie aus der Umgebungswärme, anstatt aus der Solarstrahlung und wird daher vereinfacht als Luftabsorber bezeichnet. Der Vorteil gegenüber rein solarthermischen Systemen ist, dass bei entsprechender Regelung der Innentemperatur auch nachts oder bei keiner Sonneneinstrahlung Wärme gewonnen wird. Der Absorber erwärmt sich zusätzlich durch die direkte und diffuse Solarstrahlung. Die Betriebstemperatur von Luftabsorbern liegt zwischen -10 °C im Winter und bis zu 30 °C im Sommer. Der Aufbau des Absorbers aus einfachen Kunststoffröhren reduziert die Investitionskosten. Die Luftabsorber können auf Schräg- oder Flachdächern montiert, an Fassaden angebracht oder in der freien Umgebung aufgeständert werden [VIEOJ, S.1]. Eine Anordnung ist nebeneinander und übereinander möglich. Wichtig ist, dass sie frei von der Umgebungsluft umströmt werden können. [MIN2014, S.14ff.] [VIE2019A, S.22]

Auslegung von Luftabsorber und Eisspeicher

Für die Auslegung von Eisspeicheranlagen gibt es keine Richtlinien als Planungs- oder Berechnungsgrundlage. Das Wissen über das Zusammenspiel von Eisspeichern und kalten Nahwärmenetzen ist bisher begrenzt. Verallgemeinerungen für die Auslegung des Eisspeichersystems sind daher nicht sinnvoll. Von den Herstellern der am Markt bestehenden Systeme können Richtwerte abgeleitet werden, die eine Abschätzung der Auslegungsgrößen erlauben. Tabelle 2-2 stellt neben den Werten zweier bekannter Systeme auch allgemeine Angaben aus einer Schweizer Studie [MIN2014, S.56] und die Werte aus einer Analyse verschiedener Großanlagen [STE2020, S.13f.] dar. Die Größe des Luftabsorbers ist in m²/kW Heizleistung der Wärmepumpe angegeben. Der Eisspeicher wird über das Wasservolumen in m³/kW Heizleistung der Wärmepumpe ausgelegt. Da-

bei entspricht 1 m³ Wasservolumen im Eisspeicher einer Woche Speicherkapazität pro kW Heizleistung ohne Regeneration bei täglich 18 h Wärmepumpenbetrieb [MIN2014, S.56]. Die Analyse von Großprojekten zeigt, dass Großanlagen individuell auf die Rahmenbedingungen ausgelegt werden und von den Richtgrößen abweichen. Teilweise wird ein zweiter Wärmeerzeuger, bspw. ein Heizkessel eingebunden, um das Eisspeichersystem kleiner dimensionieren zu können. Ein weiteres wichtiges Kriterium ist die Dimensionierung der Rohrlänge des Entzugswärmetauschers (EWT) in dem Eisspeicher, die in der Literatur jedoch kaum erwähnt wird. Die Rohrlänge ist entscheidend, damit die benötigte Wärmeleistung aus dem Eisspeicher an die Wärmeverbraucher übertragen werden kann. Die Auslegung resultiert aus der Eisspeichergröße und dem Anwendungszweck. Die Längen der Wärmetauscherrohre haben mit 21 – 78 m pro kW Heizleistung eine große Bandbreite zwischen den realisierten Projekten. [STE2020, S.14]

Tabelle 2-2: Richtgrößen zur Auslegung von Luftabsorber und Eisspeicher*

System	Luftabsorber	Wasservolumen Eisspeicher	Länge EWT Eisspeicher	Literaturquelle
Viessmann	1,2 - 1,8 m²/kW	1 - 1,75 m³/kW	-	[VIE2019A, S.30] [VIE2019B, S.1]
Haase	3 m²/kW	1,25 - 1,67 m³/kW	-	[HAA2017, S.2]
Allgemeine Richtgrößen	1,5 - 2 m²/kW	1 m³/kW/Woche Speicherkapazität	-	[MIN2014, S.56]
Großanlagen	0,49 - 5,23 m²/kW	1,61 - 6,25 m³/kW	21 - 78 m/kW	[STE2020, S.13f.]

* Die Angaben beziehen sich auf die Heizleistung der Wärmepumpe in kW

3 Rahmenbedingungen der Betrachtung

In diesem Kapitel werden die Rahmenbedingungen zur Berechnung des Wärmeversorgungssystems definiert. Das Wärmeversorgungssystem gliedert sich in drei Teilsysteme (siehe Abbildung 3-1). Es besteht aus dem Wärmequellensystem, dem Wärmeverteilnetz (kaltes Nahwärmenetz) und den Wärmepumpen in den Wohngebäuden, die an das kalte Nahwärmenetz angeschlossen sind. Das Wärmequellensystem entzieht der Wärmequelle Energie. Von dort wird die Wärme zu den Wohngebäuden gefördert. In den Wohngebäuden befindet sich die Wärmepumpe, die den Wärmebedarf der Gebäude deckt. Die notwendige Energie zur Beheizung der Wohngebäude stammt zu einem Teil aus dem elektrischen Strom in der Wärmepumpe und zu einem Teil aus der Wärmequelle.

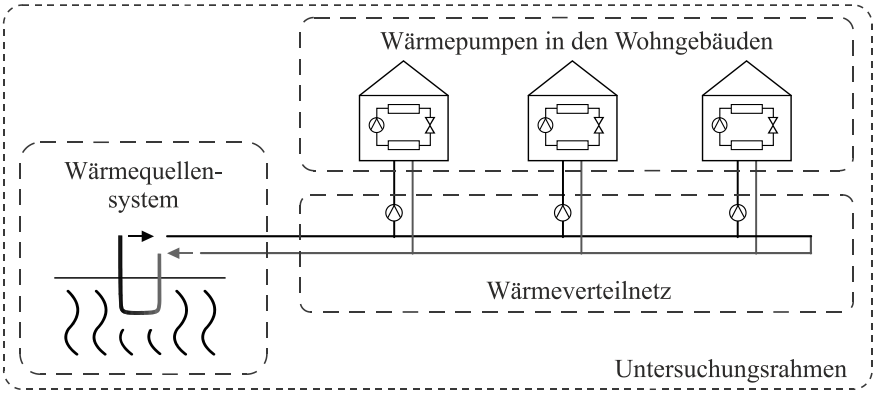


Abbildung 3-1: Untersuchungsrahmen der Fallstudie

Im Fokus der Arbeit steht die Wärmequellenseite. Es werden verschiedene Wärmequellensysteme (WQS) ausgesucht und in den folgenden Kapiteln berechnet und analysiert. Die Auswahl der Systeme zur Einbindung der Wärmequellen erfolgt in Kapitel 3.1. Darauf folgend werden in Kapitel 3.2 die grundlegenden Rahmenbedingungen des Wärmeversorgungssystems zur Berechnung der Fallstudie definiert. Kapitel 3.3 stellt die Abnehmerstruktur der Fallstudie vor. Die Wärmebedarfe werden durch die räumliche Anordnung der Wohngebäude und die klimatischen Bedingungen festgelegt. Sie sind eine Eingangsgröße und zählen nicht zu dem Untersuchungsrahmen. Das Wärmeverteilnetz und die Wärmepumpen werden durch das Wärmequellensystem beeinflusst und gehören in den Untersuchungsrahmen der Studie.

3.1 Auswahl der Systeme zur Einbindung regenerativer Wärmequellen in kalte Nahwärmenetze

Zunächst werden die technisch nutzbaren Wärmequellen für kalte Nahwärmenetze beschrieben und hinsichtlich ihrer Eigenschaften untersucht. Danach folgt eine Übersicht der in Deutschland verwendeten Wärmequellen und deren Nutzungssysteme. Schließlich werden die Wärmequellensysteme auf der Grundlage der diskutierten Eigenschaften ausgewählt.

Wärmequellen für kalte Nahwärmenetze

Kalte Nahwärmenetze können CO_2-neutrale Wärmequellen mit niedrigem Temperaturniveau einbinden, die bisher für Wärmenetze nicht oder nur begrenzt nutzbar waren. Zur zentralen Auskopplung der Wärme kommen verschiedene Systeme infrage. Geeignet sind nach [BUF2019, S.511]:

- Thermische Solarenergie
- Umgebungswärme
- Oberflächennahe Geothermie
- Oberflächengewässer (Regen-, Fluss-, Seewasser)
- Abwasser
- Gruben- oder Tunnelwasser
- (Industrielle) Abwärme

Gemäß [BUF2019, S.511] sind in Europa etwa 65 % der kalten Wärmenetze an nur ein Wärmequellensystem angeschlossen. Somit nutzen 35 % der Netze eine Kombination aus mehreren Wärmequellen.

Die Vor- und Nachteile der Wärmequellen stellt Tabelle 3-1 gegenüber. Thermische Solarenergie ist überall verfügbar, führt aber aufgrund der variierenden Einstrahlung regional zu unterschiedlichen Erträgen. Wegen des geringeren Ertrags im Winter benötigt es fast immer einen Speicher. Anstelle der hocheffizienten verglasten Systeme, die aus der Warmwasserversorgung bekannt sind, werden nicht abgedeckte Solar-Luftabsorber aus Kunststoff verwendet. Diese haben bei Betriebstemperaturen nahe der Umgebungstemperatur eine gute Effizienz und eignen sich für den Einsatz in einem kalten Wärmenetz. Die Leistung ist gut skalierbar und für große Projekte geeignet, jedoch ist der Platzbedarf hoch.

Umgebungswärme aus Luft eignet sich als Wärmequelle, weil sie ebenfalls überall verfügbar ist. Um Umgebungswärme zu nutzen, wird ein Wärmeübertrager mit einer niedrigeren Innentemperatur als die Umgebung betrieben, damit Wärme auf ihn übergeht. Luftabsorber bestehen aus witterungs- und korrosionsfesten Kunststoffen. Wenn sie aus schwarzem Kunststoff

gefertigt sind, nehmen sie ebenfalls Solarenergie auf (Solar-Luftabsorber). Die geringere Effizienz im Winter ist ein Nachteil, jedoch sind die Erschließungskosten der Wärme niedrig. Sie kann daher als zentrale Quelle integriert werden, wenn sie durch einen Speicher ergänzt wird.

Tabelle 3-1: Vergleich von Wärmequellen für kalte Nahwärmenetze [KAL2014, S.641,692] [PEL2018, S.4f.] [MIN2014, S.15f.]

Wärmequelle	Vorteile	Nachteile
Thermische Solarenergie	- Überall nutzbar - Bei geringer Zieltemperatur hohe Wirkungsgrade - Leistung skalierbar, günstig	- Strahlungs- und wetterabhängig - Hoher Platzbedarf - Speicher notwendig
Umwelt-wärme	- Überall nutzbar - Leistung skalierbar, günstig	- Wetterabhängig - Zum Wärmebedarf jahreszeitlich gegenläufige Außentemperatur
Oberflächen-nahe Geothermie	- Größtenteils standortunabhängig - Hohes Gesamtpotenzial - Vielfältige Nutzungsmöglichkeit	- Teils lokale Nutzungsrestriktionen - Verschiedene Erschließungskosten und thermische Ergiebigkeit
Oberflächen-gewässer	- Quasi unerschöpfliche Wärme-quelle	- Lokal begrenzt - Zum Wärmebedarf jahreszeitlich gegenläufige Wassertemperatur
Abwasser	- In jeder Stadt vorhanden - Senkung der Abwassertemperatur positiv für Einleitung in Kläranlage	- Leistung begrenzt - Nur entlang Trassenverlauf - Kühlung problematisch
Gruben- und Tunnelwasser	- Geringe Temperaturschwankun-gen	- Evtl. technische Herausforderun-gen bei Erschließung der Wärme - Nur wenige Standorte
(Industrielle) Abwärme	- Höhere Nutzungstemperaturen möglich	- Lokal begrenzt - Backup/Speicher notwendig - Bindung an Wärmelieferanten

Die Nutzung von oberflächennaher Geothermie ist räumlich stärker eingeschränkt als die beiden zuvor genannten Quellen. Oberflächennahe Geothermie kann grundlegend überall genutzt werden und ist weitgehend unabhängig vom Standort. Die Erdwärme wird durch unterschiedliche technische Anlagen erschlossen. Dazu zählen Erdwärmesonden, Erdwärmekollektoren, Grundwasserbrunnen und Energiepfähle. Je nach Nutzungsart ergeben sich spezifische Restriktionen durch Schutzgebiete, vorhandene Versorgungsstrukturen und durch die Untergrundbeschaffenheit.

Außerdem unterscheiden sich die thermische Ergiebigkeit und die Erschließungskosten der Systeme. Daher sollten die einzelnen Nutzungssysteme separat betrachtet werden, da sich oftmals mindestens eine der Optionen nutzen lässt. Wärmespeicher sind nicht notwendig. Da immer ein Zugang zum Erdreich erforderlich ist, ist die Umsetzung in städtischen Gebieten mit hoher Bebauungsdichte schwieriger als in Neubaugebieten.

Zu den möglichen Wärmequellen der Oberflächengewässer zählen Regen-, Fluss- und Seewasser. Fließgewässer eignen sich besser als Standgewässer, da sie eine quasi unerschöpfliche thermische Energiequelle darstellen. Bei stehenden Gewässern muss die Gefahr der Vereisung im Winter berücksichtigt werden. Nachteilig sind die niedrigen Temperaturen im Winter und die tages- sowie jahreszeitlichen Schwankungen. Der Ausbau von Nutzungsanlagen beschränkt sich auf die unmittelbare Nähe der Gewässer, wo oft keine Wärmesenken liegen.

Eine weitere Anwendung ist die Nutzung von Wärme aus Abwässern. In jeder Stadt gibt es ein Abwassernetz und somit viele Anschlussmöglichkeiten. Positiv ist, dass der Wirkungsgrad der Kläranlage steigt, wenn die Temperatur des Abwassers durch Wärmeentzug sinkt. Bei Mehrfachnutzung in einem Abwasserkanal kumulieren sich die Temperaturabsenkungen. Die Temperatur des Abwassers darf jedoch nur geringfügig verändert werden. Somit sind die erzielbaren Leistungen begrenzt. Die sommerliche Kühlung mit Abwasser ist problematisch, da eine Erwärmung des Abwassers im Sommer vermutlich nicht erwünscht ist.

Die Wärmegewinnung aus Gruben- oder Tunnelwasser ist attraktiv, weil die Wärme oft ganzjährig auf einem konstanten Temperaturniveau zur Verfügung steht und die Mengen beträchtlich sein können. Die Wärmequellen stehen jedoch nur punktuell zur Verfügung und die Erschließung der Wärme kann technisch aufwendig und sehr kostenintensiv sein.

Der Begriff (industrielle) Abwärme umfasst Wärme aus Produktionsanlagen, Kälteanwendungen oder Rechenzentren. Besonders attraktiv sind Abwärmetemperaturen zwischen 10 °C und 30 °C. Der Anschluss an eine (industrielle) Abwärmequelle erfordert eine vertragliche Bindung mit dem Wärmelieferanten. Sofern der Wärmelieferant die konstante Verfügbarkeit der Wärmequelle nicht vertraglich gewährleistet, kommt der Vertrag entweder nicht zustande oder der Wärmenutzer benötigt einen Wärmespeicher oder ein Back-Up. Wärmeproduzenten können den Aufwand für die Aufsuchung der internen Wärmequellen und die Konzeption der Nutzungsanlage scheuen. [REC2019, S.48]

Wärmequellensysteme der kalten Nahwärmenetze in Deutschland

In Deutschland existieren 25 kalte Nahwärme Projekte (Stand 12/2019), die sich überwiegend im Westen des Landes befinden. Abbildung 3-2 zeigt die räumliche Verteilung der Projekte und eine Auswertung der eingesetzten Systeme zur Erschließung der Wärmequelle.

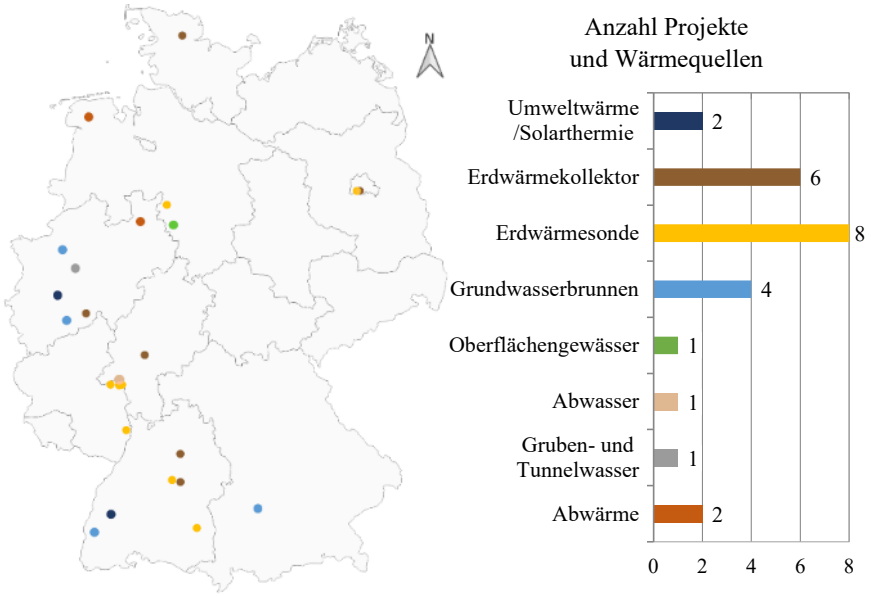


Abbildung 3-2: Übersicht der kalten Nahwärme Projekte und Systeme zur Einbindung der Wärmequellen in Deutschland (Stand 12/2019)

Mit insgesamt 18 Projekten ist die oberflächennahe Geothermie die häufigste Wärmequelle. Die Systeme Erdwärmesonden, Erdwärmekollektoren und Grundwasserbrunnen kommen hierbei zum Einsatz. Umgebungswärme und Solarthermie wird zweimal mit Solar-Luftabsorbern genutzt, wobei beide Quellen mit einem Eisspeicher kombiniert werden. Es existiert je ein Projekt zur Nutzung von Regenwasser, von Abwasser und von Grubenwasser. Zwei Systeme basieren auf der Nutzung von Abwärme. Eine Auswertung auf europäischer Ebene zeigt, dass Grundwasserbrunnen und Erdwärmesonden die am häufigsten verwendeten Nutzungssysteme sind [BUF2019, S.511f.]. [HAU2016, S.36] [INN2017, S.4] [LEW2018] [NAT2019] [SBN2021, S.1] [STA2017, S.19] [ZFK2019]

Auswahl der Wärmequellensysteme

Eingangs wurden die Eigenschaften der verschiedenen Wärmequellen und Wärmequellensysteme erläutert und der Stand der Technik in Deutschland analysiert. Darauf aufbauend werden nun Wärmequellensysteme für diese Untersuchung ausgewählt. Die Verfügbarkeit von Wärme wird als wichtigster Aspekt angesehen, da kalte Nahwärmenetze eine Wärmequelle in unmittelbarer Nähe des Wärmenetzes benötigen. Daher werden Wärmequellensysteme ausgesucht, die verfügbar und nicht lokal oder punktuell begrenzt sind.

Umweltwärme und Solarthermie erfüllen diesen Aspekt vollständig, da sie überall verfügbar sind. Um Umweltwärme und Solarthermie zu nutzen, werden Luftabsorber eingesetzt, die auch als Solar-Luftabsorber bezeichnet werden. Sie erzeugen den Großteil ihrer Wärme aus der Umgebungswärme und nicht aus der Sonneneinstrahlung, wenn sie unterhalb der Umgebungstemperatur betrieben werden. Weil der Wärmegewinn aus dem Luftabsorber im Winter gering und schwankend ist, ist ein zusätzlicher Speicher zum Ausgleich zwischen Wärmebedarf und Wärmeangebot notwendig. Als Speicher für Luftabsorber kommt ein Eisspeicher zum Einsatz, da er eine höhere Speicherkapazität als Wasserspeicher besitzt. Der Eisspeicher eignet sich außerdem gut zur Kühlung.

Die Wahrscheinlichkeit, dass oberflächennahe Geothermie an einem Standort verfügbar ist, ist ebenfalls groß und wird größer eingeschätzt, als die Verfügbarkeit der anderen diskutierten Wärmequellen. Daher wird oberflächennahe Geothermie ebenfalls als Wärmequelle ausgesucht. Als Systeme zur Nutzbarmachung der oberflächennahen geothermischen Wärme werden die drei Systeme Erdwärmekollektor, Erdwärmesonde und Grundwasserbrunnen gewählt. Diese drei Wärmequellensysteme grenzen sich genügend voneinander ab, um sie vergleichen zu können.

Alle alternativen Wärmequellen für kalte Nahwärmenetze, die von örtlichen und regionalen Gegebenheiten oder individuellen Rahmenbedingungen abhängig sind, wie z. B. industrielle Abwärme, Oberflächenwasser oder Gruben- bzw. Tunnelwasser, sind nicht Teil der Untersuchung.

Abbildung 3-3 stellt die vier ausgewählten Systeme zur Einbindung von regenerativen Wärmequellen in ein kaltes Nahwärmenetz dar. Diese sind Erdwärmekollektor (EWK), Erdwärmesonde (EWS) und Grundwasserbrunnen (GW) zur Nutzung von oberflächennaher Geothermie. Der Luftabsorber nutzt Umwelt- und Solarwärme und benötigt einen Eisspeicher

zum Ausgleich der Wärme. Das System wird als Eisspeichersystem bezeichnet (EIS). Kombinationen der Quellen werden nicht betrachtet. Jedem Wärmequellensystem wird ein Farbschema zugeordnet, um die Systeme bei der Auswertung grafisch auseinander zu halten.

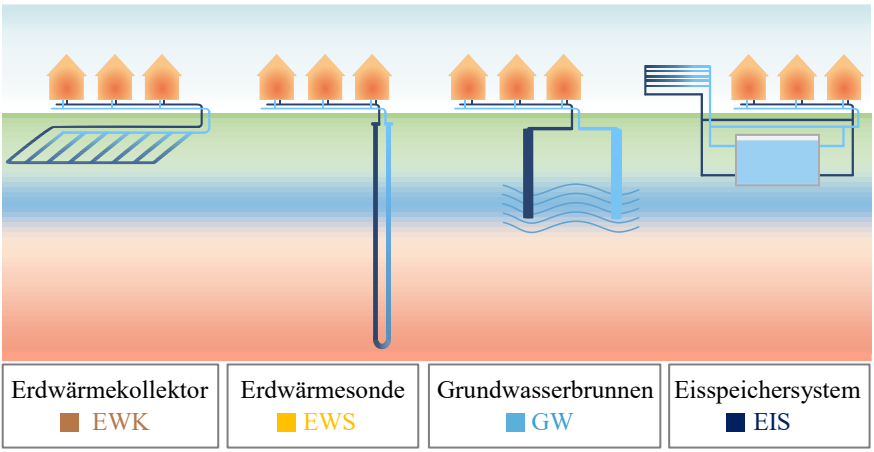


Abbildung 3-3: Ausgewählte Wärmequellensysteme

3.2 Vorgaben für das Wärmeversorgungssystem

Zur Definition der Rahmenbedingungen für das Wärmeversorgungssystem erfolgt eine Aufteilung in relevante Teilaspekte:

Wärmequellensystem

Als Bedingung wird vorgegeben, dass die Wärmequellensysteme den Energiebedarf der Abnehmerstruktur alleine und vollständig decken. Weitere Annahme ist, dass in unmittelbarer Nähe des kalten Wärmenetzes eine ausreichend große freie Fläche für die Wärmequellenanlage verfügbar ist.

Wärmeverteilnetz

Das kalte Nahwärmenetz verteilt die Wärme von der Wärmequelle zu den Kundenanlagen. Das Bindeglied zwischen der Kundenanlage und dem kalten Nahwärmenetz bilden die Hausstationen in den Gebäuden. Jede Hausstation ist mit einer Umwälzpumpe ausgestattet. Diese sorgen für die Umwälzung des Wärmeträgermediums im kalten Nahwärmenetz. Diese Betriebsweise wird als drucklose Verteilung bezeichnet. Eine zentrale Umwälzpumpe in dem Netz ist nicht notwendig. Ein zentrales hydraulisches

Konzept wird nicht betrachtet, da Vorüberlegungen aus Kapitel 2.1.2 vermuten lassen, dass die Auswirkungen auf die Wirtschaftlichkeit gering sind und die dezentralen Umwälzpumpen den Vorteil haben, dass das Wärmenetz bei einem Ausfall der Hauptpumpe nicht zum Stillstand kommt. Es wird eine Volumenstrom-geregelte Fahrweise im Netz gewählt. Bei dieser bleibt der Volumenstrom im Netz gleich und die Wärmemenge wird über eine veränderliche Temperaturspreizung geliefert. Den Volumenstrom im kalten Nahwärmenetz stellen die dezentralen Umwälzpumpen her.

Für die Dimensionierung des Wärmeverteilnetzes muss die maximale Netzspreizung bekannt sein. Sie hat einen wesentlichen Einfluss auf die Auslegung der Wärmepumpen und stellt eine wichtige Eingangsgröße für die Netzberechnung dar. Die maximale Temperaturspreizung wird für alle Wärmequellensysteme auf den gleichen Wert festgesetzt, um eine bessere Vergleichbarkeit zu schaffen. Die gewählte Temperaturspreizung von 4 K für alle Quellensysteme liegt innerhalb des für kalte Nahwärmenetze üblichen Bereichs von 3 K - 6 K [HAN2018, S.21]. Eine Erhöhung der Spreizung verringert die Investitionen in das Netz und ermöglicht ggf. eine kleinere Auslegung der Wärmequelle. Jedoch erhöhen sich die Investitions- und Betriebskosten der Wärmepumpen aufgrund niedrigerer Leistungszahlen der Wärmepumpen [REI2020, S.103ff.].

Die Rohrleitung des kalten Nahwärmenetzes wird in einem Graben im Erdreich verlegt. Die Verlegetiefe der Rohre wird auf 1,2 m festgesetzt und liegt somit unter der Frostgrenze. Da die Differenz zwischen der Temperatur im kalten Nahwärmenetz und dem Erdreich sehr gering ist, ist keine Isolierung der Rohrleitungen notwendig. Das Material der Wärmeverteilungsrohre soll der Kunststoff Polyethylen (PE) sein.

Es wird ein Zweileiter-Netz mit Vor- und Rücklauf ausgewählt, da es dem Stand der Technik entspricht. Die Anbindung der Wärmequellen an das Wärmeverteilnetz ist abhängig von der Wärmequelle. Die Wärmequellen Eisspeicher, Erdwärmesonde und Erdwärmekollektor werden direkt mit dem Wärmeverteilnetz verbunden. Es findet keine Systemtrennung statt und das Medium in der Wärmequellenanlage entspricht dem Medium in dem Verteilnetz. Bei diesen drei Quellen ist als Wärmeträgermedium ein Wasser-Glykol Gemisch vorgesehen. Die minimale Netzrücklauftemperatur darf bei EWS nicht unter -5 °C liegen. Bei EWK darf die Netzvorlauftemperatur nicht geringer sein als -5 °C. Bei Grundwasser als Wärmequelle

findet eine Trennung in zwei Kreisläufe statt. Die Wärme des Grundwassers wird mit einem Wärmeübertrager auf einen zweiten Kreislauf (=kaltes Nahwärmenetz) übertragen, in dem ein Wasser-Glykol Gemisch zirkuliert.

Wärmepumpen in den Wohngebäuden

Die Wärmepumpen, die an das kalte Nahwärmenetz angeschlossen sind, heben das Temperaturniveau aus dem kalten Nahwärmenetz auf das erforderliche Temperaturniveau für Heizwärme und Trinkwarmwasser an. Sie arbeiten umso effektiver, je geringer die Heizungstemperaturen in dem Wohngebäude sind. Daher eignen sie sich besonders zur Versorgung von Neubauten mit dem Mindest-Energieeffizienzstandard der Energieeinsparverordnung (ENEV) 2016, da diese einen guten Wärmedämmstandard besitzen und nur geringe Heizungstemperaturen benötigen. Die Betrachtung von Bestandsgebäuden ist ebenfalls möglich. Diese müssen allerdings energetisch so saniert sein, dass sie ähnliche Energiekennwerte wie neue Wohngebäude aufweisen und für die Wärmeverteilung mit Niedertemperaturheizungen geeignet sind. Die Sanierungsquote ist nach [DEN2018, S.15] jedoch mit rund 1 % niedrig und reicht nicht aus, um derzeit eine sinnvolle Untersuchung für kalte Nahwärmenetze im Bestand durchzuführen. Aus diesem Grund wird eine Neubausiedlung mit Wohngebäuden nach ENEV 2016 betrachtet.

Die Wärmepumpen decken den Heizwärme- und Trinkwarmwasserbedarf und temperieren die Gebäude über die passive Kühlung.

Bei einem Neubaugebiet handelt es sich meistens um Bauland mit unbefestigtem Gelände. Für die Verlegung der Rohrleitungen sind somit keine umfangreichen Oberflächenarbeiten erforderlich und die Kosten für Erdarbeiten sind niedriger als bei bereits versiegelten Gebieten. Es wird vorausgesetzt, dass sich alle Wohngebäude an das kalte Nahwärmenetz anschließen. Die Anschlussquote beträgt also 100 %.

In der Berechnung wird eine strombetriebene Kompressionswärmepumpe verwendet, die den Stand der Technik bei kalten Nahwärmenetzen darstellt. Sie benötigt einen Stromanschluss, der in jedem Gebäude zur Verfügung steht. Da keine weiteren Energiequellen hinzugeschaltet werden, arbeitet die Wärmepumpe in monovalenter Betriebsweise. Die Haustechnik zur Verteilung der Nutzenergie zählt nicht zum Untersuchungsrahmen.

In jedem Wohngebäude wird eine Wärmepumpe installiert. Hybride Formen, bei denen Gruppen von benachbarten Gebäuden jeweils mit einer gemeinsamen Wärmepumpe versorgt werden, sind nicht berücksichtigt. Zum

einen ist eine passive Kühlung nur mit dezentralen Wärmepumpen möglich. Andererseits führt die gemeinsame Wärmeerzeugung für mehrere Gebäude zu höheren Bereitstellungsverlusten und mehr Wärmeverlusten in den Rohrleitungen. Außerdem sind die CO_2-Emissionen bei dezentralen Wärmepumpen aufgrund der bedarfsgerechten Versorgung am geringsten.

3.3 Fallstudie

Dieses Kapitel legt die Parameter der Fallstudie fest. Es werden zwei Bebauungsszenarien mit unterschiedlichen Gebäudetypen definiert und untersucht. Zur Berechnung der Energiebedarfe der Gebäude müssen der Betrachtungsstandort definiert, die Heiz- sowie Kühlleistungen und die Wärme- und Kühlbedarfe der Wohngebäude bestimmt werden. Schließlich werden die Daten der einzelnen Gebäude zu einer Gesamtlast und einem Gesamtenergiebedarf je Bebauungsszenario zusammengefasst.

Bebauungsszenarien

Die Bewertungsmethodik für verschiedene Wärmequellensysteme in einem kalten Nahwärmenetz soll anhand von zwei Bebauungsszenarien demonstriert werden:

- EFH-Szenario = 50 x Einfamilienhaus (EFH)
- MFH-Szenario = 50 x Mehrfamilienhaus (MFH)

Der Energiebedarf eines Bebauungsszenarios bildet such aus der Summe der Energiebedarfe der einzelnen Wohngebäude. Mit den Szenarien können zwei verschiedene Wärmebedarfssituationen abgebildet und deren Auswirkung auf das Versorgungssystem analysiert werden, da der Wärmebedarf der Mehrfamilienhäuser höher ist als der Wärmebedarf der Einfamilienhäuser. Es wird eine einfache linienförmige räumliche Anordnung der Wohngebäude gewählt, als seien die Gebäude an den beiden Seiten einer Straße versetzt angeordnet (vgl. Abbildung 4-2, Seite 46).

Energiebedarfe der Wohngebäude

Zur Ermittlung der Wärme- und Kältebedarfe der Siedlung werden die energetischen Kennwerte der Wohngebäude benötigt. Diese werden aus einer Dissertation übernommen, die im Rahmen des Forschungsprojektes Grubenwasser-Ruhr verfasst wurde [GWR2019]. [REI2020, S.46] berechnet darin unter anderem die Auslegungsleistungen verschiedener Gebäudetypen in einem Neubaugebiet in Bergkamen.

Von diesen Gebäudetypen wird ein Einfamilienhaus (EFH) mit einer Wohneinheit und ein Mehrfamilienhaus (MFH) mit acht Wohneinheiten

ausgewählt. Die Einfamilienhäuser repräsentieren etwa zwei Drittel der deutschen Wohngebäude. Die Mehrfamilienhäuser gehören zu den Mehrfamilienhäusern mit sieben bis zwölf Wohneinheiten, die in Deutschland einen Anteil von 5 % am Wohngebäudebestand haben. [DEN2015, S.31]

Wetterdaten und Betrachtungsstandort

Für eine einheitliche Datenbasis ist es wichtig, alle im Verlauf der Arbeit benötigten Wetterdaten aus einer Quelle und auf einen Standort zu beziehen. Da die Auslegungsleistungen der betrachteten Gebäude für Bergkamen berechnet wurden, wird Bergkamen als Betrachtungsstandort gewählt. Als Wetterdaten werden die ortsgenauen Testreferenzjahre (TRJ) des Deutschen Wetterdienstes (DWD) genutzt. Ein TRJ-Wetterdatensatz liefert meteorologische Parameter für jede Stunde des Jahres. Die Datensätze werden aus Langzeitmessungen an zahlreichen deutschen Wetterstationen ermittelt und stellen repräsentative Monats- und Saisonmittelwerte der Lufttemperatur dar. Für jeden Standort in Deutschland existiert ein eigener TRJ-Datensatz mit einer räumlichen Auflösung von einem Quadratkilometer. Die TRJ-Wetterdaten beschreiben das Untersuchungsgebiet aufgrund der hohen räumlichen Auflösung sehr genau und enthalten alle notwendigen Auslegungsdaten. Der TRJ-Datensatz für Bergkamen ist unter den Bezugskoordinaten (WGS84) 51,6171° N und 7,5851° O in [DWD2019] zu finden. [DWD2017, S.2f.]

Der ortsgenaue TRJ-Datensatz erzeugt das stündliche Temperaturprofil der Außenluft in Abbildung A-1 (S. 194). Die minimale Lufttemperatur liegt bei -8,8 °C im Februar. Die maximale Temperatur beträgt 29,3 °C im August. Es gibt drei Perioden, in denen die Temperatur für einen längeren Zeitraum unter den Gefrierpunkt fällt.

Auslegungsleistung

Die maximalen Wärmeleistungsbedarfe der Wohngebäude bestimmen die Größe des Verteilnetzes und der Wärmequellenanlage und werden daher auch Auslegungsleistung genannt. Die Gebäudewärme- und Gebäudekühllast wurden nach DIN V 18599-2:2016 berechnet und beziehen sich auf die Anforderungen der ENEV 2016. Die ENEV 2016 ist seit Mai 2014 gültig und wurde im Januar 2016 weiter verschärft [ENE2013, S.3965,3989]. Die Berechnung wurde für eine minimale Außentemperatur von -12 °C und die Klimaregion 4 mit dem Referenzstandort Essen durchgeführt. [REI2020, S.44] [DIN4710, S.8]

Bereitstellung von Heizwärme

In den Wohngebäuden befinden sich Flächenheizsysteme zur Verteilung der Wärme mit Heizungsvorlauftemperaturen von 35 °C. Die Rücklauftemperaturen im Heizungssystem liegen bei 30 °C. Die Vorlauftemperatur von 35 °C ist auf die minimale Normaußentemperatur von -12 °C bezogen. Bei der Normaußentemperatur benötigt das Gebäude 100 % der Auslegungsheizlast. Die Heizgrenztemperatur wird auf 12 °C festgelegt. Die Vorlauftemperatur der Heizungsanlage wird in dieser Arbeit unabhängig von der Außentemperatur als konstant angenommen. Eine witterungsgeführte Regelung wird nicht eingeführt. [DIN18599-5, S.157]

Deckung des Kühlbedarfes in den Wohngebäuden

Die Wohngebäude haben im Sommer einen Kühlbedarf. Dieser soll mit der Wärmepumpenanlage gedeckt werden. Die Kühlenergie wird über die Flächenheizung in dem Gebäude an die Räume abgegeben. In der Arbeit wird die passive Kühlung gewählt. Sie ist deutlich effizienter als die aktive Kühlung, da nur die Umwälzpumpe und nicht der Kompressor in der Wärmepumpe arbeitet (vgl. Kapitel 2.1.2). Die passive Kühlung ist bei Temperaturen bis zu 10 °C auf der Wärmequellenseite sehr effektiv [BON2017, S.35]. Höhere Temperaturen können genutzt werden, jedoch nimmt die Effektivität dann ab. Die Temperaturgrenze für die passive Kühlung wird bei 18 °C auf der Wärmequellenseite angenommen. Als Kühlgrenze werden 22 °C Außentemperatur festgelegt. Bei geringeren Außentemperaturen wird keine Kühlleistung benötigt. Bei 25 °C Außentemperatur werden 100 % Kühlleistung benötigt. [VDI2078, S.142]

Berechnung der Heizwärme- und Kühlbedarfe

Zur Berechnung der Heiz- und Kühlbedarfe wird ein linearer Zusammenhang zwischen den Energiebedarfen im Gebäude und der Außentemperatur angenommen [HAK1982, S.147]. Je kälter es außerhalb des Gebäudes ist, desto höher ist der Wärmebedarf. Formel 3.1 berechnet den stündlichen Heizwärmebedarf $\dot{Q}_{H,G}(t)$ über die Außenlufttemperatur $\vartheta_L(t)$, die maximale Heizleistung des Gebäudes $\dot{Q}_{H,max,G}$, die Heizgrenztemperatur von 12 °C und die Auslegungstemperatur von -12 °C [DÖT1998, S.A12].

$$\dot{Q}_{H,G}(t) = \dot{Q}_{H,max,G} \cdot \frac{12°C - \vartheta_L(t)}{12°C - (-12°C)} \qquad 3.1$$

$$\dot{Q}_{K,G}(t) = \dot{Q}_{K,max,G} \cdot \frac{22°C - \vartheta_L(t)}{22°C - 25°C} \qquad 3.2$$

Der stündliche Kühlbedarf $\dot{Q}_{K,G}(t)$ berechnet sich mit Formel 3.2 aus der maximalen Kühllast des Gebäudes $\dot{Q}_{K,max,G}$, der Außenlufttemperatur $\vartheta_L(t)$, der Kühlgrenztemperatur von 22 °C und der Auslegungstemperatur für die Kühlung von 25 °C.

Aufbereitung von Trinkwarmwasser mit der Wärmepumpe

An die Aufbereitung von Trinkwarmwasser in Wohngebäuden werden hygienische Anforderungen gestellt, um die Bildung von gesundheitsschädlichen Legionellen zu vermeiden. Die Größe des Warmwasserverteilsystems ist dabei maßgeblich: Es wird zwischen Klein- und Großanlagen im Sinne der [DVG551, S.1] unterschieden. Bei Großanlagen mit Warmwasserspeichern mit einem Volumen von über 400 Liter und einem Volumen der Warmwasserleitungen zwischen der Austrittstelle am Trinkwarmwassererwärmer und der Entnahmestelle größer als 3 Liter, gelten die Anforderungen aus dem Arbeitsblatt W 551 des deutschen Vereins des Gas- und Wasserfaches (DVGW). Demnach muss die Temperatur des Warmwassers an der Austrittsstelle permanent auf 60 °C erwärmt werden. Dazu sind etwa 65 °C an der Wärmepumpe notwendig. In den Kleinanlagen gibt das Arbeitsblatt W 551 der DVGW vor, dass die Temperatur für Trinkwarmwasser am Austritt der Wärmepumpe nicht kleiner als 50 °C werden darf. Nach [DIN18599-8, S.66] sollte das Trinkwarmwasser regelmäßig auf 55 °C erhitzt werden. Um die hygienischen Anforderungen in Mehrfamilienhäusern zu berücksichtigen, sollten dort dezentrale Frischwassersysteme eingesetzt werden. Diese entnehmen das Warmwasser nicht aus dem Warmwasserspeicher, sondern erwärmen das Wasser im Durchlaufprinzip stets frisch, wenn es benötigt wird. Dazu darf die Rohrleitung zwischen dem Frischwassermodul-Abgang und der Entnahmestelle nicht größer als 3 Liter sein. [BON2017, S.167f.] [VIE2011, S.92] [DVG551, S.4ff.]

Als Vorlauftemperatur für Warmwasser wird für beide Gebäudetypen 55 °C am Austritt der Wärmepumpe festgelegt.

Berechnung der Trinkwarmwasserbedarfe

Neben der Beheizung und Kühlung ist die Bereitung von Trinkwarmwasser eine wichtige Aufgabe bei der Versorgung von Wohngebäuden. Der Trinkwarmwasserbedarf eines Gebäudes ist von den Gewohnheiten und der Anzahl der Bewohner abhängig. Da nicht abgeschätzt werden kann, wie viele Personen in den Gebäuden leben, wird ein flächenbasierter Berechnungsansatz gewählt.

Der spezifische Nutzwärmebedarf für Trinkwarmwasser in den Wohngebäuden q_{WW} berechnet sich nach Formel 3.3 in Abhängigkeit der Nettogrundfläche $A_{NGF,WE}$ einer Wohneinheit [DIN18599-10, S.17].

$$q_{WW} = \max\left[\left(16{,}5 - A_{NGF,WE} \cdot 0{,}05\right);\ 8{,}5\right]\ kWh/(m^2a) \qquad 3.3$$

Die Nettogrundfläche enthält die Wohnfläche, die Verkehrswege im Gebäude und die Technikfläche, die zur Versorgung des Gebäudes benötigt wird. Wände, Pfeiler und Nischen zählen nicht dazu. Der jährliche Trinkwarmwasserbedarf des Gebäudes $Q_{WW,G}$ ergibt sich aus der Multiplikation von q_{WW} mit der Nettogrundfläche je Wohneinheit $A_{NGF,WE}$ und der Anzahl der Wohneinheiten. Dazu kommen Wärmeverluste. Nach [VDI4645, S.60] entstehen in den trinkwasserführenden Leitungen von Wohngebäuden 1 kWh Wärmeverluste pro Tag und Wohneinheit. Der so berechnete Trinkwarmwasserbedarf wird gleichmäßig auf alle Stunden des Jahres aufgeteilt. Die Ergebnisse der Berechnung für Heizwärme-, Kühl- und Trinkwarmwasserbedarf sind in Tabelle 3-2 zusammengestellt.

Tabelle 3-2: Energetische Kennwerte der Gebäudetypen

Gebäudetyp	EFH	MFH
Maße (Breite x Länge)	10,1 m x 10,1 m	16,1 m x 16,1 m
Wohneinheiten [-]	1	8
Nettogrundfläche je Wohneinheit [m²]	168,7	79,9
Max. Heizleistung [kW]	6,95	20,43
Max. Kühlleistung [kW]	2,90	8,70
Heizwärmebedarf [kWh/a]	9.403	27.640
Trinkwarmwasserbedarf [kWh/a]	1.800	10.914
Kühlbedarf [kWh/a]	-804	-2.411

Tabelle 3-2 enthält relevante Informationen der beiden Gebäudetypen sowie die berechneten Energiebedarfe. Das negative Vorzeichen beim Kühlbedarf zeigt, dass Wärme aus dem System abgeführt werden muss. Die Vollbenutzungsstunden für Heizwärme sind mit 1.353 h/a für beide Gebäudetypen gleich, da das gleiche Temperaturprofil zugrunde gelegt wird. Wird die Warmwasserbereitung dazugezählt, ergeben sich Vollbenutzungsstunden von 1.612 h/a für das EFH und 1.887 h/a für das MFH. Das MFH hat einen höheren Bedarf an Warmwasser. Die Vollbenutzungsstunden der Kühlung betragen 277 h/a.

Abbildung 3-4 stellt den Jahresverlauf der monatlichen Trinkwarmwasser(TWW)-, der Heizwärme- und der Kühlbedarfe im EFH-Szenario dar. In den Wintermonaten November bis März hat der Heizwärmebedarf einen Anteil von über 80 % am Wärmebedarf. In den Monaten Juni bis September ist der Heizwärmebedarf sehr gering. Von Mai bis September gibt es einen Kühlbedarf. Dieser erreicht im August den Höchstwert. In den Monaten Juli und August ist der Kühlbedarf höher als der Warmwasserbedarf, was auf die hohen Außentemperaturen zurückzuführen ist. Im Anhang in Abbildung A-2 (S. 194) ist die Grafik für das MFH-Szenario zu finden.

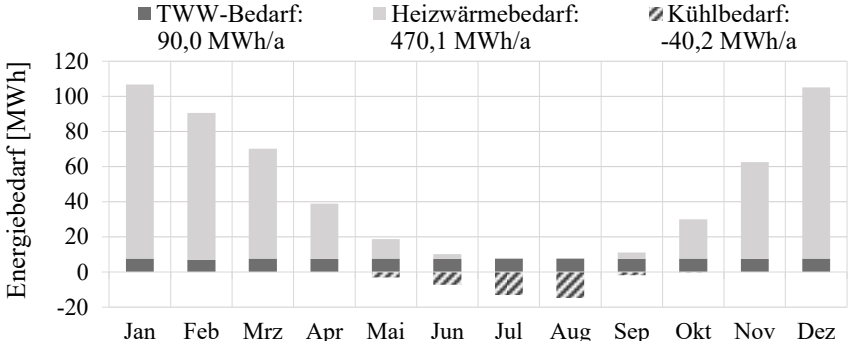


Abbildung 3-4: Jahresverlauf der Energiebedarfe im EFH-Szenario

Tabelle 3-3 fasst die Leistungen, die Heizwärme- und Kühlbedarfe sowie die Warmwasserbedarfe der Bebauungsszenarien zusammen. Der Heizwärmebedarf ist jeweils deutlich höher als der Warmwasserbedarf. Beim MFH-Szenario ist der Bedarf an Warmwasser anteilig höher, da sich durch die gemeinsame Nutzung von Wänden im Mehrfamilienhaus der Heizwärmebedarf im Verhältnis zur Nettogrundfläche reduziert. Bei der Warmwasserbereitung entstehen diese Synergieeffekte nicht. Der Kühlbedarf beträgt in beiden Szenarien etwa 10 % des Heizwärmebedarfs. Die Deckung des Wärmebedarfs hat die Priorität bei der Auslegung des Energiesystems.

Tabelle 3-3: Auslegungsleistung und Energiebedarfe der Bebauungsszenarien

	EFH-Szenario	MFH-Szenario
Heizleistung [kW]	347,5	1.021,5
Kühlleistung [kW]	145,0	435,0
Heizwärmebedarf [MWh/a]	470,1	1.382,0
Kühlbedarf [MWh/a]	40,2	120,6
Warmwasserbedarf [MWh/a]	90,0	545,7

4 Dimensionierung des kalten Nahwärmenetzes

In diesem Kapitel wird die Dimensionierung des kalten Nahwärmenetzes vorgenommen. Dazu wird zunächst der geplante Aufbau des Wärmenetzes beschrieben und die Leitungslängen, das Rohrmedium sowie die Netzmedien definiert, durch die das Wärmenetz charakterisiert wird. Auf der Grundlage der in Kapitel 3.3 dargestellten Wärmebedarfe werden die Wärmepumpen ausgewählt und die Anschlussleistung berechnet, die von der Wärmequelle und der maximalen Netzspreizung abhängig ist. Mit der Anschlussleistung ist bekannt, welche Wärmeleistung die Wärmepumpen aus dem Netz benötigen. Damit können die Rohrdurchmesser des kalten Nahwärmenetzes bestimmt werden. Berücksichtigt werden muss dabei ein maximaler Druckverlust, der durch die Wärmepumpen vorgegeben wird. Abschließend wird die Verlegung des kalten Nahwärmenetzes beschrieben.

4.1 Aufbau des Wärmenetzes

Über ein Verteilnetz wird die Wärme von der Wärmequelle zu den Wärmepumpen in den Gebäuden transportiert. Abbildung 4-1 stellt den Aufbau des kalten Nahwärmenetzes schematisch dar. Im Heizfall entnimmt der Verbraucher aus der Vorlaufleitung Wärme und speist diese abgekühlt in die Rücklaufleitung ein. Die Temperaturveränderung zwischen Vor- und Rücklauf wird als Temperaturspreizung im kalten Nahwärmenetz bezeichnet. Der Temperaturunterschied zwischen der Vor- und Rücklaufleitung wird in der Wärmequelle durch Wiedererwärmung kompensiert. Die Anbindung zwischen der Wärmequelle und dem kalten Nahwärmenetz wird je nach Wärmequellensystem entweder mit oder ohne Wärmetauscher ausgeführt. In der Kühlperiode fördern die Verbraucher Kälte aus dem Vorlauf und speisen das erwärmte Medium in den Rücklauf.

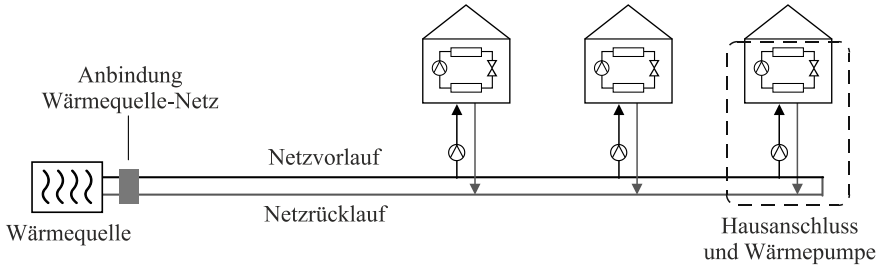


Abbildung 4-1: Aufbau des betrachteten kalten Nahwärmenetzes

Die Verbraucher sind mit einer Hausanschlussleitung an den Vorlauf angeschlossen. Eine Umwälzpumpe in jedem Gebäude fördert den Volumenstrom aus dem Vorlauf zu der Wärmepumpe. Die Wärmepumpe führt das abgekühlte Wärmeträgermedium in den Rücklauf des kalten Nahwärmenetzes zurück. Die dezentralen Umwälzpumpen stellen die bedarfsgerechte Umwälzung des Wärmeträgermediums her. Es sind nur diejenigen Umwälzpumpen aktiv, die einen Wärmebedarf haben. Es gibt keine zentrale Pumpe.

Leitungslängen und Wärmeliniendichte

Die Leitungsführung von Wärmenetzen strebt die kürzeste Verbindung zur Versorgung der Abnehmerstruktur an. Aufgrund der linienförmigen Anordnung der Verbraucher eignet sich ein Strahlennetz mit einem Strang. Der Rohrdurchmesser der Vor- und Rücklaufleitung wird dabei über die gesamte Länge des Stranges konstant gewählt. Die Rohrleitung befindet sich mittig zwischen den beiden Gebäudereihen, um die Hausanschlusslänge für beide Seiten gleich lang zu halten. Abbildung 4-2 zeigt den Aufbau des Leitungsnetzes exemplarisch für das EFH-Szenario.

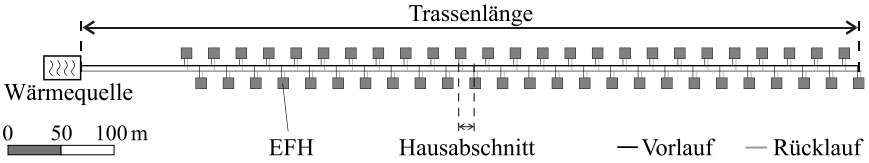


Abbildung 4-2: Aufbau des Leitungsnetzes im EFH-Szenario

Das Abnehmergebiet besteht jeweils aus 50 Gebäuden. In dem EFH-Szenario sind es 50 Einfamilienhäuser mit je einer Wohneinheit. In dem MFH-Szenario sind es 50 Mehrfamilienhäuser mit je 8 Wohneinheiten. Der Hausabschnitt bezeichnet den Abstand zwischen zwei Hausanschlüssen. Der Abstand soll beim EFH-Szenario 12,5 m und beim MFH-Szenario 17,5 m betragen. Zwischen der Wärmequelle und den Gebäuden wird eine Anschlussstrecke von 100 m angenommen, die zur Trassenlänge hinzugezählt wird. Somit ergibt sich für das EFH-Szenario eine Trassenlänge von 712,5 m und für das MFH-Szenario von 960 m.

Das Verhältnis aus der Anzahl der Wohneinheiten und der Trassenlänge ist die spezifische Trassenlänge. Diese beträgt für das EFH-Szenario 14,3 m/WE und für das MFH-Szenario 2,4 m/WE. Im Vergleich zu Referenzwerten (EFH: 14 - 25 m/WE; MFH: 2 - 6 m/WE [WOL2011, S.20]) liegt die spezifische Trassenlänge beider Szenarien im unteren Bereich. Es

handelt sich somit um eine dichte Bebauung. Tabelle 4-1 stellt die räumlichen Daten und die Wärmeliniendichte beider Szenarien gegenüber. Die Wärmeliniendichte ist ein Kriterium zur Beurteilung von Wärmenetzen. Sie bildet das Verhältnis aus der jährlich abgenommenen Wärmemenge und der Trassenlänge des Netzes ab [NUS2018, S.108]. Die Wärmeliniendichte ist beim MFH-Szenario aufgrund der dichten Bebauung höher als beim EFH-Szenario.

Tabelle 4-1: Räumliche Daten des Modellgebietes

	EFH-Szenario	MFH-Szenario
Trassenlänge [m]	712,5	960
Spezifische Trassenlänge [m/WE]	14,3	2,4
Wärmeliniendichte [kWh/(ma)]	790	2.010
Hausabschnitt [m]	12,5	17,5

Rohrmaterial

Nachfolgend wird ein Material für die Rohrleitungen des kalten Nahwärmenetzes ausgesucht und im weiteren Verlauf der Arbeit genutzt. Polyethylen (PE) eignet sich aufgrund seiner Korrosionsbeständigkeit und der langen Beständigkeit im niedrigen Temperatur- und Druckbereich als Rohrmaterial für die kalte Nahwärmetrasse [VDI4640-2, S.84]. Dabei sind zwei Varianten denkbar:

- Verlegung von PE 100 im Sandbett
- Sandbettfreie Verlegung von punktlastbeständigem PE 100-RC

Tabelle 4-2 stellt die Kosten beider Varianten exemplarisch für zwei verschiedene nominelle Rohrdurchmesser (DN) gegenüber. Die Varianten unterscheiden sich in den Kosten für die Erdarbeiten und in den Materialkosten für das Rohr. Unter der Annahme, dass bei der Verfüllung mit Sand die gleichen spezifischen Kosten entstehen wie bei der Verfüllung mit Erdreich, sind die Erdarbeiten bei der Verlegung von PE 100 mit Sandbett teurer, da der Graben mindestens 0,1 m tiefer ausgehoben werden muss [DIN1610, S.18]. Bei den Materialkosten ist PE 100-RC teurer als PE 100, weil die Herstellung aufwendiger ist. Die Differenz zwischen den Kosten ist gering, jedoch ist die sandbettfreie Verlegung bei beiden Rohrgrößen etwas günstiger. Auch bei anderen Rohrdurchmessern ist diese Variante günstiger. Die Ergebnisse sind der Übersichtlichkeit halber jedoch nicht dargestellt. Aufgrund der geringeren Kosten wird eine sandbettfreie Verlegung mit PE 100-RC als Rohrmaterial gewählt. [GEO2018] [GWR2019]

Tabelle 4-2: Kostenvergleich bei Verlegung der Rohre mit und ohne Sandbett

DN [mm]	200		355	
Material	PE 100	PE 100-RC	PE 100	PE 100-RC
Verlegung	mit Sandbett	ohne Sandbett	mit Sandbett	ohne Sandbett
Kosten Erdarbeiten [€/m]	78,6	73,1	117,4	109,9
Materialkosten Rohr [€/m]	29,7	30,8	93,0	96,6
Kosten Summe* [€/m]	108,2	103,9	210,4	206,5

*Nicht alle Trassenkosten sind enthalten: Es fehlen Kosten für Verbindungsstücke und Montagekosten. Die gesamten Trassenkosten sind in Tabelle A-5 auf Seite 193 aufgeführt.

Wärmeträgermedium

Das Wärmeträgermedium, auch Wärmeträger(-fluid) genannt, speichert die in der Quelle aufgenommene Wärme und transportiert sie zu den Verbrauchern. Als Wärmeträgermedium wird Sole, ein Gemisch aus Wasser und Frostschutzmittel, eingesetzt. Die Hinzugabe von Frostschutzmittel verhindert das Einfrieren des Wärmeträgermediums und somit die Schädigung von Anlagenteilen. Die Funktionsfähigkeit des Frostschutzmittels ist erst ab einem Anteil von 20 Vol.-% in der Sole gewährleistet. Ab dieser Konzentration wirken die Korrosionsinhibitoren in dem Frostschutzmittel, die verhindern, dass Oberflächen aus Metall, wie z. B. der Wärmetauscher der Wärmepumpe, von dem Gemisch angegriffen werden. In dieser Arbeit werden die Produkteigenschaften von Glysofor, einem Frostschutzmittel auf Basis von Ethylenglykol, zur Berechnung verwendet. [WIT2018, S.2] Der Anteil an Glykol bestimmt sich aus der tiefsten zu erwartenden Temperatur im kalten Nahwärmenetz. Diese entspricht der kältesten Netzrücklauftemperatur. Für die Wärmequellensysteme EWK und EIS wird ein Wasser-Frostschutzmittel-Gemisch (Sole) gewählt, da die Rücklauftemperaturen im kalten Nahwärmenetz in den Frostbereich kommen und somit ein Betrieb bei Temperaturen unter 0 °C möglich ist. Bei EWS wird ebenfalls ein Glykol-Gemisch verwendet, da die Möglichkeit besteht, dass die Rücklauftemperatur in Zeiten hoher Wärmeabnahme in den negativen Bereich läuft. Bei GW wird laut Herstellerangaben ebenfalls Sole auf der Wärmequellenseite genutzt, da hierdurch der Wärmetauscher im Verdampfer der Wärmepumpe geschützt wird. Dadurch wird ein Wärmeübertrager zwischen Grundwasser und Solekreislauf erforderlich. Bei dem Eisspeichersystem (EIS) liegt eine Besonderheit vor. Das Wärmeträgermedium fließt nicht nur durch den Eisspeicher, sondern auch durch den Luftabsorber (siehe Abbildung 2-7 auf Seite 25). Dieser befindet

sich im Freien und ist den winterlichen Außenlufttemperaturen ausgesetzt. Da der Absorber von Innen nicht vereisen darf, wird dem Wasser 30 Vol.-% Frostschutzmittel zugesetzt [VIE2019A, S.32]. Mit 30 Vol.-% Frostschutzmittel ist ein Frostschutz bis -16 °C gegeben. Der Frostschutz deckt somit die minimale Außenauslegungstemperatur von -12 °C ab.
Tabelle 4-3 listet die Frostschutzanteile im kalten Nahwärmenetz für die vier WQS auf. Die Sole hat andere Fließ- und Wärmeeigenschaften als reines Wasser. Bei der Auslegung sind daher die Stoffdaten der Wärmeträgermedien zu berücksichtigen. Tabelle 4-3 stellt diese Stoffeigenschaften dar, mit denen die Dimensionierung des kalten Nahwärmenetzes durchgeführt wird. Zum Vergleich sind die Daten von Wasser bei einer Temperatur von 10 °C angegeben.

Tabelle 4-3: Frostschutzanteile und Stoffeigenschaften der Wärmeträgermedien bei 0 °C [WIT2018, S.6] [VDI2013, S.176]

WQS	Frostschutzanteil / Gefrierpunkt	Spezifische Wärmekapazität [Wh/(kgK)]	Dichte [kg/m³]	Wärmeleitfähigkeit [W/(mK)]	Kinematische Viskosität [mm²/s]
EWK	20 % / -9 °C	1,09	1035	0,49	3,34
EWS	20 % / -9 °C	1,09	1035	0,49	3,34
GW	20 % / -9 °C	1,09	1035	0,49	3,34
EIS	30 % / -16 °C	1,05	1052	0,45	4,45
Wasser	0 % / 0 °C	1,17	997	0,58	1,79

4.2 Dimensionierung der Wärmepumpen in den Wohngebäuden

Jedes Gebäude ist mit einer Wärmepumpe ausgestattet, um die Wärme aus dem kalten Nahwärmenetz auf ein geeignetes Temperaturniveau für Heizwärme und Trinkwarmwasser anzuheben. In diesem Kapitel erfolgt die Dimensionierung der Wärmepumpen. Dazu sind drei Schritte notwendig. Zunächst wird die erforderliche Heizleistung der Wärmepumpe bestimmt. Danach werden die Nennbetriebspunkte der Wärmepumpen festgelegt. Sie dienen als Auslegungsparameter für die Dimensionierung des Netzes, da sie die Heiz- und Anschlussleistungen der Wärmepumpen festlegen. Abschließend können die Wärmepumpen ausgewählt werden.

Erforderliche Heizleistung der Wärmepumpen

Die Wärmepumpe deckt den Heizwärmebedarf und den Warmwasserbedarf. Die Wärmepumpe hat pro Tag 24 h Zeit um den Wärmebedarf zu decken, allerdings wird diese Zeit durch tarifliche Sperrzeiten verkürzt.

Während der tariflichen Sperrzeiten hat der Energieversorger die Möglichkeit, die Stromversorgung zu Spitzenlastzeiten im Stromnetz zu unterbrechen. Im Gegenzug bietet der Versorger dem Kunden günstige Sonderstromtarife für den Betrieb der Wärmepumpe an. Der Versorger darf die Stromversorgung der Wärmepumpe maximal drei Mal täglich für zwei Stunden aussetzen. Der Versorger in Bergkamen legt die Sperrzeit auf vier Stunden pro Tag fest. [GSW2021A, S.1] Die Wärmepumpe muss den Wärmebedarf des Tages somit innerhalb von 20 Stunden decken. Die erforderliche Heizleistung der Wärmepumpe $\dot{Q}_{Wp,erf}$ bestimmt sich nach Formel 4.1 aus der maximalen Heizlast des Gebäudes $\dot{Q}_{H,max,G}$, dem Warmwasserbedarf eines Tages $Q_{WW,24\,h,G}$ und der täglich möglichen Betriebsdauer abzüglich der Sperrzeit t_{Sp} [VDI4645, S.34].

$$\dot{Q}_{Wp,erf} = \frac{24h \cdot \dot{Q}_{H,max,G} + Q_{WW,24\,h,G}}{24\,h - t_{Sp}} \qquad 4.1$$

Bei Fußbodenheizungen, die im Estrich verlegt sind, ist die Speichermasse in der Regel so groß, dass kein zusätzlicher Pufferspeicher zur Abdeckung der Sperrzeiten erforderlich ist [VIE2011, S.108]. Tabelle 4-4 zeigt die erforderliche Heizleistung der Wärmepumpe, die im Auslegungspunkt mindestens bereitgestellt werden muss [BON2017, S.69]. Die erforderliche Heizleistung der Wärmepumpe für das EFH erhöht sich um 24 % gegenüber der Auslegungsleistung. Bei dem MFH sind es 27 % mehr Leistung.

Tabelle 4-4: Erforderliche Heizleistung der Wärmepumpen

	EFH	MFH
Max. Heizleistung des Gebäudes [kW]	6,95	20,43
Erforderliche Heizleistung der Wärmepumpe [kW]	8,6	26,0

Auslegungspunkte der Wärmepumpen

Der Nennbetriebspunkt der Wärmepumpe bestimmt die Auslegung des Wärmenetzes. Der Nennbetriebspunkt ist gekennzeichnet durch die netz- und heizungsseitigen Temperaturen zum Zeitpunkt des maximalen Wärmebedarfs und durch das Wärmeträgermedium im kalten Nahwärmenetz. Auf der Heizungsseite beträgt die Heizungsvorlauftemperatur unabhängig von der Wärmequelle 35 °C und die Abkühlung in den Heizungsflächen 5 °C [WAT2018, S.81].

Temperaturen auf der Wärmequellenseite

Auf der Wärmenetzseite ist die Quellenaustrittstemperatur am Verdampfer der Wärmepumpe relevant. Je nach Wärmequelle werden unterschiedliche Temperaturen erreicht. Die Quellenaustrittstemperatur entspricht der Quelleneintrittstemperatur abzüglich der Abkühlung des Mediums auf der Wärmequellenseite. Die maximale Abkühlung entspricht gleichzeitig der Temperaturspreizung im Netz bei maximaler Wärmeabnahme.

Bei maximaler Wärmeabnahme werden auch die geringsten Wärmequellentemperaturen vorliegen. Bei Erdwärmekollektoren (EWK) liegen die minimalen Temperaturen etwas unter 0 °C. Die Auslegungstemperatur wird mit 0 °C angesetzt. Bei Erdwärmesonden (EWS) ist das Temperaturniveau höher. Die Simulation zeigt eine minimale Temperatur von etwa 5 °C im Mittel. Für Grundwasser (GW) wird ein Auslegungswert von 10 °C verwendet. Für das Eisspeichersystem (EIS) wird eine Auslegungstemperatur von -5 °C berücksichtigt.

Tabelle 4-5 fasst die Auslegungspunkte der vier Wärmequellen zusammen. Zur Darstellung der Nennbetriebspunkte der Wärmepumpen werden Kürzel verwendet, die die Temperaturen und Medien auf der Wärmequellenseite und Heizseite definieren. Die Abkürzung B0/W35 gibt an, dass es sich um eine Eintrittstemperatur der Sole (B = Brine) von 0 °C handelt und auf der Heizseite Wasser (W = Water) auf eine Vorlauftemperatur von 35 °C erwärmt wird. [BON2017, S.52]

Tabelle 4-5: Nennbetriebspunkte der Wärmequellen

WQS	Auslegungstemperatur [°C]	Kürzel	Wärmequellenmedium
EWK	0 °C	B0/W35	Wasser-Glykol
EWS	5 °C	B5/W35	Wasser-Glykol
GW	10 °C	B10/W35	Wasser-Glykol
EIS	-5 °C	B-5/W35	Wasser-Glykol

Auswahl der Wärmepumpen

Die Wärmepumpen werden aus dem Produktportfolio der Firma Waterkotte ausgewählt [WAT2018]. Je Gebäudetyp und Wärmequelle wird eine Wärmepumpe ausgesucht. Im Betriebspunkt muss die Wärmepumpe die erforderliche Heizleistung aus Tabelle 4-4 decken. Dabei sollte die Wärmepumpenheizleistung im Vergleich zur erforderlichen Heizlast maximal 40 % überdimensioniert und 5 % unterdimensioniert werden. Eine Überdimensionierung führt dazu, dass die Wärmepumpe weniger Betriebsstunden

hat, da sie eine höhere Heizleistung abgibt als benötigt. Dies verringert die Auslastung der Wärmepumpe und es tritt häufigeres Takten (Ein- und Ausschalten) der Wärmepumpe ein. Eine Unterdimensionierung führt dazu, dass die Wärmepumpe den Leistungsbedarf im Winter nicht decken kann. Eine Unterdimensionierung ist möglich, da die Wärmepumpe standardmäßig mit einer elektrischen Zusatzheizung ausgestattet ist, die im Bedarfsfall zusätzlich Wärme erzeugt. Da die Zusatzheizung ökonomisch und ökologisch nicht sinnvoll ist, sollte sie wenn möglich vermieden werden. Tabelle 4-6 enthält die ausgewählten Wärmepumpen und die Baureihen der Wärmepumpen.

Tabelle 4-6: Ausgewählte Wärmepumpen

WQS	Nennpunkte	EFH	MFH
EWK	B0/W35	ET Ai1 Geo 5010.5	ET 5045.5 T
EWS	B5/W35	ET Ai1 Geo 5008.5	ET 5034.5 T
GW	B10/W35	ET Ai1 Geo 5008.5	ET 5028.5 T
EIS	B-5/W35	ET Ai1 Geo 5010.5	ET 5045.5 T
		Baureihe ET Ai1 Geo	Baureihe ET 5050T

Effizienz der Wärmepumpen in Heiz- und Trinkwarmwasserbetrieb

Die Leistungszahl der Wärmepumpe COP ist die Kennzahl zur Beschreibung der Effizienz der Wärmepumpe. Sie drückt das momentane Verhältnis von abgegebener Heizleistung $\dot{Q}_{Wp,H}$ zu aufgenommener elektrischer Leistung $P_{Wp,El}$ in der Wärmepumpe aus (Formel 4.2) [BON2017, S.99]. Die elektrische Leistung enthält neben der Antriebsleistung für den Kompressor auch den energetischen Aufwand für die Umwälzung des Mediums auf Wärmequellen- und Heizungsseite.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Wp,H}}{P_{Wp,El}} \qquad 4.2$$

Die Anschlussleistung der Wärmepumpe $\dot{Q}_{Wp,A}$ ist die Leistung, die aus dem kalten Nahwärmenetz bezogen werden muss, um die Heizleistung der Wärmepumpe bereitzustellen. Sie ist die Differenz aus der Heizleistung $\dot{Q}_{Wp,H}$ und der elektrischen Leistungsaufnahme $P_{Wp,El}$ [BON2017, S.99]:

$$\dot{Q}_{Wp,A} = \dot{Q}_{Wp,H} - P_{Wp,El} \qquad 4.3$$

In jedem Betriebspunkt der Wärmepumpe kann mithilfe des COP die Heizleistung $\dot{Q}_{Wp,H}$, die elektrische Leistungsaufnahme $P_{Wp,El}$ und die Anschlussleistung der Wärmepumpe $\dot{Q}_{Wp,A}$ angegeben werden. Tabelle 4-7 stellt die Wärmepumpenheizleistungen und Anschlussleistungen der Wärmepumpen in den Auslegungszuständen dar. Sie werden aus den Leistungstabellen der Wärmepumpen von der Firma Waterkotte ermittelt [WAT2018, S.86ff.]. Die Wärmepumpen sind im Auslegungszustand um bis zu 25 % gegenüber der erforderlichen Heizlast überdimensioniert.

Tabelle 4-7: Heizleistung und Anschlussleistung der Wärmepumpen in den Auslegungspunkten

	Heizleistung [kW]		Anschlussleistung [kW]	
WQS	EFH	MFH	EFH	MFH
EWK	10,3	33,4	8,2	26,0
EWS	8,8	28,3	7,2	22,7
GW	10,0	26,6	8,4	22,3
EIS	9,1	30,0	6,9	22,6

Einsatz der Wärmepumpen im kalten Nahwärmenetz

In den Wärmepumpen sind Hocheffizienz-Umwälzpumpen integriert. Diese sind elektronisch so regelbar, dass an dem Verdampfer der Wärmepumpe der Volumenstrom gehalten wird. Bei Nennvolumenstrom entspricht die Abkühlung an dem Verdampfer der maximalen Temperaturspreizung im kalten Nahwärmenetz. Der Volumenstrom der Wärmepumpe bei Nennlast $\dot{V}_{Wp}$ bestimmt sich nach Formel 4.4 aus der Anschlussleistung der Wärmepumpe $\dot{Q}_{Wp,A}$, der Dichte des Wärmeträgermediums ρ_{Nm}, der spezifischen Wärmekapazität $c_{p,Nm}$ sowie der maximalen Spreizung in dem kalten Nahwärmenetz $\Delta T_{Netz,max}$ [NUS2018, S.133].

$$\dot{V}_{Wp} = \frac{\dot{Q}_{Wp,A}}{\rho_{Nm} \cdot c_{p,Nm} \cdot \Delta T_{Netz,max}} \qquad 4.4$$

Für die spezifische Wärmekapazität und die Dichte des Wärmeträgermediums werden die Werte aus Tabelle 4-3 eingesetzt. Es ergibt sich für alle Gebäudetypen ein Soll- bzw. Nennvolumenstrom, der erreicht werden muss, um die Heizleistung der Wärmepumpe im Nennbetriebspunkt zu decken (siehe Tabelle 4-8).

Tabelle 4-8: Sollvolumenstrom der Wärmepumpen

	Sollvolumenstrom je Wärmepumpe [kg/m³]	
WQS	EFH	MFH
EWK	1,8	5,8
EWS	1,6	5,0
GW	1,8	4,9
EIS	1,6	5,1

Voraussage der jährlichen Effizienz der Wärmepumpe

Die Leistungszahl (COP) der Wärmepumpe gibt das Verhältnis von abgegebener Heizleistung zu aufgenommener elektrischer Leistung in einem Betriebspunkt wieder. Der COP stellt damit nur eine Momentaufnahme dar. Um die Effizienz der Wärmepumpe über das ganze Jahr vorauszusagen, müssen die jährlich abgegebene Wärmemenge und die jährlich aufgenommene Strommenge verglichen werden. Zur Berechnung der jährlichen Effizienz der Wärmepumpe wird mit Formel 4.5 die jährliche Arbeitszahl $COP_{Ø}$ eingeführt. Sie berücksichtigt folgende Einflussfaktoren:

- Leistungszahlen der Wärmepumpe laut Herstellerangabe (DIN EN 14511)
- Monatlicher Temperaturverlauf der Wärmequelle
- Heizungstemperatur der Wärmesenke 35 °C/30 °C
- Berücksichtigung der Umwälzpumpe auf Wärmequellenseite
- Temperatur der Warmwassererzeugung von 55 °C
- Eine Veränderung der Temperatur der Wärmesenke wird nicht berücksichtigt

Die jährliche Arbeitszahl $COP_{Ø}$[1] berechnet sich aus der Summe der monatlichen Anteile des Wärmebedarfs $y_{M,Wärme}$ am Gesamtjahreswärmebedarf und den monatlich gemittelten $COP_{Ø,M}$ nach Formel 4.6.

$$COP_{Ø} = \sum_{M=1}^{M=12} (y_{M,Wärme} \cdot COP_{Ø,M}) \qquad 4.5$$

$$COP_{Ø,M} = \frac{1}{\left(\frac{y_{Heiz}}{COP_{Heiz}} + \frac{y_{TWW}}{COP_{TWW}}\right) \cdot \left(1 + \frac{P_{UWP}}{P_{Wp,El}(B0/W35)}\right)} \qquad 4.6$$

[1] Die Berechnung übernimmt Berechnungsmethoden aus [VDI4650, S.11ff.]. Da jedoch der Einfluss der Wärmequelle über monatliche Leistungszahlen und nicht über einen Korrekturfaktor bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen berücksichtigt wird, wird bewusst nicht der Begriff Jahresarbeitszahl (JAZ) verwendet.

Der COP_{Heiz} für die Heizwärmeerzeugung und der COP_{TWW} für die Warmwasserbereitung werden pro Monat in Abhängigkeit der Netztemperatur berechnet. Die zeitliche Auflösung der Berechnung beträgt einen Monat (vgl. Kapitel 5.1.2, 5.2.4, 5.3.2 und 0). Zur Berechnung der monatlich gemittelten $COP_{Ø,M}$ müssen der COP_{Heiz} und der COP_{TWW} entsprechend ihrem Anteil am monatlichen Wärmebedarf gewichtet werden. y_{Heiz} ist dabei der monatliche Anteil an Heizwärme und y_{TWW} der monatliche Anteil der Warmwasserbereitung am monatlichen Wärmebedarf. Zusätzlich wird ein Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Wärmequellenpumpe eingeführt. Dieser gibt das Verhältnis von der Leistung der Umwälzpumpe P_{UWP} zur elektrischen Leistungsaufnahme der Wärmepumpe $P_{Wp,El}$ im Betriebspunkt (B0/W35) an. [VDI4650, S.21] Die Daten sind in [WAT2018] zu finden.

Der COP_{Heiz} berücksichtigt die Temperatur zur Bereitstellung von Heizwärme auf einem Temperaturniveau von 35 °C. Der COP_{TWW} berücksichtigt das Temperaturniveau von 55 °C zur Bereitstellung von Trinkwarmwasser. Beide COP sollen in Abhängigkeit der Netzrücklauftemperatur bestimmt werden. [REI2020, S.163.] hat durch Prüfstandversuche an Wärmepumpen festgestellt, dass die Effizienz der Wärmepumpe (COP) von der Netzrücklauftemperatur in dem kalten Nahwärmenetz abhängig ist.

Die Funktionen zur Bestimmung der COP_{Heiz} und der COP_{TWW} sind in Abbildung 4-3 dargestellt. Sie basieren auf den Angaben von Waterkotte zu den Leistungszahlen der Wärmepumpen nach EN 14511. Sie beziehen sich nur auf die Wärmepumpe [WAT2018].

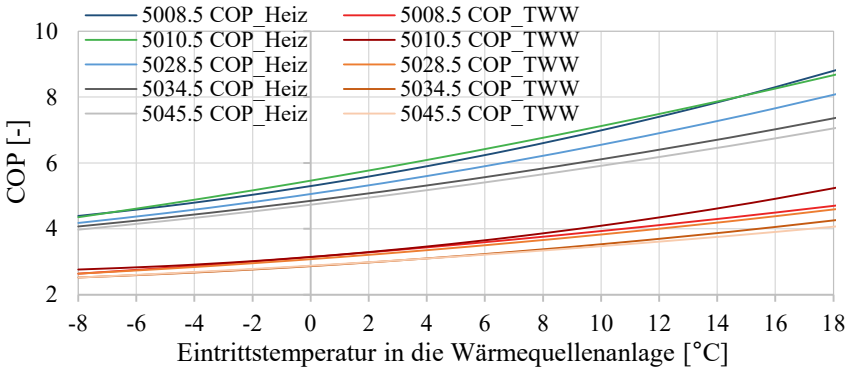


Abbildung 4-3: Leistungszahlen der ausgewählten Wärmepumpen

Die COP steigen als Reaktion auf steigende Eintrittstemperaturen in das Wärmequellensystem. Die COP der berücksichtigten Wärmepumpen für die MFH sind sowohl für das Heizen als auch die Trinkwarmwasserbereitung geringer als die COP der kleinen Wärmepumpen für die EFH. Eine Hypothese für diesen Effekt ist, dass die Wärmetauscher die Wärme in den kleinen Wärmepumpen effektiver übertragen können und dass der Kompressor bei niedrigen Durchflussraten effizienter arbeitet.
Die Funktionen der Graphen für die Wärmepumpen aus Abbildung 4-3 für das Heizen COP_{Heiz} und die Trinkwarmwasserbereitung COP_{TWW} finden sich im Anhang in den Formeln 0.1 bis 0.10 auf Seite 197.

Beschreibung der ausgewählten Wärmepumpen

Es werden fünf verschiedene Wärmepumpen ausgewählt. Die Wärmepumpen stammen aus den Baureihen EcoTouch (ET) Ai1 Geo und ET 5050T (vgl. Tabelle 4-6). Die Wärmepumpen der Baureihe ET Ai1 Geo sind Komplettsysteme mit integrierter Warmwasserbereitung, Warmwasserspeicher, passiver Kühlung und Umwälzpumpe auf Wärmequellenseite. Für den Anschluss an das kalte Nahwärmenetz wird zusätzlich ein Anschlussset benötigt. [WAT2018, S.79]

Die Wärmepumpen der Baureihe ET 5050T sind Heizungszentralen mit erweiterbarer Warmwasserbereitung. Für den Anschluss an das kalte Nahwärmenetz wird zusätzlich ein Anschlussset benötigt, in dem auch die Umwälzpumpe integriert ist. Für die passive Kühlung sind Drei-Wege-Ventile zu ergänzen, die bei den Wärmepumpen für das EFH bereits integriert sind. Außerdem müssen ein zentraler Trinkwarmwasser- und ein zentraler Heizungspufferspeicher ergänzt werden, um die Wärme für die Verteilung in den Wohneinheiten vorzuhalten. Da pro kW installierter Heizleistung ungefähr 30 l Speichervolumen nötig sind, haben beide Speicher ein Volumen von jeweils 800 l. Im MFH müssen die Anforderungen der DVGW zur hygienischen Trinkwarmwasserbereitung eigehalten werden. Eine Vorlauftemperatur auf der Heizseite der Wärmepumpe von 65 °C kann von den gewählten Wärmepumpen bereitgestellt werden. Erst bei Rücklauftemperaturen unter -3 °C auf der Wärmequellenseite werden die geforderten 65 °C an der Wärmepumpe nicht erreicht [WAT2018, S.104]. In diesem Fall müsste die elektrische Zusatzheizung verwendet werden.
Der Legionellenproblematik kann im MFH durch den Einsatz von dezentralen Frischwassersystemen in jeder Wohneinheit entgegengewirkt werden. Die Frischwasserstationen nutzen die Wärme aus dem zentralen

Warmwasser-Ladespeicher im Durchlaufprinzip. Kosten für die Frischwasserstationen werden nicht berücksichtigt, da die Leistungsgrenze der Wärmelieferung hinter dem Wärmespeicher definiert ist (vgl. Kapitel 6.1).

4.3 Anschlussleistungen und Rohrdimensionierung

Die Anschlussleistung im kalten Nahwärmenetz $\dot{Q}_{Netz,A}$ ist die Summe der individuellen Anschlussleistungen $\dot{Q}_{Wp,A}$ der Wärmepumpen im Netz und dem Gleichzeitigkeitsfaktor $GZF(n_{G,S})$ nach Formel 4.7 [FRE2013, S.96]. In einem Wärmenetz treten die Leistungsspitzen der Abnehmer nicht alle zur gleichen Zeit auf. Aufgrund der zeitlichen Streuung der Lastspitzen reduziert sich die im Netz maximal benötigte Anschlussleistung im Verhältnis zur Summe der Anschlussleistungen der Verbraucher. Der Gleichzeitigkeitsfaktor setzt somit die Anschlussleistung des Netzes (= Netzhöchstlast) ins Verhältnis zur Summe der individuellen Anschlussleistungen der Wärmepumpen. Der Gleichzeitigkeitsfaktor ist kleiner als eins und sinkt mit zunehmender Anzahl an Gebäuden im Netz.

$$\dot{Q}_{Netz,A} = \sum_{i=1}^{n} \dot{Q}_{Wp,A} \cdot GZF(n_{G,S}) \qquad 4.7$$

Formel 4.8 bestimmt den $GZF(n_{G,S})$ in Abhängigkeit von der Anzahl der Verbraucher $n_{G,S}$ an einem Strömungspfad. Die Formel stellt eine empirische Näherungsfunktion dar, die [WIN2001, S.12] bei einer Auswertung von Nahwärmenetzen zur Bereitstellung von Heizwärme und Warmwasser erstellt hat. Die Übertragbarkeit auf kalte Nahwärmenetze wird vorausgesetzt.

$$GZF(n_{G,S}) = 0{,}45 + \frac{0{,}551}{1 + \left(\frac{n_{G,S}}{53{,}844}\right)^{1{,}763}} \qquad 4.8$$

Da sich bei beiden Bebauungsszenarien alle 50 Gebäude an einem Strang befinden, kann der Gleichzeitigkeitsfaktor für 50 Abnehmer kalkuliert werden. Er beträgt $GZF(50) = 0{,}743$. Somit nehmen bei Netzhöchstlast 38 von 50 Abnehmern gleichzeitig ihre volle Anschlussleistung ab. Mit der Summe der individuellen Anschlussleistungen der Wärmepumpen und dem GZF kann die Netzhöchstlast $\dot{Q}_{Netz,A}$ berechnet werden. Mit der maximalen Temperaturspreizung im kalten Nahwärmenetz $\Delta T_{Netz,max}$ und

der Netzhöchstlast lässt sich der Volumenstrom bei Volllast in dem Netz $\dot{V}_{Netz,max}$ bestimmen. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4-9 dargestellt.

Tabelle 4-9: Netzhöchstlast und maximaler Volumenstrom

	Netzhöchstlast $\dot{Q}_{Netz,A}$ [kW]		Nennvolumenstrom $\dot{V}_{Netz,max}$ [m³/h]	
WQS	EFH-Szenario	MFH-Szenario	EFH-Szenario	MFH-Szenario
EWK	312,9	987,1	69,4	219,0
EWS	272,8	863,4	60,3	190,8
GW	317,7	845,9	70,0	186,3
EIS	262,2	858,8	59,3	194,4

Rohrdimensionierung

Ausgehend von der Netzhöchstlast werden die Rohrdurchmesser der kalten Nahwärmetrasse dimensioniert. Die Berechnung der Rohrnennweiten ist von der Betriebsart abhängig. In dieser Arbeit wird das Netz als druckloser Verteiler ausgelegt (vgl. Kapitel 3.2). In diesem Fall sorgt nicht eine zentrale Pumpe, sondern viele dezentrale Umwälzpumpen für die bedarfsgerechte Förderung des Wärmeträgermediums. Jeder Verbraucher deckt seinen Wärmebedarf individuell aus dem Netz. Um die Umwälzung des Wärmeträgermediums zu gewährleisten, muss der Druckverlust im kalten Wärmenetz im Falle der Netzhöchstlast geringer sein als die maximale Förderhöhe der Umwälzpumpen bei den Verbrauchern. Dazu wird die Bedingung in Formel 4.9 aufgestellt. Der Förderdruck $\Delta p_{P,FH,Wp}(\dot{V}_{Wp})$ der Umwälzpumpe bei Nennvolumenstrom der Wärmepumpe muss höher sein, als die Druckverluste in dem kalten Nahwärmenetz zum Zeitpunkt der Netzhöchstlast $\Delta p_{V,Netz}(\dot{V}_{Netz,max})$.

$$\Delta p_{P,FH,WP}(\dot{V}_{Wp}) > \Delta p_{V,Netz}(\dot{V}_{Netz,max}) \quad 4.9$$

Der Förderdruck gibt den Vordruck an, den eine Umwälzpumpe erzeugen kann. Der Förderdruck einer Pumpe $\Delta p_{P,FH}$ berechnet sich mit Formel 4.10 aus der Förderhöhe der Pumpe $h_{P,FH}$, der Dichte ρ_{Nm} des Wärmeträgermediums und der Erdbeschleunigung von 9,81 m/s² [GRO2011, S.49].

$$\Delta p_{P,FH} = h_{P,FH} \cdot \rho_{Nm} \cdot 9{,}81\, m/s^2 \quad 4.10$$

Die Förderhöhe einer Pumpe wird aus der Pumpenkennlinie abgelesen. Sie ist abhängig von der Förderleistung der Umwälzpumpe und dem zu fördernden Volumenstrom. Je größer der zu fördernde Volumenstrom, desto

geringer ist die Förderhöhe, die eine Umwälzpumpe erreichen kann. Die Pumpenkennlinien der Umwälzpumpen für das EFH und das MFH sind in Abbildung A-3 auf Seite 195 zu finden.
Tabelle 4-10 listet die Förderdrücke der Wärmepumpen bei Nennvolumenstrom auf. Die Umwälzpumpen in dem EFH-Szenario haben einen geringen Förderdruck, obwohl der Sollvolumenstrom des EFH geringer ist als der Sollvolumenstrom des MFH. Dies liegt an der schwächeren Förderleistung der Umwälzpumpen. Die Unterschiede zwischen den Förderdrücken der Wärmepumpen bei den verschiedenen Wärmequellensystemen entstehen durch die Auswahl der Wärmepumpen aufgrund der unterschiedlichen Auslegungszustände. Kleiner dimensionierte Wärmepumpen benötigen einen geringeren Sollvolumenstrom als größere Wärmepumpen. Dadurch sind bei gleicher Pumpenkennlinie die Druckverluste geringer.

Tabelle 4-10: Förderdrücke der Wärmepumpen bei Nennvolumenstrom

	Förderdruck der Wärmepumpe $\Delta p_{P,FH,WP}(\dot{V}_{Wp})$ [bar]	
WQS	EFH-Szenario	MFH-Szenario
EWK	0,641	0,933
EWS	0,657	1,012
GW	0,639	1,024
EIS	0,671	1,020

Der Druckverlust im Netz $\Delta p_{V,Netz}$ bildet sich nach Formel 4.11 aus den Druckverlusten der Teilsysteme Wärmequellenanlage $\Delta p_{V,WQA}$, Vorlaufleitung $\Delta p_{V,VL}$, Hausanschluss $\Delta p_{V,HA}$ und Rücklaufleitung $\Delta p_{V,RL}$. Bei dem Grundwasserbrunnen als WQS wird anstelle des Druckverlustes in der Wärmequellenanlage der Druckverlust in dem Wärmeübertrager $\Delta p_{V,WÜ}$ verwendet. Die Druckverluste für in Reihe geschaltete Systeme addieren sich auf. Die Druckverluste in parallel geschalteten Systemen sind in allen Teilabschnitten gleich groß. [SUR2014, S.124ff.]

$$\Delta p_{V,Netz} = \Delta p_{V,WQA}/\Delta p_{V,WÜ} + \Delta p_{V,VL} + \Delta p_{V,HA} + \Delta p_{V,RL} \qquad 4.11$$

Formeln zur Berechnung der Druckverluste

Um den Rohrdurchmesser des Netzes zu dimensionieren, ist eine Strömungsberechnung mit Bestimmung der Druckverluste durchzuführen. Der Druckverlust Δp_V für stationäre Strömungen setzt sich nach Formel 4.12

aus Strömungsdruckverlusten und Druckverlusten in Einbauteilen zusammen [GRO2011, S.49]. Druckverluste in Rohrleitungen entstehen aufgrund einer Strömungsgeschwindigkeit w, der Dichte eines Mediums ρ, der Länge l, der Rohrreibungszahl λ und dem Rohrinnendurchmesser d_i. Der Druckverlust in Einbauten berechnet sich aus dem Widerstandsbeiwert für Einbauten ζ, der Strömungsgeschwindigkeit w und der Dichte des Mediums ρ. Die Dichteänderung inkompressibler Flüssigkeiten bei Temperaturänderung wird vernachlässigt, da Temperaturänderungen im Netz größer +/-10 °C unwahrscheinlich sind. Die Widerstandsbeiwerte für Einbauten sind im Anhang in Tabelle A-2 auf Seite 191 zu finden.

$$\Delta p_V = \sum \frac{\rho \cdot w^2 \cdot \lambda \cdot l}{2 \cdot d_i} + \sum \frac{\zeta \cdot \rho \cdot w^2}{2} \qquad 4.12$$

Die Strömungsgeschwindigkeit w für kreisrunde Strömungsquerschnitte berechnet sich mit Formel 4.13 aus dem Volumenstrom $\dot{V}$ und dem Strömungsquerschnitt A [GRO2011, S.48].

$$w = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot {d_i}^2 \cdot [3.600\ s/h]} \qquad 4.13$$

Mit der Strömungsgeschwindigkeit w, der kinematischen Viskosität ν und dem Rohrinnendurchmesser d_i wird der Strömungszustand bestimmt. Dieser wird über die dimensionslose Reynolds-Zahl Re nach Formel 4.14 klassifiziert [GRO2011, S.49]. Es wird zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden. Bei Re größer als 2.320 handelt es sich um eine turbulente Strömung.

$$Re = \frac{w \cdot d_i}{\nu} \qquad 4.14$$

Im laminaren Zustand wird die Rohrreibungszahl λ nach Formel 4.15 bestimmt [GRO2011, S.49].

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (f\ddot{u}r\ Re < 2.320) \qquad 4.15$$

In turbulent durchströmten, hydraulisch glatten Rohren wird die Rohrreibungszahl in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl ermittelt. Dazu wird für $2.320 < Re < 10^5$ die Formel 4.16 nach Blasius und für $10^5 < Re < 10^8$ die Formel 4.17 nach Nikuradse angewandt [GRO2011, S.50]. Alle in der Ar-

beit verwendeten Rohrdurchmesser gelten bei den genutzten Strömungsgeschwindigkeiten als hydraulisch glatt, da Kunststoffrohre eine geringe Rohrrauigkeit haben. Es wird eine Rohrrauigkeit von k = 0,007 mm angenommen [NUS2018, S.129].

$$\lambda = 0{,}3164 \cdot Re^{-0{,}25} \quad (f\ddot{u}r\ 2.320 < Re < 10^5) \tag{4.16}$$

$$\lambda = 0{,}0032 + 0{,}221 \cdot Re^{-0{,}237} \quad (f\ddot{u}r\ 10^5 < Re < 10^8) \tag{4.17}$$

Mit diesen Formeln werden nachfolgend die Druckverluste der einzelnen Teilsysteme für die Fallstudie berechnet und im Gesamtsystem aufaddiert. Unterschiede in allen vier Teilsystemen ergeben sich aus den verschiedenen Netzmedien, den unterschiedlichen Druckverlusten in der Wärmequellenanlage und den verschiedenen Wärmepumpen.

Druckverluste in der Wärmequellenanlage $\Delta p_{V,WQA}$

Tabelle 4-11 stellt die berechneten Druckverluste der Wärmequellenanlagen gegenüber. Bei dem Erdwärmesondenfeld durchläuft das Wärmeträgermedium die einzelnen Sonden. Die Sonden gehen dabei von einem Verteiler ab und werden parallel durchströmt. In den U-Rohrsonden mit einem Innendurchmesser von 26,2 mm und mit einer Länge von 99 m (vgl. Kapitel 5.2) ergibt sich ein Strömungsweg von 198 m. Für den Erdwärmekollektor wird das parallele Verlegesystem aus Abbildung 2-3 mit parallelverlegten Rohren mit einem Rohrinnendurchmesser von 26,2 mm und einer Länge von 100 m eingesetzt. Die Rohrreibungsverluste sowie Ein- und Ausströmverluste in der Verteilerleitung werden für beide Wärmequellensysteme durch die größte Entfernung einer Sonde oder Kollektorschleife zum Anschluss an das kalte Nahwärmenetz bestimmt.

Tabelle 4-11: Druckverluste in den Wärmequellenanlagen

	Druckverluste in der Wärmequellenanlage $\Delta p_{V,WQA}$ [bar]	
WQS	EFH-Szenario	MFH-Szenario
EWK	0,088	0,098
EWS	0,192	0,168
GW	0,200	0,300
EIS	0,300	0,400

Beim Grundwasserbrunnen als WQS wird das kalte Nahwärmenetz über einen Wärmetauscher vom Grundwasserbrunnen entkoppelt. In dem Wärmeübertrager entsteht ein Druckverlust von $\Delta p_{V,W\ddot{U}}$ = 0,2 bar bzw. 0,3 bar.

Sollten mehrere Wärmeübertrager parallelgeschaltet werden, könnte der Druckverlust reduziert werden. Für das Eisspeichersystem wird der Druckverlust im System mit 0,3 bar bzw. 0,4 bar angenommen, basierend auf den Planungsunterlagen der Firma Viessmann [VIE2019A, S.32].

Druckverluste im Hausanschluss $\Delta p_{V,HA}$

Im Hausanschluss werden die Strömungsdruckverluste in der Vor- und Rücklaufleitung des Hausanschlusses sowie in dem Verdampfer der Wärmepumpe berücksichtigt. Die Hausanschlusslänge wird auf 10 m festgelegt. Die Druckverluste im Verdampfer werden aus der Verdampferkennlinie der Wärmepumpe durch Interpolation berechnet. Die Verdampferkennlinien der Wärmepumpen sind im Anhang in Abbildung A-4 auf Seite 195 dargestellt. Die Druckverluste im Verdampfer sind recht groß, sodass die Druckverluste durch Strömung in der Rohrleitung klein bleiben sollen. Daher werden die Durchmesser der Hausanschlüsse verhältnismäßig groß dimensioniert. Sie sind in Tabelle 4-12 dargestellt.

Tabelle 4-12: Durchmesser und Druckverluste der Hausanschlüsse

	EFH-Szenario	MFH-Szenario
Durchmesser der Hausanschlussleitung [mm]	40,8	61,4

Druckverluste in Vor- und Rücklaufleitung $\Delta p_{V,VL}$ und $\Delta p_{V,RL}$

Zur Berechnung der Druckverluste in der Vor- und Rücklaufleitung werden Strömungsverluste berücksichtigt. Druckverluste in T-Stücken und Schiebern werden ebenfalls eingerechnet. T-Stücke sind vorhanden, wenn ein Hausanschluss zum Verbraucher führt. Absperrschieber werden benötigt, um die Wärmequellenanlage vom Netz zu trennen. Die Vor- und Rücklaufleitung werden als baugleich betrachtet, die Länge sowie die Anzahl an T-Stücken ist gleich. Der einzige Unterschied liegt darin, dass die Druckverluste für das T-Stück zu den Hausanschlüssen einmal als Trennung (Vorlauf) und einmal als Vereinigung (Rücklauf) berechnet werden. Bei der Vor- und Rücklaufleitung wird der längste mögliche Strömungsweg zur Ermittlung der Druckverluste angesetzt, da bei dem am weitesten von der Quelle entfernten Verbraucher die größten Druckverluste entstehen. Im Falle der Netzhöchstlast sind 38 Verbraucher aktiv. Die räumliche Verteilung der aktiven Gebäude kann unterschiedlich sein. Die höchsten Druckverluste entstehen, wenn die hinteren Verbraucher aktiv sind (siehe Abbildung 4-4). Je weiter die aktiven Gebäude von der Wärme-

quelle entfernt sind, desto größer ist der Gesamtdruckverlust in den Rohrleitungen des kalten Nahwärmenetzes. Zur Berechnung wird jedem aktiven Verbraucher sein Sollvolumenstrom $\dot{V}_{Wp}$ zugeordnet. Pro Abschnitt mit aktivem Verbraucher erhöht sich der Netzvolumenstrom sowie die Strömungsgeschwindigkeit. Sofern an einem Abschnitt kein Abnehmer aktiv ist, bleiben die Werte für diesen Abschnitt gleich und werden an den nächsten Abschnitt übergeben. Ab Abnehmer 12 bleiben die Druckverluste bis zur Wärmequelle konstant, da kein neuer Volumenstrom hinzukommt.

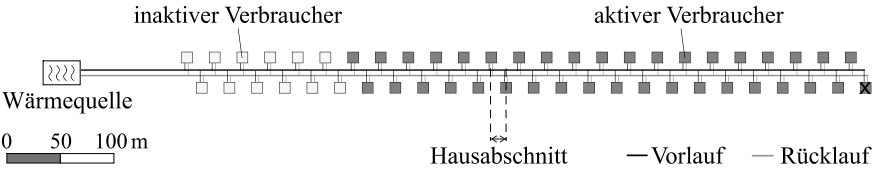


Abbildung 4-4: Hintere Verteilung aktiver Verbraucher im Netz

In Abbildung 4-5 ist der Druckverlauf im kalten Nahwärmenetz qualitativ dargestellt. Die Druckdifferenz wird aus Sicht des letzten Wärmeabnehmers dargestellt, dieser ist in Abbildung 4-4 mit einem X markiert.

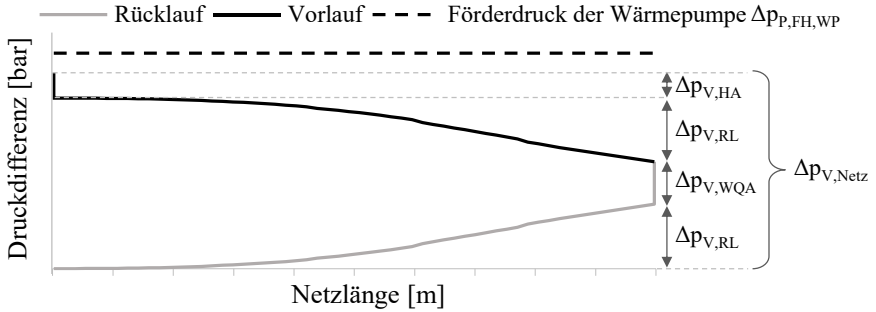


Abbildung 4-5: Qualitative Darstellung des Druckverlaufs für den letzten Wärmeabnehmer im kalten Nahwärmenetz

Ausgehend vom letzten Verbraucher im Netz nimmt der Druck über den Rücklauf des kalten Nahwärmenetzes ab. Danach fließt das Wärmequellenmedium durch die Wärmequellenanlage, die einen zusätzlichen Druckverlust induziert. Danach nimmt der Druck über den Rohrvorlauf weiter ab, sodass die Druckdifferenz steigt. Die Druckdifferenz im Wärmenetz ist am größten beim letzten Wärmeabnehmer.

Bestimmung der Rohrdurchmesser

Der Rohrdurchmesser wird iterativ verändert und der Gesamtdruckverlust in dem Netz mit der Förderhöhe der Umwälzpumpe abgeglichen. Dabei gilt ein exponentieller Zusammenhang. Wenn der Rohrinnendurchmesser größer wird, nehmen die Druckverluste im Verhältnis zur dritten Potenz des Durchmessers ab (siehe Formel 4.12 und 4.13). Wenn die maximale Druckdifferenz in dem Netz unterhalb der Förderhöhe der Umwälzpumpen liegt, kann jede Umwälzpumpe in dem kalten Nahwärmenetz den Sollvolumenstrom fördern. An dieser Stelle wird der Rohrdurchmesser gewählt. Zur Verfügung stehen die nominellen Rohrdurchmesser (DN) der PE-Rohre aus Tabelle A-4. Die berechneten Rohrdurchmesser für das EFH-Szenario zeigt Abbildung 4-6.

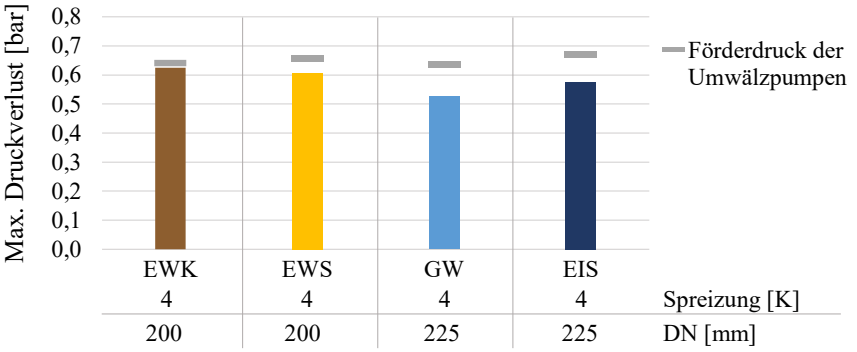


Abbildung 4-6: Druckverluste und Rohraußendurchmesser im EFH-Szenario

Für das MFH-Szenario befindet sich die Grafik auf Seite 195 in Abbildung A-5. Trotz gleicher Netzspreizung unterscheiden sich die Rohrdurchmesser der einzelnen Wärmequellensysteme. Zum einen liegt dies an den unterschiedlichen Wärmepumpen-Größen. Ein weiterer Unterschied ergibt sich aus den unterschiedlichen Druckverlusten in den Wärmequellensystemen. Auch die unterschiedlichen Wärmeträgermedien verursachen unterschiedliche Druckverluste in der Wärmequellenanalage sowie in dem kalten Nahwärmenetz.

Grundsätzlich sind die Rohrdurchmesser in kalten Nahwärmenetzen größer im Vergleich zu den Nenndurchmessern in konventionellen Heißwassernetzen. Die Ursachen sind die geringe Temperaturspreizung im kalten Nahwärmenetz, die niedrigen Förderhöhen der Umwälzpumpen und die Verwendung von Wasser-Glykol Gemischen als Wärmeträgerflüssigkeit.

Die Netzdurchmesser können verringert werden, wenn die standardmäßig verbauten Umwälzpumpen in den Wärmepumpen gegen leistungsstärkere Umwälzpumpen ausgetauscht werden. Eine andere Option ist der Einbau einer zentralen Pumpe. Diese kann die dezentralen Umwälzpumpen unterstützen oder sie ersetzen. Es ist zu berücksichtigen, dass die Installation einer zusätzlichen oder leistungsstärkeren Pumpe aufgrund des höheren Stromverbrauchs zu Lasten der Betriebskosten geht.

Volumen im kalten Nahwärmenetz

Das Volumen in dem kalten Nahwärmenetz berechnet sich aus der Summe der Einzelvolumina der Vor- und Rücklaufleitung, der Hausanschlüsse und der Wärmequellenanlage. Die Volumina in Komponenten wie bspw. Verbindungsstücken oder Verteilwerken werden vernachlässigt, da sie einen Anteil von unter 1 % des Gesamtvolumens haben. Bei den Wärmequellenanlagen EWS und EWK befindet sich ein großer Teil des Netzvolumens in der Wärmequellenanlage. Da bei GW eine Systemtrennung stattfindet, wird für die Wärmequelle kein zusätzliches Volumen berechnet und das Volumen in dem kalten Nahwärmenetz ist deutlich kleiner. Beim Eisspeichersystem ist das Volumen in den Wärmetauscherrohren im Eisspeicher sehr groß (siehe Kapitel 5.4) und führt zu hohen Gesamtvolumina. Das Volumen der Hausanschlüsse ist im Verhältnis zu dem Volumen der Rohrleitungen sehr gering. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4-13 aufgeführt. Die erforderliche Glykolmenge ist ebenfalls aufgeführt und wird durch den Glykolanteil und das Netzvolumen bestimmt. Es ist zu erkennen, dass die Volumina im kalten Nahwärmenetz aufgrund der unterschiedlichen WQS stark variieren.

Tabelle 4-13: Volumen im kalten Nahwärmenetz und benötigte Glykolmengen

	EFH-Szenario		MFH-Szenario	
WQS	Volumen Netz [m³]	Glykol [m³]	Volumen Netz [m³]	Glykol [m³]
EWK	43,4	8,7	141,5	28,3
EWS	51,8	10,4	156,9	31,4
GW	39,3	7,9	103,3	20,7
EIS	51,1	15,3	138,6	41,6

4.4 Verlegung des kalten Nahwärmenetzes

Die parallelen Rohrleitungen des kalten Nahwärmenetzes werden in einem Graben im Erdreich verlegt. Abbildung 4-7 zeigt den Querschnitt durch das Erdreich und durch die Vor- sowie Rücklaufleitung. Die Verlegetiefe der Rohre h_R beträgt 1,2 m und bestimmt die Tiefe des Grabens h_{Gr}.

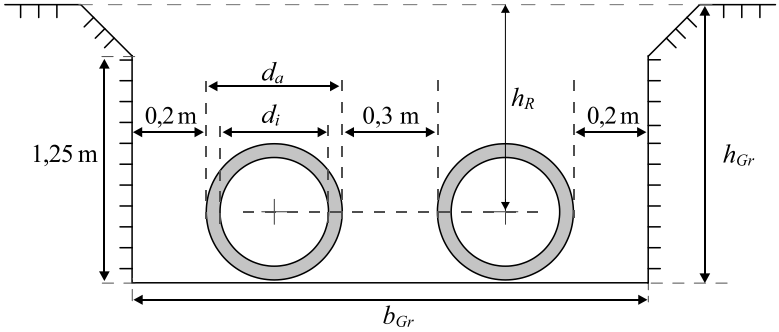


Abbildung 4-7: Verlegung des kalten Nahwärmenetzes im Graben

Die Breite des Grabens b_{Gr} bestimmt sich aus dem Rohraußendurchmesser d_a und dem Abstand zwischen den Rohren und zu den Seitenwänden. Der Mindestabstand zwischen der Vor- und Rücklaufleitung beträgt für Rohre bis 400 mm Außendurchmesser 0,2 m. Um eine starke thermische Beeinflussung der Rohre auszuschließen, wird ein Abstand von 0,3 m gewählt. Der Abstand zu den Seitenwänden ist 0,2 m. Beim Bau des Grabens wird das gesamte Erdreich abgetragen und neben dem Graben platziert. Nach Montage der Rohre wird das Erdreich zur Wiederverfüllung genutzt. Übrigbleibendes Erdvolumen wird abtransportiert. Das Erdvolumen für den Aushub des Grabens ist das Produkt aus der Grabentiefe h_{Gr}, der Grabenbreite b_{Gr} und der Trassenlänge l_T. Bei einer Grabentiefe von 1,25 m bis 1,4 m ist eine geböschte Kante an den Seiten des Grabens erforderlich, um die Stabilität des Grabens zu erhöhen [DIN4124, S.10f.]. Da der zusätzliche Erdaushub durch die Böschung weniger als 10 % des Erdaushubs beträgt, wird er vernachlässigt. [DIN4124, S.42]

Für die zuvor bestimmten Durchmesser der Rohre ergeben sich die Grabenbreiten in Tabelle 4-14. In Tabelle A-5 auf Seite 193 sind die Parameter für den Tiefbau der kalten Nahwärmetrasse für weitere Durchmesser aufgelistet.

Tabelle 4-14: Berechnete Werte der Gräben der kalten Nahwärmetrasse

	EFH-Szenario			MFH-Szenario		
WQS	PE-Rohr d_a [mm]	Graben-tiefe [m]	Graben-breite [m]	PE-Rohr d_a [mm]	Graben-tiefe [m]	Graben-breite [m]
EWK	200	1,3	1,1	315	1,4	1,4
EWS	200	1,3	1,1	315	1,4	1,4
GW	225	1,4	1,2	280	1,4	1,3
EIS	225	1,4	1,2	355	1,4	1,5

Die einzelnen Rohrabschnitte im kalten Nahwärmenetz sind durch Verbindungsstücke miteinander verbunden. T-Stücke sowie Muffen sind erforderlich. Abbildung 4-8 zeigt schematisch den Einbau dieser Verbindungsstücke. T-Stücke verbinden das Rohrleitungsnetz mit den Hausanschlüssen der Wohngebäude und zählen zu den Hausanschlüssen. Die Anzahl der T-Stücke im Netz ist doppelt so hoch wie die Anzahl der Wohngebäude. Muffen verbinden zwei Rohre miteinander. Sie sind erforderlich, wenn aufgrund der Lieferlänge der Rohre mehrere Rohre miteinander verbunden werden. Die PE-Rohre werden bis zu DN 200 als Rollenware und ab einer Nennweite von DN 200 als Stangenware mit 12 m Länge geliefert. Größere Rohrdurchmesser erfordern daher mehr Verbindungsstücke.

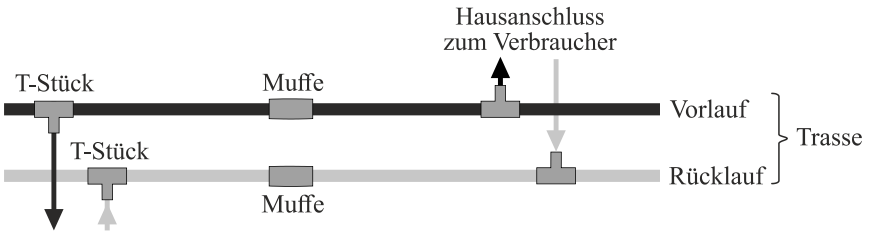


Abbildung 4-8: Verbindungsstücke im kalten Nahwärmenetz

5 Dimensionierung der Wärmequellensysteme

In diesem Kapitel erfolgt die Dimensionierung der vier Wärmequellensysteme (WQS). Für die vier Wärmequellensysteme EWK, EWS, GW und EIS gelten jeweils unterschiedliche Berechnungsgrundlagen. Daher ist das Vorgehen zur Auslegung der Wärmequellensysteme in jedem Kapitel anders. Das Ziel jeder Dimensionierung ist es den Leistungs- und Energiebedarf der WQS sowie die Temperaturen zu berechnen. Die Größe der Anlage hat einen wesentlichen Einfluss auf die Investitionskosten und den Platzbedarf. Die erzielbaren Temperaturen wirken sich auf die Gesamteffizienz des kalten Nahwärmenetzes und die Betriebskosten aus.

Die Grundlage für die Auslegung von Erdwärmeanlagen zur Nutzung des oberflächennahen Untergrundes ist die Richtlinie VDI 4640. Sie gibt Rahmenbedingungen und Auslegungsrichtlinien vor. Mithilfe der VDI 4640 können die Wärmequellensysteme Erdwärmekollektor (EWK) und Grundwasserbrunnen (GW) unabhängig von der Größe der Anlagen dimensioniert werden.

Grundsätzlich ist die VDI 4640 auch für die Auslegung von Erdwärmesonden (EWS) geeignet. Jedoch ist ab einer Anlagengröße über 30 kW eine detaillierte Berechnung erforderlich. Mehrere Erdwärmesonden beeinflussen sich gegenseitig, da die Wärmemenge in dem Erdreich um die Sonden herum begrenzt ist. Die VDI 4640 ist für die Abschätzung dieser thermischen Beeinflussung bei Großanlagen nicht geeignet. Aus diesem Grund wird eine Methodik (Kapitel 5.2.2) zur Vorhersage des Temperaturprofils in mehreren Erdwärmesonden entwickelt, die gleichzeitig die Auslegung ermöglicht. Die Berechnung wird mit dem Programm MATLAB® Version R2020a durchgeführt. Das Programm ist geeignet, da es alle notwendigen Rechenoperatoren enthält.

Bei EWK spielt die gegenseitige Beeinflussung keine Rolle, da sich der Erdwärmekollektor in dem oberflächennahen Teil des Erdreichs befindet, in dem der Einfluss der Umgebungstemperatur deutlich überwiegt. Jedoch trifft die VDI 4640 keine Aussage zu den Temperaturen, die erreichbar sind, daher wird ein Ansatz (Kapitel 5.1.2) verwendet, mit der die Temperaturen der Anlage ermittelt werden können.

Beim Grundwasserbrunnen kann die Fluidtemperatur wie beim EWK über die Gesteinstemperatur im Erdreich ermittelt werden (Kapitel 5.3.2). Zusätzlich zur Berechnung der Leistung des Grundwasserbrunnens nach VDI 4640 sind die Brunnengröße und der Abstand zwischen den Brunnen zu definieren.

Für Eisspeicheranlagen mit Luftabsorbern als Wärmequelle (EIS) existieren im Gegensatz zu den anderen Wärmequellensystemen keine Richtlinien zur Auslegung. Daher wird eine eigene Berechnung aufgestellt, mit der sich die Wärmegewinnung aus dem Luftabsorber und der Speicherzustand in dem Eisspeicher berechnen lässt (Kapitel 5.4.2). Die Methodik basiert im Wesentlichen auf der Berechnung von Wärmewiderständen und Wärmeübergängen.
Die Berechnung wird für alle Wärmequellensysteme für die zwei Bebauungsszenarien EFH-Szenario und MFH-Szenario durchgeführt. Die Beschreibungen beziehen sich jeweils auf das EFH-Szenario. Die Ergebnisse für das MFH-Szenario werden nur kurz diskutiert und Unterschiede zum EFH-Szenario aufgezeigt.

5.1 Auslegung des Erdwärmekollektors

Dieses Kapitel befasst sich mit der Beschreibung und Auslegung des Erdwärmekollektors (EWK) als Wärmequelle für ein kaltes Nahwärmenetz.
Dazu zeigt Abbildung 5-1 das untersuchte System.

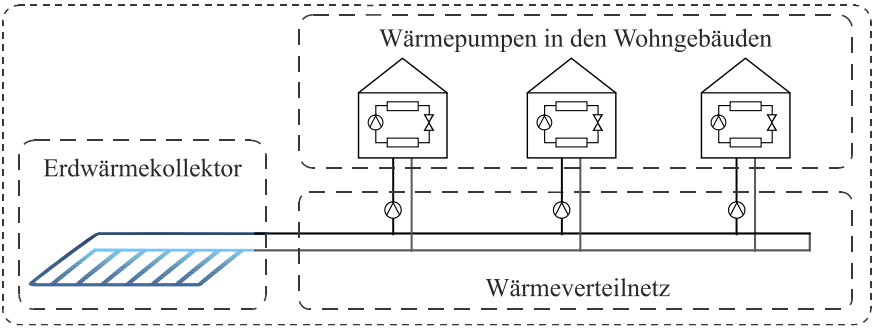


Abbildung 5-1: Kaltes Nahwärmenetz mit einem Erdwärmekollektor

Die Wärmepumpen und das Wärmeverteilnetz wurden bereits dimensioniert. In diesem Kapitel wird die Größe des Erdwärmekollektors berechnet, die notwendig ist, um die Leistung- und den Wärmebedarf der Verbraucher in dem kalten Nahwärmenetz zu decken. Zunächst beschreibt Kapitel 5.1.1 die Anbindung des Erdwärmekollektorfeldes an das kalte Nahwärmenetz. Nachfolgend werden in Kapitel 5.1.2 die Grundlagen zur Berechnung der Kollektortemperaturen in Abhängigkeit der ungestörten Erdreichtemperatur bestimmt. Darauf aufbauend werden die Wärmemengen berechnet, die

von der Effizienz der Wärmepumpen abhängig sind. Zuletzt kann der Erdwärmekollektor in Kapitel 5.1.3 mithilfe der VDI 4640 ausgelegt werden. Durch die Anwendung der Richtlinie wird geprüft, dass der Erdwärmekollektor die Wärmeleistung und den Wärmebedarf deckt. Die Auslegungsgröße ist die Fläche des Erdwärmekollektors.

5.1.1 Anschluss Erdwärmekollektor an das kalte Nahwärmenetz

Abbildung 5-2 zeigt die Verbindungsstelle zwischen dem Erdwärmekollektor (links) und dem kalten Nahwärmenetz (rechts). Der Erdwärmekollektor ist schematisch durch die Vor- und Rücklaufleitungen gekennzeichnet. Das mittlere, grau hinterlegte Feld stellt den technischen Anschluss dar. In diesem existiert keine zentrale Pumpe. Die dezentralen Pumpen in den Hausanschlüssen haben genügend Leistung und erzeugen den notwendigen Druck, um eine Zirkulation im Netz zu bewirken. Es gibt keine Systemtrennung, da das Wärmeträgermedium im Erdwärmekollektor dem Wärmeträgermedium in dem kalten Nahwärmenetz entspricht. Auf diese Weise entstehen keine Übertragungsverluste, die durch einen Wärmetauscher verursacht werden. Die Absperrschieber trennen das kalte Nahwärmenetz bei Wartungs- und Reparaturarbeiten von dem Erdwärmekollektor. Das kalte Nahwärmenetz und das Kollektorfeld können separat über einen Bypass geschlossen werden.

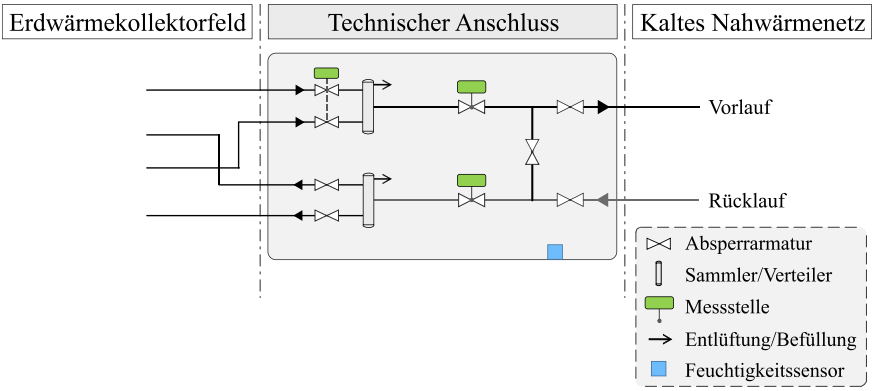


Abbildung 5-2: Technische Anbindung an den Erdwärmekollektor

Die von dem Kollektorfeld abgehenden Vor- und Rücklaufleitungen dienen als Sammel- und Verteilungsleitungen für einzelne Kollektorschleifen.

Absperrarmaturen auf der Wärmequellenseite dienen dazu einzelne Kollektorschleifen abzutrennen. Ein Pufferspeicher zum Ausgleich von kurzfristigen Schwankungen ist nicht erforderlich. Der Erdwärmekollektor kann den momentanen Wärmebedarf ohne Speicher decken, da die Wärmeentzugsleistung des Kollektors durch die Auslegung und das Lastprofil bestimmt wird. Das Rohrleitungssystem kann über die vorgesehenen Entlüftungsvorrichtungen entlüftet und mit Sole nachgefüllt werden, wenn nach dem ersten Betriebsjahr Ausgasungen der Soleflüssigkeit auftreten [VDI4640-2, S.25]. Über Druckmessstellen ist eine Leckageerkennung möglich. Im Falle eines Lecks würde der Systemdruck an den Druckmessstellen abfallen. Zusätzlich sollten in den Verbindungsschächten Sensoren installiert werden, die Feuchtigkeit messen können.

5.1.2 Netztemperatur und Energiebilanz Erdwärmekollektor

Zur Auslegung der Wärmequelle gehört die Berechnung der Netztemperaturen, da sich darüber die Effizienz des Gesamtsystems bewerten lässt. Erdwärmekollektoren werden so ausgelegt, dass das umgebende Erdreich in Abhängigkeit von der Bodenart und der Klimazone nicht negativ beeinflusst wird [VDI4640-2, S.21].

Der betrachtete Standort Bergkamen befindet sich in der Klimazone 5, die in einem gemäßigten Klima liegt und durchschnittliche Erträge für Erdwärmekollektoren aufweist. Der Erdwärmekollektor soll in Anlehnung an [VDI4640-2, S.22] in 1,5 m Tiefe unter der Erdoberfläche verlegt werden. Die Erdreicheigenschaften in dieser Tiefe können aus der Abbildung A-6 im Anhang (S. 196) entnommen werden. Das Schichtprofil zeigt einen Querschnitt durch das Erdreich und die verschiedenen Bodenarten in unterschiedlicher Tiefe. In dem oberflächennahen Erdreich liegt die Bodenart „Ton“ vor. Aufgrund der unmittelbaren Nähe zur Erdoberfläche wird Wärme von der Oberfläche weitergeleitet. Die Einflüsse der Wärmeentnahme auf das Erdreich sind gering und treten höchstens im Winter auf. Der Erdwärmekollektor hat also keine langfristige thermische Auswirkung auf das Erdreich.

Zur Berechnung der Vor- und Rücklauftemperaturen in dem Erdwärmekollektor sind drei wesentliche Schritte notwendig.

1) Berechnung der ungestörten Erdreichtemperatur in Kollektortiefe
2) Ermittlung des Wärmedurchgangs und Berechnung der Kollektorvorlauftemperatur in Abhängigkeit des Wärmeentzugs
3) Berechnung der Vor- und Rücklauftemperatur im Erdwärmekollektor

Nachfolgend werden die drei Schritte erläutert:

1) Zur Ermittlung der Temperatur im ungestörten Erdreich $\vartheta_E(z,t)$ in Tiefe z zum Zeitpunkt t wird Formel 5.1 genutzt. Diese berücksichtigt die mittlere Temperatur $\vartheta_{E,Ø}$ und die jährliche Temperaturamplitude $\vartheta_{E,Amp}$ an der Erdoberfläche sowie die Temperaturleitfähigkeit des Erdreiches $\alpha_{E,h}$ [KUS1965, S.65]. Zudem wird der Zeitpunkt der kältesten Stunde im Jahr $t(\vartheta_{L,min})$ benötigt. In dem TRJ-Datensatz stehen keine Daten für $\vartheta_{E,Ø}$ und $\vartheta_{E,Amp}$ zur Verfügung. Daher kann vereinfacht die mittlere jährliche Lufttemperatur $\vartheta_{L,Ø}$ und die Jahres-Amplitude der gemittelten täglichen Lufttemperaturen $\vartheta_{L,Amp}$ genutzt werden. Für die Temperaturleitfähigkeit $\alpha_{E,h}$ gilt der Zusammenhang nach Formel 5.2 über die Wärmeleitfähigkeit λ_E, die Dichte ρ_E und die spezifische Wärmekapazität $c_{p,E}$ des Erdreiches [KUS1965, S.65]. Die Berechnung wird stundengenau durchgeführt.

$$\vartheta_E(z,t) = \vartheta_{L,Ø} - \vartheta_{L,Amp} \cdot e^{-z\sqrt{\frac{\pi}{\alpha_{E,h}\cdot 8.760}}} \cdot \cos\left[\frac{2\pi}{8.760}t - z\sqrt{\frac{\pi}{\alpha_{E,h}\cdot 8.760}} - \frac{2\pi}{8.760}t(\vartheta_{L,min})\right] \quad 5.1$$

$$\alpha_{E,h} = \frac{\lambda_E}{\rho_E \cdot c_{p,E}} \cdot 3.600\ s/h \quad 5.2$$

Die Temperaturdaten sind global für alle Wärmequellen zu betrachten und aus dem Temperaturprofil des TRJ 2015 zu entnehmen [DWD2019]. Die kälteste Stunde im Jahr $t(\vartheta_{L,min})$ befindet sich bei 1.039 h. Die durchschnittliche Lufttemperatur $\vartheta_{L,Ø}$ beträgt 10,5 °C und die Amplitude der täglichen mittleren Lufttemperaturen $\vartheta_{L,Amp}$ beträgt 13,8 °C.

Die Parameter für das Erdreich müssen für den bodennahen Bereich in 1,5 m Tiefe definiert werden. Der Boden am Untersuchungsstandort besteht in den relevanten Tiefen aus Ton, wie das Schichtenprofil in Abbildung A-6 im Anhang (S. 196) zeigt. In Anlehnung an [VDI4640-2, S.90] und [VDI4640-1, S.10] werden die Werte von Schluff verwendet, mit einer Wärmeleitfähigkeit von λ_E = 1,5 W/(mK), einer Dichte ρ_E von 2.030 kg/m³ und einer spezifischen Wärmekapazität $c_{p,E}$ von 980 J/(kgK). Die Temperaturleitfähigkeit $\alpha_{E,h}$ ist somit 0,0027 m²/h.

2) Zur Berechnung des Wärmedurchgangs zwischen dem Erdreich und der Wärmeträgerflüssigkeit im Erdwärmekollektor werden die in Anhang B detailliert beschriebenen Verfahren verwendet. Mit Formel 5.3 wird die Vorlauftemperatur $\vartheta_{EWK,VL}(z,t)$ im Erdwärmekollektor berechnet, die gleichzeitig die Netzvorlauftemperatur darstellt. Dazu wird von der ungestörten Erdreichtemperatur $\vartheta_E(z,t)$ das Temperaturdelta aufgrund der Wärmeübertragung vom Erdreich zum Kollektorrohr abgezogen. Das Temperaturdelta ist abhängig von dem Wärmebedarf im kalten Nahwärmenetz $\dot{Q}_{Netz,A}$, dem längenspezifischen Wärmedurchgangskoeffizient U_{EWK} und der Länge des Erdwärmekollektors l_{EWK}. Die Länge des Erdwärmekollektors ist das Produkt aus der Anzahl der Rohrschleifen und der Länge einer Rohrschleife. Die Länge wird in Kapitel 5.1.3 berechnet. Die Berechnung des Wärmebedarfs im kalten Nahwärmenetz basiert auf den Angaben aus Kapitel 3.3 und erfolgt für jede Stunde des Jahres.

$$\vartheta_{EWK,VL}(z,t) = \vartheta_E(z,t) - \frac{\dot{Q}_{Netz,A}(t)}{U_{EWK}(t) \cdot l_{EWK}} \qquad 5.3$$

Für die Bestimmung des längenspezifischen Wärmedurchgangskoeffizienten spielen der Wärmeübergang vom Rohrinneren zur Rohrwand des Erdwärmekollektors und die Wärmeleitung durch das Erdwärmekollektorrohr eine Rolle. Der Einfluss des umgebenden Erdreichs wird vereinfacht mit einem Temperaturanpassungsfaktor nach Formel 0.44 berücksichtigt. Da die Formeln in Anhang B beschrieben sind, werden in Tabelle 5-1 nur die Werte als Berechnungsgrundlage angegeben. Der berechnete Wärmedurchgangskoeffizient bei Nennvolumenstrom ist ebenfalls aufgeführt.

Tabelle 5-1: Parameter zur Berechnung des längenspezifischen Wärmedurchgangskoeffizienten des Erdwärmekollektorrohres

Parameter	Wert	Bezug
Wärmeleitfähigkeit Kollektorrohr λ_R [W/(mK)]	0,42	Vorgabe anhand Materialauswahl aus Kap. 5.1.3
Außendurchmesser Kollektorrohr d_a [mm]	32	Vorgabe aus Kap. 5.1.3
Innendurchmesser Kollektorrohr d_i [mm]	26	Vorgabe aus Kap. 5.1.3
Korrekturfaktor Verlegung im Erdreich	0,2	In Anlehnung an Berechnung in Formel 0.44
Wärmedurchgangskoeffizient Erdwärmekollektor U_{EWK} bei Nennvolumenstrom [W/(mK)]	1,2	Berechnet

3) Die Wärmeabnahme in den Wärmepumpen $\dot{Q}_{Wp,A}$ kühlt das Wärmeträgermedium aus dem Vorlauf mit der Temperatur $\vartheta_{EWK,VL}$ auf die Rücklauftemperatur $\vartheta_{Netz,RL}$ ab. Dazu müssen die Dichte ρ_{Nm} und die spezifische Wärmekapazität $c_{p,Nm}$ des Wärmeträgermediums und der Volumenstrom $\dot{V}_{Wp}$ bekannt sein (Formel 5.4):

$$\vartheta_{Netz,RL} = \vartheta_{EWK,VL} - \frac{\dot{Q}_{Wp,A}}{\rho_{Nm} \cdot c_{p,Nm} \cdot \dot{V}_{\mathrm{Wp}}} \qquad 5.4$$

Das Temperaturprofil im Erdreich, der längenspezifische Wärmedurchgangskoeffizient und die Vor- und Rücklauftemperaturen im kalten Nahwärmenetz werden stündlich ermittelt. Aus den stündlichen Werten der Rücklauftemperatur wird ein Monatsmittelwert gebildet. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Berechnung von der Temperatur des Erdwärmekollektors beeinflusst wird und deshalb iterativ durchgeführt wurde. An dieser Stelle werden nur die Ergebnisse der Berechnung dargestellt. Das berechnete monatliche Temperaturprofil für den Erdwärmekollektor ist in Abbildung 5-3 für das EFH-Szenario abgebildet.

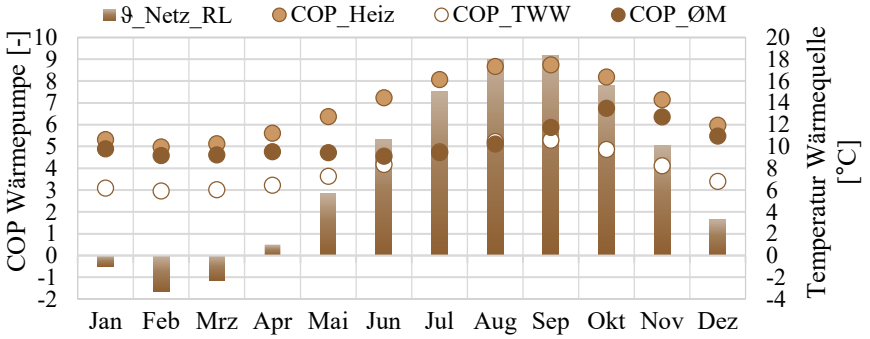


Abbildung 5-3: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS EWK und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das EFH-Szenario (Die Säulen zeigen die Temperaturen; die Punkte den COP)

Abbildung 5-3 zeigt die Netzrücklauftemperatur, die der Netzvorlauftemperatur abzüglich der Spreizung in dem kalten Nahwärmenetz entspricht. Das Temperaturprofil wird über einen Zeitraum von 20 Jahren als konstant vorgegeben. Eine mögliche Veränderung der klimatischen Bedingungen wird nicht berücksichtigt. Auf Basis der Netzrücklauftemperatur $\vartheta_{Netz,RL}$

kann für jeden Monat die Leistungszahl der Wärmepumpen in dem kalten Nahwärmenetz für Heizwärme (COP_{Heiz}) und für Trinkwarmwasser (COP_{TWW}) berechnet werden.
Der mittlere $COP_{Ø,M}$ gibt zusätzlich den gewichteten Mittelwert aus den beiden Einzel-COPs in Abhängigkeit von den Anteilen des Wärmebedarfs für Heizwärme und Warmwasser an (siehe Formel 4.6). Der COP_{Heiz} schwankt im Jahreszyklus sehr stark. Der niedrigste Wert wird im Februar erreicht, weil die Bodentemperatur hier aufgrund der Pufferwirkung des Erdreichs am niedrigsten ist. Die Leistungszahlen für die Trinkwarmwasserbereitung variieren ebenfalls stark. Im Sommer profitiert die Wärmepumpe bei der Warmwasserbereitung von den hohen Temperaturen in dem Erdwärmekollektor. Da im Sommer überwiegend Trinkwarmwasser benötigt wird, hat der gemittelte $COP_{Ø,M}$ in den Monaten von Juni bis August Werte über 4,5. Danach steigt der gemittelte $COP_{Ø}$ noch weiter an, da das Erdreich die eingetragene Wärme aus den Sommermonaten bis in den Oktober hinein speichert. Für das gesamte Jahr beträgt die gewichtete jährliche Arbeitszahl im EFH-Szenario $COP_{Ø}$ = 5,1.
Die monatlich aus der Wärmequelle zu beziehenden Energiemengen Q_{EWK} und die elektrische Energie der Wärmepumpen $E_{El,WP}$ resultieren aus dem monatlichen Leistungswert $COP_{Ø}$ der Wärmepumpen. Sie sind in Abbildung 5-4 für das EFH-Szenario dargestellt.

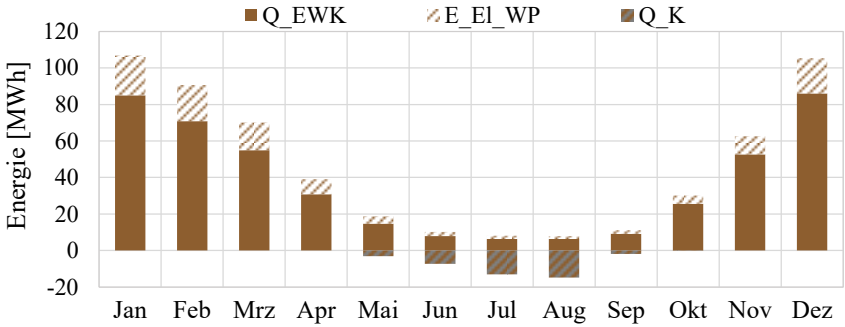


Abbildung 5-4: Energiebilanz im EFH-Szenario mit EWK

In den Sommermonaten gibt es einen Kühlbedarf Q_K, der mit der gewählten passiven Kühlung gedeckt werden kann. Die jährlichen Energieströme werden durch Aufsummieren der monatlichen Energiemengen errechnet. Im EFH-Szenario bringen die Wärmepumpen 109,9 MWh/a elektrische

Energie auf und der Erdwärmekollektor muss 450,2 MWh/a thermische Energie liefern, um den Wärmebedarf von 560,1 MWh/a zu decken.

MFH-Szenario

Die Ergebnisse der Berechnung im MFH-Szenario für die Netzrücklauftemperatur (Abbildung A-8) und die Energiebilanz (Abbildung A-9) mit dem Erdwärmekollektor als Wärmequellensystem sind im Anhang auf Seite 198 zu finden. Verglichen mit den Ergebnissen des EFH-Szenarios erreichen die Wärmepumpen im MFH-Szenario einen schlechteren $COP_{Ø}$ von 4,2. Dafür gibt es zwei Gründe. Zum einen haben die Wärmepumpen in den Mehrfamilienhäusern mit einer größeren Heizleistung einen schlechteren COP als die kleineren Wärmepumpen in den Einfamilienhäusern. Dies könnte daran liegen, dass die Verdampfer von Wärmepumpen mit einer kleinen Heizleistung die Wärmequellentemperatur aufgrund der kleineren Verdampferflächen effizienter nutzen. Der andere Grund für den schlechteren $COP_{Ø}$ im MFH-Szenario ist der hohe Warmwasserbedarf der Mehrfamilienhäuser. Bei der Warmwasserbereitung verschlechtert sich das Verhältnis von der Heizleistung zu der Kompressorarbeit, da der Kompressor das Kältemittel innerhalb des Kältekreislaufes stärker verdichten muss.

5.1.3 Größe des Erdwärmekollektorfeldes

Maßgebend für die Auslegung eines Erdwärmekollektors ist das Blatt 2 der Richtlinie VDI 4640. Die Auslegung kann für kleine als auch große Kollektoranlagen durchgeführt werden, da sich die Entzugsleistung mit Vergrößerung der Anlage nicht verändert und keine gegenseitige thermische Beeinflussung zwischen den Rohren auftritt.

Für die verschiedenen Klimazonen in Deutschland gibt es Auslegungstabellen, um die verschiedenen klimatischen Einflüsse zu veranschaulichen. Die Effizienz der Wärmeübertragung ist hierbei abhängig von den Eigenschaften des umgebenden Erdreiches. Tabelle 5-2 gibt die nötigen Auslegungswerte spezifische Entzugsleistung, Entzugsarbeit, maximale Volllaststunden und Abstand der Kollektorrohre für die Klimazone 5 und die verschiedenen Bodenarten an. Die Entzugsleistung und die Entzugsenergie werden pro m² beanspruchter Oberfläche angegeben. Dabei wird der vorgegebene Rohrabstand zugrunde gelegt. [RAM2007, S.138] hat festgestellt, dass die Böden in den verschiedenen Klimazonen bezüglich Niederschlägen und Temperaturen große Unterschiede aufweisen. Klimazone 5

erreicht im bundesweiten Vergleich durchschnittliche Entnahmeleistungen. Wichtig ist auch die Dauer des Wärmeentzugs. Es muss berücksichtigt werden, dass der Boden nur so viel Wärme abgeben kann, wie ihm durch die Sonneneinstrahlung und die Umgebungswärme zugeführt wird. Die besten Entzugsleistungen erzielen Erdwärmekollektoren bei der Bodenart „Sandiger Ton“. Der hohe Wassergehalt und die gute Wärmeleitfähigkeit sorgen dafür, dass die Wärme aus einem größeren Erdvolumen entnommen werden kann.

Tabelle 5-2: Auslegungswerte für Erdwärmekollektoren für verschiedene Bodenarten in Klimazone 5 [VDI4640-2, S.90f.]

Auslegungswerte	Sand	Lehm	Schluff	Sandiger Ton
Max. Entzugsleistung [W/m²]	29	37	38	41
Max. Entzugsenergie [kWh/(m²a)]	49	62	64	69
Volllaststunden [h/a]	1.700	1.700	1.700	1.700
Rohrabstand [m]	0,2 – 0,3	0,4 - 0,5	0,4 - 0,5	0,4 - 0,5
Wassergehalt [Vol.-%]	< 10	25 - 31	35 - 40	35 - 40
Wärmeleitfähigkeit [W/(mK)]	1,2	1,5	1,5	1,8

Um die Auslegungswerte zu nutzen, sind nach [VDI4640-2, S.90f.] die folgenden Auslegungsbedingungen zu berücksichtigen. Sie stellen sicher, dass weder die Wärmequellenanlage noch die Wärmepumpe beschädigt oder das umgebende Erdreich negativ beeinflusst wird:

- Die Kollektorrohre haben einen Außendurchmesser von 32 mm und eine Wandstärke von 3,0 mm. Sie werden turbulent durchströmt mit einer Reynolds-Zahl zwischen 2.300 und 3.000.
- Die Gebäude haben eine Heizgrenztemperatur von 12 °C.
- Linearer Anstieg der Heizlast zwischen Heizgrenztemperatur und Normaußentemperatur.
- Einbettung der Kollektorrohre ins Erdreich ohne Sandbettung. Für die Kollektorrohre wird das Material PE 100-RC verwendet.

Um den Boden an einem Untersuchungsstandort zu charakterisieren, müssen die Erdreicheigenschaften und die Höhe des Grundwasserstandes bekannt sein. Bei dem Betrachtungsstandort ist in 1,5 m Tiefe die Bodenart „Ton“ vorzufinden [BGR2020]. Der Grundwasserstand lässt sich mithilfe des Flurabstandes berechnen. Der Flurabstand bezeichnet den Höhenunterschied zwischen der Bodenoberfläche und der Grundwasseroberfläche in dem Erdreich. Der Grundwasserpegel liegt mit einem Flurabstand von

etwa 2,5 m unter der Verlegetiefe des Erdwärmekollektors [MUL2020]. Dadurch ist es möglich, einen grundnassen Boden auszuschließen, der für Erdwärmekollektoren einen hohen Installationsaufwand bedeutet [GDN2018, S.1]. Gemäß [RAM2007, S.27] haben tonhaltige Böden eine hohe Kapillarwirkung, so dass der volumetrische Wassergehalt wenige Meter über dem Grundwasserspiegel noch über 35 % liegt. Für den Boden am Standort Bergkamen werden die Werte der Bodenart "Schluff" für die Berechnung verwendet.

Nach der Auswahl der Bodenart, kann die erforderliche Größe des Erdwärmekollektorfeldes berechnet werden. Die Fläche A_{EWK} des Erdwärmekollektors wird nach Formel 5.5 bestimmt, indem die Anschlussleistung $\dot{Q}_{Netz}$ durch die flächenspezifische Entzugsleistung $\dot{q}_{EWK}$ und die Anschlusswärme Q_{EWK} durch die flächenspezifische Entzugsenergie q_{EWK} des Erdwärmekollektors dividiert wird. Der höhere der beiden berechneten Werte entspricht der notwendigen Fläche A_{EWK} des Erdwärmekollektors. Damit wird gewährleistet, dass die Grenzwerte für die maximale flächenspezifische Entzugsleistung und die maximale flächenspezifische Entzugsenergie aus Tabelle 5-2 eingehalten werden und der Erdwärmekollektor funktionsfähig ist. [VDI4640-2, S.21]

$$A_{EWK} = \max\left(\frac{\dot{Q}_{Netz,A}}{\dot{q}_{EWK}} ; \frac{Q_{EWK}}{q_{EWK}}\right) \qquad 5.5$$

Mit dem Anschlusswärmebedarf von Q_{EWK} = 450,2 MWh/a und der Anschlussleistung von $\dot{Q}_{Netz}$ = 312,9 kW im EFH-Szenario werden die Kollektorflächen nach Formel 5.5 berechnet. Im EFH-Szenario ist die Kollektorfläche, die mit der flächenspezifischen Entzugsleistung von 38 W/m² berechnet wird, größer. Aus der Berechnung resultieren 8.234 m² Kollektorfläche. Der vorgegebene Abstand zwischen den Kollektorrohren aus Tabelle 5-2 bestimmt schließlich die Länge der Kollektorrohre [VDI4640-2, S.100]. Bei einem Rohrabstand von 0,5 m für die Bodenart „Schluff“ ergibt sich eine Kollektorlänge von 16.468 m. Die Kollektorrohre sollen in parallelen Rohrschleifen mit einer Länge von jeweils 100 m verlegt werden.

Abschließend ist eine Prüfung der Strömungsverhältnisse in dem Kollektorrohr notwendig. Es muss geprüft werden, welche Strömung in den Rohren herrscht. Eine turbulente Strömung führt dabei zu einem besseren Wärmeübergang als eine laminare Strömung. Im EFH-Szenario führt die

Aufteilung des Nennvolumenstroms auf die Rohrschleifen zu einer laminaren Strömung mit einer Reynolds-Zahl von unter 2.000. Eine laminare Strömung reduziert nach [VDI4640-2, S.90] die spezifische Entzugsleistung um 10 %. Außerdem muss der Rohrabstand zwischen den Kollektorrohren um 20 % verkleinert werden. Dadurch verändern sich die oben definierten Größen. Die Kollektorfläche steigt auf 9.149 m² mit einer Länge von 22.873 m. Das Erdwärmekollektorfeld hat dann eine Länge von 100 m und eine Breite von 92 m. Das bedeutet, dass der Erdwärmekollektor einen Flächenbedarf von 9.588 m² hat, um den Energiebedarf im EFH-Szenario zu decken. Dabei wird davon ausgegangen, dass auf allen Seiten des Erdwärmekollektors mindestens 1 m Abstand zu anderen Bauwerken eingehalten werden muss.

MFH-Szenario

Im MFH-Szenario wird die Kollektorfläche ebenfalls über die flächenspezifische Entnahmeleistung ausgelegt. Es gelten die gleichen Rahmenbedingungen für die Bodenparameter und die einzelnen Rohrschleifen im Kollektor sind ebenfalls 100 m lang. Die Strömung ist auch im MFH-Szenario laminar, so dass die Kollektorfläche angepasst werden muss. Die endgültige Kollektorfläche im MFH-Szenario beträgt 28.862 m² bei einer Kollektorlänge von 72.155 m. Um den Erdwärmekollektor im Erdreich zu verlegen, wird bei einer Länge von 100 m und einer Breite von 289 m eine Erdoberfläche von 29.682 m² benötigt.

5.2 Auslegung der Erdwärmesonden

Das Kapitel widmet sich der Beschreibung und der Auslegung von Erdwärmesonden für das Fallbeispiel in dieser Arbeit. Da die Wärmeleistungen in der Fallstudie größer als 30 kW sind, werden deutlich mehr als 5 Erdwärmesonden benötigt, um den Energiebedarf zu decken. Deshalb wird ein Erdwärmesondenfeld mit vielen nebeneinanderliegenden Erdwärmesonden benötigt. Abbildung 5-5 bildet das untersuchte System ab.

Zunächst wird in Kapitel 5.2.1 auf die Besonderheiten der technischen Anbindung des Erdwärmesondenfeldes an das kalte Nahwärmenetz eingegangen. Anschließend werden die Methodik und die Grundlagen zur Berechnung der Fluidtemperaturen in den Erdwärmesonden in Kapitel 5.2.2 erläutert. In dem letzten Kapitel 5.2.3 wird die Anzahl und die Anordnung der Erdwärmesonden für den Bedarfsfall ausgewählt und die Ergebnisse ausgewertet. Die Entscheidung für die Anzahl der Erdwärmesonden basiert

darauf, dass auch nach 50 Betriebsjahren ein effizienter Heizbetrieb möglich ist.

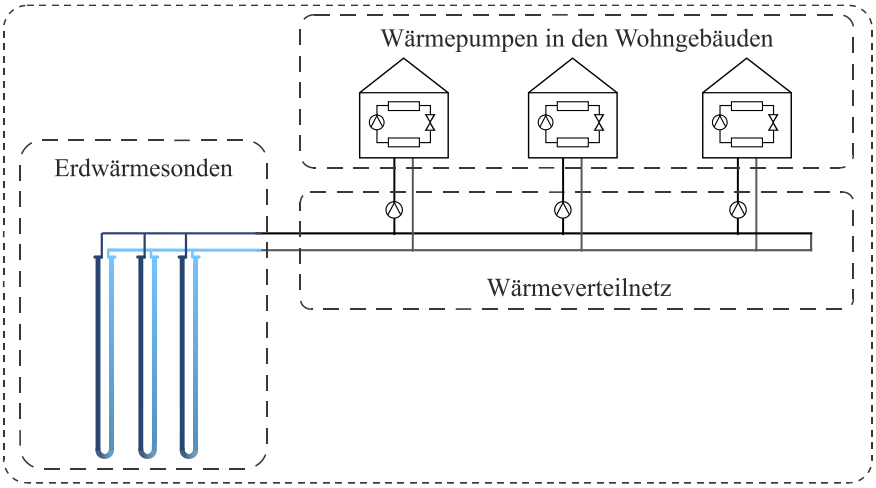


Abbildung 5-5: Kaltes Nahwärmenetz mit einem Erdwärmesondenfeld

5.2.1 Anschluss Erdwärmesonden an das kalte Nahwärmenetz

Abbildung 5-6 zeigt den technischen Anschluss des Erdwärmesondenfeldes an das kalte Nahwärmenetz. Der technische Anschluss hat die Aufgabe, die verschiedenen Einzelrohre der Erdwärmesonden (links) zu einem Strang des kalten Nahwärmenetzes (rechts) zu verbinden.

Als Erdwärmesonden werden Doppel-U-Rohrsonden eingesetzt. Die beiden Vor- und Rücklaufleitungen der Sonde werden direkt an dem Auslass der Sonde mit Y-Stücken zu jeweils einer Vor- und einer Rücklaufleitung zusammengeführt. Von dort aus laufen die Rohrleitungen der einzelnen Sonden weiter zu einer oder mehreren Sammel- und Verteilstellen. Eine Sammelstelle bündelt die einzelnen Leitungen und führt sie zu einer Leitung mit einem größeren Durchmesser zusammen. Umgekehrt kann die abgekühlte Sole aus dem Netzrücklauf in dem Verteiler auf die einzelnen Sondenkreisläufe verteilt werden. Alle Sonden werden parallel angeschlossen. Absperrventile an dem Sondenvorlauf und -rücklauf ermöglichen es, jeden Kreislauf einzeln zu entkoppeln. So könnten einzelne defekte Sonden ausgetauscht werden.

Der Hauptverteiler bündelt die einzelnen Leitungen zu einer einzigen Leitung, die gleichzeitig die Versorgungsleitung für das kalte Nahwärmenetz

ist. Ein Verteiler kann bis zu 100 Doppel-U-Rohrsonden mit dem Netz verbinden. Bei großen Sondenfeldern werden häufig mehrere Verteiler benötigt, die dann wiederum in einen Hauptverteiler zusammenfließen. Um die Wärmequelle vollständig vom Netz zu trennen, sind hinter dem Hauptverteiler Absperrventile eingebracht. Durch einen Bypass kann die Quelle vollständig vom Netz getrennt werden, ohne den Betrieb im kalten Nahwärmenetz zu stören. Alle Sammler verfügen über ein Befüll- und Entlüftungsventil um Sole nachzufüllen oder Luft aus dem Sondenkreislauf zu lassen. Feuchtigkeitssensoren in den Verteilerschächten warnen vor möglichen Lecks auf der Quellen- oder Wärmenetzseite. Ein Pufferspeicher ist nicht erforderlich, da die Erdwärmesonden direkt die Leistungen bereitstellen, die von den Wärmepumpen angefordert werden.

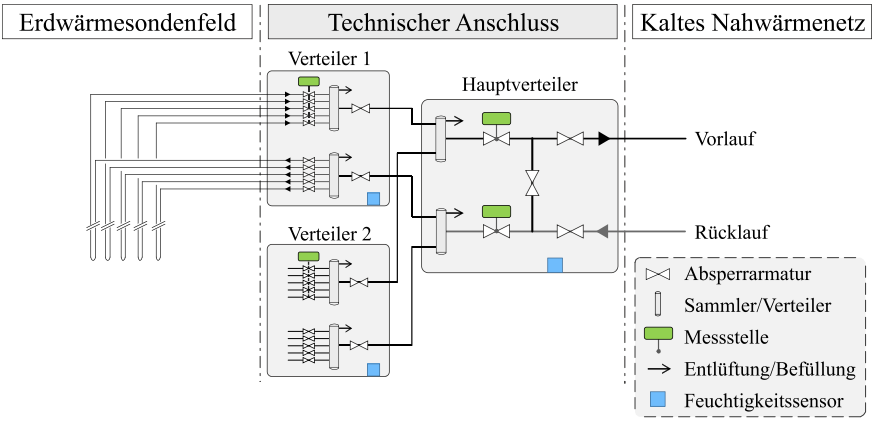


Abbildung 5-6: Technischer Anschluss an das Erdwärmesondenfeld

5.2.2 Methodik zur Berechnung der Fluidtemperatur in den Erdwärmesonden

In diesem Kapitel wird die Methodik zur Berechnung der Fluidtemperatur in den Erdwärmesonden erläutert. Die Erdwärmesonden dürfen den Untergrund nach langjährigem Betrieb nicht zu stark abkühlen und müssen noch gute Effizienzwerte aufweisen. Daher sollte die mittlere Fluidtemperatur in den Sonden langfristig nicht unter 0 °C sinken (vgl. Kapitel 2.2.2). Die Sondenfeldkonfiguration hat einen direkten Einfluss auf die erzielbaren Fluidtemperaturen. Mit steigender Anzahl an Erdwärmesonden bei gleichbleibendem Wärmebedarf, sinkt der spezifische Wärmeentzug je Sonde. Daraus resultieren höhere Fluidtemperaturen.

Die Methodik ermöglicht es, die Temperaturen in den Erdwärmesonden bei einer vorgegebenen Sondenfeldkonfiguration auch nach langjährigem Betrieb vorherzusagen. Es sind drei wesentliche Schritte notwendig:

(1) Berechnung der thermischen Bohrlochwiderstände einer Sonde
(2) Berechnung der mittleren Erdreichtemperaturen am Monatsende an der Bohrlochwand der Erdwärmesonde als Reaktion auf den monatlichen Energieentzug. Zur Abbildung der gegenseitigen thermischen Beeinflussung mehrerer Sonden und deren Auswirkung auf die Temperaturen an der Bohrlochwand werden g-Funktionen benötigt.
(3) Berechnung der Fluidtemperaturen der Erdwärmesonde

Im ersten Schritt (1) können die Bohrlochwiderstände einer Sonde bestimmt werden. Sie sind abhängig von der Geometrie der Erdwärmesonde und den Eigenschaften des Sondenfluids und nicht von der Anordnung der Sonden. Die Berechnungsansätze basieren auf den Berechnungen von Huber [HUB2005, S.7ff.], der seinerseits die kommerzielle Berechnungssoftware EWS entwickelt hat [KOZ2017, S.33].

Der zweite Schritt (2) ermöglicht es, die Temperatur an der Außenwand des Bohrlochs zu berechnen. Die Temperatur dort ist abhängig von dem spezifischen Wärmeentzug je Sonde und der g-Funktion eines Sondenfeldes. Jedes Erdwärmesondenfeld hat aufgrund unterschiedlicher geometrischer Eigenschaften und geologischer Parameter eine eigene g-Funktion. G-Funktionen bilden die Temperaturabsenkung im Erdreich als Reaktion auf einen sich radial ausbreitenden Temperaturtrichter infolge von Wärmeleitung im Erdreich ab. Für die Berechnung der g-Funktion werden die zwei Berechnungsansätze von [LAM2007, S.188ff.] und von [DIA2004, S.459ff.] miteinander kombiniert und um eine eigene Gewichtungsmethodik ergänzt.

In Schritt drei (3) kann die Temperatur an der Bohrlochwand mit dem spezifischen Wärmeentzug und den Bohrlochwiderständen verrechnet werden um die Fluidtemperatur in der Erdwärmesonde zu erhalten. Die Berechnung erfolgt wieder nach dem Ansatz von [HUB2005, S.7ff.].

Die detaillierten rechnerischen Zusammenhänge zur Ermittlung der Fluidtemperatur in den Schritten (1) bis (3) befinden sich in dem Anhang B ab Seite 202.

Nachfolgend werden die Randbedingungen für die Berechnung der Fluidtemperatur in einem Erdwärmesondenfeld vorgegeben. Diese beinhalten

die Erdreicheigenschaften und die Sondenfeldkonfiguration. Zu der Sondenfeldkonfiguration zählen die Bohrtiefe, die Eigenschaften der Erdwärmesonde und die Anordnung der einzelnen Sonden. Außerdem wird das Berechnungsverfahren und das verwendete Berechnungsprogramm festgelegt.

Randbedingungen zur Berechnung der Fluidtemperatur in einem Erdwärmesondenfeld

Berechnungsverfahren und -programm

Die Auslegung von Erdwärmesonden zur Bereitstellung einer Heizleistung größer 30 kW erfordert die Nutzung von Rechenverfahren. Diese müssen den zeitlichen Verlauf der thermischen Belastung abbilden und die daraus resultierenden Fluidtemperaturen in der Sonde bestimmen. Es kommen analytische Lösungen, Simulationen mit Näherungsfunktionen und numerische Simulationen infrage. In dieser Arbeit wird der Ansatz der Näherungsfunktionen gewählt. Diese können mit analytischen Ansätzen bestimmt werden, die in der Lage sind gute Ergebnisse mit einer verhältnismäßig schnellen Berechnungszeit zu erzielen. Analytische Näherungsfunktionen eignen sich nach [VDI4640-2, S.33] zur Berechnung von beliebigen Lastverläufen von Heiz- und Kühlbetrieb, zur Berücksichtigung der mittel- und langfristigen Wechselwirkung in Sondenfeldern, sowie zur Abbildung des Temperaturverhaltens über den gesamten Betriebszeitraum. Der Nachteil dieser Berechnungsmethode ist, dass sie nur den konduktiven Anteil des Wärmetransports erfasst. Somit ist es nicht möglich den Wärmetransport durch das Grundwasser abzubilden. Dies ist nur mit einer numerischen Simulation mit der Methode der finiten Elemente möglich. Finite-Elemente-Verfahren erlauben eine beliebige räumliche Auflösung, haben jedoch lange Rechenzeiten. Sie eignen sich eher zur Untersuchung der thermischen Belastung des Bodens und des umgebenden Grundwassers sowie zur Beantwortung spezifischer Forschungsfragen. [VDI4640-2, S.31ff.]

Nutzungsdauer der Erdwärmesonden

Obwohl die Wirtschaftlichkeit für einen Zeitraum von 20 Jahren untersucht wird, sollen die Erdwärmesonden für 50 Jahre ausgelegt werden. Das ist die übliche Nutzungsdauer für Erdwärmesonden [VDI4640-2, S.50]. Damit ist sichergestellt, dass die Anlage auch nach 20 Jahren betrieben werden kann.

Anordnung der Erdwärmesonden

Für die Anordnung der Erdwärmesonden wird ein rechteckiges Sondenfeld gewählt, da der Aufwand zur Anbindung der Sonden relativ gering ist. Alle Sonden haben die gleiche Bohrtiefe und den gleichen Abstand zueinander, um einen gleichmäßigen Wärmeentzug zu gewährleisten.

Bohrtiefe

Die Auswahl der Bohrtiefe hat praktische und wirtschaftliche Gründe. Tiefere Erdwärmesonden entziehen dem Erdreich mehr Wärmeleistung, da die Wärmeübertragerfläche und die Temperatur im Erdreich steigen. Die spezifische Entzugsleistung pro Meter Erdwärmesonde steigt jedoch nicht proportional zur Temperaturdifferenz zwischen dem Erdreich und der Soleflüssigkeit in der Sonde. Denn mit zunehmender Länge der Sonde steigen auch die Wärmeverluste zwischen dem absteigenden kalten Sondenrücklauf und dem aufsteigenden warmen Sondenvorlauf. Dem Argument der höheren spezifischen Leistung stehen die Kosten für die Bohrung gegenüber, die linear mit der Tiefe um den Faktor zwei ansteigen.
Abbildung 5-7 zeigt die Richtpreise von Erdwärmebohrungen, die je nach den geologischen Bedingungen am Standort, der wirtschaftlichen Situation und der Nachfrage nach Bohrgeräten variieren können.

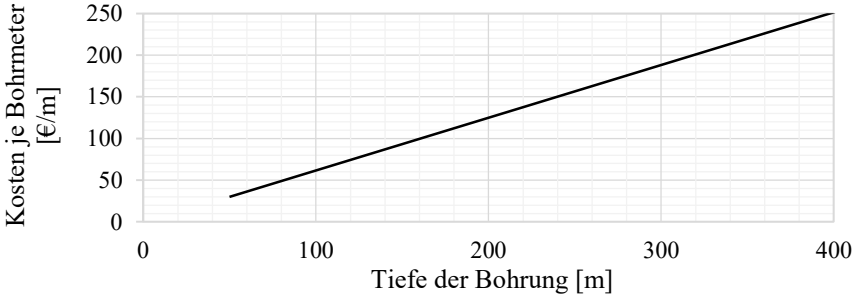


Abbildung 5-7: Richtkosten für Erdwärmesonden, nach [HÄF2015, S.9]

Erdwärmesonden mit geringer Tiefe haben den Vorteil, dass sie kostengünstiger sind und bis in 100 m Tiefe keine bergbaurechtliche Genehmigung benötigen. Bezogen auf die realisierbaren thermischen Entzugsleistungen steigen mit zunehmender Bohrtiefe auch die spezifischen Investitionskosten. Daher ist die Installation von mehreren flachen Erdwärmesonden oft wirtschaftlicher. [HÄF2015, S.9]
Als Bohrtiefe der Erdwärmesonden wird in dieser Arbeit 99 m gewählt.

Erdreichbeschaffenheit

Das Schichtprofil in Abbildung A-6 (S. 196) legt die Erdreichbeschaffenheit um die Sonden herum fest. Bei einer Einbringtiefe von 99 m befindet sich die Sonde in der Gesteinsart „Mergel“. Mergel ist ein weiches Festgestein, das aus Ton und Kalk besteht [DGG2015, S.285]. Die geologischen Eigenschaften von Mergel werden aus der [VDI4640-1, S.10] entnommen. Die Wärmeleitfähigkeit λ_E beträgt 2,3 W/(mK), die spezifische Wärmekapazität $c_{p,E}$ beträgt 918 J/(kgK) und die Dichte ρ_E hat einen Wert von 2.450 kg/m³. Der geothermische Gradient $\Delta T_{E,Grad}$ beträgt unabhängig von der Gesteinsart 3,2 K/100 m.

Eigenschaften der Erdwärmesonde und des Sondenfluides

Für die Erdwärmesonde wird eine Doppel-U-Rohrsonde gewählt, deren Querschnitt in Abbildung 5-8 dargestellt ist. Die hellblaue Farbe kennzeichnet das heraufströmende wärmere Fluid (Sondenvorlauf). Die dunkelblaue Farbe kennzeichnet das herabströmende kältere Fluid (Sondenrücklauf). Der Radius des Bohrlochs ist r_B = 0,075 m. Die U-Rohre haben einen Rohrinnenradius r_i = 0,0131 m und einen Außenradius r_a = 0,016 m.

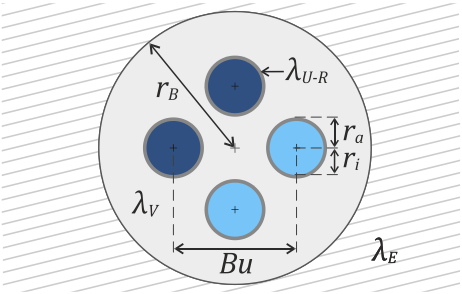


Abbildung 5-8: Querschnitt einer Doppel-U-Rohrsonde

Die Rohre haben den diagonalen Abstand Bu = 0,065 m zueinander. [BRA2015, S.17] Die Hauptaufgabe des Verfüllmaterials in der Sonde ist es, einen effizienten Wärmefluss zwischen dem Erdreich und dem Wärmeträgermedium sicherzustellen. Die Wärmeleitfähigkeit des Verfüllmaterials λ_V sollte möglichst der Wärmeleitfähigkeit des umliegenden Gesteins λ_E entsprechen. Da Mergel eine Wärmeleitfähigkeit größer 2 W/(mK) besitzt, ist es sinnvoll einen thermisch optimierten Verfüllstoff

mit einer Wärmeleitfähigkeit von λ_V = 2 W/(mK) einzusetzen. Die Wärmeleitfähigkeit der U-Rohre λ_{U-R} aus Polyethylen beträgt 0,42 W/(mK). [BRA2015, S.17f.] [DGG2015, S.163ff.]
In den U-Rohren der Sonde zirkuliert die gleiche Wärmeträgerflüssigkeit wie in dem kalten Nahwärmenetz. Das Sondenfluid ist ein Wasser-Glykol Gemisch mit 20 Vol.-% Glykol, dessen Eigenschaften Tabelle 4-3 zu entnehmen sind. Die dynamische Viskosität des Sondenfluids ist das Produkt aus der kinematischen Viskosität und der Dichte und beträgt η_F = 0,003 kg/(ms). Außerdem wird die gemittelte jährliche Temperatur der Erdoberfläche $T_{E,\emptyset}$ benötigt, die etwa 0,8 K wärmer ist als die jährliche mittlere Lufttemperatur $T_{L,\emptyset}$ [HUB2005, S.5]. Somit ist $T_{E,\emptyset}$ = 284,45 K. Eine Übersicht der Eingabeparameter zur Berechnung der Fluidtemperaturen in der Erdwärmesonde ist im Anhang Tabelle A-3 (S. 192) zu finden.

5.2.3 Auswahl der Anzahl an Sonden in dem Erdwärmesondenfeld

Zur Berechnung der Anzahl an Sonden werden auf Basis der VDI 4640 zunächst spezifische Leistungen für die Erdwärmesonden abgeschätzt. Aus der benötigten Wärmequellenleistung und der spezifischen Entzugsleistung ergibt sich die Sondenlänge in Metern. Die Anzahl der Sonden folgt dann aus der zuvor festgelegten Sondenlänge von 99 m. Laut VDI 4640 liegen die spezifischen Entzugsleistungen von Erdwärmesonden mit einem Abstand von 6 m, einer Wärmeleitfähigkeit des Untergrundes von 2 W/(mK) und 1.800 Benutzungsstunden pro Jahr zwischen 35 W/m - 44 W/m. Diese Werte gelten für maximal 5 Sonden. Für große Sondenfelder wird die spezifische Leistung aufgrund der gegenseitigen thermischen Beeinflussung geringer eingeschätzt. Daher wird ein Wert von 25 W/m angenommen [VDI4640-2, S.111]. Im EFH-Szenario mit einer Anschlussleistung von 273 kW sind dies 111 Sonden und im MFH-Szenario mit 863 kW sind es 349 Sonden.
Die Werte dienen als Startwerte für die Berechnung der Betriebstemperaturen mit Matlab nach der in Kapitel 5.2.2 vorgestellten Methodik. Die Anzahl und der Abstand zwischen den Sonden wird solange geändert, bis die Betriebstemperaturen über den gesamten Betrachtungszeitraum innerhalb der vorgegebenen Grenzen liegen. In Nordrhein-Westfalen gelten für die minimale Sondentemperatur die Regelungen des Arbeitsblatt 39 vom Landesamt für Natur, Umwelt und Verbraucherschutz Nordrhein-Westfalen. Nach Vorgaben des Arbeitsblatt 39 darf die Eintrittstemperatur in die Erdwärmesonde nach 50 Betriebsjahren nicht unter -3 °C fallen [LAN2019].

Im Kühlbetrieb darf sich das Wärmeträgermedium nicht mehr als 15 °C gegenüber der ungestörten Erdreichtemperatur erwärmen. Bei passiver Kühlung soll die Austrittstemperatur der Sonde 20 °C nicht überschreiten. [VDI4640-2 S.34]
Unter Beachtung dieser Rahmenbedingungen sind die Sondenfeldkonfigurationen zur Versorgung des EFH- und des MFH-Szenarios in Tabelle 5-3 bestimmt worden.

Tabelle 5-3: Ausgewählte Sondenfeldkonfiguration für beide Szenarien

Parameter	EFH-Szenario	MFH-Szenario
Sondenlänge je Sonde H [m]	99	99
Achsabstand zwischen Sonden D [m]	10	10
Anzahl Sonden im Sondenfeld n_S [-]	96	350
Reihen in dem Sondenfeld n_R [-]	4	10
Anzahl der Sonden je Reihe $n_{R,S}$ [-]	24	35
Platzbedarf Sondenfeld [m²]	12.500	39.600
Minimale Eintrittstemperatur in die Sonde [°C]	>= -3 °C	
Maximale Austrittstemperatur aus der Sonde [°C]	< 20 °C	

Der Achsabstand zwischen den Sonden beträgt jeweils 10 m. Somit ist der Abstand zwischen den Sonden höher als der von der VDI 4640 vorgegebene Mindestabstand von 6 m. Je gleichmäßiger das Verhältnis von Wärme- zu Kühlbedarf ist, desto kleinere Achsabstände können gewählt werden, weil das Sondenfeld dann über eine höhere Speicherfähigkeit verfügt. Generell steigt die Wärmeleistung von Sondenfeldern mit zunehmendem Achsabstand zwischen den Sonden und die Kühlleistung nimmt ab. In dem vorliegenden Lastprofil haben die Abnehmer einen deutlich höheren Wärme- als Kühlbedarf. Die Regeneration des Erdreichs durch Wärmezufuhr bei sommerlicher Kühlung der Gebäude ist gering und somit ist ein größerer Sondenabstand von 10 m sinnvoll. Die Berechnung wurde auch mit einem Abstand von 6 m durchgeführt. In diesem Fall war der Temperaturabfall bereits nach 20 Jahren so groß, dass die Temperaturgrenzen nicht eingehalten wurden.
Die Form des Sondenfeldes hat ebenfalls einen Einfluss auf die erzielbaren Fluidtemperaturen. Für die Entwicklung der langfristigen Temperatur in der Sonde ist das Verhältnis von umgrenzender Erdreichfläche zur Anzahl an Sonden maßgebend. Bei einer einzigen Sondenreihe werden die höchsten Fluidtemperaturen erzielt, da jede Sonde nur zwei Nachbarsonden hat

und jede Sonde direkt an das ungestörte Erdreich angebunden ist. Eine rechteckige Anordnung der Sonden erzielt deutlich geringere Temperaturen. Die niedrigsten Temperaturen ergeben sich bei einer quadratischen Sondenanordnung, da hier am wenigsten Sonden den Einfluss des ungestörten Erdreiches nutzen. Wenn der Zweck der Anwendung darin besteht, Wärme bereitzustellen, ist ein rechteckiges Sondenfeld vorteilig, da die rechteckige Form die Oberfläche zum umgebenden Boden im Verhältnis zur Anzahl der Sonden vergrößert. Aus diesem Grund wird eine lang gestreckte Anordnung der Sonden in beiden Szenarien gewählt.

Eine rechteckige Anordnung des Sondenfeldes geht mit einer Erhöhung der Bodenfläche bei gleicher Anzahl an Sonden einher. Tabelle 5-3 führt die Oberflächenbedarfe der Sondenfelder auf, wenn ein Abstand von 10 m zu anderen Bauwerken oder Versorgungsleitungen erforderlich ist. Für das EFH-Szenario werden die 96 Sonden in 4 Reihen mit jeweils 24 Sonden verteilt. Die Fluidrücklauftemperaturen liegen damit auch nach 50 Betriebsjahren in den vorgegebenen Grenzen. Die Rahmenbedingungen sowohl für das Heizen als auch für den Kühlbetrieb im Sommer werden eingehalten. Nicht überprüft werden konnte die thermische Belastung durch kurzzeitige Spitzenlasten, da das Modell mit monatlichen Energiebedarfen berechnet wurde. Da der Puffer zur minimalen Sondenrücklauftemperatur von -3 °C nach 50 Betriebsjahren jedoch noch mehr als 2 °C beträgt, wird davon ausgegangen, dass auch bei Spitzenlast die Temperaturgrenzen eingehalten werden und die Auslegungen valide sind.

In Abbildung 5-9 sind die Temperaturen für die gewählte 24 x 4 Sondenfeldkonfiguration für die ersten 20 Betriebsjahre im EFH-Szenario zu sehen. Es sind die Sondenvorlauf- und die Sondenrücklauftemperatur sowie die mittleren Fluidtemperaturen dargestellt. Die Amplitude zwischen den Temperaturen im Winter und im Sommer beträgt ungefähr 5 °C, die Schwankungen im Netz sind moderat und eher träge. Die Temperaturen in den Erdwärmesonden nehmen mit fortschreitender Wärmeentnahme ab. Die Erdwärmesonden kühlen das Erdreich also deutlich aus, da der Wärmebedarf im Jahr größer ist als der Kühlbedarf. Im Winter ist die Spreizung zwischen der Sondenvorlauf- und der Sondenrücklauftemperatur am größten, da zu dieser Zeit die höchsten Wärmelasten auftreten. Es fällt auf, dass die Temperaturspreizung nicht der gewählten Netzspreizung von 4 K entspricht, sondern mit 1,5 K - 2 K darunter liegt. Dies hängt damit zusam-

men, dass für die Berechnung der Temperaturen die Lasten monatlich zusammengefasst werden und somit ein Durchschnittswert über den gesamten Monat gebildet wird.
Der Temperaturunterschied zwischen dem Sondenvorlauf und -rücklauf im Sommer ist sehr gering. Im Sommer ist der Wärmebedarf grundlegend gering und zeitweise übersteigt der Kühlbedarf den Wärmebedarf. Dann ist die Sondenrücklauftemperatur im Mittel um etwa 0,2 °C wärmer als die Sondenvorlauftemperatur und wird in der Sonde heruntergekühlt. Die thermische Belastung auf das Erdreich ist klein. Die Kühlung wird im Laufe der Betriebszeit immer effizienter, weil das Temperaturniveau sinkt.

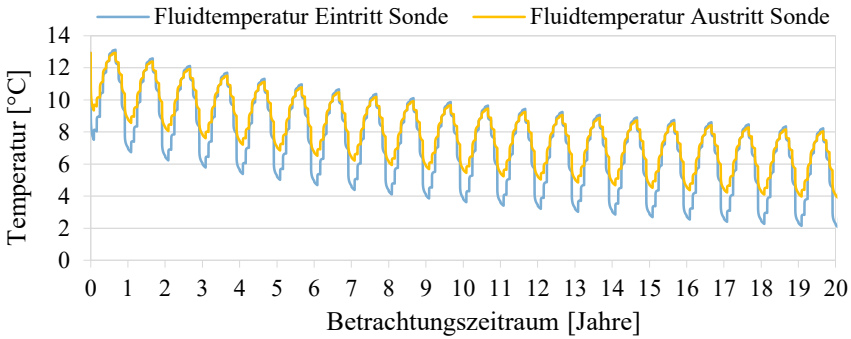


Abbildung 5-9: Temperaturen des Erdwärmesondenfeldes im EFH-Szenario

In dem EFH-Szenario stimmt die Vordimensionierung mit der gewählten Anzahl an Sonden recht gut überein. Aufgrund der langgestreckten Form des Sondenfeldes wurden für das EFH-Szenario nur 96 Sonden benötigt, anstatt die durch Vordimensionierung abgeschätzten 111 Sonden.
Bei dem MFH-Szenario wurde von 349 Sonden ausgegangen und letztlich 350 Sonden zur Versorgung der Abnehmer in dem kalten Nahwärmenetz ausgewählt. Größere Sondenfelder haben schlechtere spezifische Entzugsleistungen, da das Verhältnis von außen- zu innenliegenden Sonden sinkt und sich mehr Sonden gegenseitig Wärme entziehen. Der Temperaturverlauf für das MFH-Szenario befindet sich im Anhang in Abbildung A-10.

5.2.4 Energiebilanz der Erdwärmesonden

Zur Berechnung der monatlichen Leistungszahlen wird ein mittleres Temperaturprofil der ersten 20 Betriebsjahre gebildet. Somit werden die ersten

Betriebsjahre, in denen die Wärmepumpen mit hohen Temperaturen betrieben werden und somit höhere Leistungszahlen aufweisen und die letzten Jahre, in denen die Effizienz sinkt, berücksichtigt. Für jeden Monat wird eine mittlere monatliche Sondenrücklauftemperatur aus den täglichen Berechnungswerten gebildet. Die Sondenrücklauftemperatur entspricht der Netzrücklauftemperatur des kalten Nahwärmenetzes.

Abbildung 5-10 stellt die durchschnittlichen monatlichen Netzrücklauftemperaturen $\vartheta_{Netz,RL}$ für das EFH-Szenario mit einem Erdwärmesondenfeld als Wärmequellensystem dar. Zusätzlich sind die Leistungszahlen der Wärmepumpen in dem kalten Nahwärmenetz für die Bereitung von Heizwärme COP_{Heiz}und Trinkwarmwasser COP_{TWW} dargestellt. Die Sondenrücklauftemperatur schwankt zwischen 5 °C im Winter und 10 °C im Sommer. Die geringsten Temperaturen treten im Januar als Reaktion auf den hohen Wärmebedarf auf. Die wärmste Temperatur im August resultiert aus dem Kühlbedarf und dem geringen Wärmebedarf. Da im Sommer wenig Wärme durch Regeneration ins Erdreich geführt wird, sind die Temperaturen auch im Sommer moderat und geeignet, um den Kühlbedarf mit passiver Kühlung zu decken.

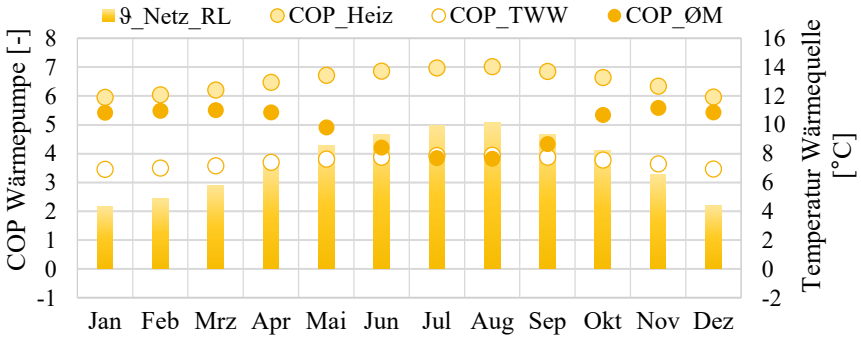


Abbildung 5-10: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS EWS und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das EFH-Szenario (Die Säulen zeigen die Temperaturen; die Punkte den COP)

Die Leistungszahlen für die Heizwärmebereitung COP_{Heiz} sind mit 5,9 im Winter bis 7 im Sommer gut. Durch die geringen Temperaturschwankungen verändern sich die Leistungszahlen im Laufe des Jahres kaum. Der COP_{TWW} für die Warmwasserbereitung liegt zwischen 3,5 und 3,9. Der $COP_{Ø,M}$ steht für den durchschnittlichen COP im Monat und bildet sich aus

den gewichteten Leistungswerten für die Heizwärme und die Warmwasserbereitung. Im Winter nähert sich der $COP_{Ø,M}$ der Wärmepumpen dem COP_{Heiz}, da die Wärmepumpe größtenteils Heizwärme erzeugt. Im August wird fast ausschließlich Warmwasser benötigt, daher entspricht der gemittelte $COP_{Ø,M}$ in etwa dem COP_{TWW}. Die gemittelten monatlichen Leistungszahlen liegen ganzjährig zwischen 3,8 und 5,6 und führen zu einer jährlichen Arbeitszahl $COP_Ø$ von 5,3. Aus der jährlichen Arbeitszahl wird die Energiebilanz in Abbildung 5-11 abgeleitet. Abbildung 5-11 zeigt, wie viel Wärme aus der Wärmequellenanlage bezogen werden muss (Q_{EWS}), welche Energiemenge die Wärmepumpen in dem kalten Nahwärmenetz elektrisch dazuliefern ($E_{El,Wp}$) und welcher Kühlbedarf (Q_K) durch die Wärmequellenanlage gedeckt wird. Bei der jährlichen Arbeitszahl von $COP_Ø$ = 5,3 werden im EFH-Szenario 454,8 MWh/a Wärme durch die Erdwärmesonden erzeugt und in den Wärmepumpen 105,3 MWh/a elektrische Energie benötigt, um den Wärmebedarf von 560,1 MWh/a zu decken. Der Kühlbedarf wird direkt durch das Erdwärmesondenfeld gedeckt, ohne dass die Wärmepumpe läuft. Somit wird kein weiterer elektrischer Energiebedarf für die Wärmepumpe benötigt. Lediglich die Umwälzpumpen in dem Netz sind in Betrieb, um das Wärmemedium durch das Netz zu fördern.

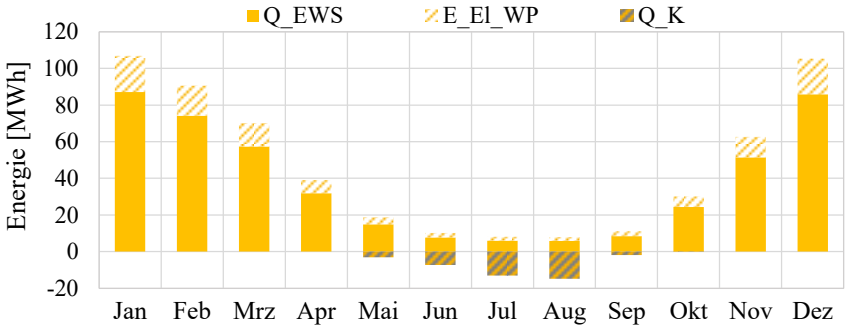


Abbildung 5-11: Energiebilanz im EFH-Szenario mit EWS

MFH-Szenario

Die Grafiken für das MFH-Szenario sind im Anhang in Abbildung A-11 und Abbildung A-12 auf Seite 199 dargestellt. Die Leistungszahlen der Wärmepumpen im MFH-Szenario sind niedriger als im EFH-Szenario. Die jährliche Arbeitszahl beträgt $COP_Ø$ = 4,5. Die schlechteren COP im MFH-

Szenario sind auf den höheren Warmwasserbedarf der Mehrfamilienhäuser und den schlechteren Wirkungsgrad der größeren Wärmepumpen zurückzuführen. Darüber hinaus führt der höhere Wärmebedarf im Sommer dazu, dass die Fluidtemperaturen in den Erdwärmesonden niedriger sind. Der elektrische Energieverbrauch in den Wärmepumpen der Mehrfamilienhäuser ist aufgrund des schlechteren COP anteilig höher als im EFH-Szenario und beträgt etwa 25 %, während er im EFH-Szenario nur 20 % beträgt.

5.3 Auslegung des Grundwasserbrunnens

Dieses Kapitel geht auf die Auslegung eines Grundwasserbrunnens für das kalte Nahwärmenetz im Rahmen der Fallstudie ein. Abbildung 5-12 veranschaulicht das untersuchte System.

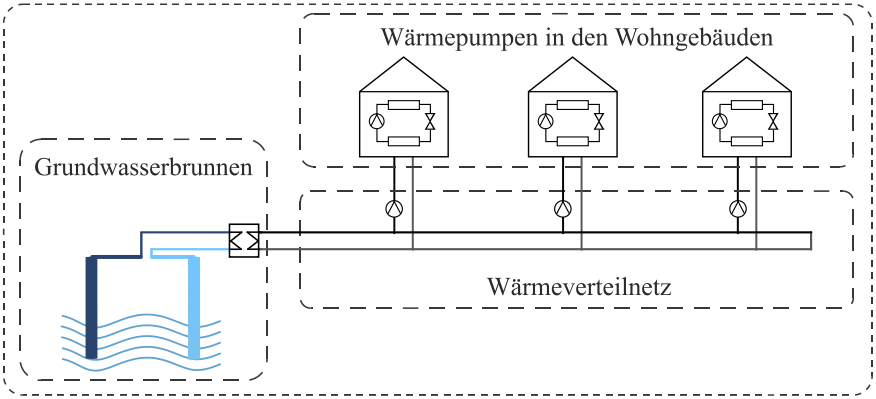


Abbildung 5-12: Kaltes Nahwärmenetz mit einem Grundwasserbrunnen

Zunächst analysiert Kapitel 5.3.1 die Anbindung des Grundwasserbrunnens an das kalte Nahwärmenetz. Im Anschluss werden in Kapitel 5.3.2 die erzielbaren Temperaturen bestimmt und darüber die Wärmemengen berechnet. Mithilfe der Wärmemengen kann die Auslegung des Grundwasserbrunnens in Kapitel 5.3.3 erfolgen. Zu den Auslegungsgrößen zählen die Brunnentiefe, die Absenkung des Grundwassers durch den Brunnen und die Leistung der Brunnenpumpe.

5.3.1 Anschluss Grundwasserbrunnen an das kalte Nahwärmenetz

Die Anbindung eines Grundwasserbrunnens kann direkt oder mit einem Wärmeübertrager erfolgen. Dabei hat der direkte Anschluss den Vorteil,

dass keine Übertragungsverluste entstehen. Der Einbau eines Wärmeübertragers zur Aufteilung in zwei Kreisläufe bietet mehr Freiheiten in der Gestaltung des Wärmenetzes. Ablagerungen in den Rohren des kalten Nahwärmenetzes durch möglicherweise mineralisiertes oder kalkhaltiges Grundwasser werden vermieden. Zudem kann das kalte Nahwärmenetz bei möglicher Grundwasserknappheit einfacher an eine andere Wärmequelle angeschlossen werden.

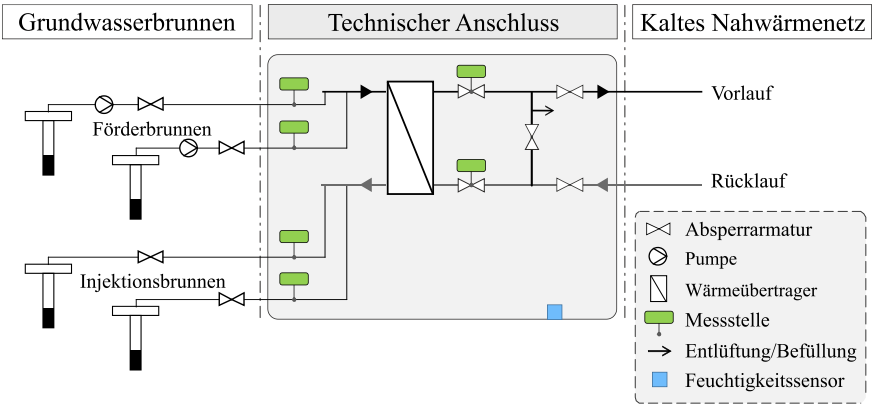


Abbildung 5-13: Technische Anbindung an die Grundwasserbrunnen

Abbildung 5-13 veranschaulicht das Prinzip des indirekten Anschlusses mit einem Wärmeübertrager. Es sind exemplarisch zwei Grundwasserbrunnen dargestellt. Die Förderpumpen in einem Förderbrunnen entnehmen den Volumenstrom und fördern ihn in eine Sammelleitung. Nach der Wärmeübertragung an das kalte Nahwärmenetz wird der Grundwasserstrom auf die notwendige Anzahl an Schluckbrunnen verteilt und dem Erdreich zugeführt. Die Verbindung der einzelnen Brunnen erfolgt über T-Stücke. Zur Kontrolle des Volumenstroms sind quell- und netzseitig Messpunkte installiert. Die Grundwasserbrunnen fördern nur den Volumenstrom, den die Wärmepumpen in dem kalten Nahwärmenetz benötigen. Dazu ist eine Steuerung der Förderpumpen erforderlich, die mit momentanen Messwerten aus dem kalten Nahwärmenetz gespeist wird. Der Bypass auf der Netzseite ermöglicht es den Wärmetauscher zu Wartungszwecken aus dem Kreislauf zu entfernen. Dadurch kann der Wärmeübertrager vollständig entleert und abgeschaltet werden, ohne die Zirkulation im Heizungsnetz einzuschränken. Auch hier ist eine Entlüftung und Solebefüllung vorgesehen.

5.3.2 Netztemperatur und Energiebilanz Grundwasserbrunnen

Die Temperaturen des kalten Nahwärmenetzes bei Betrieb mit einem Grundwasserbrunnen können einfach ermittelt werden. Es wird vorausgesetzt, dass die Vorlauftemperaturen in dem kalten Nahwärmenetz den Temperaturen des Grundwassers abzüglich einer Temperaturdifferenz an dem Wärmetauscher entsprechen.

Die Temperatur des Grundwassers ist abhängig von der Tiefe des Brunnens. Die Tiefe des Brunnens wird durch die Lage des Grundwasserleiters vorgegeben. Offizielle Grundwassermessstellen, von denen es oft mehrere pro Gemeinde gibt, führen Informationen über die Grundwasserleiter. Die hier genutzten Daten stammen von einer Grundwassermessstelle in Bergkamen. An der Messstelle beträgt der maximale Flurabstand 3,5 m und der minimale Flurabstand 1,5 m [MUL2020]. Der Flurabstand definiert den Abstand zwischen der Geländeoberkante und der Oberfläche der grundwasserführenden Schicht. Die Entwicklung des Flurabstandes in den letzten 10 Jahren gemäß [MUL2020] zeigt eine Absenkung des Grundwasserpegels, sodass auch zukünftig eine Vergrößerung des Flurabstandes zu erwarten ist. Dies muss bei der Auslegung des Grundwasserbrunnens berücksichtigt werden. Als Fördertiefe des Grundwasserbrunnens werden 10 m angesetzt. Hierdurch entsteht ein ausreichend großer Abstand zur Oberfläche des Grundwasserpegels, sodass eine langfristige Ergiebigkeit des Brunnens gewährleistet sein sollte.

Der Boden am Untersuchungsstandort in Bergkamen besteht in 10 m Tiefe aus tonigem Mergelstein (siehe Schichtprofil in Abbildung A-6, auf Seite 196). Mergelstein eignet sich nicht gut für die Grundwassernutzung mit Brunnen, da Mergel mit einem Durchlässigkeitsbeiwert von $4 \cdot 10^{-8}$ m/s nach [APP2002, S.153] zu den schwach durchlässigen Böden zählt [DIN18130, S.3]. Der Durchlässigkeitsbeiwert ist maßgebend dafür, wie gut das Erdreich das Grundwasser unterirdisch zu dem Brunnen leitet. Durch den schlechten Durchlässigkeitsbeiwert ist eine geringe Ergiebigkeit zu erwarten. Auch eine Erhöhung der Anzahl an Brunnen führt dann zu keiner sinnvollen Leistungssteigerung. Der Standort in Bergkamen ist daher nicht für die Nutzung eines Grundwasserbrunnens für ein kaltes Nahwärmenetz dieser Größe geeignet.

Um die Berechnung mit dem Grundwasserbrunnen als mögliches Wärmequellensysteme für die Betrachtung dennoch durchführen zu können, wird unterstellt, dass an dem Standort ein „stark durchlässiger“ Boden gemäß [DIN18130, S.3] mit einem durchschnittlichen Durchlässigkeitsbeiwert

von $5 \cdot 10^{-3}$ m/s, ähnlich dem von Kies, vorliegt [KAR2013, S.36]. Die Berechnung kann daher zwar theoretisch durchgeführt werden, der Grundwasserbrunnen wäre aber aufgrund der Bodenverhältnisse nicht in der Lage, die Siedlungen am betrachteten Standort in Bergkamen mit genügend Wärmeenergie zu versorgen.

Bei Grundwasser fördert der Förderbrunnen „frisches" Grundwasser, welches sich durch die Bewegung im Untergrund auf die Temperatur des umgebenden Erdreiches aufwärmt. Eine Abkühlung des Grundwassers tritt bei Wiedereinleitung auf und führt zu einer lokalen Abkühlung um den Injektionsbrunnen. Der Einfluss auf die Temperaturen an dem Förderbrunnen ist sehr gering, wenn der Abstand zwischen Förder- und Injektionsbrunnen ausreichend groß ist. Somit wird davon ausgegangen, dass das einströmende Grundwasser die Temperatur des unbeeinflussten Erdreichs in der entsprechenden Tiefe hat [HUB2019, S.76].
Die Bestimmung der Temperaturen in 10 m Tiefe erfolgt dann analog zu dem Ansatz in Kapitel 5.1.2 für jede Stunde des Jahres. Zur Berechnung der ungestörten Erdreichtemperatur werden die Erdreichparameter von wassergesättigtem Kies genutzt. Die Wärmeleitfähigkeit beträgt λ_E = 1,8 W/(mK), die Dichte beträgt ρ_E = 2.100 kg/m³ und die spezifische Wärmekapazität hat einen Wert von $c_{p,E}$ = 1.143 J/(kgK) [VDI4640-1, S.10]. Somit hat die Temperaturleitfähigkeit einen Wert von $\alpha_{E,h}$ = 0,0027 m²/h.
Die berechnete Temperatur in 10 m Tiefe ist das ganze Jahr über konstant und pendelt mit den gegebenen Erdreichparametern zwischen 11 °C und 11,7 °C. Im Winter ist die Erdreichtemperatur in 10 m Tiefe aufgrund der Pufferwirkung des Erdreiches am höchsten. Die Temperatur des Grundwassers wird über einen Gegenstromwärmetauscher mit einer Grädigkeit von 3 °C auf das Wärmemedium im kalten Nahwärmenetz übertragen. Die Vorlauftemperatur $\vartheta_{Netz,VL}$ in dem kalten Nahwärmenetz entspricht damit der Grundwassertemperatur abzüglich 3 K. Die Wärmeabnahme in den Wärmepumpen $\dot{Q}_{Wp,A}$ kühlt das Wärmeträgermedium mit der Dichte ρ_{Nm}, der spezifischen Wärmekapazität $c_{p,Nm}$ und dem Volumenstrom $\dot{V}_{Wp}$ entsprechend Formel 5.6 auf die Rücklauftemperatur $\vartheta_{Netz,RL}$ ab.

$$\vartheta_{Netz,RL} = \vartheta_{Netz,VL} - \frac{\dot{Q}_{Wp,A}}{\rho_{Nm} \cdot c_{p,Nm} \cdot \dot{V}_{Wp}} \qquad 5.6$$

Als Ergebnis entsteht das Temperaturprofil der monatlichen Netzrücklauftemperaturen $\vartheta_{Netz,RL}$ in Abbildung 5-14 für das EFH-Szenario mit einem Grundwasserbrunnen als Wärmequellensystem. Das Temperaturprofil wird für den ganzen Betrachtungszeitraum von 20 Jahren festgelegt. Die Temperaturen des Netzrücklaufes sind monatlich gemittelt und variieren zwischen 7 °C und 8 °C. Durch die geringen Temperaturschwankungen im Jahresverlauf bleiben die Leistungszahlen für die Heizwärmebereitung COP_{Heiz} als auch für die Trinkwarmwasserbereitung COP_{TWW} konstant auf einem guten Niveau. Nur im Sommer nimmt die Effizienz des gemittelten $COP_{Ø,M}$ aufgrund des überwiegenden Trinkwarmwasserbedarfes ab.

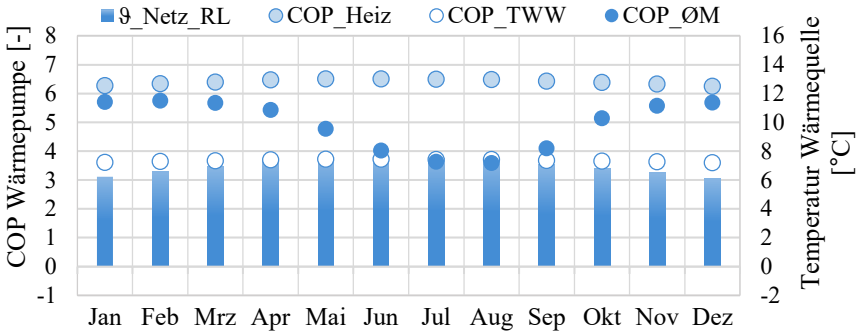


Abbildung 5-14: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS GW und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das EFH-Szenario
(Die Säulen zeigen die Temperaturen; die Punkte den COP)

Im Jahresdurchschnitt erzielt der Grundwasserbrunnen beim EFH-Szenario eine sehr gute jährliche Arbeitszahl von $COP_{Ø}$ = 5,4. Dies liegt daran, dass die Temperaturen im Winter und der Übergangszeit trotz der Temperaturverluste im Wärmeübertrager höher sind als bei den anderen Wärmequellen. Abbildung 5-15 zeigt die monatlichen Energiebilanzen. Durch den guten $COP_{Ø}$ beziehen die Wärmepumpen etwa 80 % der Wärme aus dem Grundwasserbrunnen. Bei einem Wärmebedarf von 560,1 MWh/a stammen somit Q_{GW} = 457,0 MWh/a aus dem Grundwasserbrunnen. Dann benötigen die Wärmepumpen nur noch 103,1 MWh/a an elektrischer Energie. Der Kühlbedarf Q_K kann durch die passive Kühlung gedeckt werden, weil die Temperaturen mit 8 °C dafür sehr gut geeignet sind.

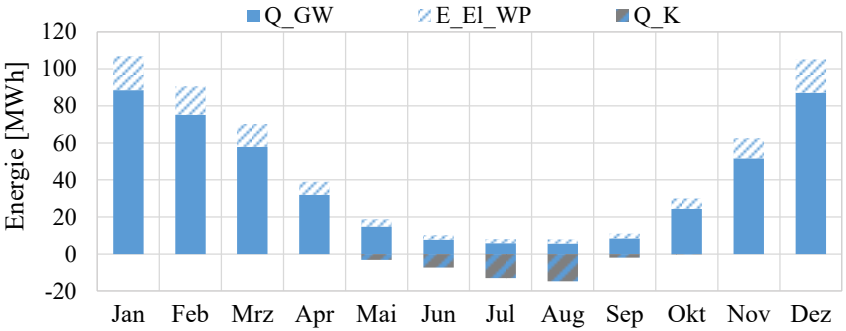


Abbildung 5-15: Energiebilanz im EFH-Szenario mit GW

MFH-Szenario

Analog stellen Abbildung A-13 und Abbildung A-14 (S. 200) beide Grafiken für das MFH-Szenario dar. Die jährliche Arbeitszahl der Wärmepumpen beträgt $COP_{\emptyset}$ = 4,9. Ähnlich wie bei den anderen Wärmequellen sind die Leistungszahlen in dem MFH-Szenario geringer. Dies liegt an dem höheren Warmwasserbedarf der Mehrfamilienhäuser und der schlechteren Effizienz der großen Wärmepumpen. Daher muss im Verhältnis mehr elektrische Energie aufgewendet werden. Im Vergleich zu den drei anderen Wärmequellensystemen laufen die Wärmepumpen in den Mehrfamilienhäusern des kalten Nahwärmenetzes am effizientesten.

5.3.3 Auslegung des Förderbrunnens und der Brunnenpumpe

Die Auslegung des Förderbrunnens orientiert sich an dem Nennvolumenstrom, der bei maximaler Entzugsleistung und der gewählten Temperaturspreizung benötigt wird, damit der Brunnen während der Heiz- und Kühlperiode ausreichend thermische Leistung zur Verfügung stellen kann. Mit Formel 5.7 kann der Nennvolumenstrom im Grundwasserbrunnen $\dot{V}_{GW}$ berechnet werden, indem die Anschlussleistung $\dot{Q}_{Netz,A}$ durch die Temperaturabsenkung ΔT_{GW} des geförderten Grundwassers, der Dichte ρ_W und der spezifischen Wärmekapazität $c_{p,W}$ des Wassers dividiert wird [VDI4640-2, S.8]. Die Temperaturabsenkung ΔT_{GW} des Grundwassers an dem Wärmeübertrager soll genau wie die Temperaturspreizung im Netz 4 K betragen.

$$\dot{V}_{GW} = \frac{\dot{Q}_{Netz,A}}{\Delta T_{GW} \cdot \rho_W \cdot c_{p,W}} \qquad 5.7$$

Für das Grundwasser werden die Parameter von Wasser aus Tabelle 4-3 auf Seite 49 genutzt. Für das EFH-Szenario beträgt der Nennvolumenstrom 68,4 m³/h. Zur Auslegung des Brunnens sind neben der Fördermenge die gewünschte Anzahl, Tiefe und Durchmesser der Brunnen entscheidend. Es empfiehlt sich mehrere Brunnen auszubauen oder mehrere Pumpen in einem Brunnen zu verbauen, um die Redundanz zu erhöhen. Die Berechnung wird nur für einen Brunnen und eine Pumpe durchgeführt. Ein weiterer Schritt dient der Überprüfung der Ergiebigkeit des Brunnens. Der Brunnen muss in der Lage sein, den Nennvolumenstrom untertägig bereitzustellen und ihn zu fördern. Dazu müssen zunächst die Größen aus Abbildung 5-16 bestimmt werden.

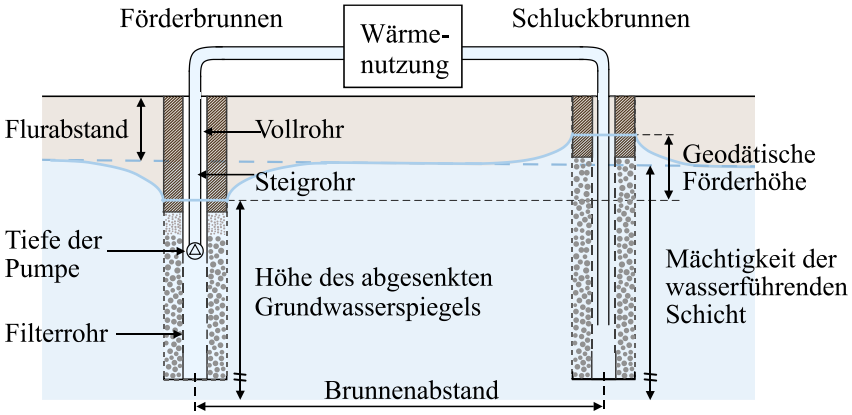


Abbildung 5-16: Relevante Parameter zur Auslegung des Grundwasserbrunnens

Der Flurabstand wurde bereits definiert und liegt je nach Saison zwischen 1,5 m und 3,5 m. Die Mächtigkeit der wasserführenden Schicht soll 15 m betragen. Die Absenkung des Grundwassers im Förderbrunnen ist gleich groß wie die Überstauung im Schluckbrunnen, die bei der Wiedereinleitung des Grundwassers entsteht. Da das Grundwasser beim Aufstauen nicht aus dem Schluckbrunnen überlaufen darf, darf die Absenkung nicht größer als der minimale Flurabstand sein und wird auf 1 m festgelegt [STO2014, S.125]. Die Höhe des abgesenkten Grundwasserspiegels ist die Differenz zwischen der Mächtigkeit der wasserführenden Schicht und der Absenkung und beträgt 14 m.

Der nächste Schritt ist die Auswahl einer Brunnenpumpe anhand des Nennvolumenstroms und der benötigten Förderhöhe der Pumpe. Um den Nennvolumenstrom in dem EFH-Szenario von 68,4 m³/h zu fördern, ist eine 8 Zoll Brunnenpumpe erforderlich [GWE2020-2, S.46]. Laut [KAR2013, S.63] sollte der Durchmesser des Vollrohres, in das die Brunnenpumpe eingebracht ist, mindestens 100 mm größer sein als der Durchmesser der Brunnenpumpe. Bei einer 8 Zoll Brunnenpumpe mit einem Durchmesser von 183 mm [GWE2020-2, S.50] ist somit der Einsatz eines Vollrohres mit DN 300 mm sinnvoll. Der Durchmesser des Bohrlochs beträgt dann nach [KAR2013, S.63] das 2,5-fache von dem Vollrohrdurchmesser. Der mittlere Brunnenradius ist der Mittelwert aus dem Radius des Vollrohres und dem Radius des Bohrlochs [KAR2013, S.39]. Bei einem Vollrohrdurchmesser von 300 mm und einem Bohrlochdurchmesser von 750 mm beträgt der mittlere Brunnenradius ca. 0,26 m.

Aus den zuvor genannten Parametern des Brunnens kann der Grundwasserzufluss und das Fassungsvermögen des Brunnens errechnet werden [KAR2013, S.38ff.]. Der Grundwasserzufluss bestimmt wie viel Grundwasser dem Brunnen unterirdisch zufließt. Das Fassungsvermögen des Brunnens gibt den Volumenstrom an, den der Brunnen theoretisch fördern kann. Die Berechnung gilt unter der Annahme, dass es sich um einen homogenen Untergrund, einen homogenen Grundwasserleiter mit freiem Grundwasserspiegel und ruhendes Grundwasser handelt. Bei dem Brunnen einem Vollrohrdurchmesser von DN 300 und mit mittleren Brunnenradius von 0,26 m liegt der Grundwasserzufluss des Brunnens bei etwa 245 m³/h und das Fassungsvermögen bei 385 m³/h. Beide Werte sind größer als der Nennvolumenstrom, der zur Wärmeversorgung des Netzes benötigt wird. Somit ist der Brunnen funktionsfähig. [KAR2013, S.38ff.]

Um den Jahresenergiebedarf der Brunnenpumpe mit bilanzieren zu können, wird die Pumpleistung der Brunnenpumpe berechnet. Die Pumpleistung $P_{GW,P}$ der Grundwasserpumpe setzt sich nach Formel 5.8 aus der Dichte von Wasser ρ_W, dem Nennvolumenstrom $\dot{V}_{GW}$, der Verlusthöhe der Brunnenanlage $h_{V,Br}$, den Wirkungsgraden der Pumpe η_P und des Antriebsmotors der Pumpe η_M, sowie den Kabelverlusten η_K zusammen [GWE2020-1, S.3].

Die Wirkungsgrade der Pumpe können aus Datenblättern von Pumpenherstellern entnommen werden. Hier wird für den Wirkungsgrad der Pumpe η_P ein Wert von 0,6 und für den Wirkungsgrad des Motors η_M ein

Wert von 0,8 angenommen. Die Kabelverluste betragen 1 %, somit ist der Kabelwirkungsgrad η_K = 0,99. [GWE2020-1, S.3] [KAR2013, S.188ff.]

$$P_{GW,P} = \frac{\rho_W \cdot 9{,}81\ m/s^2 \cdot \dot{V}_{GW} \cdot h_{V,Br}}{\eta_P \cdot \eta_M \cdot \eta_K} \quad 5.8$$

Die Verlusthöhe der Brunnenanlage $h_{V,Br}$ ist nach Formel 5.9 die Summe aus der geodätischen Förderhöhe h_{Geo} und der Druckverlusthöhe in der Rohrleitung $h_{V,R}$ [KAR2013, S.174].

$$h_{V,Br} = h_{Geo} + h_{V,R} \quad 5.9$$

Die geodätische Förderhöhe h_{Geo} ist die Höhendifferenz zwischen überstauter und abgesenkter Wasseroberfläche im Brunnen. Mit einer Absenkung von 1 m und der gleichen Überstauung ergibt sich damit eine geodätische Förderhöhe h_{Geo} von 2 m [GWE2020-1, S.3]. Der Druckverlust in der Rohrleitung $h_{V,R}$ von der Brunnenpumpe bis zum Auslass in dem Injektionsrohr entsteht durch die Rohrreibungsverluste und durch die hydraulischen Widerstände in den Armaturen. Die Länge der Rohrleitung zwischen der Brunnenpumpe und dem Auslass des Injektionsrohres ist 70 m, bei einem gewählten Abstand beider Brunnen von 50 m und der Länge der Rohrleitung in Förder- und Injektionsbrunnen von jeweils 10 m. Die Strömungsgeschwindigkeit innerhalb des Steigrohres der 8 Zoll Brunnenpumpe beträgt 1,5 m/s, um den Nennvolumenstrom bereitzustellen. Für den oberirdischen Wärmetauscher wird eine Verlusthöhe von 2 m im EFH-Szenario erwartet. Für die weiteren Formstücke kommt eine Verlusthöhe von 5 m hinzu. Somit ergibt sich für die Brunnenanlage im EFH-Szenario eine Verlusthöhe von etwa 11 m. Die erforderliche elektrische Leistung der Grundwasserpumpe ist dann 4,3 kW. Die Pumpleistung der Brunnenförderpumpe ist gering, da die geodätische Höhendifferenz dank des geringen Flurabstandes und der geringen Absenkung des Grundwasserspiegels klein bleibt. Die geringe Absenkung ist möglich, weil die Bodenbeschaffenheit als vorteilhaft (= stark durchlässig) für die Nutzung vorgegeben wurde.
Der Jahresenergiebedarf der Brunnenpumpe $E_{GW,P}$ ist das Produkt aus der elektrischen Leistung der Brunnenpumpe $P_{GW,P}$ und den Vollbenutzungsstunden der Brunnenpumpe $t_{V,GW,P}$:

$$E_{GW,P} = P_{GW,P} \cdot t_{V,GW,P} \quad 5.10$$

Als offenes System muss der Grundwasserbrunnen Wärme- und Kälteenergie aus der Wärmequelle liefern. Neben der Pumpenergie zur Bereitstellung der Anschlusswärme muss das Pumpen der Wassermenge für die Bereitstellung der passiven Kühlung hinzugerechnet werden. Die Vollbenutzungsstunden für die Brunnenanlage betragen beim EFH-Szenario 1.566 h/a. Die Brunnenpumpe hat damit einen jährlichen Strombedarf von 6.730 kWh/a im EFH-Szenario.
Der Grundwasserbrunnen hat aufgrund seiner großen Förderleistung eine hohe Wärmeentzugsdichte bei geringem Platzbedarf. Um den Förder- und den Injektionsbrunnen herum wird ein geringer Platzbedarf benötigt, um die Stabilität des Brunnens nicht zu gefährden und mögliche Arbeiten durchführen zu können. Es wird angenommen, dass um beide Brunnen ein quadratisches Feld mit einer Seitenlänge von 20 m freigehalten wird. Die horizontale Verbindungsleitung zwischen Förderbrunnen und Injektionsbrunnen benötigt keinen oberirdischen Platz, da sie sich unterhalb der Erdoberfläche befindet. In beiden Szenarien beträgt der Platzbedarf für beide Brunnen also 800 m².

MFH-Szenario

Für das MFH-Szenario wurden die gleichen Berechnungsschritte durchgeführt. Um den Nennvolumenstrom von 185,8 m³/h durch den Brunnen durchzusetzen, ist eine 10 Zoll Brunnenpumpe erforderlich [GWE2020-2, S.72ff.]. Ein Brunnen mit einem Rohrdurchmesser von DN 400 mm sorgt für einen Grundwasserzufluss von etwa 255 m³/h. Das Fassungsvermögen des Brunnens ist mit 520 m³/h etwa doppelt so groß. Damit wird auch dieser Brunnen als funktionsfähig eingeschätzt, da die Ergiebigkeit des Brunnens größer ist als der Nennvolumenstrom. Für die Berechnung der Leistung der Brunnenpumpe im MFH-Szenario sind die gleichen Vorgaben für die geodätische Förderhöhe, den Abstand zwischen den beiden Brunnen und die Pumpenwirkungsgrade gültig wie im EFH-Szenario. Bei dem 10 Zoll Brunnen strömt das Grundwasser mit 2 m/s durch das Steigrohr. Insgesamt beträgt die Verlusthöhe der Brunnenanlage 17 m. Die berechnete elektrische Leistung der Grundwasserpumpe entspricht 18,1 kW. Die Vollbenutzungsstunden für die Brunnenanlage betragen 1.910 h/a. Die Brunnenpumpe in dem MFH-Szenario hat damit einen jährlichen Energiebedarf von 34.460 kWh/a.

5.4 Auslegung des Eisspeichersystems mit Luftabsorber

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Dimensionierung des Eisspeichersystems für die Fallstudie dieser Arbeit. Abbildung 5-17 zeigt, dass das Eisspeichersystem aus zwei Komponenten besteht, die beide als Wärmequelle zur Verfügung stehen. Daher muss, neben der Anbindung an das Wärmenetz, zunächst auch die Regelung der beiden Teilsysteme in Kapitel 5.4.1 erklärt werden. Anschließend führt Kapitel 5.4.2 die Auslegungsgrößen des Eisspeichersystems ein, die im folgenden Kapitel 0 zur Auslegung des Eisspeichersystems verwendet werden. In Kapitel 0 werden zudem die Ergebnisse der Berechnung mit dem Temperaturverlauf und den monatlichen Bilanzen dargestellt.

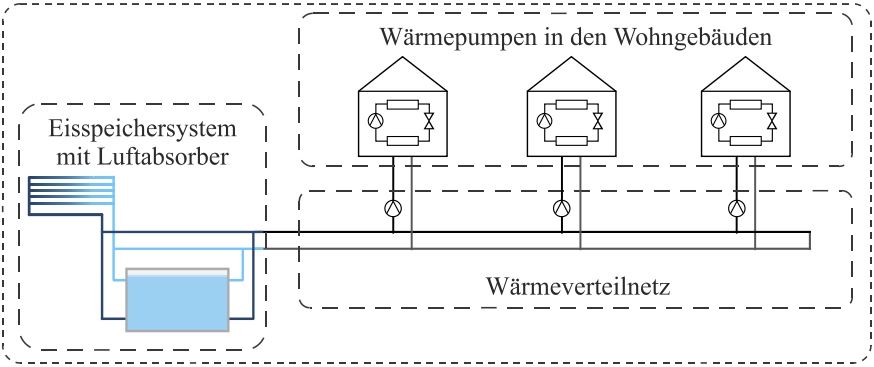


Abbildung 5-17: Kaltes Nahwärmenetz mit einem Eisspeicher und Luftabsorber als Wärmequellen

5.4.1 Anschluss Eisspeichersystem an das kalte Nahwärmenetz

Abbildung 5-18 zeigt das Eisspeichersystem, bestehend aus den beiden Komponenten Eisspeicher und Luftabsorber, und die Anbindung an das kalte Nahwärmenetz. Der Luftabsorber kann das Lastprofil der Wärmeabnehmer aufgrund des schwankenden Niveaus der Umgebungstemperatur nicht zu jederzeit decken. Da der Wärmebedarf im kalten Nahwärmenetz antizyklisch zum Energiegewinn des Luftabsorbers durch Umgebungswärme ist, wird der Luftabsorber um den Eisspeicher ergänzt.

In der Ausgangsschaltung fließt der Rücklauf des kalten Nahwärmenetzes direkt durch den Luftabsorber und erwärmt sich durch die Aufnahme von Wärme aus der Umgebung. Das kalte Nahwärmenetz wird durch den Luftabsorber beheizt. Der Luftabsorber befindet sich im Direktbetrieb. Sobald

der Luftabsorber aufgrund der Wettersituation nicht in der Lage ist den Wärmebedarf zu decken, schaltet das Netz in den Eisspeicherbetrieb um. Dann fließt der Rücklauf des Wärmenetzes über den rechten Wärmetauscher durch den Eisspeicher. Dort nutzt er die Kondensationsenthalpie, die das Eis in dem Eisspeicher gefrieren lässt und strömt als wärmerer Vorlauf in das kalte Nahwärmenetz. Ein Drei-Wege-Ventil regelt die Umschaltung zwischen den beiden Quellen Luftabsorber und Eisspeicher, wobei eine Aufteilung des Volumenstroms auf beide Quellen ebenso möglich ist [VIE2018, S.2].

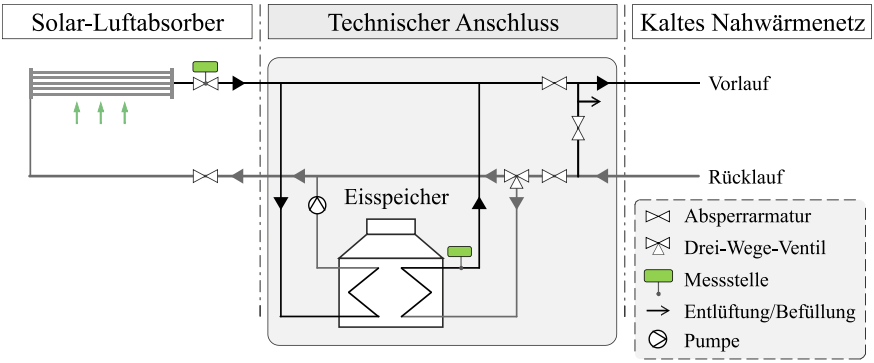


Abbildung 5-18: Anbindung von Luftabsorber und Eisspeicher an das kalte Nahwärmenetz

Der Regenerationsbetrieb sieht die Regeneration des Eisspeichers durch den Luftabsorber vor. Über einen zweiten Wärmetauscher (links) wird dem Eisspeicher Wärme aus dem Luftabsorber zugeführt und die Eisfläche wird abgebaut. Dieser zusätzlich geschaffene Kreislauf wird mit einer Umwälzpumpe zwischen dem Eisspeicher und dem Luftabsorber versehen. Der Eisspeicher kann außerdem durch die passive Kühlung der Gebäude während der Sommermonate regeneriert werden. Zusätzlich ist zu beachten, dass der Eisspeicher mit dem Erdreich im Austausch steht und die Erdwärme den Eisspeicher regenerieren kann.

Es existiert keine Systemtrennung zwischen der Wärmequelle und dem kalten Nahwärmenetz. Das Wärmeträgermedium fließt durch die Luftabsorber und durch den Eisspeicher. Es bedarf keiner zentralen Umwälzpumpe, da die Pumpen in den Hausanschlüssen die Umwälzung des Wärmeträgermediums gewährleisten. Das Wärmenetz kann mit einem Bypass

von der Wärmequelle getrennt werden. Dafür wird eine Verbindung zwischen dem Vor- und Rücklauf sowie Absperrventile auf beiden Seiten installiert. Auch der Luftabsorber kann separat mit Absperrventilen von dem Netz getrennt werden. Die Befüllung und Entlüftung des Kreislaufs ist erforderlich, weil Sole als Wärmemedium eingesetzt wird. In der Vorlaufleitung sind hinter dem Luftabsorber und dem Eisspeicher Messstellen angebracht. Diese messen den Druck und die Temperatur im System. Die Messung der Temperaturen ist für die Regelung des Systems sehr wichtig, da der Stellantrieb in dem Drei-Wege-Ventile die Durchflüsse in Abhängigkeit von den Temperaturen steuert.

Regelung des Systems

Die Regelung des Systems erfolgt in Anlehnung an das Eisspeichersystem der Firma Viessmann. Die Wärmequellenregelung stellt sicher, dass der Luftabsorber bei Austrittstemperaturen aus dem Luftabsorber von über -4 °C im Direktbetrieb arbeitet. Unterschreitet die Austrittstemperatur aus dem Absorber -4 °C, schaltet das System in den Eisspeicherbetrieb um und der Volumenstrom fließt vollständig durch den Eisspeicher. Bei Vorlauftemperaturen aus dem Luftabsorber über 20 °C schaltet die Regelung auf den Eisspeicher als Wärmequelle um, da bei dieser Temperatur die Einsatzgrenze der Wärmepumpe erreicht ist. Die Umschalttemperatur zwischen Direktbetrieb und Eisspeicherbetrieb befindet sich somit bei -4 °C Absorberaustrittstemperatur. [VIE2018, S.2]

Der Regenerationsbetrieb ist möglich, wenn die Absorberaustrittstemperatur mindestens 3 °C über der Eisspeichertemperatur liegt und die Wärmeleistung des Luftabsorbers größer ist als der aktuelle Wärmebedarf des kalten Nahwärmenetzes. Dann kann die Überschussleistung aus dem Luftabsorber in den Eisspeicher geleitet werden. Der Eisspeicher kann also nur bei Plusgraden durch den Luftabsorber regeneriert werden. Neben der Regelung des Umschaltpunktes können saisonale Sperrzeiten für Direkt- und Regenerationsbetrieb festgelegt werden. Wenn der Eisspeicher zur Deckung eines Kühlbedarfes genutzt werden soll, ist ein ganzjährlicher Direkt- und Regenerationsbetrieb nicht erwünscht. Der Direktbetrieb wird unterbrochen (= gesperrt), wenn sich im Eisspeicher durch Wärmeentzug Eis aufbauen soll. Der Regenerationsbetrieb wird unterbrochen, damit am Ende der Heizperiode eine ausreichend große Eismasse vorhanden ist, um die Kühlung der Gebäude im Sommer zu ermöglichen. [VIE2012, S.5]

Die Dauer der Sperrzeit beider Betriebsarten ist abhängig von dem Verhältnis zwischen Wärme- und Kältebedarf. Im Frühjahr sind die Außentemperaturen weitgehend so moderat, dass der Luftabsorber den Großteil des Wärmebedarfs deckt und es nicht mehr notwendig ist, die Speicherkapazität im Eisspeicher aufrechtzuerhalten. Dann setzen der Regenerationsbetrieb und der Direktbetrieb aus, um das Eisvolumen beizubehalten oder sogar aufzubauen. Ohne Sperrzeit würde der Eisspeicher vor dem Ende der Kühlperiode zu warm für die passive Kühlung, weil der Kühlbedarf den Eisspeicher schnell erwärmt. Die Sperrzeit endet meistens im Herbst, wenn der zunehmende Wärmeentzug aus dem Eisspeicher, aufgrund der kälteren Außentemperaturen, die Regeneration wieder erforderlich macht. Wenn der Direktbetrieb aussetzt, setzt der Kühlbetrieb ein. Im Kühlbetrieb werden der Wärme- und der Kühlbedarf durch den Eisspeicher gedeckt. Diese Doppelnutzung kann die Kühlphase des Eisspeichers verlängern.

5.4.2 Berechnungsgrundlage zur Auslegung des Eisspeichersystems

In diesem Kapitel werden die Berechnungsgrundlagen zur Auslegung des Eisspeichersystems erarbeitet. Es wird ein eigener Ansatz aufgestellt, mit dem es möglich ist, die Größenordnungen der beiden Teilsysteme zu berechnen. Die Berechnung wird in Stundenschritten durchgeführt. Eine monatliche Betrachtung kann das sensible System und den Wechsel zwischen den beiden Wärmequellen nicht abbilden und würde somit nicht zu validen Ergebnissen führen. Um eine Vergleichbarkeit mit den anderen Wärmequellensystemen zu schaffen, werden die Ergebnisse schließlich zu monatlichen Energiebilanzen zusammengefasst.

Im ersten Teil werden die Berechnungsgrundlagen für den Eisspeicher definiert. Zunächst werden die Wärmeströme um den Eisspeicher beschrieben, mit denen der Ladezustand des Eisspeichers bestimmt wird. Im Anschluss wird der Aufbau des Eisspeichers beschrieben, von dem die maximale Eismasse in dem Eisspeicher abhängig ist. Danach folgen die Berechnungsgrundlagen für den Wärmeaustausch mit dem Erdreich und für die Länge und den Wärmedurchgangskoeffizienten des Entzugswärmetauschers. Der zweite Teil des Kapitels beschäftigt sich mit den Berechnungsgrundlagen für den Luftabsorber. Nachdem die Geometrie des Luftabsorbers beschrieben wurde, kann der Wärmeübergangskoeffizient berechnet werden, um den Ertrag des Luftabsorbers zu bestimmen.

Berechnungsgrundlagen Eisspeicher

Ladezustand des Eisspeichers

Der Ladezustand des Eisspeichers beschreibt die Menge an nutzbarer Energie, die derzeit im Eisspeichertank vorhanden ist. Damit der Eisspeicher funktionsfähig bleibt, muss immer genügend Speicherkapazität vorhanden sein, die bei einem Wärmebedarf bereitgestellt werden kann. Zu einem anderen Zeitpunkt soll der Eisspeicher Wärme aufnehmen können, um den sommerlichen Kühlbedarf zu decken. In Abbildung 5-19 sind die Wärmeströme um den Eisspeicher aufgeführt, die zur Berechnung des Ladezustandes in dem Eisspeicher benötigt werden. Der Eisspeicher deckt den Wärmebedarf des kalten Nahwärmenetzes, wenn es die Temperaturen in dem Luftabsorber nicht zulassen. Wenn der Luftabsorber mehr Wärme generiert, als das kalte Nahwärmenetz in dem Moment benötigt, wird diese Wärme dem Eisspeicher zugeführt. Im Sommer deckt der Eisspeicher den Kühlbedarf, indem er Wärme aus den Gebäuden aufnimmt. Da das Erdreich und der Eisspeicher nicht die gleiche Temperatur aufweisen, entsteht durch die Behälterwand des Eisspeichers ein Wärmestrom von dem wärmeren zu dem kälteren Medium. Sollte die Temperatur in dem Eisspeicher unter die Erdreichtemperatur sinken, gewinnt der Eisspeicher Wärme aus dem Erdreich.

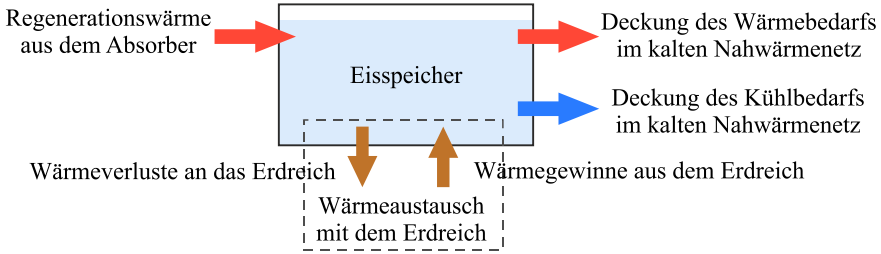


Abbildung 5-19: Wärmeströme um den Eisspeicher

Aus Abbildung 5-19 leitet sich der Zusammenhang in Formel 5.11 ab. Die Energiemenge in dem Eisspeicher $E_{Eis,t}$ zum Zeitpunkt t ist die Differenz aus dem anfänglichen Ladezustand des Eisspeichers im Ausgangszustand $t = 0$ und der Bilanz der Wärmeströme zum Zeitpunkt t. Die Bilanz der Wärmeströme setzt sich aus der Entzugsenergie aus dem Eisspeicher in das kalte Nahwärmenetz $Q_{Netz,Heiz,t}$, der Kühlenergie aus dem Eisspeicher in das kalte Nahwärmenetz $Q_{Netz,K,t}$ und der Regenerationsenergie aus dem

Luftabsorber in den Eisspeicher $Q_{Abs,Reg,t}$ zusammen. In der Berechnung werden die Wärmegewinne und die Wärmeverluste an das Erdreich als Wärmeaustausch mit dem Erdreich $Q_{Erd,t}$ zusammengefasst. In der Berechnung haben Wärmeinträge ein negatives Vorzeichen und Wärmeentnahmen ein positives Vorzeichen.

$$E_{Eis,t} = E_{Eis,t=0} - \sum_{t=1}^{t} Q_{Netz,Heiz,t} - \sum_{t=1}^{t} Q_{Netz,K,t} - \sum_{t=1}^{t} Q_{Erd,t} - \sum_{t=1}^{t} Q_{Abs,Reg,t} \quad 5.11$$

Die Temperatur im Eisspeicher $\vartheta_{Eis,t}$ zum Zeitpunkt t berechnet sich mit Formel 5.12 aus der Energiemenge im Eisspeicher $E_{Eis,t-1}$ zum Zeitpunkt t-1, in Abhängigkeit von dem Innenvolumen des Eisspeichertanks $V_{Eist,i}$. Bei der Berechnung der Temperatur wird die Energiemenge der vorangegangenen Stunde verwendet, weil der Wärmeaustausch mit dem Erdreich von der Temperatur des Eisspeichers abhängig ist. Andernfalls würde die Berechnung zu einem nicht lösbaren Zirkelbezug führen.

$$\vartheta_{Eis,t} = \vartheta_{Eis}(E_{Eis,t-1}(V_{Eist,i})) \quad 5.12$$

Abbildung 5-20 zeigt die Temperatur in dem Eisspeicher in Abhängigkeit von dem spezifischen Ladezustand des Eisspeichers. Die Höhe der speicherbaren Energiemenge ist abhängig von der Größe des Eisspeichertanks, also der maximalen Eismasse. Während der Vereisung werden (von rechts nach links) folgende Energiemengen nutzbar: [MIN2014, S.16]

- Flüssig: Spez. Wärmekapazität von Wasser $c_{p,W}$ = 1,16 Wh/(kgK)
- Flüssig-fest: Schmelzenthalpie von Eis c_{Eis} = 93 Wh/kg
- Fest: Spezifische Wärmekapazität von Eis $c_{p,Eis}$ = 0,58 Wh/(kgK)

Die Speichermasse in dem Eisspeicher sollte maximal auf -5 °C herunter gekühlt und auf 30 °C erwärmt werden. Bei einer Temperatur von 30 °C ist der Eisspeicher vollständig geladen. Bei einer Temperatur von -5 °C kann er keine Energie mehr abgeben. Der Eisspeicher sollte zum Ende des Dezembers nicht mehr als 30 % gefroren sein. Januar und Februar sind kalte Monate, in denen ausreichend Speicherkapazität benötigt wird [STE2020, S.68f.].

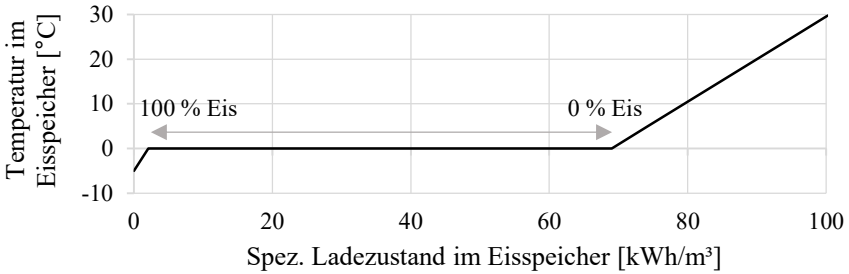


Abbildung 5-20: Temperaturverlauf in dem Eisspeicher

Aufbau des Eisspeichers und Eismasse im Eisspeicher

Die Speicherkapazität des Eisspeichers ist von der Größe des Eisspeichers abhängig. Der Eisspeicher muss so dimensioniert sein, dass die größte Energiedifferenz zwischen dem Wärmebedarf im kalten Nahwärmenetz und der Wärmeerzeugung im Luftabsorber kompensiert werden kann.

Der Eisspeicher ist ein geschlossener, nicht isolierter Behälter, der vollständig in das Erdreich eingebracht wird. Die Wände bestehen aus stahlbewehrtem Beton. Die Oberkante des Eisspeicherbehälters liegt 1 m unter der Erdoberfläche, um Frostschäden zu vermeiden. Behälter mit einer Zylinderform besitzen die beste Baustatik für große Eisspeicher. Die lichte Höhe von Eisspeicherbehältern liegt zwischen 2 m und 6 m. Der Innendurchmesser beträgt maximal 19 m (S. Stadelmaier, Viessmann, persönliche Mitteilung, 14.02.2020). [VIE2017, S.3] [VIE2019A, S.4,17]

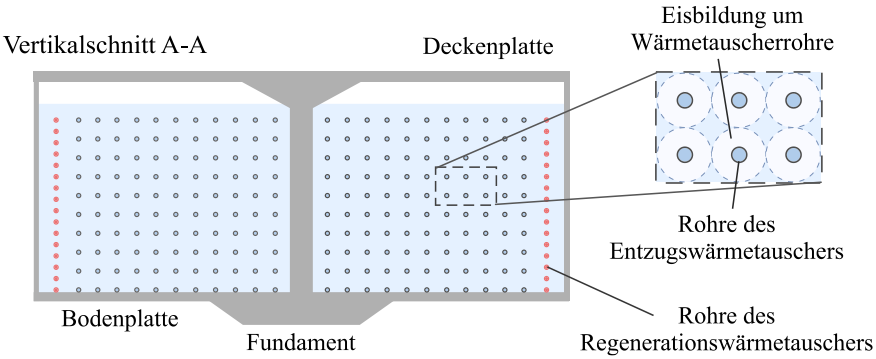


Abbildung 5-21: Vertikalschnitt eines Eisspeichertanks

Abbildung 5-21 zeigt den Vertikalschnitt des Eisspeicherbehälters und Abbildung A-7 im Anhang auf Seite 196 die Draufsicht auf den Eisspeichertank. Die Rohre des innen liegenden Entzugswärmetauschers (blau) sind in konzentrischen Kreisen um den Speichermittelpunkt angeordnet. Der Abstand ist in horizontaler und vertikaler Richtung gleich, um eine gleichmäßige Vereisung zu ermöglichen. Der Regenerationswärmetauscher (rot) befindet sich an der Innenseite der Außenwand und wird enger gewickelt. Anschlüsse und Rohrverteiler sind nicht dargestellt.
Das Innenvolumen des Eisspeichertanks berechnet sich nach Formel 5.13 für einen zylindrischen Körper mit dem Radius $r_{Eist,i}$ und der Höhe $h_{Eist,i}$.

$$V_{Eist,i} = \pi \, {r_{Eist,i}}^2 \cdot h_{Eist,i} \qquad 5.13$$

Die nutzbare Speichermasse entspricht nicht dem Innenvolumen des Eisspeichertanks. Der Eisspeichertank wird nur zu 90 % mit Wasser gefüllt, da sich Wasser aufgrund der Dichteänderung beim Vereisen ausdehnt [MIN2014, S.28]. Die Wassermasse gefriert nur zu 80 %, da sich an dem außenliegenden Regenerationswärmetauscher kein Eis bildet und die Einbauten (Wärmetauscherrohre, Trägerwerke) zusätzliches Volumen einnehmen. Somit beträgt die maximale Eismasse 72 % des Tankvolumens. Die maximale Eismasse $m_{Eis,max}$ berechnet sich mit Formel 5.14 aus der Dichte von Wasser $\rho_{W,0\,°C}$ und dem Tankvolumen $V_{Eist,i}$ des Eisspeichers.

$$m_{Eis,max} = 0{,}8 \cdot 0{,}9 \cdot \rho_{W,0\,°C} \cdot V_{Eist,i} \qquad 5.14$$

Die Berechnungsgrundlagen für den Wärmeaustausch des Eisspeichers mit dem Erdreich und für die Länge und den Wärmedurchgangskoeffizienten des Entzugswärmetauschers befinden sich im Anhang C ab Seite 215.

In dem nächsten Abschnitt folgen die Berechnungsgrundlagen für den Luftabsorber.

Berechnungsgrundlagen für den Luftabsorber

Aufbau und Maße des Luftabsorbers

Abbildung 5-22 zeigt mehrere Module des SLK-600 der Firma Viessmann. Diese werden bei großen Eisspeicherprojekten standardmäßig verwendet. Der SLK-600 ist ein Luftabsorber aus UV-beständigen Kunststoffrohren. Ein Modul besteht aus einem Rohrbündel mit 5 Rohrschleifen, die jeweils 85 m lang sind. Die Rohre sind in 5 übereinanderliegenden Schichten mit

14 hintereinanderliegenden Reihen angeordnet. Es wird angenommen, dass effektiv nur 90 % der Rohrlänge als Wärmeübertrager genutzt wird, da sich die Rohre bei der Biegung an den Enden überschneiden und somit nicht frei angeströmt werden können. Somit ergibt sich eine nutzbare Wärmeübertragerlänge von 76,5 m je Rohrschleife und eine Gesamtlänge von 382,5 m je Luftabsorber. Der SLK-600 hat eine Abmessung von 6 m Länge und 1,2 m Breite. Mit einer Grundfläche von etwa 7,2 m² beträgt die spezifische Rohrlänge pro Quadratmeter Fläche 53,13 m/m². Aufgrund von Angaben auf dem Produktinformationsblatt des SLK-600 [VIEOJ, S.1] wird der Außendurchmesser der Absorberrohre auf 25 mm und der Innendurchmesser auf 21 mm, mit einer Wandstärke von 2 mm, geschätzt [DIN8074, S.13]. [VIE2019C]



Abbildung 5-22: Luftabsorber SLK-600 für Großanlagen [VIE2019C]

Wärmeertrag in dem Luftabsorber

Der Wärmeeintrag durch den Luftabsorber $\dot{Q}_{Abs}$ berechnet sich mit Formel 5.15 aus dem längenspezifischen Wärmedurchgangskoeffizient U_{Abs}, der Rohrlänge l_{Abs} des Absorbers und der Temperaturdifferenz zwischen der Umgebungstemperatur außen ϑ_L und dem Wärmeträgerfluid im Luftabsorber $\vartheta_{Abs,i}$. Wenn die Absorbertemperatur kälter ist als die Umgebungstemperatur, wird Wärme in den Luftabsorber eingebracht.

$$\dot{Q}_{Abs} = U_{Abs} \cdot l_{Abs} \cdot \left(\vartheta_L - \vartheta_{Abs,i}\right) \qquad 5.15$$

Für die Berechnung werden die folgenden Annahmen getroffen:

- Der Luftabsorber liefert dem System bei freier Luftanströmung und ohne direkte Sonneneinstrahlung genügend Wärme [VIE2019A, S.21]. Mögliche zu-

sätzliche Effekte auf den Wärmeertrag durch Regen, Frostbildung auf dem Absorber oder durch Kondensation werden vernachlässigt. Auch Solarstrahlung wird nicht berücksichtigt. [MIN2014, S.5]

- Der Luftabsorber ist ein von außen umströmtes Einzelrohr.
- Der Einfluss der übereinander- und nebeneinanderliegenden Rohrleitungen wird nicht betrachtet. Nach [VDI2013, S.820] erhöht sich der Wärmeübergangskoeffizient bei einer Außenströmung an einem Rohrbündel im Vergleich zu einem Einzelrohr, da die hintereinanderliegenden Rohrreihen die Turbulenz erhöhen und der Wärmeübergang verbessert wird. Somit stellt die durchgeführte Rechnung einen konservativen Ansatz dar.
- An der Außenseite des Rohres wird nur der konvektive Wärmeübergang durch die Umströmung mit Wind berücksichtigt. Die freie Konvektion ist aufgrund der kleinen Temperaturunterschiede zwischen Innen- und Umgebungstemperatur von < 10 °C zu vernachlässigen.
- Stündlich neue Berechnung des Wärmeertrages aus dem Absorber. Die erforderlichen Parameter zur Berechnung sind: Volumenstrom im Absorberrohr, Außentemperatur, Windgeschwindigkeit, Differenz zwischen Außentemperatur und Fluidtemperatur im Absorber.

Der längenspezifische Wärmedurchgangskoeffizient U_{Abs} des Absorbers ist mit Formel 5.16 für ein kreisrundes Rohr [VDI2013, S.34]:

$$U_{Abs} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{2\,\lambda_R} \ln\left(\frac{d_a}{d_i}\right) + \frac{1}{\alpha_a \cdot d_a}} \qquad 5.16$$

Die Wärmeübertragung in dem Luftabsorber setzt sich aus drei Punkten zusammen. Im Inneren wird die Wärme durch Konvektion aufgrund der durch die Rohre strömenden Wärmeträgerflüssigkeit übertragen. An der Außenseite findet ebenfalls ein konvektiver Wärmeübergang durch die Absorberrohre umströmende Außenluft statt. In der Rohrwand des Luftabsorbers findet Wärmeleitung statt. Die Rohre bestehen aus Kunststoff mit einer Wärmeleitfähigkeit von λ_R = 0,42 W/(mK) [BRA2015, S.37].
In dem Rohr mit dem Innendurchmesser d_i = 21 mm entsteht ein konvektiver Wärmeübergang, ausgedrückt durch den Wärmeübergangskoeffizient α_i zwischen dem Wärmeträgerfluid und der Rohrwand. Bei der Berechnung von α_i analog zu den Formeln 0.15 bis 0.19 ist zu berücksichtigen, dass sich die Strömung je Luftabsorber auf die 5 Rohrschleifen aufteilt. Die Nusselt-Zahl wird aus Formel 0.15 berechnet. Die Berechnung des

Wärmeübergangskoeffizienten an der Innenseite ist erst möglich, wenn die Anzahl an Luftabsorbern bekannt ist.
An der Außenwand des Luftabsorbers mit dem Rohrdurchmesser d_a = 25 mm wird nur der konvektive Wärmeübergang α_a bei der Umströmung von Wind berücksichtigt. Die Absorber sind so ausgerichtet, dass die Rohre überwiegend quer umströmt werden. Der Wärmeübergangskoeffizient an der Außenseite berechnet sich nach dem Vorgehen der Formeln 0.15 bis 0.19. Da es sich um eine Außenströmung handelt, berechnet sich der Wärmeübergangskoeffizient α_a aus der Nusselt-Zahl $Nu_{Auß}$, der Wärmeleitfähigkeit von Luft $\lambda_{Auß}$ und der Überströmlänge $l_{Ström}$. Die Nusselt-Zahl für querumströmte Rohre $Nu_{Auß}$ setzt sich aus einem laminaren und einem turbulenten Anteil zusammen [VDI2013, S.817]:

$$Nu_{Auß} = 0{,}3 + \sqrt{{Nu_{Auß,lam}}^2 + {Nu_{Auß,turb}}^2} \qquad 5.17$$

Der laminare Anteil $Nu_{Auß,lam}$ ist nach Formel 5.18 [VDI2013, S.817]:

$$Nu_{Auß,lam} = 0{,}664 \cdot \sqrt{Re_{Auß}} \cdot \sqrt[3]{Pr_{Auß}} \qquad 5.18$$

Der turbulente Anteil $Nu_{Auß,turb}$ ist nach Formel 5.19 [VDI2013, S.817]:

$$Nu_{Auß,turb} = \frac{0{,}037 \cdot {Re_{Auß}}^{0,8} \cdot Pr_{Auß}}{1 + 2{,}443 \cdot {Re_{Auß}}^{-0,1} \cdot ({Pr_{Auß}}^{\frac{2}{3}} - 1)} \qquad 5.19$$

Die Reynolds-Zahl $Re_{Auß}$ von quer umströmten Rohren bildet sich in Abhängigkeit der Überströmlänge $l_{Ström}$ (Formel 5.20) [VDI2013, S.817]. Die Überströmlänge $l_{Ström}$ entspricht der Strömungslänge über den Körper. Bei einem kreisrunden Rohr ist dies der halbe Umfang des Rohres.

$$Re_{Auß} = \frac{w_{Auß} \cdot l_{Ström}}{\upsilon_{Auß}} = \frac{w_{Auß} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot d_a}{\upsilon_{Auß}} \qquad 5.20$$

Die Berechnung muss stundenweise für die verschiedenen Windgeschwindigkeiten $w_{Auß}$ und die Temperaturdifferenz $(\vartheta_L - \vartheta_{Abs,i})$ durchgeführt werden. Die Stoffdaten der Luft sind unabhängig davon, da Veränderungen der Stoffdaten bei unterschiedlichen Temperaturen und Windgeschwindigkeiten vernachlässigt werden. Für Luft bei 0 °C ist die kinematische Viskosität $\nu_{Auß}$ = 13,5·10^{-6} m²/s, die Wärmeleitfähigkeit ist $\lambda_{Auß}$ = 0,0243 W/(mK) und die Prandtl-Zahl ist $Pr_{Auß}$ = 0,71

[VDI2013, S.197]. Die Windgeschwindigkeit wird in einer Höhe von 10 m gemessen [DWD2017, S.8]. Um die Windgeschwindigkeit auf eine angenommene Höhe von 2 m umzurechnen, wird sie mit dem Faktor 0,78 multipliziert [VIE2000, S.77]. Wenn der stündliche Wert der Windgeschwindigkeit 0 m/s beträgt, wird der Wert auf 0,1 m/s gesetzt, da andernfalls kein konvektiver Wärmeübergang an der Außenseite berechnet werden kann. Somit wird davon ausgegangen, dass der Luftabsorber immer etwas Leistung generiert. Bei einer Windgeschwindigkeit von $w_{Auß}$ = 0,1 m/s ist der Wärmeübergangskoeffizient an der Außenseite α_a = 6,8 W/(m²K).
In Tabelle 5-4 sind die notwendigen Parameter zur Berechnung der Wärmeleistung des Luftabsorbers gegeben.

Tabelle 5-4: Parameter zur Berechnung der Wärmeleistung des Luftabsorbers

Parameter	Wert
Anzahl an Rohrschleifen [-]	5
Nutzbare Länge einer Rohrschleife [m]	76,5
Spezifische Rohrlänge der Absorberfläche [m/m²]	53,13
Wärmeleitfähigkeit Absorberrohr λ_R [W/(mK)]	0,42
Außendurchmesser Wärmetauscherrohr d_a [mm]	25
Innendurchmesser Wärmetauscherrohr d_i [mm]	21
Wärmeübergangskoeffizient außen α_a [W/(m²K)]	6,8 bei 0,1 m/s Windgeschwindigkeit
Wärmeübergangskoeffizient innen α_i [W/(m²K)]	Berechenbar, wenn Anzahl der Luftabsorber bekannt

5.4.3 Auslegung des Eisspeichersystems und Energiebilanz

Die Auslegung des Eisspeichersystems umfasst vier Schritte. Zunächst wird der Luftabsorber vordimensioniert. Im Anschluss wird der Eisspeichertank vordimensioniert. Neben der Tankgröße des Eisspeichers wird die Größe des Entzugswärmetauschers in dem Eisspeicher berechnet. Danach wird der Wärmeertrag durch den Luftabsorber berechnet. Der Luftabsorber muss Wärme für das kalte Nahwärmenetz als auch für die Regeneration des Eisspeichers bereitstellen. Anschließend können die Wärmeströme zwischen dem Eisspeicher und dem Erdreich berechnet werden. Abschließend erfolgt die Prüfung der Gesamtbilanz des Eisspeichers. Die Gesamtbilanz des Eisspeichers muss ausgeglichen sein, das heißt dem Eisspeicher muss im Jahresverlauf genau so viel Energie hinzugefügt werden, wie er an das Wärmenetz abgibt, damit er langjährig funktionsfähig bleibt.

Für die Vordimensionierung des Luftabsorbers und des Eisspeichers wurden zunächst die Referenzwerte aus Kapitel 2.2.4 verwendet. Nachdem das Eisspeichersystem mit den Referenzwerten berechnet wurde, ist es das Ziel, die Auslegungsgrößen zu reduzieren und gleichzeitig die Versorgungssicherheit zu gewährleisten.
Die Ergebnisse der Auslegung werden nachfolgend beschrieben und unter verschiedenen Gesichtspunkten analysiert. Am Ende des Kapitels wird die Energiebilanz in der gleichen Weise wie für die anderen Szenarien dargestellt. Die Ergebnisse werden detailliert für das EFH-Szenario beschrieben. Die Ergebnisse des MFH-Szenarios sind am Ende des Kapitels aufgeführt.

Fläche des Luftabsorbers

Die Auslegungsgröße des Luftabsorbers ist die Absorberfläche. Der Luftabsorber wird zunächst mit dem Referenzwert von 1,5 m²/kW Heizleistung der Wärmepumpen vordimensioniert (siehe Kapitel 2.2.4). In dem EFH-Szenario sind 50 Wärmepumpen mit einer Heizleistung von jeweils 9,1 kW an das kalte Nahwärmenetz angeschlossen. Somit wird für die Heizleistung aller Wärmepumpen von 455 kW eine Absorberfläche von 682,5 m² benötigt. Die Vordimensionierung ist notwendig, um einen Startwert für die Berechnung zu haben und ausgehend von diesem Wert die Fläche des Luftabsorbers zu verändern, bis die Eisspeicherbilanz im Jahr ausgeglichen ist. Nach der ersten Berechnung mit der Richtgröße hat sich gezeigt, dass der Luftabsorber kleiner dimensioniert werden kann. Mit einer Fläche von 576 m² kann der Luftabsorber den Wärmebedarf des kalten Nahwärmenetzes decken und ausreichend Wärme für die Regeneration des Eisspeichers aufbringen. Mit einer Fläche von 7,2 m² je Modul werden somit 80 Module vom Typ SLK-600 der Firma Viessmann benötigt. Bei je 5 Rohrschleifen mit einer nutzbaren Rohrlänge von 76,5 m je Modul entspricht dies einer Gesamtrohrlänge von über 30 km.

Tankgröße des Eisspeichers

Bei der Auslegung des Eisspeichers stellen die Tankgröße und die Rohrlänge des Entzugswärmetauschers die Auslegungsgrößen dar. Die Größe des Eisspeichertanks ist abhängig von der gewünschten Speicherkapazität. Es gibt Eisspeicher, die kurzzeitige Schwankungen ausgleichen und Eisspeicher, die saisonale Speicherbedarfe puffern und damit eine größere Speicherkapazität benötigen. 1 m³ Wasservolumen je kW Wärmepumpenleistung ist dabei generell für die Wärmebedarfsdeckung einer Woche erforderlich. Um die erforderliche Speicherkapazität zu bemessen, ist der

Zeitraum entscheidend, in dem der Speicher nicht regeneriert werden kann. Da der Luftabsorber den Eisspeicher nur bei positiver Absorberaustrittstemperatur regenerieren kann, sind die Zeiträume mit Temperaturen unter 0 °C entscheidend. Mithilfe von Abbildung 5-23 kann untersucht werden, wie häufig im Jahr Kälteperioden auftreten und wie lange sie andauern. Zwischen November und März gibt es mehrere Kälteperioden, in denen die Temperatur bis zu 4 Tage lang dauerhaft unter 0 °C bleibt. Die längste Kälteperiode liegt im Februar und dauert insgesamt 155 h. Dies entspricht einer Speicherkapazität von etwa einer Woche. Da es nach dieser Kälteperiode noch einige kalte Tage gibt, an denen der Eisspeicher nur teilweise regeneriert wird, sollte die Speicherkapazität auf 1,5 Wochen erweitert werden. Das bedeutet, dass pro kW Heizleistung der Wärmepumpen in dem Eisspeicher 1,5 m³ Wasservolumen gebraucht werden. Für ein Wasservolumen von 682,5 m³ in dem Eisspeicher ist ein Tankvolumen von 758,3 m³ erforderlich.

Das endgültige Tankvolumen für das Eisspeichersystem wurde im Vergleich zur Auslegungsgröße reduziert. Im EFH-Szenario genügt ein Tankvolumen von $V_{Eist,i}$ = 650 m³ als Speicherkapazität. Die lichte Innenhöhe des Eisspeichertanks wird auf $h_{Eist,i}$ = 6 m festgelegt, um die Oberfläche des Eisspeichertanks im Verhältnis zum Tankvolumen zu minieren. Der Innenradius des Eisspeichers beträgt somit $r_{Eist,i}$ = 5,9 m.

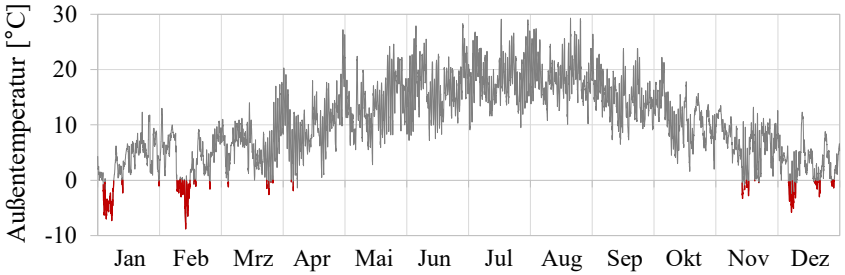


Abbildung 5-23: Jährliches Profil der Lufttemperatur mit Kälteperioden

Länge des Entzugswärmetauschers in dem Eisspeicher

Der Entzugswärmetauscher wird mit den Angaben aus Kapitel 5.4.2 dimensioniert. Der Nennvolumenstrom im kalten Nahwärmenetz mit dem Eisspeichersystem als WQS beträgt $\dot{V}_{Netz,max}$ = 59,3 m³/h. Durch die Aufteilung des Volumenstroms auf viele einzelne Rohrschleifen mit 100 m

Länge, bildet sich in den Rohren eine laminare Strömung. Diese hat einen geringen Wärmeübergangskoeffizient von α_i < 70 W/(m²K) zwischen den Rohren und dem Wärmeträgerfluid in den Rohren zur Folge. Daraus resultieren eine Anzahl von n_{RS} = 170 parallel durchflossenen Rohrschleifen und eine Gesamtlänge des Entzugswärmetauschers von 17.000 m. Der Abstand s_R zwischen den Mittelpunkten der Rohre des Entzugswärmetauschers beträgt bei dieser Auslegung ca. 17 cm. Aus der maximalen Eisschicht mit einem Durchmesser von 17 cm ergibt sich ein längenspezifischer Wärmeübergangskoeffizient von U_{EWT} = 2,74 W/(mK).

Wärmeertrag durch den Luftabsorber und Regenerationsenergie für den Eisspeicher

Die Wärme aus der Umgebungsluft wird über 30.600 m Rohrlänge des Luftabsorbers eingebracht. Der Wärmeeintrag ist nach Formel 5.15 abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen der Lufttemperatur und der Absorbertemperatur im Inneren und dem Wärmedurchgangskoeffizient des Luftabsorbers.

Der Wärmedurchgangskoeffizient der Luftabsorber ist wiederum abhängig von den Strömungseigenschaften in dem Rohr und der Windgeschwindigkeit außerhalb des Rohres. Da die Anzahl der Module auf 80 Stück festgelegt wurde, teilt sich der Nennvolumenstrom von 59,3 m³/h auf 400 Rohrschleifen auf. Die laminare Strömung in den Rohren führt zu einem Wärmeübergangskoeffizient an der Innenseite von α_i = 82,8 W/(m²K). Die Windgeschwindigkeit des zugrundeliegenden Wetterprofils liegt im Jahr im Mittel bei 1,6 m/s. Im Jahresmittel wird Wärme mit einem durchschnittlichen längenspezifischen Wärmedurchgangskoeffizienten von U_{Abs} = 1,4 W/(mK) gewonnen.

Im letzten Schritt muss die Temperaturdifferenz zwischen der Außentemperatur ϑ_L und der Innentemperatur im Absorber $\vartheta_{Abs,i}$ bestimmt werden. Die Temperatur im Luftabsorber ist so zu steuern, dass er neben der Wärmeleistung für das kalte Nahwärmenetz auch die Regenerationsenergie gewinnt. Da die Außentemperatur nicht beeinflussbar ist, wird die Innentemperatur in dem Luftabsorber geregelt. Die Fluidtemperatur im Luftabsorber $\vartheta_{Abs,i}$ ist das arithmetische Mittel aus der Eintrittstemperatur in den Luftabsorber und der Austrittstemperatur aus dem Luftabsorber. Die Austrittstemperatur aus dem Luftabsorber entspricht der Eintrittstemperatur zuzüglich der Spreizung im kalten Nahwärmenetz.

Die Temperatur in dem Absorber wird in Abhängigkeit der Außentemperatur geregelt. Somit wird eine feste Temperaturdifferenz eingestellt, die unabhängig von der Jahreszeit gleich bleibt. In dem EFH-Szenario soll die Temperatur im Inneren des Luftabsorbers 2 °C unter der Außentemperatur liegen. Dieser Wert ist ein sinnvoller Kompromiss, um im Winter genügend Wärme zu generieren und in der Übergangszeit nicht zu viel Wärme in dem Luftabsorber zu erzeugen. Im Winter führen geringere Absorbertemperaturen zu dem positiven Effekt, dass der Luftabsorber durch die Erhöhung der Temperaturdifferenz mehr Wärme gewinnt. Dies funktioniert jedoch nur zu einem gewissen Maße, da mit sinkender Absorbertemperatur häufiger die Bivalenztemperatur von -4 °C unterschritten wird. Da in diesem Fall auf den Eisspeicherbetrieb umgeschaltet wird, hebt sich der Effekt des Mehrgewinns an Wärme wieder auf. In der Übergangszeit ist es umgekehrt. Durch die feste Temperaturdifferenz geht in der Übergangszeit immer mehr Wärme zur Regeneration in den Eisspeicher, da der Wärmebedarf in dem kalten Nahwärmenetz sinkt. Da der Eisanteil in dem Eisspeicher im Frühjahr nicht abgebaut, sondern aufrechterhalten werden soll, darf nicht zu viel Regenerationsenergie in den Eisspeicher fließen. Daher sind in der Übergangszeit eher geringe Temperaturdifferenzen erstrebenswert.

Ergänzend zu der Regelung der Absorbertemperatur hat der Betreiber des Eisspeichersystems die Möglichkeit die Betriebsarten so vorzugeben, dass die Wärmebilanz über das Jahr ausgeglichen ist. Durch eine Berechnung eines ganzen Jahres zeigt sich, welche Zeiträume für den Direktbetrieb, den Regenerationsbetrieb und den Kühlbetrieb gewählt werden müssen. Die Wahl der Zeiträume der Betriebszeiten ist abhängig von dem Verhältnis aus dem Heizwärme-, dem Warmwasser- und dem Kühlbedarf.
Der Direktbetrieb läuft im EFH-Szenario über die Wintermonate und die Übergangsmonate und wird im Sommer abgeschaltet. Ab Mai geht das System in den Kühlbetrieb und sowohl Wärme- als auch Kältebedarf werden durch den Eisspeicher gedeckt. Somit wird die aufgebaute Eismasse aus den Wintermonaten über den Sommer möglichst lange aufrechterhalten, denn neben dem Wärmeeintrag durch die Kühlung wird auch Eis durch die Deckung des Wärmebedarfes aufgebaut. Da der Kühlbedarf einen Anteil von unter 10 % am Jahreswärmebedarf hat, reicht es den Direktbetrieb erst im Mai auszusetzen, da die benötigte Eismasse recht gering ist. Der Direktbetrieb setzt im Oktober wieder ein, wenn es der Eisspeicher nicht

mehr schafft, den Wärmebedarf in dem kalten Nahwärmenetz alleine zu decken.

Da sich der Wärme- und der Kühlbedarf in den Sommermonaten Mai bis September annähernd ausgleicht, würde sich der Ladezustand des Eisspeichers grundlegend kaum verändern. Allerdings tritt im Sommer Wärme aus dem umgebenden Erdreich in den Eisspeicher. Daher regeneriert sich der Eisspeicher im Sommer automatisch durch den Wärmeeintrag aus dem Erdreich. Demnach sollte die Regeneration durch den Luftabsorber während der Sommermonate gesperrt werden. Ohne Regeneration kann das Eisvolumen in dem Eisspeichertank beibehalten oder sogar aufgebaut werden, wenn das System in den Eisspeicherbetrieb geht. Ohne die Sperrung des Regenerationsbetriebes würde der Eisspeicher vor dem Ende der Kühlperiode zu warm für die passive Kühlung, weil der Kühlbedarf den Eisspeicher schnell erwärmt. Der Regenerationsbetrieb beginnt wieder Anfang November, wenn der zunehmende Wärmeentzug aus dem Eisspeicher, aufgrund der kälteren Außentemperaturen, die Regeneration wieder erforderlich macht. Abbildung 5-24 fasst die Erläuterungen zu den Betriebsarten im EFH-Szenario grafisch zusammen.

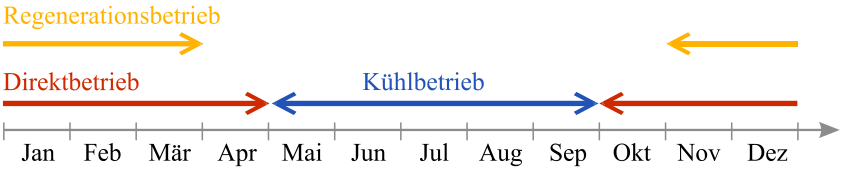


Abbildung 5-24: Gewählte Zeiträume der Betriebsarten des Eisspeichersystems im EFH-Szenario

Wärmeaustausch mit dem Erdreich

Bei einem Eisspeichervolumen von 650 m³ findet der Wärmeaustausch zwischen dem Eisspeicher und dem Erdreich über die Mantelfläche $A_{Eist,i,Mantel}$ = 221 m² und die Bodenfläche $A_{Eist,i,Bo}$ = 108 m² statt. Aufgrund der großen Oberfläche des Eisspeichertanks und der Tatsache, dass der Eisspeicher nicht isoliert ist, sind die Wärmeströme recht groß. Die Pufferwirkung des Erdreichs mildert die Wärmeströme ab. In dem EFH-Szenario trägt das Erdreich im Verlauf des Jahres 57,3 MWh/a Wärme in den Eisspeicher. Dies ist etwa 10 % des Jahreswärmebedarfs. Da der Eisspeicher die meiste Zeit des Jahres im Phasenübergang bleibt, fließt immer wieder Wärme aus dem wärmeren Erdreich in den Eisspeicher. Auf diese

Weise wird er natürlich regeneriert und der Luftabsorber kann etwas kleiner dimensioniert werden.

Jahresverlauf der Temperaturen

Tabelle 5-5 fasst die Auslegungsparameter zur Dimensionierung des Eisspeichersystems für das EFH-Szenario zusammen. Mit den gewählten Auslegungsparametern für den Luftabsorber und den Eisspeicher, kann der Jahreswärmebedarf gedeckt und der Kühlbedarf bereitgestellt werden. Neben den Auslegungsgrößen listet Tabelle 5-5 den Platzbedarf der beiden Komponenten auf. Der Platzbedarf wurde für den Luftabsorber so berechnet, dass sich 10 Absorber in einer Reihe mit jeweils 8 hintereinanderliegenden Luftabsorbern befinden. Mit jeweils 2 m Abstand zwischen den Modulen in beide Richtungen erhöht sich der Platzbedarf deutlich gegenüber der reinen Absorberfläche. Bei dem Eisspeicher bestimmt sich der Oberflächenbedarf durch die Grundfläche des Eisspeichertanks zuzüglich einem Mindestabstand von 5 m zu allen Seiten der Grundfläche.

Tabelle 5-5: Auslegungsparameter des Eisspeichersystems im EFH-Szenario

	Luftabsorber	Eisspeicher	Entzugswärmetauscher im Eisspeicher
Anzahl	80 Module	1 Eisspeicher	160 Rohrschleifen
Größe/Länge	676 m²	650 m³	17.000 m
Platzbedarf	2.244 m²	387 m²	-

Die Abbildung 5-25 bis Abbildung 5-27 stellen die Ergebnisse der Berechnungen visuell dar. In Abbildung 5-25 sind die Temperaturverläufe der Vorlauftemperatur und der Außentemperatur und der Eisanteil im Eisspeicher über das Jahr aufgetragen. Die Vorlauftemperatur ist die Temperatur, die aus dem Eisspeichersystem in das kalte Nahwärmenetz fließt. Sie entspricht also der Netzvorlauftemperatur. Die Vorlauftemperatur verläuft parallel zur Außentemperatur, da die Temperaturdifferenz zwischen der Absorbertemperatur und der Umgebungstemperatur als konstant festgelegt wurde. Die Vorlauftemperatur sinkt nicht unter -4 °C, da die Wärmepumpe kleinere Temperaturen nicht nutzen kann. In den Sommermonaten bewegt sich die Netzvorlauftemperatur um den Gefrierpunkt, da sich das System im Eisspeicherbetrieb befindet. Der Wärmebedarf wird durch den Eisspeicher gedeckt. Dabei muss die Temperatur in der Rohrleitung des kalten Nahwärmenetzes geringer sein als die Temperatur im Eisspeicher, damit

Wärme auf die Soleflüssigkeit im kalten Nahwärmenetz übertragen werden kann. Im Oktober beginnt der Direktbetrieb des Luftabsorbers und die Netzvorlauftemperaturen steigen wieder an.
Der Eisanteil in dem Eisspeicher ist auf der Sekundärachse aufgetragen. Wenn der Eisgehalt 100 % beträgt, ist die nutzbare Speichermasse vollständig gefroren. Bei einem Eisanteil von 0 % befindet sich nur Wasser in dem Eisspeicher. Dann liegt die Temperatur in dem Eisspeicher über dem Gefrierpunkt. Zu Beginn des Jahres ist der Eisspeicher zu 30 % gefroren. Im Januar nimmt der Eisanteil während der ersten Kälteperiode des Jahres schnell zu. Danach ist eine Regeneration aufgrund der wärmeren Außentemperaturen möglich. Im Verlauf der zweiten Kälteperiode im Februar steigt der Eisanteil auf 95 % an. Das bedeutet, dass die längste Kälteperiode das Eisreservoir stark belastet. Die gebildete Eismasse kann in den darauffolgenden Tagen kaum abgebaut werden. Erst mit steigenden Lufttemperaturen im März regeneriert der Eisspeicher. Im April bleibt die Eismasse bei 60 %, da der Regenerationsbetrieb ab Monatsbeginn gesperrt ist. Erst wenn der Direktbetrieb im Mai aussetzt, steigt der Eisanteil, da dem Eisspeicher Wärme aus dem kalten Nahwärmemetz entzogen wird. Ab Juni kommt es zu einem Anstieg des Kühlbedarfs, so dass der Eisanteil nun sinkt. Zusätzlich nimmt der Eisspeicher Wärme aus dem Erdreich auf, wodurch die Eismasse noch schneller abtaut.

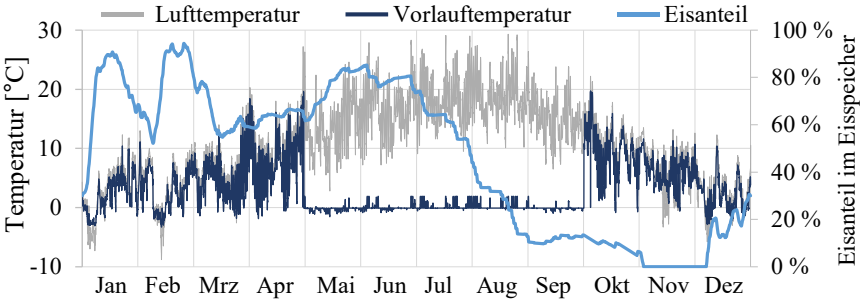


Abbildung 5-25: Jahresverlauf der Vorlauftemperatur im kalten Nahwärmenetz und des Eisanteils im Eisspeicher im EFH-Szenario

In Abbildung 5-26 ist die Verteilung der Energiemengen zur Deckung des Wärme- und Kältebedarfs in dem kalten Nahwärmenetz zu sehen. Wie bei den anderen Wärmequellensystemen sind darin die monatlichen Energieströme dargestellt. Die Besonderheit bei dem Eisspeichersystem ist: Es

gibt zwei Wärmequellen. Der Luftabsorber ist mit Q_{Abs} und der Eisspeicher ist mit Q_{Eis} gekennzeichnet. Der elektrische Energiebedarf in den Wärmepumpen entspricht $E_{El,Wp}$. Der Wärmebedarf von 560,1 MWh/a wird zu 435,7 MWh/a aus der Anschlusswärme und zu 124,4 MWh/a durch elektrische Energiezufuhr in der Wärmepumpe gedeckt. Die Anschlusswärme stammt zu 60 % aus dem Luftabsorber und zu 40 % aus dem Eisspeicher. Der Kühlbedarf Q_K wird ganz durch den Eisspeicher gedeckt.

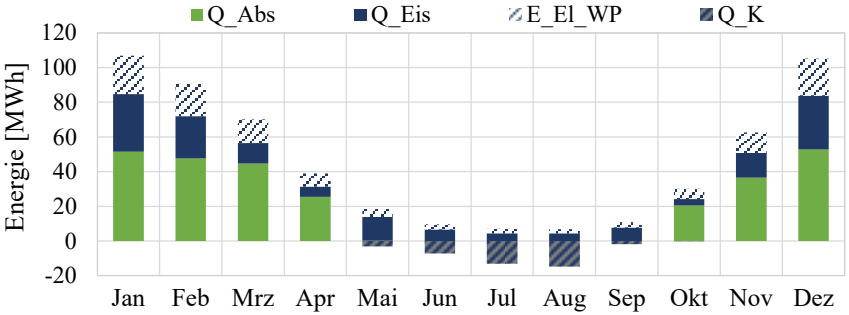


Abbildung 5-26: Energiebilanz im EFH-Szenario mit EIS

Die monatlichen Temperaturen und deren Auswirkung auf die Effizienz der Wärmepumpen verdeutlicht Abbildung 5-27. Dazu wird die Netzrücklauftemperatur dargestellt. Sie entspricht der Netzvorlauftemperatur abzüglich der Temperaturspreizung in dem kalten Nahwärmenetz. Wie bereits erläutert, befindet sich der Luftabsorber zwischen Oktober und April im Direktbetrieb. Die Netztemperatur orientiert sich während dieser Zeit an dem Verlauf der Außentemperatur. Entsprechend der Netztemperatur steigen auch der COP_{Heiz} für Heizwärme und der COP_{TWW} für die Trinkwarmwasserbereitung. Die Wärmepumpen arbeiten in den Übergangsmonaten recht effizient. Zwischen Mai und September befindet sich das System in dem Eisspeicherbetrieb und der Energiebedarf wird nur durch den Eisspeicher gedeckt. Dann pendeln sich die Netztemperaturen um den Gefrierpunkt ein. Die Gebäude können aufgrund der kleinen Temperaturen im Sommer sehr effizient passiv gekühlt werden. Indessen ist die Effizienz der Wärmepumpen im Heizbetrieb im Sommer klein. Besonders für Trinkwarmwasser muss die Wärmepumpe aufgrund der kleinen Vorlauftemperaturen einen großen Temperaturhub erzeugen. Die geringen COP_{Heiz} und COP_{TWW} im Sommer wirken sich aufgrund der kleinen Energiemengen

nicht stark auf den $COP_{Ø,M}$ aus. Im Verhältnis zu den anderen Wärmequellen hat das Eisspeichersystem die geringste jährliche Arbeitszahl von $COP_{Ø}$ = 4,5.

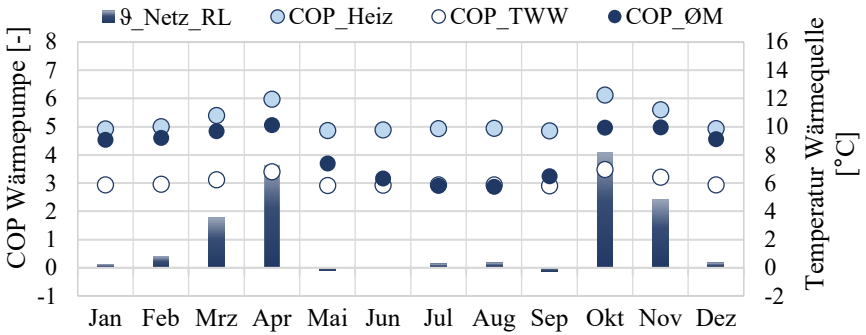


Abbildung 5-27: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS EIS und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das EFH-Szenario (Die Säulen zeigen die Temperaturen; die Punkte den COP)

MFH-Szenario

Für das MFH-Szenario werden 250 Module von dem Luftabsorber SLK-600 berechnet. Somit beträgt die Absorberfläche für den Luftabsorber 1.800 m² mit einem Platzbedarf von 6.724 m². Der Eisspeicher weist ein Volumen von 1.900 m³ auf. Aus der Innenhöhe von 6 m folgt ein erforderlicher Innendurchmesser von 20,1 m und ein Platzbedarf von 732 m² Grundfläche. Laut der Firma Viessmann werden Eisspeicher in Größen bis 19 m Innendurchmesser ausgeliefert (S. Stadelmaier, persönliche Mitteilung, 14.02.2020). Da die Berechnung einen größeren Durchmesser ergibt, müsste das berechnete Eisspeichervolumen im Falle der Umsetzung auf zwei Eisspeicher aufgeteilt werden.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen dem MFH- und dem EFH-Szenario ist, dass der Warmwasserbedarf im MFH-Szenario anteilig höher ist. Im MFH-Szenario arbeitet das System von Oktober bis Anfang Juni im Direktbetrieb. Durch den höheren Warmwasserbedarf der Mehrfamilienhäuser, ist der absolute monatliche Kühlbedarf geringer. Das macht den Direktbetrieb etwas länger erforderlich. Der Regenerationsbetrieb beginnt wie in dem EFH-Szenario im November und endet Anfang April. Der Verlauf des Eisanteils über das Jahr ist in dem MFH-Szenario ähnlich wie bei dem EFH-Szenario (siehe Abbildung A-15). Allerdings wird die Eismasse

hier bereits ab März stetig abgebaut, weil in dem Monat Mai noch der Luftabsorber als Wärmequelle dient und in den Sommermonaten der Warmwasserbedarf höher ist als beim EFH-Szenario. Zu Beginn des Jahres ist der Eisspeicher zu 30 % gefroren und die größte Eismasse befindet sich im Februar mit 91 %. Die Grafiken für die monatlichen Netztemperaturen und die Energiebilanz des Systems zeigen Abbildung A-16 und Abbildung A-17 auf Seite 201. Die jährliche Arbeitszahl $COP_{Ø}$ für das Eisspeichersystem beträgt 3,8.

5.5 Technische Auswertung der Wärmequellensysteme

Dieses Kapitel analysiert und vergleicht die vier Wärmequellensysteme (WQS). Die Analyse ermöglicht es, die WQS entsprechend der Gegebenheiten eines Standorts auszuwählen. Quantitative Bewertungsgrößen haben dabei einen Einfluss auf die Auslegung vor Ort und auf die Investitions- und Betriebskosten. Ein qualitativer Vergleich bietet die Möglichkeit, die Wärmequellensysteme zu klassifizieren und grundsätzliche Aussagen über die Einsatzmöglichkeiten in einem kalten Nahwärmenetz zu treffen.

Tabelle 5-6: Gegenüberstellung der verschiedenen Wärmequellensysteme

WQS	EWK		EWS		GW		EIS	
Szenario	EFH	MFH	EFH	MFH	EFH	MFH	EFH	MFH
Quantitative Bewertung								
$COP_{Ø}$ [-]	5,1	4,2	5,3	4,5	5,4	4,9	4,5	3,8
Anschlussleistung [kW]	312,9	987,1	272,8	863,4	317,7	845,9	262,2	858,8
Flächenbedarf WQS [m²]	9.588	29.682	12.500	39.600	800	800	2.631	7.447
Rohrnennweite kaltes Nahwärmenetz [mm]	200	315	200	280	225	315	225	315
Qualitative Bewertung								
Deckung eines höheren Kühlbedarfs	Nur bedingt		✓		(✓)		Nur bedingt	
Sekundärnutzung Fläche	x		✓		x		✓	
Optimierungspotenzial bei der Auslegung des WQS	Gering		Zusätzliche Regeneration der EWS		Gering		Ausgleich Kälte- und Wärmebedarf	
Einfache Vordimensionierung möglich	✓		Nur bedingt		✓		x	
Synergieeffekte im Wärmenetzverbund	✓		Nicht berechenbar		✓		Nur bedingt	
Standortunabhängigkeit	Nur bedingt		✓		Nur bedingt		✓	

Tabelle 5-6 bewertet die WQS nach quantitativen und qualitativen Kriterien. Die Unterschiede zwischen den einzelnen WQS resultieren aus den unterschiedlichen Wärmequellen, Tiefen und Wärmeentzugsdichten. Die Analyse bezieht sich auf Neubaugebiete mit Wohngebäuden nach Energieeffizienzstandard ENEV 2016 und niedrigen Heizungstemperaturen.

COP der Wärmepumpen im kalten Nahwärmenetz

Die jährliche Arbeitszahl $COP_{Ø}$ der Wärmepumpen in dem kalten Nahwärmenetz ist ein Kriterium für den Nutzungsgrad der Anlage. Der $COP_{Ø}$ entspricht den über das Jahr in Abhängigkeit der Wärmequellentemperatur gemittelten Leistungswerten der Wärmepumpen auf Basis der monatlichen Anteile an Warmwasser- und Heizbedarf (siehe Formel 4.6).

Die Unterschiede zwischen den $COP_{Ø}$ für das EFH und das MFH ergeben sich aus der geringeren Effizienz der Wärmepumpen und aus dem höheren Anteil des Warmwasserbedarfs im MFH-Szenario. Die kleineren Wärmepumpen im EFH arbeiten 0,5 bis 1 Punkte effizienter als die Wärmepumpen im MFH. Infolgedessen muss in dem MFH-Szenario ca. 5 % mehr elektrische Energie zur Deckung des Wärmebedarfs eingesetzt werden. Die Unterschiede zwischen den $COP_{Ø}$ für die verschiedenen WQS sind zum einen auf die unterschiedlichen Wärmepumpen zurückzuführen (siehe Kapitel 4.2). Außerdem wirken sich die höheren Wärmequellentemperaturen auf den $COP_{Ø}$ aus. Bei der oberflächennahen Geothermie erreicht die WQS Grundwasser (GW) den besten $COP_{Ø}$, da die Wärmequellentemperatur das ganze Jahr über konstant ist. Das Eisspeichersystem (EIS) besitzt im Jahresmittel den schlechtesten $COP_{Ø}$, da die Anlage in den Sommermonaten bei 0 °C betrieben wird. Der $COP_{Ø}$ beeinflusst maßgeblich die Höhe der Betriebskosten.

Anschlussleistung der WQS

Die Anschlussleistung ist die Leistung, die von dem Wärmequellensystem bereitgestellt werden muss. Die Anschlussleistung ist im Wesentlichen von der Wahl der Wärmepumpen und dem Nennbetriebspunkt der Wärmepumpe abhängig. Die Wahl der Wärmepumpengröße ist abhängig von den angebotenen Leistungsgrößen des Wärmepumpenherstellers. Daher lassen sich aus der Anschlussleistung keine konkreten Einschätzungen der unterschiedlichen WQS ableiten. Im vorliegenden Fall führen die Wärmepumpen im EFH-Szenario beim Wärmequellensystem EWS und EIS zur kleinstmöglichen Auslegung. Im MFH-Szenario sind die Anschlussleistungen der Wärmequellensysteme EWS, GW und EIS etwa gleich groß,

während die Anschlussleistung beim EWK deutlich größer ist. Die Anschlussleistung wirkt sich auf die Investitionskosten aus.

Flächenbedarf WQS

Der Flächenbedarf der Wärmequellensysteme gibt Aufschluss über die Wärmeentzugsdichte des Wärmequellensystems. Eine hohe Ergiebigkeit der Wärmequelle führt zu einem kleinen Flächenbedarf. Der Platzbedarf im MFH-Szenario ist für alle WQS mindestens gleich groß oder größer als im EFH-Szenario. Dies liegt an dem höheren Leistungs- und Energiebedarf der Mehrfamilienhäuser. Das Verhältnis der Flächenbedarfe vom MFH-Szenario zum EFH-Szenario ist etwa proportional zum Verhältnis der Anschlussleistungen. Der Grundwasserbrunnen hat den geringsten Flächenbedarf, da nur zwei Brunnen notwendig sind und die unterirdische Wärmeentnahme keinen oberirdischen Platz beansprucht. Es folgen in aufsteigender Reihenfolge das Eisspeichersystem, der Erdwärmekollektor und die Erdwärmesonden. Die Wärmemenge direkt unter der Erdoberfläche (durch die Sonneneinstrahlung und den Eintrag von Umgebungswärme) ist größer als der terrestrische Wärmestrom im tiefer liegenden Erdreich. Daher ist die Wärmeentzugsdichte beim EWK höher als beim EWS. Dies führt zu dem überraschenden Ergebnis, dass der Erdwärmekollektor trotz horizontaler Verlegung weniger Fläche benötigt als die vertikalen Erdwärmesonden.

Rohrdurchmesser im kalten Nahwärmenetz

Die Rohrdurchmesser haben einen Einfluss auf die Investitionen in das kalte Nahwärmenetz. Die Rohrdurchmesser in dem kalten Nahwärmenetz sind aufgrund der gleich groß gewählten Temperaturspreizung nur von der Anschlussleistung und den Druckverlusten in dem kalten Nahwärmenetz und der Förderleistung der dezentralen Umwälzpumpen abhängig. Eine höhere Anschlussleistung führt generell zu größeren Volumenströmen und somit zu höheren Druckverlusten, die durch eine größere Netzdimensionierung ausgeglichen werden muss. Sind die Druckverluste im Netz und der Wärmequellenanlage, wie bei dem EWS jedoch gering, kann auch eine kleine Rohrnennweite gewählt werden. Die Rohrdurchmesser sind bei beiden Bebauungsszenarien für die Erdwärmesonden am kleinsten, weil der Druckverlust in der Wärmequellenanlage durch die parallele Anbindung der Sonden gering ist. Beim Grundwasserbrunnen entstehen in dem Wärmeübertrager größere Druckverluste. Beim Eisspeichersystem führen die Verbindungsleitungen zwischen dem Eisspeicher und dem Luftabsorber zu

größeren Druckverlusten. Daher sind die Rohrdurchmesser bei EIS und GW jeweils um eine Klasse größer als bei EWS. Im Fall des Erdwärmekollektors sind die Umwälzpumpen in den Mehrfamilienhäusern im MFH-Szenario verhältnismäßig leistungsschwach. Daher muss trotz der geringen Druckverluste in den Parallelleitungen des Erdwärmekollektors eine größere Nennweite gewählt werden.

Deckung eines höheren Kühlbedarfs

Die Bereitstellung von Kühlenergie ist grundsätzlich bei allen Wärmequellensystemen möglich. Mit Erdwärmesonden kann auch ein größerer Kühlbedarf gedeckt werden, da die Leistungsfähigkeit der Erdwärmesonden langfristig erhalten bleibt, wenn sich der Heiz- und Kühlbedarf über das Jahr ausgleichen. Es gilt zu beachten, dass die Temperatur insbesondere im Sommer kurzzeitig ansteigen kann, wenn der Kühlbedarf zu hoch ist.
Die anderen Wärmequellensysteme ermöglichen die Kühlung nur bedingt. Im Fall der Erdwärmekollektoren sind die hohen Bodentemperaturen im Sommer problematisch. Grundwasser ist aufgrund der Temperatur zunächst sehr gut für die passive Kühlung geeignet. Jedoch können die Vorgaben der lokalen Wasserbehörden die Temperaturanhebung des Grundwassers einschränken. Im Eisspeichersystem führt ein hoher Kühlbedarf im Sommer schnell zum Auftauen des Eisspeichers. Um die Kühlung zu gewährleisten, muss der Eisspeicher daher überproportional groß sein.

Sekundärnutzung der Fläche möglich

Eine Fläche kann doppelt genutzt werden, wenn dadurch eine Bebauung oder eine Versiegelung der Fläche gewährleistet ist. Erdwärmekollektoren dürfen nicht überbaut werden, da sie den Wärmeeintrag durch Außenluft, Solarstrahlung und Niederschläge nutzen. Andernfalls sind die Auslegungsrichtlinien nach VDI 4640 nicht gültig [VDI4640-2, S.19]. Erdwärmesonden können problemlos überbaut werden. Grundwasserbrunnen besitzen eine ohnehin nur keine Fläche, die jedoch nicht überbaut werden sollte. Der Eisspeicher kann überbaut werden, und der Luftabsorber kann auch über Gebäuden, auf Flachdächern oder Seitenwänden angebracht werden. Bei allen Wärmequellensystemen müssen die Verteilerschächte und der Anschluss an das kalte Nahwärmenetz für Wartungsarbeiten frei zugänglich bleiben.

Optimierungspotenzial

Beim Erdwärmekollektor wäre die Verlegung von zwei Kollektorschichten übereinander möglich, was die Fläche reduziert, jedoch auch den Wärmeentzug je Schicht reduziert. Durch höhere Anteile an Kühlung kann das System nicht optimiert werden.

Das Erdwärmesondenfeld kann um eine Regenerationsquelle ergänzt werden, die die Erdwärmesonden im Sommer und der Übergangszeit regeneriert. Außerdem könnte das Erdwärmesondenfeld einen höheren Kühlbedarf bereitstellen, um langfristig bessere Temperaturen für den Heizbetrieb zu liefern. Dadurch kann die Größe des Sondenfeldes verringert werden. Bei den Erdwärmesonden ist es außerdem möglich, anstelle eines zentralen Sondenfeldes, die Sonden zwischen den Wohngebäuden entlang der Straße anzuordnen. Durch die linienförmige Anordnung verbessert sich der Wärmeentzug. Die Hydraulik des Netzes muss dann neu berechnet werden. Erdwärmesonden werden von den betrachteten Wärmequellen als das flexibelste System eingeschätzt.

Bei Grundwasserbrunnen kann durch eine Vergrößerung der Spreizung die Durchflussmenge des Brunnens reduziert werden, solange die vorgegebene maximale Temperaturabsenkung von 6 K eingehalten wird.

Das Eisspeichersystem kann durch Einbindung eines weiteren Wärmeerzeugers, der die Spitzenlast deckt, optimiert werden. Dadurch ist es möglich, den Eisspeicher kleiner auszulegen. Allerdings erschwert dies die Kühlung im Sommer, da weniger Eisvolumen vorhanden ist. Das System kann dann nur durch Ausgleich des Kühl- und Heizbedarfs kleiner ausgelegt werden.

Einfache Vordimensionierung möglich

Bei Erdwärmekollektoren und Grundwasserbrunnen ist die Vordimensionierung verhältnismäßig einfach. Beide Wärmequellensysteme können mit der VDI 4640 ausgelegt werden. Die Auslegung von Erdwärmesonden ist aufwendiger, da die gegenseitige thermische Beeinflussung nicht durch die VDI 4640 abgebildet wird. Daher ist eine (kommerzielle) Berechnungssoftware notwendig. Die Auslegung von Eisspeicheranlagen wird von verschiedenen Faktoren beeinflusst. Dazu zählen unter anderem das Verhältnis von Wärme- zu Kühlbedarf sowie die Umschalttemperatur zwischen dem Direkt- und dem Eisspeicherbetrieb. Es gibt keine detaillierten Planungs- oder Berechnungsgrundlagen. Pauschale Aussagen zur Auslegung

sind nicht zielführend. Für jedes Eisspeicherprojekt ist stets eine bedarfsspezifische Auslegung durchzuführen.

Synergieeffekte im Wärmenetzverbund

Die Zusammenschaltung mehrerer Verbraucher in einem kalten Nahwärmenetz führt dazu, dass durch die Anwendung des Gleichzeitigkeitsfaktors die Wärmequellenleistung reduziert werden kann. Durch die reduzierte Wärmequellenleistung sinkt auch der Volumenstrom im kalten Nahwärmenetz. Somit kann das Wärmeverteilnetz kleiner dimensioniert werden und Vorteile bei der Auslegung des Wärmequellensystems sind möglich.
Bei Erdwärmekollektoren wirkt sich der Effekt der Gleichzeitigkeit positiv auf die Kollektorfläche aus. Die um 25 % verringerte Wärmequellenleistung infolge des Gleichzeitigkeitsfaktors von 0,75 führt dazu, dass eine 25 % kleinere Kollektorfläche zur Deckung des Wärme- und Leistungsbedarfs im kalten Nahwärmenetz ausreicht. Bei Erdwärmesonden erfolgt die Auslegung über den Jahreswärme- und den Jahreskältebedarf. Die reduzierte Anschlussleistung wirkt sich also zunächst nicht auf die Grundlast aus. Nur wenn die Fluidtemperatur in den Erdwärmesonden bei Spitzenlast berechnet wird, hat die Reduzierung der Nennleistung den Vorteil, dass bei Spitzenlast die Fluidtemperaturen nicht zu stark sinken, sondern moderater ausfallen. Da die Spitzenlast in dieser Arbeit nicht berechnet wurde, kann der Effekt nicht genau bewertet werden. Der Wechsel von einer turbulenten in eine laminare Strömung ist bei Erdwärmesonden nicht so gravierend wie bei Erdwärmekollektoren. Allerdings muss auch hier davon ausgegangen werden, dass sich die Wärmeleistung etwas verringert.
Bei Grundwasserbrunnen ergibt sich ein positiver Effekt, da eine Reduzierung des Anschlusswertes die Brunnenleistung und damit die Investition in die Brunnenpumpe reduziert. Bei Eisspeichern hat der Gleichzeitigkeitsfaktor ebenfalls nur bedingt Auswirkungen. Die Größe des Eisspeicherbehälters und des Luftabsorbers sind eher von dem Wärmebedarf abhängig. Durch eine kleinere Anschlussleistung kann jedoch die Länge des Entzugswärmetauschers in dem Eisspeicher reduziert werden, was einen positiven Effekt auf die Investitionskosten hat.
Grundsätzlich lässt sich sagen, dass sich die Reduzierung der Volumenströme in dem kalten Nahwärmenetz aufgrund der Gleichzeitigkeit nicht positiv auf die Wärmeübergänge in den Wärmequellenanlagen auswirkt. Sie hat aber einen positiven Einfluss auf die Druckverluste, da diese reduziert werden.

Standortunabhängigkeit

Das Kriterium Standortunabhängigkeit bewertet, ob es örtliche Einschränkungen bei der Nutzung einer Wärmequelle gibt. Der Platzbedarf spielt hierbei keine Rolle und wird unter dem Kriterium „Flächenbedarf WQS" beurteilt.

Erdwärmekollektoren sind fast überall einsetzbar. Einschränkungen ergeben sich aus der Tatsache, dass der Erdwärmekollektor nicht überbaut werden darf und dass verschiedene Bodenarten unterschiedliche Erträge haben. Erdwärmesonden sind nicht örtlich eingeschränkt, da sie auch überbaut werden können. Der Einbau kann allerdings in Wasserschutzgebieten oder durch die Wasserbehörden eingeschränkt werden.

Bei hoher Permeabilität des Bodens und einem guten Grundwasserleiter mit einem geringen Flurabstand ist die Förderung über Grundwasserbrunnen als besonders effektiv anzusehen. Nach [HÄF2015, S.8] sind oberflächennahe, grundwasserführende Schichten mitunter nicht am Ort des Wärmeverbrauchs vorhanden. Außerdem können sich Einschränkungen durch eine schlechte Permeabilität des Erdreiches ergeben. Der Betrachtungsstandort in Bergkamen eignet sich aufgrund der Bodenbeschaffenheit mit schlechter Durchlässigkeit nicht für die Nutzung von Grundwasser für das ausgewählte kalte Nahwärmenetz. Für die Nutzung von Grundwasser in Wohngebieten muss die Zustimmung der zuständigen Wasserbehörde erfolgen. Eisspeichersysteme sind ortsunabhängig einsetzbar, da Umgebungswärme und Solarenergie überall verfügbar sind.

6 Wirtschaftliche Bewertung und CO_2-Emissionen

Dieses Kapitel untersucht in den ersten drei Unterkapiteln die Wirtschaftlichkeit des Wärmeversorgungssystems. Kapitel 6.1 beschreibt die Berechnungsmethodik und die gewählten Rahmenparameter. Die Zusammenstellung der Kosten und der Erlöse in Kapitel 6.2 erfolgt aus der Sicht eines Contractors, der das Wärmeversorgungssystem plant, finanziert und betreibt. Kapitel 6.3 führt die Berechnung des Wärmepreises durch, der von den Verbrauchern zu zahlen ist, um die Kosten des Contractors und die Mindestrendite zu decken. Anschließend werden die Ergebnisse mit den Wärmepreisen verschiedener kalter Nahwärmenetze verglichen.
Kapitel 6.4 berechnet die spezifischen CO_2-Emissionen und die Primärenergiefaktoren während der Betriebsdauer des kalten Nahwärmenetzes und ordnet diese gegenüber anderen Energieträgern ein.

6.1 Berechnungsparameter

Die Wirtschaftlichkeit der Wärmeversorgungssysteme wird mit der Annuitätsmethode der Richtlinie VDI 2067 berechnet [VDI2067]. Die Annuitätsmethode ist ein Verfahren der dynamischen Investitionsrechnung, bei der alle mit dem Projekt verbundenen Zahlungen und Erlöse in gleichmäßige Beträge (Annuitäten) über den Zeitraum der Nutzung umgelegt werden. Die VDI 2067 ist geeignet, um bei gegebenem Projektzins die notwendigen Wärmepreise aus Sicht eines Contractors zu definieren. Darüber hinaus bietet die Richtlinie Vorteile, wenn die genauen Betriebskosten noch nicht bekannt sind, da sie Faktoren für Betriebskosten und Instandsetzung bereitstellt, die zur Berechnung herangezogen werden können.
Für einen Betreiber ist die Investition in ein kaltes Nahwärmenetz vorteilhaft, wenn er sein eingesetztes Kapital über den Nutzungszeitraum verzinst zurückerhält. Die Annuität der Investition ist dann größer oder gleich null.
Als Vertriebsmodell wird das Energieliefer-Contracting gewählt. In diesem Fall versorgt der Betreiber des kalten Nahwärmenetzes als Contractor die Wohngebäude in dem kalten Nahwärmenetz mit der benötigten Nutzenergie. Der Contractor plant, errichtet, finanziert und betreibt die Anlagentechnik von der Wärmequelle über das kalte Nahwärmenetz bis zu den Wärmepumpen in den Wohngebäuden der Verbraucher. Die Vertragsgrenze liegt in diesem Fall hinter dem Warmwasserspeicher der Wärmepumpe. Das Wärmeverteilnetz und die Heizungsflächen in den Wohngebäuden zählen nicht zu dem Leistungsumfang des Contractors. Der

Contractor kalkuliert die Wärmegestehungskosten anhand seiner Kosten zur Errichtung und zum Betrieb des Wärmeversorgungssystems.
In den Wärmegestehungskosten sind alle über den Betrachtungszeitraum der Anlage anfallenden Kosten und Erlöse zusammengefasst und auf die Wärmeabnahme umgelegt. Die Wärmegestehungskosten entsprechen dem Preis, den der Verbraucher mindestens für die abgenommene Wärme entrichten müsste, damit die Investition für den Wärmenetzbetreiber lohnenswert wird. Der Netto-Wärmepreis p_W ergibt sich somit aus der Gesamtannuität der Investition A_N und der jährlichen Wärmeabnahme der Verbraucher Q_{Ges} im kalten Nahwärmenetz (Formel 6.1). Die Gesamtannuität setzt sich aus der Summe der kapitalgebundenen $A_{N,K}$, der bedarfsgebundenen $A_{N,V}$, der betriebsgebundenen Kosten $A_{N,B}$ und der sonstigen Kosten $A_{N,S}$, abzüglich der Erlöse aus Fördereinnahmen $A_{N,E}$ zusammen. Der Endverbraucherpreis entspricht dem ermittelten Netto-Wärmepreis zuzüglich der gesetzlich festgelegten Umsatzsteuer. [GRÖ2016, S.112]

$$p_W = \frac{A_{N,K} + A_{N,V} + A_{N,B} + A_{N,S} - A_{N,E}}{Q_{Ges}} = \frac{A_N}{Q_{Ges}} \qquad 6.1$$

Der Betrachtungszeitraum T beträgt 20 Jahre in Anlehnung an den von der VDI 2067 empfohlenen Zeitraum für Heizungssysteme [VDI2067, S.11]. Der Kalkulationszinssatz wird auf 5 % festgesetzt, da laut [PEH2017, S.63] mit Wärmenetzen nur niedrige Renditen im einstelligen Bereich zu erzielen sind. Dies deckt sich mit Erfahrungswerten der mittleren Kalkulationszinssätze aus dem Projekt Grubenwasser-Ruhr [REI2020, S.103].
Für alle Kosten und Erlöse in dem Projekt werden Preissteigerungen von 2 % pro Jahr angenommen. Preiserhöhungen des Wärmepreises sind gemäß AVBFernwärmeV § 24 (4) möglich.

- Betrachtungszeitraum: 20 Jahre
- Kalkulationszinssatz: 5 %
- Preissteigerung Kosten: 2 % p. a.
- Preissteigerung Erlöse: 2 % p. a.

Die einzelnen Komponenten des Wärmeversorgungssystems werden über ihre rechnerische Nutzungsdauer T_N abgeschrieben. Es sei anzunehmen, dass der Wärmenetzbetreiber die Erstinvestition über den Betrachtungszeitraum vollständig abschreiben möchte. Daher wird die rechnerische Nutzungsdauer aller Komponenten auf 20 Jahre gedeckelt. Wenn die Nut-

zungsdauer kürzer als der Betrachtungszeitraum ist, sind Ersatzbeschaffungen zu berücksichtigen. Für die laufenden Kosten werden für die einzelnen Anlagenkomponenten Aufwandsätze für Instandsetzung f_{Inst} sowie Wartung und Inspektion f_{W+Insp} vorgegeben, die anteilig auf die Investitionskosten der jeweiligen Komponenten zu beziehen sind. Für das Bedienen einzelner Anlagenteile wird ein Arbeitsstundensatz von 68,89 €/h [SHK2021] angenommen. Die rechnerische Nutzungsdauer und die Aufwandsfaktoren der Anlagenkomponenten sind in Tabelle 6-1 aufgelistet. [VDI2067, S.16ff.]

Tabelle 6-1: Nutzungsdauer und Aufwandsfaktoren der Anlagenkomponenten nach [VDI2067, S.21ff.]

Komponente	T_N [a]	f_{Inst} [%]	f_{W+Insp} [%]	Bedienen [h/a]
Wärmepumpen inkl. Zubehör	20	1	1,5	5
Umwälzpumpen	10	2	1	0
PE-Rohrleitungen	20	0,5	0	0
Wärmeübertrager	20	2	0	0
Erdwärmekollektoren*	20	2	1	0
Erdwärmesonden	20	2	1	0
Grundwasserbrunnen**	20	2	1	0
Grundwasserpumpe	10	2	0	0
Luftabsorber	18	0,5	1	5
Eisspeicherbehälter***	20	1	1	0
Nebenkosten und Erlöse	20	0	0	0

*Annahme: ähnlich wie Komponente „Erdwärmesonden“
**Nach [KAR2013, S.3]
***Annahme: wie Komponente „Bauten allgemein“ [VDI2067, S.23]

6.2 Kosten und Erlöse

In diesem Kapitel werden die Kosten und Erlöse der Wärmeversorgungssysteme zusammengetragen. Zur Ermittlung der Kosten unterscheidet die VDI 2067 in kapitalgebundene, bedarfsgebundene, betriebsgebundene und sonstige Kosten. Kapitalgebundene Kosten umfassen sämtliche Investitionen für benötigte Anlagen und (Hilfs-)Komponenten. Die bedarfsgebundenen Kosten beinhalten jegliche Kosten zur Bedarfsbefriedigung einer gebäudetechnischen Anlage, primär also Energie- und Stromkosten. Betriebsgebundene Kosten entstehen durch die Instandhaltung und das Be-

dienen der Anlage. Die sonstigen Kosten werden als Nebenkosten bezeichnet und bestehen im Wesentlichen aus den Planungskosten. Die kapitalgebundenen Erlöse stammen aus Fördermitteln. [VDI2067, S.13ff.]

Kapitalgebundene Kosten

Beim Aufbau der Infrastruktur des Wärmeversorgungssystems müssen Investitionen getätigt werden. Die einzelnen Komponenten sind in die Kostengruppen in Tabelle 6-2 unterteilt. Kosten für in Anspruch genommene Oberfläche, mögliche Konzessionsabgaben und die Kosten für die Abrechnung der Wärme werden nicht berücksichtigt.

Tabelle 6-2: Gruppierung der Investitionen in das Wärmeversorgungssystem

Kostengruppe	Beschreibung
Wärmepumpen in Wohngebäuden	Wärmepumpe für Wärme-, Kältebereitstellung und TWW - inkl. Umwälzpumpe, Warmwasserspeicher, Zubehör, Installation
Kalte Nahwärmetrasse	Erstellung Kalte Nahwärmetrasse - Materialkosten PE-Rohre und Verbindungsstücke - Erdarbeiten inkl. Aushub, Lagerung, Verfüllung, Abtransport - Montage inkl. Verlegung und Verbindung
	Glykol für Sole
	100 m Anschlussstrecke zur Wärmequelle
Erdwärmekollektor	Erstellung Erdwärmekollektor - Erdarbeiten inkl. Aushub, Lagerung, Verfüllung - Montage inkl. Material, Verlegung, Montage, Solebefüllung - Anbindung an kalte Nahwärmetrasse
Erdwärmesondenfeld	Erstellung Erdwärmesonden - Bohrung und Einbau, Solebefüllung - Sondenverbindung inkl. Erdarbeiten, Verteilerschächte - Anbindung an kalte Nahwärmetrasse
Grundwasserbrunnen	Erstellung Grundwasserbrunnen - Brunnenbohrung und Brunnenausbau inkl. Rohre/Brunnenkopf
	Wärmeübertrager zur Anbindung an kalte Nahwärmetrasse
	Verbindungsleitung zwischen den Brunnen
	Grundwasserpumpe in dem Förderbrunnen
Eisspeichersystem	Eisspeicherbehälter
	Wärmetauscher, Glykol für Sole
	Luftabsorber
	Erdarbeiten
	Montage und Anbindung an kalte Nahwärmetrasse
	Zubehör und MSR-Technik

Wärmepumpen in Wohngebäuden

Die Kosten der in Kapitel 4.2 ausgewählten Wärmepumpen beinhalten die Listenpreise der Wärmepumpe, das Zubehör und die Montage der Wärmepumpe in dem Wohngebäude. Die Wärmepumpen für die Einfamilienhäuser sind bereits vollständig für die Wärme- und passive Kältebereitstellung und TWW-Erwärmung ausgestattet. Die Wärmepumpen für die Mehrfamilienhäuser müssen um einen Warmwasserspeicher, ein Anschlussset inklusive Umwälzpumpe sowie um technische Komponenten für die passive Kühlung ergänzt werden. Die Listenpreise der Wärmepumpen sowie Kosten für erforderliche Komponenten liegen dem Projekt Grubenwasser-Ruhr vor. Für weiteres Zubehör und für die Installation der Wärmepumpen in den Wohngebäuden wird 20 % des Listenpreises berücksichtigt. Zusätzlich wird angenommen, dass der Wärmepumpenhersteller dem Betreiber des kalten Nahwärmenetzes bei einer Bestellung aller Wärmepumpen einen Großkundenrabatt auf den Listenpreis und das Zubehör gewährt. Damit ergeben sich die Gesamtkosten der Wärmepumpen für die verschiedenen Wärmequellensysteme (WQS) in Tabelle 6-3.

Tabelle 6-3: Gesamtkosten der Wärmepumpen

WQS	EFH-Szenario	MFH-Szenario
EWK	464.056 €	1.012.940 €
EWS	421.876 €	895.280 €
GW	421.876 €	863.170 €
EIS	464.056 €	1.012.940 €

Kalte Nahwärmetrasse

Die Baukosten des kalten Nahwärmenetzes setzen sich aus den Kostenkomponenten für das Material, die Erdarbeiten (Grabenbau) und die Montage zusammen. Als Material werden die PE-Rohre und die Verbindungsstücke benötigt. Bei den Erdarbeiten werden der Aushub des Erdreichs, die Zwischenlagerung, die Wiederverfüllung und der Abtransport von übrigem Erdreich berücksichtigt. Bei dieser Analyse wird das kalte Nahwärmenetz in einem Neubaugebiet mit noch nicht versiegelter Oberfläche verlegt. Dadurch entfallen Oberflächenarbeiten, wie z. B. die Öffnung von betonierten oder gepflasterten Verkehrsflächen. Zur Montage zählen die Verlegung der PE-Rohre und die Montage der Verbindungsstücke. Die notwendigen Geometrien für die Kostenbestimmung wurden in Kapitel 4.3

definiert. Die Einzelkosten stammen aus internen Daten des Projektes Grubenwasser-Ruhr (siehe Tabelle A-5 auf Seite 193). In Abbildung 6-1 sind die berechneten spezifischen Kosten je Trassenmeter in schwarz und die Kostenanteile für das Material, den Grabenbau und die Montage in grau für verschiedene Rohrdurchmesser eingezeichnet.

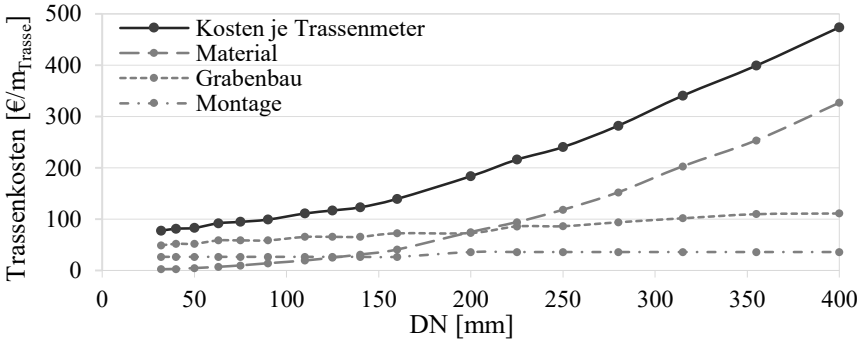


Abbildung 6-1: Trassenkosten des kalten Nahwärmenetzes (Kosten gelten für unbefestigtes Gelände/Neubaugebiet)

Bei kleinen Rohrdurchmessern verursachen die Erdarbeiten zur Herstellung des Grabens den größten Teil der Trassenkosten. Ab einer Nennweite von DN 200 sind die Materialkosten aufgrund der höheren Kosten für das PE-Rohr und die PE-Verbindungsstücke höher. Außerdem sind ab DN 200 mehr Verbindungsstücke notwendig, da das Rohrmaterial dann als Stangenware geliefert wird. Dadurch steigen die Kosten für die Montage, da im kalten Nahwärmenetz mehr Verbindungsstücke erforderlich sind. Bei den Erdarbeiten könnten die Kosten durch die Verlegung weiterer Infrastruktur wie z. B. Wasser- oder Stromversorgung anteilig reduziert werden. Derartige Einsparungen sind hier nicht berücksichtigt.

Zur Einordnung der Trassenkosten der kalten Nahwärme zeigt Abbildung 6-2 einen Vergleich mit den Trassenkosten für Fernwärme in unbefestigtem Gelände nach [KON2018, S.151] und [WOL2011, S.23]. Während die Fernwärme einen annähernd linearen Kostenverlauf aufweist, steigen die Kosten der kalten Nahwärme eher quadratisch an. Durchschnittlich liegen die Baukosten für kalte Nahwärmenetze bei etwa 30 % - 50 % der Baukosten für Fernwärme bei Durchmessern von DN 40 bis DN 300. In Abbildung 6-2 sind zusätzlich Referenzpreise eines kalten Nahwärmeprojektes für verschiedene Nennweiten aufgeführt, die dem

Projekt Grubenwasser-Ruhr [GWR2019] als vertrauliche Information zur Verfügung standen. Die berechneten Trassenkosten sind im Vergleich niedriger und weichen um ca. 15 % von den Referenzpreisen ab. Die Abweichungen sind durch eine andere Grabentiefe, andere Bodeneigenschaften, mehr Verbindungsstücke oder höhere Kunststoffpreise möglich. Die ermittelten Trassenkosten für das kalte Nahwärmenetz werden somit als gültig angesehen.

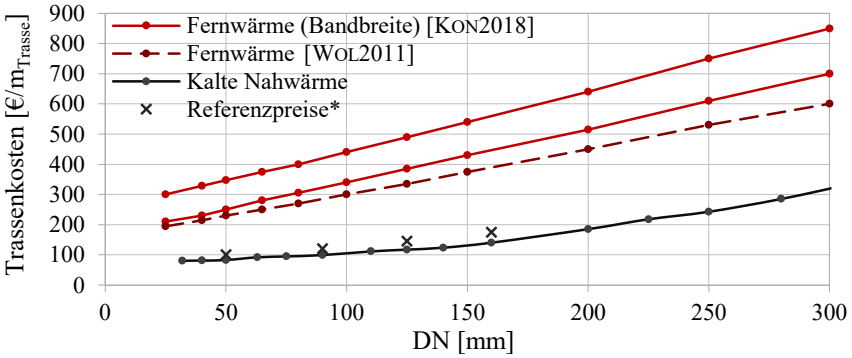


Abbildung 6-2: Vergleich der Baukosten für kalte Nahwärmenetze und Fernwärmenetze (Kosten gelten nur für unbefestigtes Gelände)
*Information aus Projekt Grubenwasser-Ruhr, vertraulich [GWR2019]

Ein weiterer Kostenpunkt entsteht durch die Beimischung von Glykol in der Sole. Je nach Anteil an Glykol in der Sole (EWK, EWS, GW: 20 %, EIS: 30 %) und Rohrnennweite müssen für das Glykol bis zu 80 €/m zu den Trassenkosten hinzugerechnet werden (siehe Abbildung 6-3).

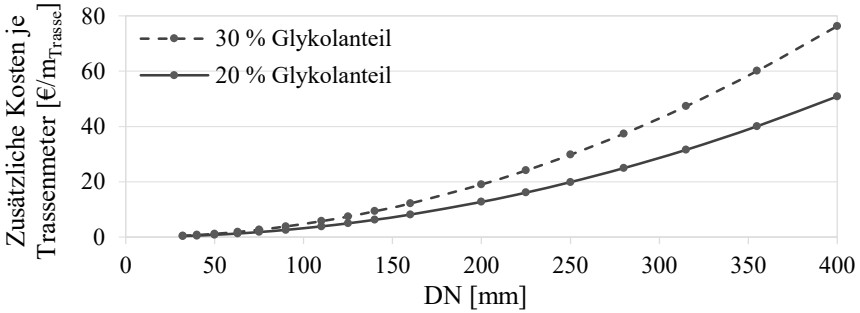


Abbildung 6-3: Spezifische zusätzliche Trassenkosten für Glykol

Die Investitionen für das kalte Nahwärmenetz ergeben sich für die in Kapitel 4.3 berechneten Rohrdurchmesser und die Netzlänge aus Kapitel 4.1 aus den Trassenkosten und den Kosten für Glykol. In der Netzlänge enthalten sind 100 m Anschlussstrecke an die Wärmequelle. Tabelle 6-4 listet die Gesamtkosten der Trasse für die vier Wärmequellensysteme auf.

Tabelle 6-4: Investitionskosten für das kalte Nahwärmenetz

WQS	EFH-Szenario	MFH-Szenario
EWK	141.106 €	361.124 €
EWS	141.106 €	297.827 €
GW	166.821 €	361.124 €
EIS	172.550 €	376.277 €

Hausanschlüsse

Die Kosten für die Erstellung des Hausanschlusses werden nicht zu den Kosten des Contractors gezählt. Als Größenordnung kann der Bauherr mit zusätzlichen Kosten von 2.000 € - 3.000 € brutto rechnen. Die Hausanschlüsse werden in der Regel aus nachstehenden Gründen nicht zusammen mit dem kalten Nahwärmenetz verlegt:

- Der Contractor trägt kein Risiko im Falle der Insolvenz des Bauherrn.
- Der Hausanschluss wird erst verlegt, wenn bekannt ist, wo sich die Wärmepumpe im Wohngebäude befindet. Somit kann die Hausanschlussleitung auf dem kürzesten Weg an das kalte Nahwärmenetz angeschlossen werden.
- Bei vorverlegten Hausanschlussleitungen besteht die Gefahr, dass die Leitung bei den Grundstücksarbeiten oder beim Hausbau beschädigt wird.

Wärmequellensysteme

Erdwärmekollektor

Die Kosten zur Erstellung des Erdwärmekollektors beinhalten die Erdarbeiten, die Verlegung und Montage des Kollektors sowie die Zuleitungen zum Anschluss an die kalte Nahwärmetrasse. Als Rohrmaterial wird widerstandsfähiger Kunststoff wie z. B. PE 100-RC verwendet. Die Befüllung mit Sole inklusive dem Frostschutzmittel ist in dem Preis inbegriffen. Als Richtpreis wird 40 €/m² für die Erstellung des Erdwärmekollektors angenommen. Dieser Preis entspricht in etwa dem Mittelwert der Richtpreise, die dem Forschungsprojekt Grubenwasser-Ruhr vorliegen [GWR2019]. Skaleneffekte zwischen den Kollektorgrößen für das EFH- und MFH-Szenario sind nicht zu erwarten, da mögliche Kostensenkungspotenziale für

größere Kollektoren durch den Mehraufwand für die Anschlussleitungen zumeist kompensiert werden. Weitere recherchierte Kosten bewegen sich zwischen 24 €/m² und 38 €/m² nach [KUN2018B, S.16] für kleinere Kollektoren mit 100 m² Fläche. [BOC2019, S.89] gibt mittlere Investitionskosten von 43 €/m² ab einer Kollektorfläche von 1.000 m² an. Ein weiteres System ist der von der Firma Steinhäuser entwickelte Luft-Erdwärmetauscher, der in Deutschland auch in kalten Nahwärmenetzen Einsatz findet. Dieser kostet pro m² etwa das 1,5- bis 2-fache als der in [BOC2019, S.89] angegebene Richtpreis (H. Steinhäuser und L. Schug, Steinhäuser GmbH & Co. KG, Mitteilung per E-Mail, 26.01.2021). Die Kosten von Erdwärmekollektoren weisen eine recht große Bandbreite auf. Dies ist auf unterschiedliche Verlegtechniken, Bodenarten und ggf. lokale Rahmenbedingungen zurückzuführen. Hier wird als Richtpreis 40 €/m² verwendet. Tabelle 6-5 fasst die Investitionskosten für den Erdwärmekollektor als Wärmequellensystem zusammen.

Tabelle 6-5: Investitionskosten Erdwärmekollektor

	EFH-Szenario	MFH-Szenario
Investitionskosten EWK	368.000 €	1.156.000 €

Erdwärmesondenfeld

Für die Erdwärmesonden kann ein Richtpreis angegeben werden, der die aktuelle Marktsituation (Stand 02/2021) widerspiegelt. Der Preis beinhaltet die Kosten für die Bohrung, den Einbau der Sonden und die Befüllung sowie Lieferung der Sole. Im Preis enthalten sind auch die Sondenverbindungen inklusive Erdarbeiten und Verteilerschächte. Der Richtpreis beträgt 60 € pro Bohrmeter bei einer Sondenlänge von 99 m, unabhängig von der Größe des Sondenfeldes (vgl. Abbildung 5-7). Während die spezifischen Kosten für Erdwärmesonden mit zunehmender Erdwärmesondenfeldgröße sinken, steigen die Kosten für Anschlussarbeiten und Verteilerschächte. [BOC2019, S.89] führt als Vergleichspreis ebenfalls durchschnittliche Investitionskosten von 60 €/m Sonde an.

Die Investitionskosten für das Erdwärmesondenfeld sind in Tabelle 6-6 für einen Preis von 60 €/m dargestellt.

Tabelle 6-6: Investitionskosten Erdwärmesondenfeld

	EFH-Szenario	MFH-Szenario
Investitionskosten EWS	570.240 €	2.079.000 €

Grundwasserbrunnen

Die Kosten für einen Grundwasserbrunnen sind abhängig von der Brunnentiefe, dem Bohrdurchmesser und der Förderleistung des Brunnens. Für den Bau des Brunnens fallen Kosten für die Brunnenbohrung und den Brunnenausbau an. Weitere Kostenpunkte sind der Wärmeübertrager, bei dem die Installation für den Anschluss an das kalte Nahwärmenetz mit inbegriffen ist, die Verbindungsleitung zwischen den Brunnen und die Grundwasserpumpe für den Förderbrunnen.
Tabelle 6-7 listet die Anfangsinvestition für den Grundwasserbrunnen auf.

Tabelle 6-7: Investitionskosten Grundwasserbrunnen

	EFH-Szenario	MFH-Szenario
Erstellung Grundwasserbrunnen	330.000 €	840.000 €
Wärmeübertrager	15.000 €	25.000 €
Verbindungsleitung	11.000 €	17.300 €
Grundwasserpumpen	5.000 €	10.000 €
∑	361.000 €	892.300 €

Während in Kapitel 5.3 der Brunnen technisch so berechnet wurde, als gäbe es nur einen Brunnen, werden bei der Kostenbetrachtung mehrere Brunnen berücksichtigt, da durch die Aufteilung der Brunnen eine Redundanz geschaffen wird, die im Betrieb notwendig ist. Im EFH-Szenario soll der Volumenstrom von etwa 68 m³/h auf drei Förder- und drei Schluckbrunnen aufgeteilt werden. Für den Grundwasserbrunnen wird im EFH-Szenario pauschal 110.000 € je Förder- und Injektionsbrunnen angesetzt, sodass in Summe 330.000 € in die Brunnenanlage investiert werden muss. In dem MFH-Szenario soll der Nennvolumenstrom von ca. 186 m³/h auf sechs Förderbrunnen und auf sechs Injektionsbrunnen aufgeteilt werden. Aufgrund der etwas höheren Förderleistung je Brunnen kostet ein Brunnenpaar aus Förder- und Schluckbrunnen 140.000 €. Dies ergibt 840.000 € für die Erstellung des Grundwasserbrunnens im MFH-Szenario. Die Kosten stellen einen Referenzwert der Kosten aus dem Projekt Grubenwasser-Ruhr dar. Die Kosten sind nicht vergleichbar mit Richtpreisen für Kleinbrunnen aus der Literatur. So betragen die mittleren Investitionskosten für einzelne Wohngebäude z. B. 530 €/m je Meter Brunnen bei Tiefen bis 50 m nach [BOC2019, S.116].
Für den Wärmetauscher werden die Kosten in Anlehnung an Angebote aus dem Projekt Grubenwasser-Ruhr übernommen. Die Verbindungsleitung

zwischen dem Förder- und Injektionsbrunnen hat den gleichen Rohrdurchmesser wie das kalte Nahwärmenetz und eine Länge von 50 m. Damit kostet die Verbindungsleitung 11.000 € im EFH-Szenario und 17.300 € im MFH-Szenario. Die Preise der Grundwasserpumpen sind entsprechend der erforderlichen Fördermenge und Förderhöhe abgeschätzt.

Eisspeichersystem

Für den Eisspeicher und den Luftabsorber liegen Richtpreise von der Firma Viessmann vor. Mithilfe dieser Richtpreise werden die Kosten für den Eisspeicherbehälter, den Wärmetauscher und die Solebefüllung sowie den Luftabsorber skaliert. Hinzu kommen die Erdarbeiten als vorbereitende Maßnahme für den Einbau des Eisspeicherbehälters, die mit den Kostensätzen aus Tabelle A-5 berechnet werden. Die Kosten für Montage und Anbindung an das kalte Nahwärmenetz betragen 10 % der zuvor genannten Kosten. Weitere 5 % entfallen auf das Zubehör, wie z. B. die Regenerationspumpe im Kreislauf zwischen dem Eisspeicher und dem Luftabsorber und die MSR-Technik. Zusammen ergeben sich die Investitionskosten in Tabelle 6-8.

Tabelle 6-8: Investitionskosten Eisspeichersystem

	EFH-Szenario	MFH-Szenario
Eisspeicherbehälter	74.750 €	218.500 €
Wärmetauscher, Glykol für Sole	255.000 €	802.500 €
Luftabsorber	144.000 €	432.000 €
Erdarbeiten	48.750 €	142.500 €
Montage und Anbindung	52.250 €	159.550 €
Zubehör und MSR-Technik	26.125 €	79.775 €
∑	600.875 €	1.834.825 €

Sonstige Kosten - Investitionsnebenkosten

Tabelle 6-9 enthält die Gesamtinvestitionen des Wärmeversorgungssystems, einschließlich der Anfangsinvestitionen der Kostengruppen und den Investitionsnebenkosten.

Tabelle 6-9: Anfangsinvestition und Nebenkosten im Wärmeversorgungssystem

	EWK	EWS	GW	EIS
	EFH-Szenario			
Wärmepumpen	464.056 €	421.876 €	421.876 €	464.056 €
Kaltes Nahwärmenetz	141.106 €	141.106 €	166.821 €	172.550 €
Wärmequellensystem	368.000 €	570.240 €	361.000 €	600.875 €
HOAI	80.190 €	89.929 €	78.673 €	96.193 €
Sonstige Nebenkosten	38.926 €	45.329 €	37.988 €	49.499 €
∑	1.092.279 €	1.268.480 €	1.066.358 €	1.383.173 €
	MFH-Szenario			
Wärmepumpen	1.012.940 €	895.280 €	863.170 €	1.012.940 €
Kaltes Nahwärmenetz	361.124 €	297.827 €	361.124 €	376.277 €
Wärmequellensystem	1.156.000 €	2.079.000 €	892.300 €	1.834.825 €
HOAI	166.696 €	202.988 €	145.632 €	200.806 €
Sonstige Nebenkosten	101.203 €	130.884 €	84.664 €	128.962 €
∑	2.797.962 €	3.605.980 €	2.346.890 €	3.553.810 €

Zu den Investitionsnebenkosten gehören im Wesentlichen die Personal- und Planungskosten. Die notwendigen Planungskosten können nach der Honorarordnung für Architekten und Ingenieure (HOAI) ermittelt werden. Die HOAI legt die notwendigen Honorare über alle Leistungsphasen eines Projektes von der Grundlagenermittlung und Vorplanung bis zur Bauoberleitung und Objektbetreuung fest. [HOA2013, S.26] Die Honorare für die Planungsleistungen ermitteln sich gemäß der Höhe der Investitionskosten des Wärmversorgungssystem. Die Planung des Wärmeversorgungssystems wird als Ingenieurbauwerk mit durchschnittlichen Anforderungen (Honorarzone III) eingeordnet. Als Honorarsatz wird der Basishonorarsatz gewählt. Die Planungskosten nehmen mit zunehmendem Investitionsumfang prozentual ab und liegen zwischen 6 und 9 % der Investitionskosten. Für sonstige Nebenkosten wie unvorhergesehene Ausgaben, Versicherungen oder Genehmigungen werden 4 % der Investitionskosten dazugerechnet. Somit liegen die Nebenkosten nahe an dem durch die AGFW empfohlenen Pauschalwert von 12 % der Investitionskosten [AGF2020, S.13].

Bedarfsgebundene Kosten

Die bedarfsgebundenen Kosten sind die Energiekosten, die beim Betrieb des Wärmversorgungssystems entstehen. Die Kosten für den Energieeinsatz trägt der Wärmenetzbetreiber. Fossile Energien werden nicht benötigt.

Der Wärmenetzbetreiber muss elektrischen Strom für den Betrieb der Wärmepumpen zum Heizen einsetzen. Während des Heizbetriebs ist der Strombedarf der Umwälzpumpe in dem Strombedarf der Wärmepumpe inbegriffen. Als Bemessungsgrundlage dient die jährliche Arbeitszahl $COP_{\emptyset}$ (vgl. Kapitel 4.2). Beim Kühlbetrieb arbeitet nur die Umwälzpumpe in den Wärmepumpen. Die Betriebsstunden für das Kühlen betragen 277 h (vgl. Kapitel 3.3). Also laufen auch die Umwälzpumpen zusätzlich 277 Benutzungsstunden mit einer Stromaufnahme von 70 W bei den EFH-Wärmepumpen und 200 W bei den MFH-Wärmepumpen [WAT2018]. Der Hilfsenergieaufwand für den Betrieb der Wärmequellensysteme (Grundwasserpumpen und die Regenerationspumpe im Eisspeichersystem) ist ebenfalls zu bilanzieren.

Es wird angenommen, dass der Wärmenetzbetreiber für die Stromversorgung der Wärmepumpen den lokalen Wärmepumpenstromtarif verwendet. Bei einem Nettostrompreis von 18,25 ct/kWh [GSW2021A] und der Annahme, dass beim Verkauf des Stroms eine Marge von 1 ct/kWh erzielt wird, beträgt der Einkaufspreis für Strom 17,25 ct/kWh. Für die Hilfsenergie kann der Wärmenetzbetreiber den Haushaltsstromtarif verwenden. Dieser kostet derzeit 24,7 ct/kWh netto [GSW2021B]. Auch hier wird eine Marge von 1 ct/kWh berücksichtigt, sodass der Bezugsstrompreis 23,7 ct/kWh beträgt. Tabelle 6-10 zeigt die Energiekosten des Wärmeversorgungssystems im ersten Jahr. Der Kühlenergiebedarf verursacht im Vergleich zum Heizen geringe Kosten.

Tabelle 6-10: Bedarfsgebundene Kosten im ersten Jahr

	EWK	EWS	GW	EIS
	EFH-Szenario			
Wärmepumpen Heizen	18.954 €	18.163 €	17.786 €	21.465 €
Wärmepumpen Kühlen	167 €	167 €	167 €	167 €
Wärmequellensystem	0 €	0 €	1.161 €	95 €
∑	19.121 €	18.330 €	19.114 €	21.728 €
	MFH-Szenario			
Wärmepumpen Heizen	79.385 €	73.951 €	69.139 €	87.989 €
Wärmepumpen Kühlen	478 €	478 €	478 €	478 €
Wärmequellensystem	0 €	0 €	5.944 €	316 €
∑	79.864 €	74.429 €	75.561 €	88.784 €

Betriebsgebundene Kosten

Die Betriebskosten beinhalten die Kosten für die Instandhaltung sowie das Bedienen der Anlagen. Die Instandhaltung umfasst die Kosten für Wartung, Inspektion und Reparatur. Einige Anlagen müssen für einen reibungslosen Betrieb zusätzlich bedient werden. Die betriebsgebundenen Kosten werden anteilig an den Investitionskosten der Komponenten mit den Aufwandsfaktoren aus Tabelle 6-1 ermittelt. Daraus ergeben sich die betriebsgebundenen Kosten in Tabelle 6-11. Das kalte Nahwärmenetz hat einen sehr geringen Wartungsaufwand. Die Wärmepumpen sind für den Großteil der Betriebskosten verantwortlich. Die Betriebskosten der Wärmequellensysteme variieren aufgrund der unterschiedlichen Investitionskosten stärker. Das Eisspeichersystem hat die höchsten Betriebskosten, der Erdwärmekollektor hat die niedrigsten Betriebskosten.

Tabelle 6-11: Betriebsgebundene Kosten im ersten Jahr

	EWK	EWS	GW	EIS
	EFH-Szenario			
Wärmepumpen	28.824 €	27.769 €	27.769 €	28.824 €
Kaltes Nahwärmenetz	706 €	706 €	834 €	863 €
Wärmequellensystem	3.680 €	5.702 €	10.355 €	10.293 €
∑	33.209 €	34.177 €	38.959 €	39.980 €
	MFH-Szenario			
Wärmepumpen	42.546 €	39.605 €	38.802 €	42.546 €
Kaltes Nahwärmenetz	1.806 €	1.489 €	1.806 €	1.881 €
Wärmequellensystem	11.560 €	20.790 €	25.987 €	30.938 €
∑	55.912 €	61.884 €	66.594 €	75.366 €

Kapitalgebundene Erlöse

Die Erlöse werden durch die Beantragung von Fördermitteln erzielt. Für die einzelnen Komponenten existieren verschiedene Förderprogramme (Stand 02/2021).

Wärmepumpen

Im Jahr 2020 ist das Förderprogramm vom Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA) „Heizen mit erneuerbaren Energien" ausgelaufen, das Wärmepumpenanlagen im Neubau mit einem Anteil von 35 % der förderfähigen Ausgaben bezuschusste. Seit Anfang 2021 löst die neue Bundesförderung für effiziente Gebäude (BEG) die bisherige Förderung

ab und verschärft die Förderbedingungen für Neubauten. So werden nur noch Gebäude mit energetischen Standards von mindestens KfW 55 gefördert. Einzelmaßnahmen sind im Neubau generell nicht mehr förderfähig. Die Rahmenbedingungen lassen die einzelne Förderung der Wärmepumpen daher nicht zu.

Wärmenetz

Für kalte Nahwärmenetze bieten sich im Jahr 2021 in Nordrhein-Westfalen folgende Förderprogramme mit Investitionszuschüssen an:

- Bundesförderung für effiziente Wärmenetze (Wärmenetzsysteme 4.0)
- Programm Rationelle Energieverwendung, Regenerative Energien und Energiesparen (progres.nrw) – Wärme- und Kältenetze

Im Rahmen der Arbeit wird das Förderprogram Wärme- und Kältenetze von progres.nrw berücksichtigt. Dies fördert den Neubau von energieeffizienten Wärme- und Kältenetzen mit pauschalen Festbeträgen je Trassenmeter mit den in Tabelle 6-12 angegebenen Fördersätzen. Das Programm Wärmenetzsysteme 4.0 ist ein zweistufiges Förderprogramm, bei dem vor der Investitionsförderung eine Machbarkeitsstudie durchgeführt werden muss, die ebenfalls zu beantragen ist. Es wird angenommen, dass dieser Mehraufwand für den Contractor eine zusätzliche Hürde darstellt und er sich daher für das einstufige Antragsverfahren entscheidet.

Tabelle 6-12: Fördersätze progres.nrw für das Wärmeverteilnetz [BRA2020]

Durchmesser Mediumrohr [DN]	Festbetrag je Trassenmeter [€/m]
100 - 150	100
175 - 200	150
300	200

Wärmequellensystem

Das Ziel des Programmbereichs Markteinführung von progres.nrw ist es, die Techniken zur Nutzung regenerativer Energiequellen und der rationellen Energieverwendung zu fördern. Eine Einschränkung der Förderung für größere Vorhaben konnte nicht ausgemacht werden. Gefördert werden Erdwärmesonden, Erdwärmekollektoren, Brunnenbohrungen und Speicher. Luftabsorber werden nicht gefördert.

Tabelle 6-13 zeigt die im Jahr 2021 gültigen Fördersätze für die verschiedenen Systeme im Neubau. [BRA2021]

Tabelle 6-13: Fördersätze progres.nrw für die Wärmequellensysteme [BRA2021]

Durchmesser Mediumrohr [DN]	Förderbetrag
Erdwärmesonden	5 €/m
Erdwärmekollektoren	3 €/m²
Brunnenbohrung	1 €/l (Förderleistung der Pumpe in l/h)
Eisspeicher	25 % der Kosten für Erwerb und Installation des Eisspeichers

Summe Fördergelder

In dieser Arbeit werden die Fördergelder aus dem Fördertopf progres.nrw berücksichtigt. Da nicht eindeutig festzustellen war, ob die Zuwendungen der Förderrichtlinie progres.nrw Markteinführung mit den Zuschüssen des Förderprogramms progres.nrw Wärme- und Kältenetze kombiniert werden können, wird jeweils das Förderprogramm mit der höheren Fördersumme gewählt. Tabelle 6-14 zeigt, welches Förderprogramm genutzt wird und welche Fördersumme gewährt wird. Es wird unterstellt, dass das europäische Beihilfe-Recht hier nicht zum Tragen kommt und es somit keine Beschränkungen der Förderbeträge gibt.

Tabelle 6-14: Summe der Fördergelder aus progres.nrw

	EWK	EWS	GW	EIS
	EFH-Szenario			
Gewähltes Förderprogramm	Wärme- und Kältenetze	Wärme- und Kältenetze	Wärme- und Kältenetze	Wärme- und Kältenetze
Fördersumme	144.000 €	144.000 €	144.000 €	144.000 €
	MFH-Szenario			
Gewähltes Förderprogramm	Wärme- und Kältenetze	Markteinführung	Wärme- und Kältenetze	Markteinführung
Fördersumme	192.000 €	175.000 €	192.000 €	304.250 €

6.3 Auswertung der Wärmepreise und Einordnung der Heizkosten

Der Wärmepreis repräsentiert den über den Betrachtungszeitraum konstanten Preis, den der Wärmenetzbetreiber von dem Verbraucher für die erzeugte Wärme verlangen muss, damit die Annuität der Investition null ergibt und der Wärmenetzbetreiber sein Kapital verzinst zurückerhält. Die Annuitäten der Wärmeversorgungssysteme mit den verschiedenen Wärmequellen sind in Tabelle 6-15 aufgelistet. Alle Systeme weisen sechsstellige negative Annuitäten auf. Je größer der Negativ-Wert der Annuität ist,

desto höher muss der Wärmepreis werden, damit sich die Investition für den Wärmenetzbetreiber lohnt.

Tabelle 6-15: Annuitäten im Wärmeversorgungssystem

	EWK	EWS	GW	EIS
	EFH-Szenario			
Annuität	-137.602 €/a	-151.941 €/a	-142.576 €/a	-174.856 €/a
	MFH-Szenario			
Annuität	-376.558 €/a	-435.840 €/a	-341.119 €/a	-463.735 €/a

Die Abbildung 6-4 stellt die berechneten Wärmepreise und die Aufteilung auf die unterschiedlichen Kostenbestandteile dar. Die Kosten sind in die kapitalgebundenen Kosten, die betriebsgebundenen sowie die bedarfsgebundenen Kosten aufgeteilt. Die kapitalgebundenen Kosten sind nochmals in die Bestandteile Wärmepumpe, kaltes Nahwärmenetz (Nwn) und Wärmequellensystem unterteilt. Die Erlöse durch Fördergelder sowie die Investitionsnebenkosten wurden anteilig auf diese drei Bestandteile umgelegt und sind somit in den Wärmepreisen inbegriffen. In dem linken Teil sind die Wärmepreise für das EFH-Szenario zu erkennen. In dem rechten Teil sind die Wärmepreise für das MFH-Szenario dargestellt.

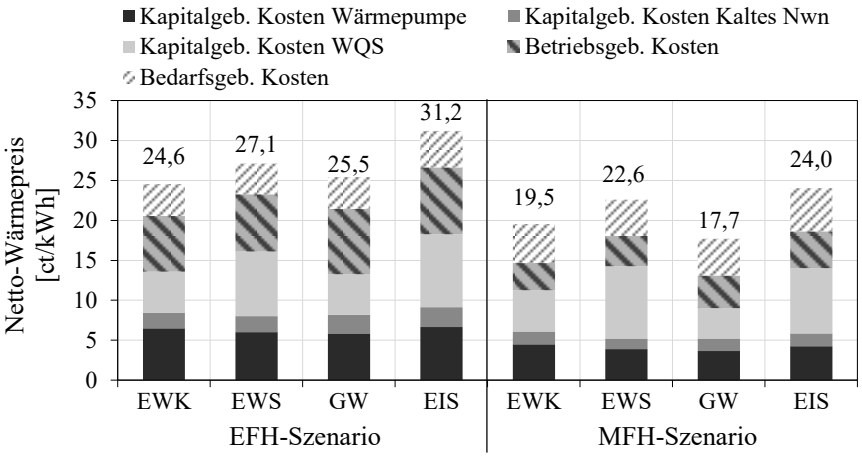


Abbildung 6-4: Netto-Wärmepreise für den Verbraucher

Bei allen Wärmequellensystemen zeigen sich deutliche Unterschiede sowohl bei den Wärmepreisen als auch bei der Kostenverteilung. Die Wärmepumpen entsprechen einem Preisanteil von etwa 3,6 ct/kWh bis 6,6 ct/kWh. Die MFH-Wärmepumpen sind aufgrund der höheren Wärmeabnahme und durch Skaleneffekte im Einkaufspreis um etwa 2 ct/kWh bis 3 ct/kWh günstiger. Die Investition in das kalte Nahwärmenetz liegt bei einem Anteil von 1,5 ct/kWh bis 2 ct/kWh an dem Wärmepreis und nimmt somit nur einen geringen Anteil ein. Auch hier sorgt die größere Wärmeliniendichte in dem MFH-Szenario für geringfügig günstigere Preisanteile. Die kapitalgebundenen Kosten für die Wärmequellensysteme weisen unterschiedliche Anteile an den Wärmepreisen auf. In dem EFH-Szenario ist der Erdwärmekollektor (EWK) das günstigste System. In dem MFH-Szenario ist der Grundwasserbrunnen (GW) am günstigsten. Der Kapitalbedarf des Eisspeichersystems (EIS) ist in beiden Szenarien am größten und führt zu den höchsten Wärmepreisen im Vergleich zu den anderen Wärmequellensystemen. Während bei den Wärmequellensystemen EWK, GW und EIS Skaleneffekte bei höherer Wärmeabnahme zu erkennen sind, ist dieser Effekt bei den Erdwärmesonden (EWS) nicht nutzbar. Dies liegt an der höheren gegenseitigen thermischen Beeinflussung der Sonden in dem MFH-Szenario. Die Verbraucher in dem EFH-Szenario müssen für die Wärme dennoch grundlegend einen höheren Preis entrichten, als die Verbraucher in den Mehrfamilienhäusern.

Die Anteile der betriebsgebundenen Kosten liegen zwischen 3 ct/kWh und 5 ct/kWh im MFH-Szenario und zwischen 7 ct/kWh und 8,5 ct/kWh im EFH-Szenario. Die bedarfsgebundenen Kosten verursachen zwischen 4 ct/kWh bis 5,5 ct/kWh. Sie sind unabhängig von dem Wärmequellensystem ein stabiler Preisbestandteil. Die betriebsgebundenen Kosten haben mit bis zu 8,5 ct/kWh einen hohen Anteil von 20 % bis 30 % an den kapitalgebundenen Kosten. Da die VDI 2067 die bedarfsabhängigen Kosten auf Basis von Faktoren prognostiziert, kann die Zusammenstellung der zu erwartenden Wartungs- und Instandhaltungskosten im Rahmen einer Detailplanung genauere Ergebnisse liefern.

Heizungskosten pro Jahr

Mithilfe der Wärmepreise und den jährlichen Wärmebedarfen berechnen sich die Brutto-Vollkosten der Wärme in Abbildung 6-5. Die Vollkosten beinhalten die Gesamtkosten, die der Wärmeabnehmer im Jahr durch-

schnittlich über den Betrachtungszeitraum der Anlage in die Heizungsanlage investieren muss. Sie beziehen sich auf das gesamte Gebäude und sind in brutto angegeben.

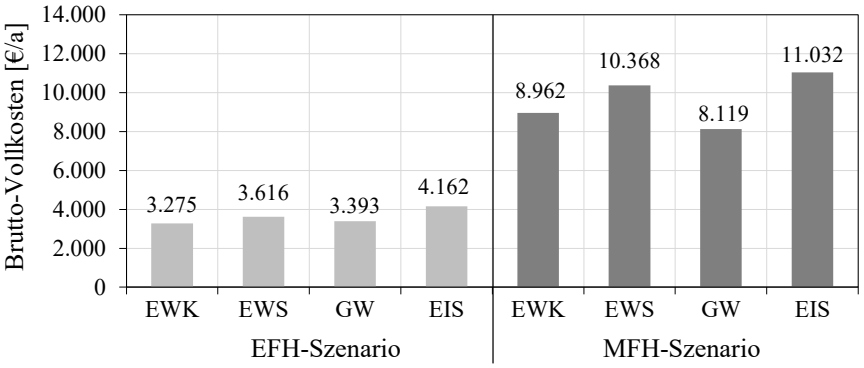


Abbildung 6-5: Jährliche Brutto-Heizungskosten pro Gebäude

Sensitivität der Heizungskosten

Kalte Nahwärme ermöglicht eine preisstabile Versorgung mit umweltfreundlicher Wärme. Der variable Anteil der Heizungskosten, der auf den Einsatz von Strom in den Wärmepumpen und als Hilfsenergie zurückzuführen ist, spiegelt sich im Strompreis wider. Folglich entwickelt sich auch der Arbeitspreis analog zu der Entwicklung des Strompreises. Um die Auswirkungen eines veränderten Strompreises auf die Vollkosten der Wärme zu untersuchen, wird der Preisänderungsfaktor der bedarfsgebundenen Kosten variiert. Er wird von -4 % bis +8 % verändert, da eher mit Preissteigerungen zu rechnen ist. Abbildung 6-6 zeigt die prozentualen Veränderungen der Heizungsvollkosten für den Verbraucher gegenüber dem Basisszenario mit einer durchschnittlichen Steigerungsrate von 2 %. In dem EFH-Szenario fällt der Anstieg der Vollkosten bei höheren Preisänderungsraten moderater aus als in dem MFH-Szenario. In dem MFH-Szenario ist die Veränderung im Vergleich zum Basisszenario größer, da die Leistungszahlen der Wärmepumpen geringer sind. Die Preissteigerungen wirken sich aufgrund des höheren Strombedarfs der Wärmepumpen noch deutlicher als die Preissenkungen auf die Vollkosten aus.

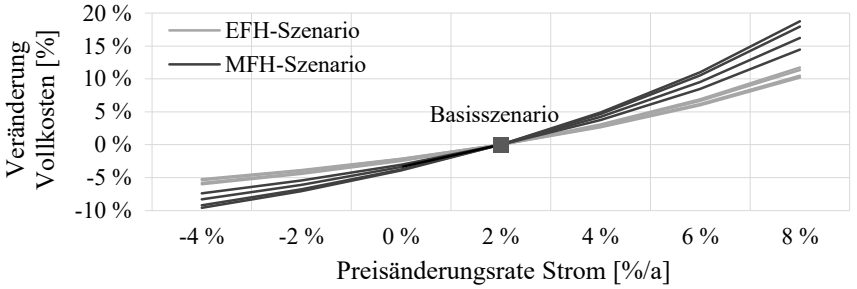


Abbildung 6-6: Auswirkung der bedarfsgebundenen Preisänderungsrate auf die Wärme-Vollkosten

Über den Projektzins erhält der Investor sein eingesetztes Kapital verzinst zurück. Wie bereits beschrieben, sind mit Wärmenetzen derzeit (Stand 2021) nur moderate Zinssätze im mittleren einstelligen Prozentbereich zu erzielen. Um die Auswirkungen auf die Vollkosten der Wärme aufzuzeigen, wird eine Variation des Kalkulationszinssatzes von 2 % auf 8 % durchgeführt. Gemäß Abbildung 6-7 ist der Zusammenhang zwischen den Wärmevollkosten und dem Kalkulationszinssatz annähernd linear.

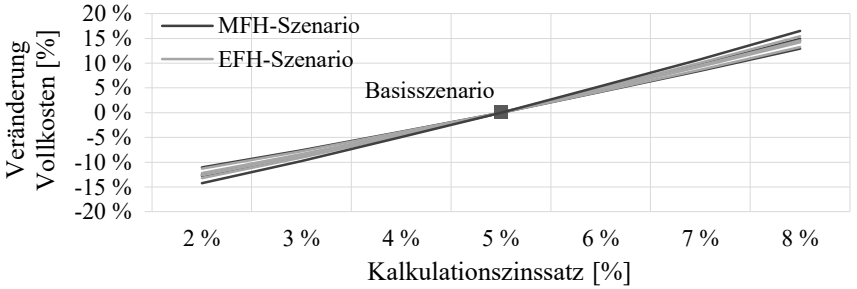


Abbildung 6-7: Auswirkung des Kalkulationszinssatzes auf die Wärme-Vollkosten

Bei einer Erhöhung des Projektierungszinssatzes um 3 % gegenüber dem Basiszinssatz von 5 % ändern sich die Vollkosten um etwa +15 %. Bei einer Verringerung des Zinssatzes um 3 % sinken die Vollkosten um -13 %. Die Wärmeversorgungssysteme mit kapitalintensiven Wärmequellen, wie das Eisspeichersystem, zeigen eine größere Veränderung der Vollkosten. Bei den Versorgungssystemen mit geringem Kapitalkostenanteil hat der

geänderte Projektzins einen geringeren Effekt. Die unterschiedlichen Steigungen der Kurven sind nicht von den Bebauungsszenarien abhängig, sondern nur von den verschiedenen Wärmequellensystemen.

Einordung der Heizkosten

Zur Einordnung der ermittelten Vollkosten wird ein Vergleich mit den Vollkosten verschiedener kalter Nahwärmenetze durchgeführt. Hierfür stehen die Daten aus Tabelle 6-16 von vier kalten Nahwärmenetzen als Referenz zur Verfügung. Die Preisbestandteile gliedern sich in einen Arbeitspreis, einen Grundpreis und die einmaligen Anschlusskosten für Wärme und Kälte. Die Preismodelle unterscheiden sich hinsichtlich ihrer Preisbestandteile. In Bad Nauheim zahlen die Verbraucher z. B. nur einen Arbeitspreis und keinen Grundpreis [SBN2021]. In Schifferstadt wird die Wärme als Flatrate zu einem Festpreis angeboten [ROS2017]. In dem Gebiet Berender Redder in Schleswig [STN2021] zahlen die Kunden wie in Soest [STS2021] einen variablen, einen fixen und einen einmaligen Preisanteil. In allen Gebieten wird die passive Kühlung angeboten, jedoch nur zweimal in Form eines Anschlusspreises ausgewiesen. Für die Kälte ist kein Arbeitspreis zu bezahlen. Die Kosten beinhalten die Wartungskosten. Die Daten sind lediglich für die Einfamilienhäuser gültig. Daher wird der Vergleich nur für diesen Gebäudetyp durchgeführt. Um die Vollkosten zu ermitteln, werden die Preisbestandteile auf die Verbrauchsdaten des EFH mit einem Wärmebedarf von ca. 11.200 kWh/a und der Heizleistung von 6,95 kW bezogen. Die einmaligen Anschlusskosten werden über eine Dauer von 20 Jahren abgeschrieben. Abbildung 6-8 vergleicht die Brutto-Vollkosten der Referenznetze mit den für das EFH-Szenario ermittelten Brutto-Vollkosten.

Tabelle 6-16: Preisbestandteile verschiedener kalter Nahwärmenetze

	Bad Nauheim	Schifferstadt	Schleswig	Soest
Datenquelle	[SBN2021]	[ROS2017]	[STN2021]	[STS2021]
Arbeitspreis	14,3 ct/kWh	1.200 €/a	7,0 ct/kWh	5,7 ct/kWh
Grundpreis	-	685 €/a	518 €/a	1.812 €/a
Anschlusskosten Wärme	12.990 €	6.545 €	9.990 €	15.173 €
Anschlusskosten Kälte	690 €	-	500 €	-
Vollkosten	2.697 €/a	2.410 €/a	2.140 €/a	3.670 €/a

Die niedrigsten Jahresheizkosten entstünden in dem Gebiet Berender Redder in Schleswig. Dies ist auf den günstigen Grundpreis und den günstigen

Wärmepreis zurückzuführen. In Soest müsste der Endverbraucher die höchsten Jahresheizkosten für die Wärme bezahlen, wovon ein großer Teil auf den Grundpreis entfällt. Die Gebiete Schleswig und Schifferstadt gehören zu den ersten kalten Nahwärmeprojekten in Deutschland. Das kalte Nahwärmenetz in Bad Nauheim ist im Jahr 2020 in Betrieb und in Soest hat die Vermarktung im Jahr 2020 begonnen. Die günstigen Preise könnten darauf zurückzuführen sein, dass die kalten Nahwärmenetze in Schleswig und Schifferstadt als Pilotprojekte stärker gefördert wurden. Ob und in welcher Höhe die Projekte gefördert wurden, konnte nicht recherchiert werden. Außerdem ist nicht bekannt, ob ein Teil der Investitionskosten auf die Erschließungskosten der Gebiete umgelegt wurde. Daher ist der oben dargestellte Vergleich nur bedingt aussagekräftig. Die berechneten Kosten der durchgeführten Analyse liegen im oberen Bereich der Referenzkosten. Keines der hier betrachteten kalten Nahwärmenetze wäre mit den Gebieten Bad Nauheim, Schifferstadt oder Schleswig konkurrenzfähig. Die Kosten sind jedoch vergleichbar mit den Kosten der kalten Nahwärme in Soest.

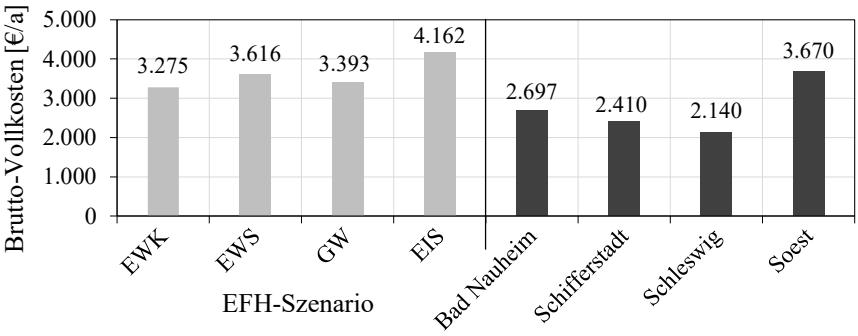


Abbildung 6-8: Einordnung der Heizkosten verschiedener kalter Nahwärmenetze

6.4 CO_2-Emissionen und Primärenergiefaktoren

Die Bilanzierung der CO_2-Emissionen und des Primärenergieaufwandes eignet sich, um eine ökologische Einschätzung der Wärmeversorgungssysteme zu ermöglichen. Weiterführende Aussagen kann eine umfassende Ökobilanz mit Betrachtung anderer Klimafaktoren geben.

Primärenergiebedarf

Der Primärenergiefaktor (PEF) setzt die erzeugte Endenergie mit der Primärenergie ins Verhältnis. Der PEF eignet sich zur Einordnung des fossilen Ressourcenverbrauchs eines Wärmeversorgungssystems. Erneuerbare Energieträger werden dabei mit einem PEF von null bilanziert. Das kalte Nahwärmenetz kann mit der Bilanzierungsmethode für externe Wärme- und Kältelieferung bewertet werden [DIN18599-1, S.79f.].

Abbildung 6-9 zeigt die Systemgrenze des Versorgungssystems. Die Bezugseinheit ist die Menge an Wärme und Kälte, die das Versorgungssystem an die Verbraucher nach der Wärmepumpe liefert.

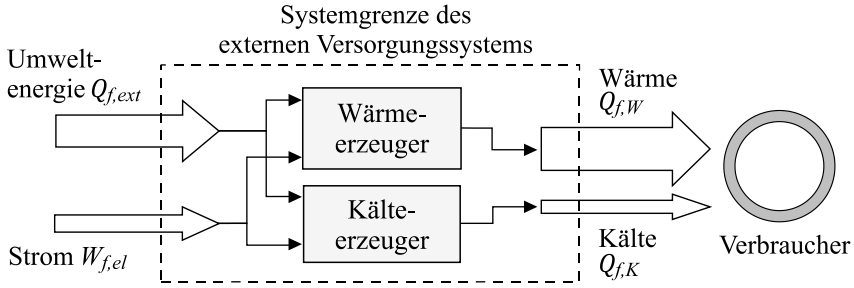


Abbildung 6-9: Bilanzierung der externen Wärmelieferung [DIN18599-1, S.80]

Zur Bestimmung der PEF für die gelieferte Wärme $f_{p,W}$ und Kälte $f_{p,K}$ in dem kalten Nahwärmenetz sind die Formeln 6.2 und 6.3 zu verwenden. Dabei werden die eingehenden Energieströme mit dem Primärenergiefaktor des verwendeten Energieträgers verrechnet und den erzeugten Wärme- $Q_{f,W}$ und Kältemengen $Q_{f,W}$ zugeschrieben.

$$f_{p,W} = \frac{W_{f,el} \cdot f_{p,el}}{Q_{f,W}} \qquad 6.2$$

$$f_{p,K} = \frac{W_{f,el} \cdot f_{p,el}}{Q_{f,K}} \qquad 6.3$$

Da die zugeführte Umweltwärme $Q_{f,ext}$ mit einem Primärenergiefaktor von $f_{p,ext}$ = 0 in die Bilanz eingeht, müssen nur die dem System zugeführten Strommengen $W_{f,el}$ bilanziert werden. Der Primärenergiefaktor für Strom aus dem deutschen Stromnetz beträgt für das Jahr 2020 $f_{p,el}$ = 1,8 [GEG2020, S.1737].

Berücksichtigt werden folgende Strommengen:

- Strom für Wärmepumpen zur Lieferung von Wärme (inkl. Umwälzpumpen)
- Strom für Umwälzpumpen zur Lieferung von Kälte
- Strom für den Betrieb des WQS

Die PEF unterscheiden sich nur geringfügig zwischen den Wärmequellensystemen. Die Erdwärmesonden führen im EFH-Szenario zu dem besten PEF, da die Wärmepumpen aufgrund des Temperaturniveaus ganzjährig effizient arbeiten und keine Hilfsenergie für die Wärmequelle benötigt wird. Trotz der hohen Leistungszahlen der Wärmepumpen beim Grundwasserbrunnen, mindert der zusätzliche Energieaufwand für die Grundwasserpumpe die Effizienz, sodass sie ähnlich dem des EWK ist. Das Eisspeichersystem hat den geringsten PEF, da die Wärmepumpen die geringsten Leistungszahlen im Jahresmittel aufweisen. Bei dem MFH-Szenario führt der Grundwasserbrunnen zum geringsten PEF, da hier die Wärmepumpe effizienter arbeitet als die Wärmepumpen, die bei den anderen Wärmequellensystemen eingesetzt werden. Da der höhere Warmwasserbedarf mehr Strombedarf in den Wärmepumpen erfordert, sind die PEF im MFH-Szenario grundlegend etwas höher.

Tabelle 6-17: Primärenergiefaktoren für Heizen und Kühlen

	EWK	EWS	GW	EIS
	EFH-Szenario			
PEF Heizen [-]	0,35	0,34	0,35	0,40
PEF Kühlen [-]	0,04	0,04	0,04	0,04
	MFH-Szenario			
PEF Heizen [-]	0,43	0,40	0,41	0,48
PEF Kühlen [-]	0,04	0,04	0,04	0,04

Die berechneten PEF für Wärme und Kälte sind in Tabelle 6-17 dargestellt. Der PEF fürs Kühlen ist innerhalb eines Szenarios gleich, da der Kühlbedarf gleich ist und nur die Umwälzpumpen mit den gleichen Vollbenutzungsstunden arbeiten. Alle Wärmequellensysteme ermöglichen bei den gegebenen Kühlenergiebedarfen die passive, primärenergetisch effiziente Kühlung mit einem PEF von 0,04.

CO_2-Emissionen

Die CO_2-Emissionen des Wärmeversorgungssystems sind analog zu dem Primärenergiefaktor zu berechnen, indem der Primärenergiefaktor von

Strom durch das CO_2-Äquivalent (CO_2-Äq.) von Strom $x_{CO2,el}$ ersetzt wird [DIN18599-1, S.82]. Die CO_2-Äquivalente beziehen neben dem Ausstoß von Kohlendioxid noch weitere relevante Klimagase mit in die Bilanz einer erzeugten kWh Strom ein. Durch die Veränderung des deutschen Kraftwerksparks und die vorrangige Einspeisung von erneuerbaren Energien ändern sich die CO_2-Äquivalente stetig. Daher werden anstelle der Daten aus [DIN18599-1, S.82] für das Jahr 2018 aktualisierte Werte aus [GEG2020, S.1789] für das Jahr 2020 verwendet. Das CO_2-Äquivalent beträgt $x_{CO2,el}$ = 550 gCO_2/kWh für den deutschen Strommix. Aufgrund der analogen Berechnungsweise zeigen die CO_2-Äquivalente der Wärmeversorgungssysteme in Tabelle 6-18 für die verschiedenen WQS die gleichen Tendenzen wie die PEF. Die CO_2-Äquivalente unterliegen auch hier nur geringen Unterschieden. Aus den Ergebnissen geht hervor, dass die Wahl des Wärmequellensystems nur einen geringen Einfluss auf die CO_2-Äquivalente und die PEF hat. Die Entscheidung für ein Wärmequellensystem kann daher primär nach wirtschaftlichen Kriterien gefällt werden.

Tabelle 6-18: CO_2-Äquivalente für Heizen und Kühlen

	EWK	EWS	GW	EIS
	EFH-Szenario			
CO_2-Äq. Wärme [gCO_2/kWh]	110	105	110	125
CO_2-Äq. Kälte [gCO_2/kWh]	14	14	14	14
	MFH-Szenario			
CO_2-Äq. Wärme [gCO_2/kWh]	134	125	126	149
CO_2-Äq. Kälte [gCO_2/kWh]	13	13	13	13

Einordung der Ergebnisse

Abbildung 6-10 ordnet die CO_2-Äquivalente und die Primärenergiefaktoren der kalten Nahwärme im Vergleich zu weiteren Energieträgern ein. Die Daten für die CO_2-Äquivalente und die PEF von Strom im Jahr 2020 stammen aus [GEG2020]. Sie werden ergänzt um die PEF für Wärme aus Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen (KWK) nach [DIN18599-1]. Die CO_2-Äquivalente sind auf der primären Y-Achse in hellgrau und die PEF auf der Y-Sekundärachse in dunkelgrau aufgetragen. Die Werte für die kalte Nahwärme entsprechen den gemittelten Werten für die bezugsfertige Wärme aus Tabelle 6-17 und Tabelle 6-18 für die Einfamilienhäuser (EFH) und

die Mehrfamilienhäuser (MFH). Die anderen Werte enthalten nur die reinen Energieträger. Die Umwandlungsverluste in einer Heizungsanlage sind also nicht mitberücksichtigt.

Die CO_2-Äquivalente sind in aufsteigender Reihenfolge angeordnet. Das kalte Nahwärmenetz liegt dabei hinter den CO_2-Äquivalenten von Holzpellets und direkt genutzter Umweltenergie. Die in dem kalten Nahwärmenetz erzeugte Wärme weist somit geringere CO_2-Emissionen als alle weiteren gezeigten Energieträger wie Biogas und Nahwärme aus einer KWK-Anlage mit gasförmigen Brennstoffen auf. Im Vergleich zu einer Holzpellet-Anlage mit einem Nutzungsgrad von 90 % und 22 gCO_2/kWh emittiert das kalte Nahwärmenetz das fünffache der CO_2-Äquivalente. Gegenüber einer Erdgasbrennwerttherme mit einem Nutzungsgrad von 90 % und 250 gCO_2/kWh werden in dem kalten Nahwärmenetz etwa die Hälfte an CO_2-Äquivalenten vermieden.

Die PEF im kalten Nahwärmenetz reihen sich zwischen der Wärmeerzeugung mit Holzpellets und der Nah- bzw. Fernwärme aus KWK-Anlagen, die mit gasförmigen oder festen Brennstoffen betrieben werden, ein. Der PEF im kalten Nahwärmenetz ist geringfügig schlechter als der PEF von Holzpellets und besser als die PEF der anderen Energieträger wie z. B. Biogas.

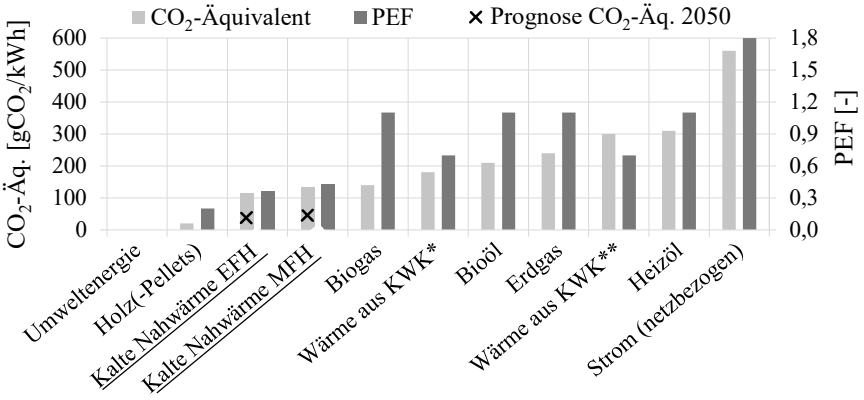


Abbildung 6-10: Einordnung der PEF und CO_2-Äquivalente
*Aus gasförmigen/flüssigen Brennstoffen **Aus Stein-/Braunkohle

Wenn die erneuerbaren Energien im Zuge der Energiewende weiter in den deutschen Kraftwerkspark integriert werden, sinken zukünftig auch die

CO_2-Äquivalente in dem kalten Nahwärmenetz. [KEM2020, S.45] prognostiziert hierbei, dass der CO_2-Emissionsfaktor des deutschen Strommixes bis zum Jahr 2030 um 16 % gegenüber dem Wert von 2017 sinkt. In den Jahren 2040 und 2050 wird ein Rückgang von 35 % bzw. 66 % prognostiziert. Unter der Annahme, dass sich die CO_2-Äquivalente analog zum CO_2-Faktor reduzieren und das Verhältnis zwischen beiden Werten gleichbleibt, sind folgende CO_2-Äquivalente für den Strommix zu erwarten:

- 2030: 470 gCO_2-Äq./kWh
- 2040: 364 gCO_2-Äq./kWh
- 2050: 190 gCO_2-Äq./kWh

Im Jahr 2050 würde der CO_2-Faktor im kalten Nahwärmenetz für das Heizen damit bei ungefähr 40 gCO_2/kWh im EFH-Szenario und bei 50 gCO_2/kWh im MFH-Szenario liegen. Damit nähern sich die Werte dem CO_2-Äquivalent von Holzpellets. Bei der Verwendung von rein regenerativ erzeugtem Strom können die CO_2-Emissionen auf nahezu Null sinken.

7 Kritische Würdigung

In diesem Kapitel wird auf die Limitationen der Arbeit und deren Bedeutung für die Interpretation der Ergebnisse eingegangen. Die nachfolgend dargestellten Aspekte konnten im Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht werden, sind dennoch für weitere Forschungen von Interesse.

In dieser Arbeit wurde eine Methodik zur Bewertung von vier verschiedenen Wärmequellensystemen erstellt. Die Auswahl der Wärmequellensysteme basiert auf eigenen Überlegungen und soll vor allem eine übertragbare Methodik für verschiedene Standorte, an denen diese Wärmequellen zu finden sind, ermöglichen. Sie ersetzt keine Detailplanung. Die Betrachtung von zwei unterschiedlichen Bedarfsszenarien konnte die Bedeutung der Wärmeliniendichte für die Wärmepreise aufzeigen. Die technischen Kennzahlen und wirtschaftlichen Ergebnisse wurden für das vorgestellte Fallbeispiel bestimmt und sind entsprechend für diese Rahmenbedingungen zu interpretieren.

Die Auswirkungen eines Standortes mit anderen klimatischen Bedingungen oder geologischen Eigenschaften auf die technischen, wirtschaftlichen und ökologischen Kennzahlen wurden nicht untersucht. Der Standort Bergkamen ist aufgrund der moderaten klimatischen Bedingungen und der Bodeneigenschaften als Standort mit mittlerer Qualität für oberflächennahe Geothermie und als guter Standort für das Eisspeichersystem zu bewerten. Lediglich für einen Grundwasserbrunnen in den benötigten Größen eignet sich der betrachtete Standort nicht (vgl. Kapitel 5.3.2).

Innerhalb Deutschlands können die Ergebnisse für alternative Standorte sehr unterschiedlich ausfallen. Die berechneten Größenordnungen sind aufgrund des gemäßigten Klimas am Standort Bergkamen jedoch durchaus als verallgemeinerbar anzusehen.

Ein Vergleich der Heizpreise mit anderen Heizsystemen fand nicht statt, da der Schwerpunkt auf dem Vergleich zwischen den verschiedenen Wärmequellensystemen lag. Um die Heizkosten alternativer Heizsysteme zu ermitteln, kann z. B. der Heizkostenvergleich vom Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft (BDEW) genutzt werden.

Auch der Effizienzstandard des Gebäudes spielt bei den Heizkosten der Heizungsanlage eine Rolle. Da der Gesetzgeber die Energiestandards für Neubauten ständig verschärft, wird die zur Erfüllung der Standards erforderliche Anlagentechnik immer umfangreicher und die Investitionskosten für die Anlage steigen. Wie sich ein höherer energetischer Standard auf die Auslegung des kalten Nahwärmenetzes und die Wärmepreise auswirkt,

wurde nicht untersucht. Darüber hinaus ist eine Untersuchung für bestehende Gebäude interessant. Im Laufe dieser Arbeit hat sich die Förderlandschaft verändert. Die Bundesregierung hat die Anreize für die energetische Sanierung von Bestandsgebäuden verbessert. Mit der energetischen Sanierung von Heizflächen, die eine Reduzierung der Vorlauftemperaturen ermöglicht, bietet die kalte Nahwärme eine Versorgungsoption für Bestandsgebäude. Aufgrund der sich schnell ändernden Förderlandschaft war dieser Trend zu Beginn der Arbeiten nicht absehbar, sodass der Neubau untersucht wurde.

Bei der Berechnung der Kosten wurden mögliche Baulandkosten oder Konzessionsabgaben nicht berücksichtigt. Sofern diese Kosten anfallen, kann sich die Wirtschaftlichkeit zugunsten von Wärmequellenanlagen mit geringem Flächenbedarf verschieben.

Aus technischer Sicht gibt es Optimierungspotenzial bei der Auslegung des Wärmeverteilnetzes und der Wärmequellen. So könnte z. B. die Berücksichtigung von Wärmeeinspeisungen oder ein größerer Kältebedarf zu einem Ausgleich von Wärme- und Kältebedarf und einer kleineren Auslegung der Wärmequellensysteme führen. Ein weiterer Aspekt, der nicht berücksichtigt wurde, ist eine Sensitivitätsanalyse der Temperaturspreizungen im Netz auf die Auslegungsgrößen und die Wärmepreise. Die Temperaturspreizung in dem kalten Nahwärmenetz wurde in dieser Arbeit auf 4 K festgelegt. Mögliche Spreizungen liegen im Bereich von 3 K bis 6 K. Das Wärmeverteilnetz ist im Erdreich verlegt. Dadurch findet ein Wärmeaustausch zwischen der Rohrleitung des kalten Nahwärmenetzes und dem Erdreich statt und es entstehen Wärmeverluste oder -gewinne. Wenn diese Wärmeströme bekannt sind, kann die Wärmequelle kleiner ausfallen oder muss größer dimensioniert werden. Der Einfluss kann nur im Rahmen einer Simulation ermittelt werden, da sich durch den Dauerbetrieb des Netzes auch die Temperatur des umgebenden Erdreichs ändert. Für jedes Wärmequellensystem sind hierbei unterschiedliche Ergebnisse zu erwarten. Da das Temperaturniveau im kalten Nahwärmenetz bei allen Wärmequellensystemen nahe der Erdreichtemperatur liegt, wird der Einfluss als gering eingeschätzt und daher keine Berechnung durchgeführt. Da in der gewählten Einbautiefe ganzjährig positive Temperaturen herrschen, ist es wahrscheinlicher, dass das Wärmeverteilnetz zusätzliche Wärme in das System einbringt. Dementsprechend ist die Auslegung der Wärmequellen als konservativ zu betrachten und könnte durch den zusätzlichen Wärmegewinn

aus der Trasse verbessert werden. Die Firma Steinhäuser gibt einen möglichen zusätzlichen Wärmeeintrag durch das kalte Nahwärmenetz pro Trassenmeter von 100 kWh/m an (H. Steinhäuser und L. Schug, Steinhäuser GmbH & Co. KG, Mitteilung per E-Mail, 26.01.2021).

Ein weiterer Aspekt, der nicht untersucht wurde, ist der Einfluss der Gleichzeitigkeit auf die Auslegung der Wärmequellensysteme bei unterschiedlicher Anzahl von Wohngebäuden.

Die Energieeffizienz von Gebäuden wird nach heutigen Standards auf Basis des Primärenergiefaktors und der CO_2-Emissionen während der Nutzungsphase bewertet. Dabei werden die Vorketten zur Herstellung der Energieträger berücksichtigt. Der Primärenergiebedarf und die CO_2-Emissionen der Anlagentechnik über den gesamten Lebenszyklus bleiben unberücksichtigt. Eine Ökobilanz gibt Auskunft über die CO_2-Emissionen über den gesamten Lebenszyklus und kann relevante Umweltauswirkungen bewerten. Die Ökobilanz wurde nicht durchgeführt, da der Fokus der Fragestellung auf der Analyse der Wärmequelle aus technischer und wirtschaftlicher Sicht liegt.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Zur Etablierung einer nachhaltigen und klimaverträglichen Energieversorgung kommt den Wärmenetzen bei der notwendigen Umstrukturierung der Wärmeversorgung eine wichtige Rolle zu. Ein Ansatz, um den Anteil regenerativer Energien an der Wärmeversorgung zu erhöhen, sind kalte Nahwärmenetze. Kalte Nahwärmenetze transportieren thermische Energie nahe der Umgebungstemperatur von einer Wärmequelle zu den Wärmeverbrauchern und heben die Temperatur dezentral in den Wohngebäuden mit Wärmepumpen an. Die Vorteile der niedrigen Netztemperaturen liegen in der Möglichkeit, erneuerbare Energiequellen für Heizzwecke zu erschließen und Gebäude zu kühlen. Bisher fehlen vergleichende Untersuchungen zu technischen und wirtschaftlichen Kennzahlen verschiedener Wärmequellen. Daher ist es das Ziel dieser Arbeit, verschiedene Wärmequellensysteme für kalte Nahwärmenetze auszuwählen und deren technische und wirtschaftliche Bedeutung für den Einsatz in einem kalten Nahwärmenetz zu prüfen. Eine solche vergleichende Analyse mit dem Ziel der Betrachtung der Wärmequellen und deren Einfluss auf das gesamte Wärmeversorgungssystem wurde bisher nicht durchgeführt.

Auswahl der Wärmequellensysteme

Das Vorgehen zur Bewertung verschiedener Wärmequellensysteme in einem kalten Nahwärmenetz beginnt mit der Auswahl der Wärmequelle. Für die Analyse werden ausschließlich erneuerbare Wärmequellen ausgewählt, die ganzjährig Wärme liefern sowie regenerativ, ortsunabhängig und deutschlandweit verfügbar sind. Oberflächennahe Geothermie und Umgebungswärme erfüllen diese Anforderungen und werden in dieser Arbeit untersucht. Umgebungswärme und oberflächennahe Erdwärme können mit verschiedenen Techniken (Wärmequellensysteme) nutzbar gemacht werden. Die oberflächennahe Geothermie wird mit den am Markt etablierten Erdwärmekollektoren (EWK), Erdwärmesonden (EWS) und Grundwasserbrunnen (GW) erschlossen. Umweltwärme kann mit einem Luftabsorber genutzt werden. Ein Eisspeicher ergänzt den Luftabsorber als Wärmespeicher, indem er bei kalten Umgebungstemperaturen Wärme an das kalte Nahwärmenetz abgibt. Die Kombination wird als Eisspeichersystem (EIS) bezeichnet. Damit wird den bereits etablierten geothermischen Anlagen mit dem Eisspeichersystem eine für kalte Nahwärmenetze weitgehend neue und bislang wenig genutzte Technologie gegenübergestellt.

Rahmenbedingungen und Vorgehen

Der Untersuchungsgegenstand der Studie ist eine Neubau-Mustersiedlung von 50 Wohngebäuden mit einem Energiestandard nach der Energieeinsparverordnung 2016. Die Wohngebäude haben einen Trinkwarmwasser-, Heizwärme- und Kühlbedarf und sind mit Flächenheizungen zur Verteilung der Heizwärme und der Kälte ausgestattet. Um verschiedene Bedarfsszenarien zu untersuchen, werden eine Siedlung mit 50 Einfamilienhäusern (EFH-Szenario) mit einer Wärmeliniendichte von 800 kWh/m und eine Siedlung mit 50 Mehrfamilienhäusern mit je 8 Wohneinheiten (MFH-Szenario) mit einer Wärmeliniendichte von 2.000 kWh/m betrachtet. Der Bedarf für die sommerliche Kühlung der Wohngebäude beträgt ca. 10 % des Wärmebedarfs. Die energetischen Kenndaten der Wohngebäude basieren auf Vorarbeiten in dem Forschungsprojekt Grubenwasser-Ruhr, die für ein Wohnneubaugebiet in Bergkamen durchgeführt wurden. Für eine einheitliche Datenbasis beziehen sich daher alle Berechnungen auf den Standort Bergkamen.

Zur Einschätzung der Wärmequellensysteme wird ein kaltes Nahwärmenetz mit einer drucklosen Verteilung untersucht. Dabei wird das Wärmeträgermedium nur durch dezentrale Umwälzpumpen in den Hausstationen der Wohngebäude gefördert. Die Temperaturspreizung in dem kalten Nahwärmenetz zwischen dem Vorlauf und dem Rücklauf beträgt 4 K. Die in den Wohngebäuden installierten Wärmepumpen versorgen die Wohngebäude mit Heizwärme, Trinkwarmwasser und stellen Kühlenergie bereit.

Die Auswahl der Wärmepumpen erfolgt auf Basis der Heizlast der Wohngebäude. Bei dem netzdienlichen Einsatz der Wärmepumpen sind die Sperrzeit und ein Aufschlag für die Warmwasserbereitung zu berücksichtigen. Dies erhöht die Heizleistung der Wärmepumpen um etwa 30 % gegenüber der Heizlast der Gebäude. Anschließend erfolgt die technische Dimensionierung des Wärmeverteilnetzes als druckloser Verteiler mithilfe der Förderhöhen der Umwälzpumpen, der Druckverluste und dem Gleichzeitigkeitsfaktor in dem kalten Nahwärmenetz.

Nach der Auslegung des kalten Nahwärmenetzes folgt die Dimensionierung der Wärmequellenanlagen. Dazu zählen die Größe und die Vorlauftemperatur im Jahresverlauf. Die einheitliche Auslegungsgrundlage bildet die Richtlinie VDI 4640, in der die Auslegungsparameter für geothermische Anlagen festgelegt sind. Diese werden für Erdwärmekollektoren und Grundwasserbrunnen übernommen und um eine Berechnung der Wärmequellentemperaturen mit den ungestörten Erdreichtemperaturen ergänzt.

Für die Auslegung der Erdwärmesonden ist die Berechnung nach VDI 4640 aufgrund des Wärmebedarfs der Wohngebäude nicht ausreichend. Deshalb wird eine Berechnungsmethodik entwickelt, die auf bekannten Berechnungsansätzen aufbaut. Sie wird um eine eigene Gewichtungsmethodik ergänzt, die es ermöglicht, die gegenseitige thermische Belastung vieler Sonden zu berücksichtigen. Für das Eisspeichersystem existiert keine Berechnungsrichtlinie. Deshalb werden Berechnungsformeln entwickelt, um die Wärmeströme aus dem Luftabsorber und dem Eisspeicher zu berechnen. Damit ist es möglich, beide Komponenten so auszulegen, dass sie den Wärmebedarf im kalten Nahwärmenetz decken und die Energiebilanz des Eisspeichers über das Jahr ausgeglichen ist.

Ergebnisse

Wärmepumpe und Wärmeverteilnetz

Die unterschiedlichen Temperaturbereiche der Wärmequellensysteme führen dazu, dass die Wärmepumpen in den Wohngebäuden trotz gleicher Heizleistung der Wohngebäude unterschiedlich dimensioniert werden. Die Wärmepumpen, die die Wärme aus dem Grundwasserbrunnen entnehmen, erreichen die höchsten Leistungszahlen. Daher reicht eine kleinere Wärmepumpe mit geringerer Anschlussleistung aus, um den Wärmebedarf zu decken. Aufgrund der niedrigeren Wärmequellentemperaturen benötigen die Erdwärmekollektor- und Eisspeicher-Wärmequellensysteme die nächstgrößere Wärmepumpe zur Deckung des Wärmebedarfs.

Die Zusammenschaltung der 50 Wohngebäude in dem kalten Nahwärmenetz reduziert die Spitzenleistung im kalten Nahwärmenetz durch die Ausnutzung der Gleichzeitigkeit gegenüber der Summe der Einzelheizleistungen der Wärmepumpen auf 75 % und somit auch die Leitungsdurchmesser. Die berechneten Rohrnennweiten im kalten Nahwärmenetz sind dennoch größer als in Fernwärmenetzen, da die oberflächennahe Geothermie und die Nutzung der Umweltwärme nur geringe Temperaturspreizungen erlauben. Außerdem haben die Umwälzpumpen der verwendeten Wärmepumpen eine vergleichsweise geringe Förderhöhe. Um die Druckverluste im kalten Nahwärmenetz zu kompensieren müssen die Rohrdurchmesser erhöht werden. Das Konzept der dezentralen Umwälzpumpen hat den Vorteil, dass sich die Wärmepumpen bedarfsgerecht versorgen lassen, keine zentrale Pumpe zur Druckhaltung benötigt wird und eine höhere Ausfallsicherheit vorliegt. Bei den Wärmequellensystemen mit den niedrigeren

Quellentemperaturen (EIS und EWK) sind die Durchmesser eine Rohrnennweite größer. Bei dem Grundwasserbrunnen sind die Rohrdurchmesser in beiden Abnahmeszenarien jeweils am kleinsten.

Wärmequellensysteme

Der Untersuchungsstandort Bergkamen ist aufgrund der Bodeneigenschaften für die Installation eines Erdwärmekollektors geeignet. Der oberflächennahe Boden weist die zweithöchste Wärmeleitfähigkeit nach VDI 4640 auf und liefert eine gute flächenspezifische Entzugsleistung und -energie für das kalte Nahwärmenetz. Die Wärmequellentemperaturen schwanken saisonal um 20 °C. Im Jahresmittel haben die Wärmepumpen eine jährliche Arbeitszahl von 5,1 im EFH-Szenario und 4,2 im MFH-Szenario. Sie versorgen die Gebäude besonders im Herbst effektiv mit Heizwärme und bereiten Warmwasser im Sommer mit sehr guten Leistungszahlen. Durch den Effekt der Gleichzeitigkeit kann der Erdwärmekollektor um 25 % kleiner ausgelegt werden. Erdwärmekollektoren nutzen die direkt unter der Erdoberfläche gespeicherte Sonnenenergie. Sie halten ihr Temperaturniveau über viele Jahre, benötigen aber eine große Fläche, die nicht überbaut werden darf.

Die thermische Ergiebigkeit der Erdwärmesonden am betrachteten Standort liegt aufgrund der Wärmeleitfähigkeit des Gesteins im mittleren Bereich. Als Bohrtiefe wird 99 m gewählt. Die Fluidtemperaturen aus den Erdwärmesondenfeldern sinken über die Betriebszeit aufgrund der schwachen Regenerationsfähigkeit des Erdreichs. Die passive Kühlung der Wohngebäude regeneriert das Erdreich und mildert die langfristige Temperaturabnahme. Über eine Betrachtungsdauer von 20 Jahren sind im Mittel Temperaturen von 5 °C im Winter und 10 °C im Sommer erreichbar. Die Wärmepumpen erzielen im Jahresmittel etwas höhere Leistungszahlen als der Erdwärmekollektor von 5,3 für das EFH-Szenario und 4,5 für das MFH-Szenario. Durch die Berechnung der Erdwärmesonden auf Basis monatlicher Energiemengen konnte der Einfluss der geringeren Maximallast im kalten Nahwärmenetz nicht untersucht werden. Der Flächenbedarf ist ähnlich hoch wie bei den Erdwärmekollektoren. Dies ist auf den gewählten Abstand von 10 m zwischen den Erdwärmesonden zurückzuführen.

Die Installation eines Grundwasserbrunnens ist für den betrachteten Standort in Bergkamen nicht geeignet, da der Boden aufgrund der schlechten

Durchlässigkeit den Grundwasserbrunnen nicht mit der erforderlichen Wassermenge versorgen kann. Der Grundwasserbrunnen als Wärmequellensystem ist nicht so standortunabhängig, wie zunächst angenommen. Bei geeigneter Lage (guter Grundwasserleiter und durchlässiges Gestein) ist ein Grundwasserbrunnen ein sinnvolles System zur Wärmenutzung in einem kalten Nahwärmenetz. Da am betrachteten Standort ein geeigneter Grundwasserleiter vorhanden ist, wird die Durchlässigkeit des Bodens höher angenommen als sie ist, um die Berechnung trotzdem durchführen zu können. Unter dieser Annahme liefert der Grundwasserbrunnen im Jahresverlauf mit 8 °C ein konstantes Temperaturniveau für das kalte Nahwärmenetz bei einer hohen Wärmeentzugsdichte und einem geringen Flächenbedarf. Die Wärmepumpen erreichen die besten mittleren Leistungszahlen von 5,4 im EFH-Szenario und 4,9 im MFH-Szenario. Der Brunnendurchmesser und die Pumpleistung der Brunnenpumpe können kleiner dimensioniert werden, da sich die Maximalleistung des kalten Nahwärmenetzes durch den Gleichzeitigkeitsfaktor reduziert. Die passive Gebäudekühlung funktioniert mit den Temperaturen sehr gut.

Das Eisspeichersystem erreicht im Jahresmittel die geringsten Leistungszahlen mit 4,5 im EFH-Szenario und 3,8 im MFH-Szenario. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Luftabsorber als Wärmequelle niedrige Temperaturen ähnlich denen einer Luft-Wärmepumpe liefert. Besonders kalte Temperaturen werden jedoch durch den Einsatz des Eisspeichers ausgeglichen, der einspringt, wenn die Außentemperatur unter den Gefrierpunkt fällt. Im Sommer wird nur der Eisspeicher als Heiz- und Kühlquelle genutzt. Dies gewährleistet eine effiziente Kühlung, aber die Warmwassererzeugung ist ineffizienter. Der Platzbedarf von Luftabsorber und Eisspeicher ist geringer als der von Erdwärmekollektoren, aber höher als der des Grundwasserbrunnens. Der Eisspeicher sollte nicht überbaut werden. Der Flächenbedarf kann jedoch durch die Montage der Luftabsorber auf Gebäuden reduziert werden. Die Synergieeffekte im kalten Nahwärmenetz beeinflussen die Wärmetauscherlänge im Eisspeicher. Da die Jahreswärmemenge durch den Luftabsorber bereitgestellt und durch den Eisspeicher gepuffert werden muss, ist eine Verkleinerung des Eisspeichers nicht möglich und eine Verkleinerung des Luftabsorbers nur bedingt realistisch. Der Untersuchungsstandort in Bergkamen ist aufgrund der warmen durchschnittlichen Außentemperaturen gut für den Luftabsorber geeignet. Die

Wärmeleitfähigkeit des Bodens sorgt dafür, dass der Eisspeicher zusätzliche Wärmeenergie über den Boden aufnehmen kann.
Die mittleren Leistungszahlen im MFH-Szenario fallen grundlegend geringer aus. Dies beruht auf den schlechteren Leistungswerten der größeren Leistungsklassen der Wärmepumpen in den Mehrfamilienhäusern und auf dem höheren Warmwasserbedarf.

Wärmepreise

Die Wärmepreise werden nach der Annuitätsmethode der VDI 2067 bestimmt. Die zusammengetragenen Kosten des Wärmeversorgungssystems beruhen auf Richtangeboten und Richtpreisen, die dem Projekt Grubenwasser-Ruhr vorlagen und auf eigenen Abschätzungen. Die Kosten sind aus Sicht eines Contractors berechnet, der das kalte Nahwärmenetz plant, finanziert und betreibt.
Die Netto-Wärmepreise der Wärmeversorgungssysteme für die Verbraucher im EFH-Szenario liegen zwischen 24,6 ct/kWh und 31,2 ct/kWh je nach Wärmequellensystem. Im MFH-Szenario variieren sie zwischen 17,7 ct/kWh und 24 ct/kWh. Der Anteil der kapitalbezogenen Kosten an den Wärmepreisen variiert zwischen 9 ct/kWh und 16 ct/kWh je nach Szenario und Wärmequellensystem. Die Anteile der bedarfsabhängigen Kosten, die sich hauptsächlich aus dem Betrieb der Wärmepumpe zusammensetzen, sind bei allen Wärmequellensystemen mit 4 ct/kWh bis 5 ct/kWh etwa gleich hoch. Die betriebsgebundenen Kosten, die nach VDI 2067 hauptsächlich mit den Kapitalkosten korrelieren, zeigen eine Bandbreite von 3,5 ct/kWh bis 8 ct/kWh. Die Investitionskosten für den Bau der Wärmeversorgungssysteme machen den größten Teil der Wärmegestehungskosten aus. Im MFH-Szenario sind die Wärmepreise aufgrund des höheren Wärmebedarfs und der Skaleneffekte der Wärmequellensysteme günstiger als im EFH-Szenario.
Der Erdwärmekollektor führt aufgrund seiner Einfachheit und Langlebigkeit von 50 Jahren zu vergleichsweise günstigen Wärmepreisen von jeweils 24,6 ct/kWh im EFH-Szenario und 19,5 ct/kWh im MFH-Szenario.
Der Grundwasserbrunnen führt in beiden Abnahmeszenarien zu niedrigen Wärmepreisen von 25,5 ct/kWh für die EFH und 17,7 ct/kWh im MFH-Szenario. Dies liegt an den niedrigen Investitionskosten und den guten jährlichen Leistungszahlen der Wärmepumpen. Die Wärmepreise des kalten Nahwärmenetzes mit der Einbindung von Erdwärmesonden sind mit

27,1 ct/kWh und 22,6 ct/kWh deutlich teurer, da die Bohrkosten für Erdwärmesonden teurer sind und der gegenseitige Wärmeeinfluss im Erdreich die Wärmeentzugsdichte begrenzt. Das Eisspeichersystem hat mit 31,2 ct/kWh und 24 ct/kWh die höchsten Wärmegestehungskosten, da dieses System mit zwei Komponenten das komplexeste und technisch anspruchsvollste ist. Es kann dennoch eine Alternative sein, sofern die oberflächennahe Geothermie nicht zur Verfügung steht.

Bei der Berechnung der Wärmepreise wurden Förderprogramme (Stand 02/2021) berücksichtigt. In dem EFH-Szenario erhält der Antragssteller eine Fördersumme über die pauschale Förderung pro Trassenmeter nach progres.nrw Kälte- und Wärmenetze. Aufgrund der hohen Investitionskosten der Wärmequellenanlagen bietet die Wärmequellenförderung nach progres.nrw Markteinführung 2020 im MFH-Szenario zum Teil die höhere Fördersumme. Eine Förderung der Wärmepumpen als Einzelmaßnahme ist ab dem Jahr 2021 mit den Rahmenbedingungen der Bundesförderung für effiziente Wohngebäude (BEG) nicht möglich.
Zur Einordnung der Wärmepreise wurden die Brutto-Vollkosten aus Sicht des Verbrauchers berechnet und mit verschiedenen Vollkosten anderer kalter Nahwärmenetze verglichen. Die hier betrachteten kalten Nahwärmenetze haben höhere Vollkosten als drei Vergleichsgebiete. Die berechneten Vollkosten sind jedoch vergleichbar mit den Vollkosten eines geplanten kalten Nahwärmenetzes in Soest.

Ökologische Bewertung

Die ökologische Bewertung des kalten Nahwärmenetzes erfolgt über die Berechnung der CO_2-Emissionen und den Primärenergiefaktoren (PEF) der gelieferten Wärme und Kälte nach der Bilanzmethode der externen Wärmelieferung nach [DIN18599-1]. Die CO_2-Emissionen in dem kalten Nahwärmenetz entstehen nur durch den Einsatz von elektrischem Strom, da die regenerativen Wärmequellen nicht in die Bilanz einfließen. Die Berechnung basiert auf den Daten für den deutschen Inland-Strom zum Ende des Jahres 2020. Die CO_2-Emissionen liegen zwischen 100 gCO_2/kWh und 150 gCO_2/kWh und sind damit niedriger als die Emissionen von Erdgas (240 gCO_2/kWh), aber höher als die Emissionen von Holz und Pellets (20 gCO_2/kWh). Der Vorteil des kalten Nahwärmenetzes ist, dass eine weitere Erhöhung des Anteils der erneuerbaren Energien langfristig zu weiteren CO_2-Einsparungen führt. Der Primärenergiefaktor ist mit 0,3 bis 0,5 für alle Wärmeversorgungssysteme gut und kann mit Biogas konkurrieren.

Ausblick

Die Arbeit konnte die Eignung von vier verschiedenen Wärmequellensystemen für kalte Nahwärmenetze nachweisen und zeigen, dass die Wärmequellenanlage von hoher Bedeutung für das gesamte Wärmeversorgungssystem ist. Technisch sind alle vier Systeme für die Einbindung in ein kaltes Nahwärmenetz geeignet, es wurden allerdings wirtschaftliche Hemmnisse aufgezeigt.

Während die unterschiedlichen Temperaturniveaus nur geringe Auswirkungen auf die Betriebskosten sowie die CO_2-Bilanz des Wärmeversorgungssystems haben, ist die Art des Wärmequellensystems für einen wirtschaftlichen Betrieb eminent. Die wesentlichen Kostentreiber der Wärmeversorgungssysteme sind die Investitionskosten für die Wärmepumpen und die Wärmequellensysteme. Das kalte Nahwärmenetz hat bei allen vier untersuchten Systemen den geringsten Einfluss und beträgt etwa 10 % an den Wärmegestehungskosten.

Synergieeffekte durch die Reduzierung der Maximalleistung im Verbund des kalten Nahwärmenetzes können sich bei den gewählten Wärmequellen lohnen. Bei einer Erhöhung der Wärmeliniendichte ergeben sich Skaleneffekte, die zu günstigeren Wärmepreisen führen. Durch eine Erhöhung des Kühlbedarfs bestehen weitere Potenziale, die Kosten für das Wärmequellensystem zu verringern.

Ein weiterer Ansatzpunkt sind die Stromkosten, die die Betriebskosten des kalten Nahwärmenetzes beeinflussen. Sollten die Stromkosten in Zukunft sinken, würde dies auch die Wärmepreise senken. Da die Wärmepumpen bereits effizient arbeiten, ist das Kostensenkungspotenzial gering. Einen größeren Einfluss hat der Projektzinssatz. Wenn die Wärmenetzbetreiber ihre Erwartungen an den Zinssatz senken und die Zinssätze in einem Bereich von 2 - 3 % liegen, können die Wärmepreise um bis zu 15 % gesenkt werden. Diese Erkenntnis gibt Raum für neue Beteiligungsformen oder Finanzierungsmodelle.

Bei der Gegenüberstellung mit anderen Heizungssystemen, die (anteilig) fossile Energieträger nutzen, muss ab dem Jahr 2021 die CO_2-Abgabe berücksichtigt werden. Diese besteuert den Einsatz von fossilen Energieträgern wie Heizöl und Erdgas anhand ihrer CO_2-Emissionen. Da die Bundesregierung den Strom nicht zusätzlich besteuert, könnte die kalte Nahwärme langfristig einen Wettbewerbsvorteil erreichen. Allerdings ist noch nicht abzuschätzen, ob sich die CO_2-Abgabe auch indirekt auf den Strompreis auswirken wird.

Kalte Nahwärmenetze können Wohngebäude mit niedrigen Heizflächentemperaturen klimafreundlich und nachhaltig mit Wärme versorgen. Die Wärmepumpen erreichen gute Leistungszahlen und der Anteil der erneuerbaren Energien am Gesamtsystem führt zu geringen spezifischen CO_2-Emissionen. Bei weiter sinkenden CO_2-Emissionen der deutschen Stromerzeugung sinken auch die spezifischen CO_2-Emissionen der Wärme. Eine vollständig regenerative Wärmeversorgung ist durch den Bezug von CO_2-neutralem Strom oder eine dezentrale Eigenversorgung mit Photovoltaik-Strom möglich.

Grundsätzlich sind die Ergebnisse der Studie auch auf Bestandsgebäude übertragbar. Kalte Nahwärmenetze können zur CO_2-armen Versorgung von energetisch ertüchtigten Bestandsgebäuden eingesetzt werden. Dies erfordert jedoch eine komplette Sanierung einer Wohnsiedlung oder der Wohngebäude in einer Straße, um die für kalte Nahwärme notwendigen hohen Anschlussgrade zu erreichen und eine Modernisierung der Gebäude mit Flächenheizungen.

Literaturverzeichnis

[AGE2020] ARBEITSGEMEINSCHAFT ENERGIEBILANZEN E.V.: *Energiebilanz der Bundesrepublik Deutschland 2018. Stand 02/2020*. https://www.ag-energiebilanzen.de. Abruf: 06.11.2020.

[AGF2019] DER ENERGIEEFFIZIENZVERBAND FÜR WÄRME, KÄLTE UND KWK E. V.: *AVBFernwärmeV. Wärme-Contracting im Mietwohnungssektor*. 2. Die rechtliche Einordnung des Wärmelieferungsvertrages, 2019. https://www.agfw.de/energiewirtschaft-recht-politik/recht/avbfern-waermev/waerme-contracting-im-mietwohnungssektor/2-die-rechtliche-einordnung-des-waermelieferungsvertrages/. Abruf: 20.01.2019.

[AGF2020] DER ENERGIEEFFIZIENZVERBAND FÜR WÄRME, KÄLTE UND KWK E. V.: *Arbeitsblatt AGFW FW 704 - Wirtschaftlichkeit nach §§ 20 und 24 KWKG - Verfahren zur Darlegung der Finanzierungslücke bei Neu- und Ausbau von Wärme-/Kältenetzen und Wärme-/Kältespeichern in Deutschland. Edition 2020-10,* 2020.

[APP2002] APPEL, D.; HABLER, W.: *Quantifizierung der Wasserdurchlässigkeit von Gesteinen als Voraussetzung für die Entwicklung von Kriterien zur Grundwasserbewegung. Phase 2: Auswertung der Datensätze für die Kriterienentwicklung. Datenbank Gebirgsdurchlässigkeit,* 2002.

[AVB1980] *Verordnung über Allgemeine Bedingungen für die Versorgung mit Fernwärme (AVBFernwärmeV) vom 20. Juni 1980 (BGBl. I S. 742),* zuletzt geändert durch Artikel 16 des Gesetzes vom 25.07.2013 (BGBl. I S. 2722). 1980. https://www.gesetze-im-internet.de/avbfernw_rmev/AVBFernwärmeV.pdf. Abruf: 20.01.2019.

[BAFA2019] BUNDESAMT FÜR WIRTSCHAFT UND AUSFUHRKONTROLLE (Hrsg.): *Technisches Merkblatt. Bundesförderung für das Pilotprogramm Einsparzähler*. Versionsnummer 2.1. https://www.bafa.de/DE/Energie/Energieeffizienz/Einsparzaehler/einsparzaehler. Abruf: 02.01.2021, 2019.

[BAFA2020] BUNDESAMT FÜR WIRTSCHAFT UND AUSFUHRKONTROLLE (Hrsg.): *Modul 4 – Energiebezogene Optimierung von Anlagen und Prozessen. Bundesförderung für Energieeffizienz in der Wirtschaft – Zuschuss*. Versionsnummer 1.4. https://www.bafa.de/SharedDocs/Downloads/DE/Energie/eew_modul_4_oap_merkblatt_tma_2020.pdf. Abruf: 02.01.2021, 2020.

[BAU2018] BAUER, M.; FREEDEN, W.; JACOBI, H. ET AL. (Hrsg.): *Handbuch Oberflächennahe Geothermie*. Berlin: Springer Spektrum, 2018. ISBN: 978-3-662-50306-5.

[BGH1989] BUNDESGERICHTSHOF (HRSG.), URTEIL VOM 25.10.1989, AKTENZEICHEN VIII ZR 229/88. IN: *JURIS DAS RECHTSPORTAL*, S. 118–127.

[BGR2020] BUNDESANSTALT FÜR GEOWISSENSCHAFTEN UND ROHSTOFFE; STAATLICHE GEOLOGISCHE DIENSTE (Hrsg.): *Bohrpunktkarte Deutschland*. https://boreholemap.bgr.de/mapapps/resources/apps/boreholemap. Abruf: 08,01.2020.

[BMU2016] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND NUKLEARE SICHERHEIT (Hrsg.): *Klimaschutzplan 2050. Klimaschutzpolitische Grundsätze und Ziele der Bundesregierung,* 2016.

[BMW2020] BUNDESMINISTERIUM FÜR WIRTSCHAFT UND ENERGIE (Hrsg.): *Zahlen und Fakten. Energiedaten*. Nationale und Internationale Entwicklung, 2020. https://www.bmwi.de/Redaktion/DE/Binaer/Energiedaten/energiedaten-gesamt-xls.html, zuletzt aktualisiert am 22.06.2020. Abruf: 22.11.2020.

[BOC2019] BOCKELMANN, F.; PETER, M.; SCHLOSSER, M. ET AL.: *future:heatpump. Energetische und wirtschaftliche Bewertung von Wärmequellen für Wärmepumpen*. Abschlussbericht. TECHNISCHE UNIVERSITÄT BRAUNSCHWEIG INSTITUT FÜR GEBÄUDE- UND SOLARTECHNIK (Hrsg.). 2019. https://www.tu-braunschweig.de/igs/forschung/futureheatpump. Abruf: 20.10.2020.

[BON2017] BONIN, J.: *Handbuch Wärmepumpen. Planung und Projektierung*. 3., überarbeitete Auflage. DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG (Hrsg.). Berlin, Wien, Zürich: Beuth Verlag GmbH, 2017. (Beuth Praxis). ISBN: 978-3-410-26868-0.

[BRA2008] BRACKE, R.; HÄDER, M.; EXNER, S. ET AL.: *Analyse der Wertschöpfungskette Geothermie in der Metropole Ruhr. Studie im Auftrag der Stadt Bochum und der Wirtschaftsförderung Metropole Ruhr GmbH.* FACHHOCHSCHULE BOCHUM, GEOTHERMIEZENTRUM BOCHUM (Hrsg.). Bochum, 2008. ISBN: 3-938514-01-9.

[BRA2015] BRACKE, R.; ROCHOLL, W.; SCHMIDT, B. ET AL.: *Potenzialstudie Erneuerbare Energien NRW. Teil 4 - Geothermie*. LANUV-Fachbericht 40. LANDESAMT FÜR NATUR, UMWELT UND VERBRAUCHERSCHUTZ (Hrsg.). Recklinghausen, 2015.

[BRA2020] *Richtlinie über die Gewährung von Zuwendungen aus dem „Programm Rationelle Energieverwendung, Regenerative Energien und Energiesparen (progres.nrw) – Programmbereich Wärme- und Kältenetze“ (progres.nrw – Wärme- und Kältenetze),* RdErl. des Ministeriums für Wirtschaft, Innovation, Digitalisierung und Energie vom 09.12.2020, Ministerialblatt (MBl. NRW.) Ausgabe 2020 Nr. 38 vom 31.12.2020., S. 887–902.

[BRA2021] *Richtlinie über die Gewährung von Zuwendungen aus dem „Programm für Rationelle Energieverwendung, Regenerative Energien und Energiesparen“ (progres.nrw) – Programmbereich Markteinführung (progres.nrw – Markteinführung 2020),* RdErl. des Ministeriums für Klimaschutz, Umwelt, Landwirtschaft, Natur- und Verbraucherschutz - VII - 4 - 43.00 - v. 20.02.2013. Geltende Erlasse (SMBl. NRW.) mit Stand vom 17.02.2021.

[BUF2019] BUFFA, S.; COZZINI, M.; D'ANTONI, M. ET AL.: *5th generation district heating and cooling systems. A review of existing cases in Europe*. IN: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 104, S. 504–522, 2019. DOI: 10.1016/j.rser.2018.12.059.

[BÜN2018] BÜNNING, F.; WETTER, M.; FUCHS, M. ET AL.: *Bidirectional low temperature district energy systems with agent-based control; Performance comparison and operation optimization*. IN: *Applied Energy* 209, Nr. 4, S. 502–515, 2018. DOI: 10.1016/j.apenergy.2017.10.072.

[CAR2014] CARLI, M. de; GALGARO, A.; PASQUALETTO, M. ET AL.: *Energetic and economic aspects of a heating and cooling district in a mild climate based on closed loop ground source heat pump*. IN: *Applied Thermal Engineering* 71 Nr. 2, S. 895–904, 2014. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2014.01.064.

[CIM2014] CIMMINO, M.; BERNIER, M.: *A semi-analytical method to generate g-functions for geothermal bore fields*. IN: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 70, S. 641–650, 2014. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.11.037.

[COZ2017] COZZINI, M.; D'ANTONI, M.; BUFFA, S. ET AL.: *Pricing strategies for neutral-temperature district heating and cooling networks based on heat pumps*. IN: *Proceedings of the 12th IEA Heat Pump Conference, Rotterdam,* 2017.

[DEN2015] DEUTSCHE ENERGIE-AGENTUR GMBH (dena) (Hrsg.): *Der dena-Gebäudereport 2015. Statistiken und Analysen zur Energieeffizienz im Gebäudebestand*. Berlin, 2015.

[DEN2018] DEUTSCHE ENERGIE-AGENTUR GMBH (Hrsg.): *dena-Gebäudereport Kompakt 2018. Statistiken und Analysen zur Energieeffizienz im Gebäudebestand,* 2018.

[DEP2012] PALY, M. de; HECHT-MÉNDEZ, J.; BECK, M. ET AL.: *Optimization of energy extraction for closed shallow geothermal systems using linear programming*. IN: *Geothermics Nr.* 43, S. 57–65, 2012. DOI: 10.1016/j.geothermics.2012.03.001.

[DGG2015] DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR GEOWISSENSCHAFTEN; DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR GEOTECHNIK (Hrsg.): *Empfehlungen Oberflächennahe Geothermie - Planung, Bau, Betrieb und Überwachung - EA Geothermie*. Berlin: Wilhelm Ernst & Sohn, 2015. ISBN: 978-3-433-02967-1.

[DIA2004] DIAO, N. R.; ZENG, H. Y.; FANG, Z. H. ET AL.: *Improvement in Modeling of Heat Transfer in Vertical Ground Heat Exchangers*. IN: *HVAC&R Res.* 10 Nr. 4, S. 459–470, 2004. DOI: 10.1080/10789669.2004.10391114.

[DIN12831] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (Hrsg.): *DIN EN 12831-1:2017-09. Energetische Bewertung von Gebäuden - Verfahren zur Berechnung der Norm-Heizlast - Teil 1: Raumheizlast, Modul M3-3; Deutsche Fassung EN 12831-1:2017.* NORM. Berlin. Beuth, 2017.

[DIN1610] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (Hrsg.): *DIN EN 1610:2015-12. Einbau und Prüfung von Abwasserleitungen und -kanälen; Deutsche Fassung EN 1610:2015.* NORM. Berlin. Beuth, 2015.

[DIN18130] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (Hrsg.): *DIN 18130-1:1998-05. Baugrund, Untersuchung von Bodenproben. Bestimmung des Wasserdurchlässigkeitsbeiwerts. Teil 1: Laborversuche*. Berlin. Beuth, 1998.

[DIN18599-1] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (Hrsg.): *DIN V 18599-1:2018-09. Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 1: Allgemeine Bilanzierungsverfahren, Begriffe, Zonierung und Bewertung der Energieträger.* VORNORM. Berlin. Beuth, 2018.

[DIN18599-10] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (Hrsg.): *DIN V 18599-10:2018-09. Energetische Bewertung von Gebäuden - Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung - Teil 10: Nutzungsrandbedingungen, Klimadaten.* VORNORM. Berlin. Beuth, 2018.

[DIN18599-5] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (Hrsg.): *DIN V 18599-5:2018-09. Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 5: Endenergiebedarf von Heizsystemen.* VORNORM. Berlin. Beuth, 2018.

[DIN18599-8] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (Hrsg.): *DIN V 18599-8:2018-09. Energetische Bewertung von Gebäuden – Berechnung des Nutz-, End- und Primärenergiebedarfs für Heizung, Kühlung, Lüftung, Trinkwarmwasser und Beleuchtung – Teil 8: Nutz- und Endenergiebedarf von Warmwasserbereitungssystemen.* VORNORM. Berlin. Beuth, 2018.

[DIN4049] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (Hrsg.): *DIN 4049-3:1994-10. Hydrologie - Teil 3: Begriffe zur quantitativen Hydrologie.* NORM. Berlin. Beuth, 1994.

[DIN4124] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (Hrsg.): *DIN 4124:2012-01. Baugruben und Gräben – Böschungen, Verbau, Arbeitsraumbreiten.* NORM. Berlin. Beuth, 2012.

[DIN4710] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (Hrsg.): *DIN 4710:2003-01. Statistiken meteorologischer Daten zur Berechnung des Energiebedarfs von heiz- und raumlufttechnischen Anlagen in Deutschland.* NORM. Berlin. Beuth, 2003.

[DIN8074] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (Hrsg.): *DIN 8074:2011-12. Rohre aus Polyethylen (PE) - PE 80, PE 100 - Maße.* NORM. Berlin. Beuth, 2011.

[DÖT1998] DÖTSCH, C.; TASCHENBERGER, J.; SCHÖNBERG, I. ET AL.: *Leitfaden Nahwärme*. Stuttgart: Fraunhofer IRB Verlag, 1998. (UMSICHT-Schriftenreihe, 6). ISBN: 3-8167-5186-5.

[DVG551] DEUTSCHE VEREINIGUNG DES GAS- UND WASSERFACHES E. V. (Hrsg.): *Arbeitsblatt W 551. Trinkwassererwärmungs- und Trinkwasserleitungsanlagen; Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums; Planung, Errichtung, Betrieb und Sanierung von Trinkwasser-Installationen.* TECHNISCHE REGEL. Bonn. Wirtschafts- und Verlagsgesellschaft Gas und Wasser mbH, 2004.

[DWD2017] DEUTSCHER WETTERDIENST (Hrsg.): *Handbuch. Ortsgenaue Testreferenzjahre von Deutschland für mittlere, extreme und zukünftige Witterungsverhältnisse,* 2017. https://www.dwd.de/DE/leistungen/testreferenzjahre/testreferenzjahre.html. Abruf: 12.12.2019.

[DWD2019] DEUTSCHER WETTERDIENST (Hrsg.): *Klimaberatungsmodul,* 2020. https://kunden.dwd.de/obt/. Abruf: 12.12.2019.

[ENE2013] *Zweite Verordnung zur Änderung der Energieeinsparverordnung*. BUNDESMINISTERIUM DER JUSTIZ UND FÜR VERBRAUCHERSCHUTZ (Hrsg.), Bundesgesetzblatt Teil I Nr. 67, ausgegeben zu Bonn am 21.11.2013. Fundstelle: Bundesanzeiger Verlag GmbH, S. 3951–3990.

[ESK1987] ESKILSON, P.: *Temperature Response Function g for 12 Borehole Configurations*, Thermal analysis of heat extraction boreholes, Ph.D. Thesis. UNIVERSITY OF LUND (Hrsg.), 1987. ISBN: 91-7900-298-6

[FAH2009] FAHRMEIR, L.; KNEIB, T.; LANG, S. ET AL.: *REGRESSION. MODELLE, METHODEN UND ANWENDUNGEN*. 2. AUFL. BERLIN, HEIDELBERG: SPRINGER-VERLAG BERLIN HEIDELBERG, 2009.
ISBN: 978-3-642-01836-7.

[FRE2013] FREDERIKSEN, S.; WERNER, S.: *District heating and cooling*.
Lund: Studentliteratur, 2013. ISBN: 9144085303.

[GDN2018] GEOLOGISCHER DIENST NORDRHEIN-WESTFALEN (Hrsg.): *Standorteignung der Böden zum Einsatz horizontaler Erdwärmekollektoren*.
https://www.gd.nrw.de/wms_html/bk50_wms/pdf/ERD.pdf.
Abruf: 08.01.2020, 2018.

[GDN2020] GEOLOGISCHER DIENST NORDRHEIN-WESTFALEN (Hrsg.): *Geothermie in NRW - Standortcheck. Erdwärmekollektoren - Geothermische Ergiebigkeit*. https://www.geothermie.nrw.de/geothermie_basisversion.
Abruf: 08.01.2020.

[GEG2020] *Gesetz zur Einsparung von Energie und zur Nutzung erneuerbarer Energien zur Wärme- und Kälteerzeugung in Gebäuden (Gebäudeenergiegesetz - GEG),* vom 08.08.2020 (BGBl. I S. 1728).

[GEO2018] GEORG FISCHER GMBH, 2018.: *Angebot für PE-Rohre und PE-Fittings. Angebot vom 21.03.2018 im Rahmen des Projektes Grubenwasser-Ruhr. An Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl Energiesysteme und Energiewirtschaft*, 21.03.2018.

[GRA2018] GRASSI, W.: *Heat pumps. Fundamentals and Applications*. Cham: Springer International Publishing, 2018. (Green Energy and Technology). ISBN: 978-3-319-62198-2.

[GRO2011] GROTE, K.-H.; FELDHUSEN, J. (Hrsg.): *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. 23., neu bearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011. ISBN: 9783642173059.

[GRÖ2016] GRÖGER, M.: *Systemintegrierte Analyse konkurrierender Energieversorgungsoptionen auf kommunaler Ebene*, Dissertation. LOGOS VERLAG BERLIN GMBH (Hrsg.), 2016. ISBN: 978-3-8325-4343-3.

[GSW2021A] GSW GEMEINSCHAFTSSTADTWERKE GMBH KAMEN BÖNEN BERGKAMEN (Hrsg.): *Preisblatt GSW Strom Wärmepumpe / Wallbox. gültig ab dem 01.01.2021*.
https://www.gsw-kamen.de/energie-wasser/privatkunden/strom/produkte-und-preise/gsw-strom-waermepumpen. Abruf: 15.01.2021, 2021.

[GSW2021B] GSW GEMEINSCHAFTSSTADTWERKE GMBH KAMEN BÖNEN BERGKAMEN (Hrsg.): *Preisblatt Strom Grund- und Ersatzversorgung. gültig ab dem 01.01.2021*. https://www.gsw-kamen.de/energie-wasser/privatkunden/strom/produkte-und-preise/gsw-strom-privat-basis. Abruf: 15.01.2021, 2021.

[GWE2020-1] GWE PUMPENBOESE GMBH (Hrsg.): *4“ GWE U-Pumpen mit Geothermie Bereichsmotoren*. www.gwe-gruppe.de/export/shared/documents/pdf/bre/gwe/Prospekte/Pumpen/4-GWE-U-Pumpen-mit-Geothermie-Bereichsmotoren.pdf. Abruf: 08.01.2020.

[GWE2020-2] GWE PUMPENBOESE GMBH (Hrsg.): *GWE U-Pumpen 4“ - 12“*. www.gwe-gruppe.de/export/shared/documents/pdf/bre/gwe/4-12Zoll_GWE_U-Pumpen.pdf. Abruf: 23.01.2020.

[GWR2019] RUHR UNIVERSITÄT BOCHUM, LEHRSTUHL ENERGIESYSTEME UND ENERGIEWIRTSCHAFT; DMT GMBH & CO.KG; RAG AG ET AL.: *Forschungsprojekt Grubenwasser-Ruhr: Entwicklung von innovativen und effizienten Wärmenutzungskonzepten unter Berücksichtigung der Bergbauinfrastruktur im Ruhrgebiet. Gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, Laufzeit 2016-2019*. https://www.gw-ruhr.rub.de, 2019.

[HAA2017] HAASE TANK GMBH: *Das Eisspeichersystem von Haase,* 2017. https://www.haasetank.de/app/uploads/2019/07/Infoblatt-Haase-. Abruf: 18.08.2020.

[HÄF2015] HÄFNER, F.; WAGNER, R.-M.; MEUSEL, L. ET AL.: *Bau und Berechnung von Erdwärmeanlagen. Einführung mit praktischen Beispielen*. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2015. ISBN: 978-3-662-48200-1.

[HÄH2013] HÄHNLEIN, S.: *Oberflächennahe Geothermie - Nachhaltigkeit und rechtliche Situation. Dissertation*. Tübingen. EBERHARD KARLS UNIVERSITÄT TÜBINGEN, MATHEMATISCH-NATURWISSENSCHAFTLICHE FAKULTÄT (Hrsg.), 2013.

[HAK1982] HAKANSSON, K.; LOHMANN, F. W. (Hrsg.): *Handbuch der Fernwärmepraxis*. 2. Aufl. Essen: Vulkan-Verlag, 1982. ISBN: 3-8027-2501-8.

[HAN2018] HANGARTNER, D.; KÖDEL, J.; MENNEL, S. ET AL.: *Grundlagen und Erläuterungen zu Thermischen Netzen. Bericht.* HOCHSCHULE LUZERN TECHNIK & ARCHITEKTUR (Hrsg.), 2018.

[HAU2014] HAUSLADEN, G.; AUER, T.; SCHNEEGANS, J. ET AL.: *Lastverhalten von Gebäuden unter Berücksichtigung unterschiedlicher Bauweisen und technischer Systeme. Endbericht*. TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN (Hrsg.), 2014.

[HAU2016] HAUFE-LEXWARE GMBH & CO. KG: *Kalte Wärmenetze. Ein Modell für die Wohnungswirtschaft?*
IN: *Die Wohnungswirtschaft* 69 Nr. 06, S. 36–37, 2016.

[HER2016] HERTLE, H.; JENTSCH, A.; EISENMANN, L. ET AL.: *Die Nutzung von Exergieströmen in kommunalen Strom-Wärme-Systemen zur Erreichung der CO2-Neutralität von Kommunen bis zum Jahr 2050. Endbericht*. UMWELTBUNDESAMT (Hrsg.) (UBA-FB 002198), 2016.

[HOA2013] *Honorarordnung für Architekten und Ingenieure (HOAI) vom 10. Juli 2013 (BGBl. I S. 2276),* die durch Artikel 1 der Verordnung vom 02.12.2020 (BGBl. I S. 2636) geändert worden ist. 2013.
https://www.gesetze-im-internet.de/hoai_2013/. Abruf: 06.01.2021.

[HUB1997] HUBER, A.; SCHULER, O.: *Berechnungsmodul für Erdwärmesonden*. BUNDESAMT FÜR ENERGIE BFE (Hrsg.), 1997.

[HUB1999] HUBER, A.; PAHUD, D.: *Erweiterung des Programms EWS für Erdwärmesondenfelder*. BUNDESAMT FÜR ENERGIE BFE, 1999.

[HUB2005] HUBER, A.: *Erdwärmesonden für Direktheizung. Phase 1: Modellbildung und Simulation*. Schlussbericht.
BUNDESAMT FÜR ENERGIE BFE (Hrsg.), 2005.

[HUB2019] HUBER, A.: *Benutzerhandbuch zum Programm EWS. Version 5.3*. Berechnung von Erdwärmesonden. HUBER ENERGIETECHNIK AG (Hrsg.). Zürich, 2019.

[INN2017] INNOVATIVSCHMID, BÜRGER-ENERGIE FISCHERBACH, BADENOVA: *Bidirektionales Kalt-Wärme-Netz im Neubaugebiet Karl-May-Weg Fischerbach. Abschlussbericht*. Unter Mitarbeit von Abraham Kern, 2017.

[KAL2014] KALTSCHMITT, M.; STREICHER, W.; WIESE, A. (Hrsg.): *Erneuerbare Energien. Systemtechnik, Wirtschaftlichkeit, Umweltaspekte*. 5., erweiterte Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2014.
ISBN: 978-3-642-03248-6.

[KAR2013] KARGER, R.; HOFFMANN, F.: *Wasserversorgung. Gewinnung, Aufbereitung, Speicherung, Verteilung*. 14., vollst. aktualisierte Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-8348-1380-0.

[KEM2020] KEMMLER, A.; KIRCHNER, A.; MAUR, A. auf der et al.: *Energiewirtschaftliche Projektionen und Folgeabschätzungen 2030/2050. Dokumentation von Referenzszenario und Szenario mit Klimaschutzprogramm 2030*. PROGNOS AG, FRAUNHOFER ISI, GWS, IINAS (Hrsg.), 2020.

[KOE2011] KOENIGSDORFF, R.: *Oberflächennahe Geothermie für Gebäude. Grundlagen und Anwendungen zukunftsfähiger Heizung und Kühlung*. Stuttgart: Fraunhofer IRB-Verlag, 2011. ISBN: 978-3-8167-8271-1.

[KÖF2016] KÖFINGER, M.; BASCIOTTI, D.; SCHMIDT, R. R. ET AL.: *Low temperature district heating in Austria: Energetic, ecologic and economic comparison of four case studies*. IN: *Energy* 110 Nr. 1, S. 95–104, 2016. DOI: 10.1016/j.energy.2015.12.103.

[KON2018] KONSTANTIN, P.: *Praxisbuch der Fernwärmeversorgung. Systeme, Netzaufbauvarianten, Kraft-Wärme-Kopplung, Kostenstrukturen und Preisbildung*. Unter Mitarbeit von Margarete Konstantin. SPRINGER VIEWEG (Hrsg.). Berlin, 2018. ISBN: 978-3-662-55910-9.

[KOZ2017] KOZAK, W.: *Ein Beitrag zur Modellierung von Erdreichsonden*, Dissertation, Dresden. TECHNISCHE UNIVERSITÄT DRESDEN (Hrsg.). Fakultät Maschinenwesen, 2017.

[KRA2020] KRAUSE, C.: *Auslegung oberflächennaher geothermischer Nutzungssysteme*, Masterarbeit (Nr. 2020-MA-008), Bochum. RUHR-UNIVERSITÄT BOCHUM, LEHRSTUHL ENERGIESYSTEME UND ENERGIEWIRTSCHAFT (Hrsg.), 2020.

[KUN2018A] KUNTZ, D.: *Ergebnisbericht Thermohydraulische Simulationen. Wasserstadt Aden Thermische Nutzung von Grubenwasser zur Wärmeversorgung über ein Nahwärmenetz*. TEWAG TECHNOLOGIE – ERDWÄRMEANLAGEN – UMWEL TSCHUTZ GMBH (Hrsg.), 2018.

[KUN2018B] KUNTZ, D.: *Erdwärmekollektoren und Sonnenkollektoren als optimierte bivalente Quelle für hocheffiziente Wärmepumpensysteme. Transfer in die Praxis. Auslegungsregeln & Kostenaspekte*. Terra-Solar-Quelle, Abschlussworkshop 28.02.2018, Offenburg. TEWAG TECHNOLOGIE – ERDWÄRMEANLAGEN – UMWELTSCHUTZ GMBH (Hrsg.), 28.02.2018. https://isfh.de/forschung/solare-systeme/projekte/solar-unterstuetzte-regeneration-von-erdwaermekollektoren/, 2018. Abruf: 10.12.2020.

[KUS1965] KUSUDA, T.; ACHENBACH, P. R.: *Earth Temperature and Thermal Diffusivity at Selected Stations in the United States*. IN: *ASHRAE Transactions Nr.* 71 (Part 1), S. 61–75, 1965.

[LAM2007] LAMARCHE, L.; BEAUCHAMP, B.: *A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes*. IN: *Energy and Buildings* 39 Nr. 2, S. 188–198, 2007. DOI: 10.1016/j.enbuild.2006.06.003.

[LAN2018] LANG, W.; AUER, T.; HEISSLER, K. M. ET AL.: *Potenziale von Niedrigtemperaturnetzen zur Steigerung des Anteils erneuerbarer Energien in Quartieren. Niedrigtemperaturnetze in Quartieren*. Abschlussbericht. FRAUNHOFER IRB-VERLAG (Hrsg.). Stuttgart: Fraunhofer IRB Verlag, 2018. ISBN: 978-3-7388-0105-7.

[LAN2019] LANDESAMT FÜR NATUR, UMWELT UND VERBRAUCHERSCHUTZ (LANUV) (Hrsg.): *Wasserwirtschaftliche Anforderungen an die Nutzung von oberflächennaher Erdwärme. LANUV-Arbeitsblatt 39* Recklinghausen, 2019. ISSN: 2197-8336 (Print)

[LEW2018] LECHWERKE AG (Hrsg.): *Kalte Nahwärme: Stadtwerke Friedberg und Lechwerke setzen innovatives Energiekonzept um,* 2018. https://www.lew.de/ueber-lew/presse/kalte-nahwaerme-friedberg. Abruf: 30.10.2019.

[LUN2014] LUND, H.; WERNER, S.; WILTSHIRE, R. ET AL.: *4th Generation District Heating (4GDH). Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems*. IN: *Energy Nr.* 68, S. 1–11, 2014. DOI: 10.1016/j.energy.2014.02.089.

[MIA2011] MIARA, M.; GÜNTHER, D.; KRAMER, T. ET AL.: *Wärmepumpen Effizienz Messtechnische Untersuchung von Wärmepumpenanlagen zur Analyse und Bewertung der Effizienz im realen Betrieb*. Abschlussbericht. FRAUNHOFER-INSTITUT FÜR SOLARE ENERGIESYSTEME ISE (Hrsg.). Freiburg, 2011.

[MIN2014] MINDER, S.; WAGNER, R.; MÜHLEBACH, M. ET AL.: *Eisspeicher-Wärmepumpen-Anlagen mit Sonnenkollektoren. Technologiestudie*. Energie-Schweiz, Bundesamt für Energie BFE (Hrsg.), 2014.

[MUL2020] MINISTERIUM FÜR UMWELT, LANDWIRTSCHAFT, NATUR- UND VERBRAUCHERSCHUTZ NRW (Hrsg.): *Fachinformationssystem ELWAS. Elektronisches wasserwirtschaftliches Verbundsystem für die Wasserwirtschaftsverwaltung in NRW,* 2019. https://www.elwasweb.nrw.de/elwas-web/, zuletzt aktualisiert am 09.10.2019. Abruf: 08.01.2020.

[NAT2019] NATURSTROM AG (Hrsg.): *Klimaschutz-Quartier: NATURSTROM AG realisiert „kalte Nahwärme" und Sonnenstrom-Versorgung,* 2019. https://www.naturstrom.de/ueber-uns/presse/news-detail/klimaschutz-quartier-naturstrom-ag-realisiert-kalte-nahwaerme-und-sonnenstrom-versorgung/. Abruf: 30.10.2019.

[NUS2018] NUSSBAUMER, T.; THALMANN, S.; JENNI, A. ET AL.: *Planungshandbuch Fernwärme*. ARBEITSGEMEINSCHAFT QM FERNWÄRME (Hrsg.), 2018. ISBN: ISBN 3-908705-30-4.

[ØST2016] ØSTERGAARD, P. A.; ANDERSEN, A. N.: *Booster heat pumps and central heat pumps in district heating*. IN: *Applied Energy* 184 Nr. 5, S. 1374–1388, 2016. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.02.144.

[PEH2009] PEHNT, M.; PAAR, A.; OTTER, P. ET AL.: *Energiebalance – Optimale Systemlösungen für erneuerbare Energien und Energieeffizienz. Endbericht*. IFEU-INSTITUT FÜR ENERGIE- UND UMWELTFORSCHUNG, WUPPERTAL-INSTITUT FÜR KLIMA, UMWELT, ENERGIE (Hrsg.). Heidelberg, Wuppertal. https://www.ifeu.de/wp-content/uploads/Energiebalance-Endbericht.pdf, 2009. Abruf: 02.01.2019.

[PEH2017] PEHNT, M.; NAST, M.; GÖTZ, C. ET AL.: *Wärmenetzsysteme 4.0. Endbericht - Kurzstudie zur Umsetzung der Maßnahme "Modellvorhaben erneuerbare Energien in hocheffizienten Niedertemperaturwärmenetzen"*. Heidelberg, Berlin, Düsseldorf, Köln., 2017.

[PEL2018] PELLEGRINI, M.; BIANCHINI, A.: *The Innovative Concept of Cold District Heating Networks. A Literature Review*. IN: *Energies Nr.* 11, 236, 2018. DOI: 10.3390/en11010236.

[PHI2012] PHILIPPEN, D.; LOGIE, W.; THALMANN, M. ET AL.: *Development of a heat exchanger that can be de-iced for the use in ice stores in solar thermal heat pump systems*. INSTITUT FÜR SOLARTECHNIK SPF, HOCHSCHULE FÜR TECHNIK RAPPERSWIL (Hrsg.). EuroSun2012, ISES-Europe Solar Conference, Rijeka, Croatia, 18-20 September 2012, 2012.

[PIK2018] POTSDAM-INSTITUT FÜR KLIMAFOLGENFORSCHUNG E. V.: *Klimazeitreihen. Bodentemperatur.* https://www.pik-potsdam.de/services/klima-wetter-potsdam/klimazeitreihen/bodentemperatur. Abruf: 30.07.2018.

[POL1993] POLLACK, H. N.; HURTER, S. J.; JOHNSON, J. R. ET AL.: *Heat flow from the Earth's interior: Analysis of the global data set*. IN: *Rev. Geophys. Nr.* 3, 31, S. 267–280, 1993. DOI: 10.1029/93RG01249.

[RAM2007] RAMMING, K.: *Bewertung und Optimierung oberflächennaher Erdwärmekollektoren für verschiedene Lastfälle*, Dissertation, Dresden. TECHNISCHE UNIVERSITÄT DRESDEN (Hrsg.). Fakultät Maschinenwesen, 2007.

[REC2019] RECKZÜGEL, M.; MEYER, M.; WALDHOFF, C. ET AL.: *Potenzialstudie Industrielle Abwärme*. LANUV-Fachbericht 96. LANDESAMT FÜR NATUR, UMWELT UND VERBRAUCHERSCHUTZ (LANUV) (Hrsg.). Recklinghausen, 2019.

[REI2020] REINERS, T.: *Auslegung kalter Wärmenetze zur regenerativen Quartiersversorgung am Beispiel der Nutzung von Grubenwasserwärme im Wohnquartier Wasserstadt Aden*, Dissertation, Bochum. RUHR-UNIVERSITÄT BOCHUM, LEHRSTUHL ENERGIESYSTEME UND ENERGIEWIRTSCHAFT (Hrsg.), 2020. ISBN: 978-3-934951-46-4.

[ROS2017] ROSSBACH, H.-J.: *"Kalte Nahwärme" Schifferstadt. Ein Flatratemodell für ein Neubaugebiet*. 12. Gebäudeenergietag Rheinland-Pfalz. STADTWERKE SCHIFFERSTADT (Hrsg.). Bingen, 03.05.2017, 2017.

[RYB2006] RYBACH, L.; MONGILLO, M.: *Geothermal Sustainability - A Review with Identified Research Needs*.
IN: *GRC Transactions* Vol. 30, S. 1083–1090, 2006.

[SBN2021] STADTWERKE BAD NAUHEIM GMBH (Hrsg.): *Kalte Nahwärme für Bad Nauheim Süd,* 2021. https://www.stadtwerke-bad-nauheim.de/produkte/kalte-nahwaerme.html. Abruf: 03.01.2021.

[SCH2014] SCHLESINGER, M.; LINDENBERGER, D.; LUTZ, C. ET AL.: *Entwicklung der Energiemärkte – Energiereferenzprognose. Projekt Nr. 57/12 des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie, Berlin*. PROGNOS AG; ENERGIEWIRTSCHAFTLICHES INSTITUT AN DER UNIVERSITÄT ZU KÖLN (EWI); GESELLSCHAFT FÜR WIRTSCHAFTLICHE STRUKTURFORSCHUNG (GWS) (Hrsg.). Basel/Köln/Osnabrück, 2014.

[SCH2017] SCHÜWER, D.: *Konversion der Wärmeversorgungsstrukturen*.
IN: *Energiewirtschaftliche Tagesfragen* 67 Nr. 11, S. 21–25, 2017.

[SHK2021] INNUNG SANITÄR HEIZUNG KLIMA FRANKFURT AM MAIN (Hrsg.): *Stundenverrechnungssätze*.
https://shk-frankfurt.de/stundenverrechnungssaetze/. Abruf: 15.01.2021

[STA2017] STAWIARSKI, K.-H.: *Kalte Nahwärme mit Wärmepumpe: Vorteile und Praxisbeispiele*. BUNDESVERBAND WÄRMEPUMPE (BWP) E. V. (Hrsg.). Wärmetagung 2017. Köln, 21.09.2017, 2017.

[STE2020] STELLINGER, C.: *Konzept einer solarthermischen Anlage in Kombination mit einem Eisspeicher*, Masterarbeit (Nr. 2020-MA-010), Bochum. RUHR-UNIVERSITÄT BOCHUM, LEHRSTUHL ENERGIESYSTEME UND ENERGIEWIRTSCHAFT (Hrsg.), 2020.

[STN2021] SCHLESWIGER STADTWERKE GMBH (Hrsg.): *Infoflyer mit Preisen für Glasfaserprodukte und Kalte Nahwärme im 3. BA Berender Redder*, Stand Januar 2018, 2018. https://www.schleswiger-stadtwerke.de/content/produkte/schleswigerNAHWAERME/technik_schleswiger_nahwaerme.php. Abruf: 02.01.2021.

[STO2014] STOBER, I.; BUCHER, K.: *Geothermie*. 2., überarb. u. aktualisierte Aufl. 2014. Berlin: Springer Spektrum, 2014. ISBN: 978-3-642-41762-7.

[STS2021] STADTWERKE SOEST GMBH (Hrsg.): *Kalte Nahwärme-für den Soester Norden. Wärmekosten und 24/7-Service*, Stand Herbst 2020, 2021. https://knw.stadtwerke-soest.de/. Abruf: 10.01.2021.

[SUL2014] SULZER, M.; HANGARTNER, D.: *Kalte Fernwärme (Anergienetze). Grundlagen-/Thesenpapier*. HOCHSCHULE LUZERN TECHNIK & ARCHITEKTUR (HRSG.). https://www.researchgate.net/publication/262418798_Grundlagen-Thesen_Kalte_Fernwarme_Anergienetze, 2014. Abruf: 31.12.2018.

[SUR2014] SUREK, D.; STEMPIN, S.: *Technische Strömungsmechanik. Für Studium, Examen und Praxis*. 2., überarb. u. erw. Aufl. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014. ISBN: 978-3-658-06061-9.

[UBA2020] UMWELTBUNDESAMT (Hrsg.): *Kohlendioxid-Emissionen im Bedarfsfeld „Wohnen“,* 2020. https://www.umweltbundesamt.de/daten/private-haushalte-konsum/wohnen/kohlendioxid-emissionen-im-bedarfsfeld-wohnen. Abruf: 06.11.2020.

[VDI2013] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V. GESELLSCHAFT VERFAHRENSTECHNIK UND CHEMIEINGENIEURWESEN (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. 11., bearb. und erw. Aufl. Berlin: Springer Vieweg, 2013. ISBN: 978-3-642-19980-6.

[VDI2067] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V. (Hrsg.): *VDI 2067 Blatt 1:2012-09. Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen. Grundlagen und Kostenberechnung.* TECHNISCHE REGEL. Berlin. Beuth, 2012.

[VDI2078] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V. (Hrsg.): *VDI 2078:2015-06. Berechnung der thermischen Lasten und Raumtemperaturen (Auslegung Kühllast und Jahressimulation).* TECHNISCHE REGEL. Berlin. Beuth, 2015.

[VDI4640-1] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V. (Hrsg.): *VDI 4640 Blatt 1:2010-06. Thermische Nutzung des Untergrundes. Grundlagen, Genehmigungen, Umweltaspekte.* TECHNISCHE REGEL. Berlin. Beuth, 2010.

[VDI4640-2] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V. (Hrsg.): *VDI 4640 Blatt 2:2019-06. Thermische Nutzung des Untergrundes. Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen.* TECHNISCHE REGEL. Berlin. Beuth, 2019.

[VDI4645] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V. (Hrsg.): *VDI 4645:2018-03. Heizungsanlagen mit Wärmepumpen in Ein- und Mehrfamilienhäusern. Planung, Errichtung, Betrieb.* TECHNISCHE REGEL. Berlin. Beuth, 2018.

[VDI4650] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE E.V. (Hrsg.): *VDI 4650 Blatt 1:2019-03. Berechnung der Jahresarbeitszahl von Wärmepumpenanlagen. Elektrowärmepumpen zur Raumheizung und Trinkwassererwärmung.* TECHNISCHE REGEL. Berlin. Beuth, 2019.

[VIE2000] VIETINGHOFF, H.: *Die Verdunstung freier Wasserflächen. Grundlagen, Einflußfaktoren und Methoden der Ermittlung*. 1. Aufl. Allensbach: UFO Atelier für Gestaltung & Verl., 2000. (UFO Naturwissenschaft, 201). ISBN: 3-930803-82-8.

[VIE2011] VIESSMANN DEUTSCHLAND GMBH (Hrsg.): *Planungshandbuch Wärmepumpen (9443898)*. Allendorf (Eder), 2011.

[VIE2012] VIESSMANN DEUTSCHLAND GMBH (Hrsg.): *TopTechnik. Heizen mit Eis - Effiziente und preisattraktive Wärmequellen für Wärmepumpen (*9446 097). www.alternative-haustechnik.de/media/pdf/08/10/3f/tt-viessmann-z012965.pdf, 2012. Abruf: 11.07.2019.

[VIE2017] VIESSMANN EIS-ENERGIESPEICHER GMBH (Hrsg.): *TopTechnik. Eis-Energiespeichersysteme für Großanlagen – innovative Energiequelle für Sole/Wasser-Wärmepumpen (*9442 363). https://www.viessmann.de/de/wohngebaeude/waermepumpe/eis-energiespeicher/eis-energiespeicher-systeme-grossanlagen.html, 2017. Abruf: 11.07.2019.

[VIE2018] VIESSMANN WERKE GMBH & CO. KG (Hrsg.): *Vitocal 222-G/333-G/300-G mit Eisspeichersystem Vitofriocal als Primärquelle (4801186).* https://www.viessmann-schemes.com/schematics, *2018.* Abruf: 16.07.2019.

[VIE2019A] VIESSMANN WERKE GMBH & CO. KG (Hrsg.): *Vitofriocal Eisspeichersystem. Planungsanleitung für Vitocal Sole/Wasser Wärmepumpen (5624552).* https://www.alternative-haustechnik.de/media/pdf/48/eb/7b/pa-vie-z013756.pdf, 2019. Abruf: 11.07.2019

[VIE2019B] VIESSMANN EIS-ENERGIESPEICHER GMBH: *Simulationsauswertung, Dimensionierung und Richtpreis für ein Eisspeichersystem. Simulation im Rahmen des Projektes Grubenwasser-Ruhr*, 02.04.2019, 2019.

[VIE2019C] VIESSMANN WERKE GMBH & CO. KG (Hrsg.): *Heizen mit Eis. Effiziente Wärmepumpenquellen intelligent eingesetzt. Pressemappe IKEA Logistikzentrum Wien, 2019*. https://www.viessmann.at/de/presse/aktuelles/heizen-mit-eis.html. Abruf: 14.08.2020.

[VIEOJ] VIESSMANN DEUTSCHLAND GMBH: *Produktbeschreibung SolarLuft-Kollektor SLK-600*, Von Viessmann Deutschland GmbH am 14.02.2020 zur Verfügung gestellt. Allendorf (Eder), o.J.

[VIV2018] VIVIAN, J.; EMMI, G.; ZARRELLA, A. ET AL.: *Evaluating the cost of heat for end users in ultra low temperature district heating networks with booster heat pumps*. IN: *Energy Nr.* 153, S. 788–800, 2018. DOI: 10.1016/j.energy.2018.04.081.

[WAT2018] WATERKOTTE GMBH (Hrsg.): *Planungsordner Wärmepumpen 2017*. Herne, 2018.

[WES2017] WESSELAK, V.: *Handbuch Regenerative Energietechnik*. 3. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2017. ISBN: 978-3-662-53072-6.

[WIL2016] WILLEMS, W. M.; SCHILD, K.; STRICKER, D. ET AL.: *Formeln und Tabellen Bauphysik. Wärmeschutz - Feuchteschutz - Klima - Akustik - Brandschutz*. 4. Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016. ISBN: 978-3-658-16049-4.

[WIN2001] WINTER, W.; HASLAUER, T.; OBERNBERGER, I. ET AL.: *Untersuchung der Gleichzeitigkeit in kleinen und mittleren Wärmenetzen*. IN: *Euroheat & Power Nr.* 09&10, 2001.

[WIT2018] WITTIG UMWELTCHEMIE GMBH: *Glysofor TERRA - Spezifikation. Produktinformationen.* WITTIG Umweltchemie GmbH (Hrsg.), 2018. https://www.glysofor.de/pdf/Glysofor-TERRA-Spezifikation-D.pdf, zuletzt aktualisiert am 02.07.2018. Abruf: 11.08.2018.

[WOL2011] WOLFF, D.; JAGNOW, K.: *Überlegungen zu Einsatzgrenzen und zur Gestaltung einer zukünftigen Fern- und Nahwärmeversorgung*. Wolfenbüttel/Braunschweig. www.delta-q.de, 2011.

[ZFK2019] ZFK ZEITUNG FÜR KOMMUNALE WIRTSCHAFT: *Berlin: Neulichterfelde wird Wärmepumpenquartier.* VKU Verlag GmbH München/Berlin (Hrsg.), 2019. https://www.zfk.de/energie/waerme/artikel/berlin-neulichterfelde-wird-waermepumpenquartier-2019-11-20/. Abruf: 01.12.2019.

Anhang

Anhang A Tabellen – und Abbildungen 189
Anhang B Rechnerische Zusammenhänge zur Ermittlung der Fluidtemperatur in den Erdwärmesonden 202
Anhang C Ergänzende Berechnungsgrundlagen Eisspeicher 215

Anhang A Tabellen- und Abbildungen

Tabellenverzeichnis Anhang

Tabelle A-1: Vergleich von kaltem Nahwärmenetz und Heißwassernetz 191

Tabelle A-2: Widerstandsbeiwerte für Einbauten 191

Tabelle A-3: Eingabeparameter zur Berechnung der Erdwärmesonden 192

Tabelle A-4: Maße der PE-Kunststoffrohre mit SDR 11 192

Tabelle A-5: Parameter der kalten Nahwärme-Trasse und spezifische Kosten zur Berechnung der Gesamtkosten 193

Tabelle A-6: Parameter zur Berechnung der Wärmedurchgänge durch die Behälterwand des Eisspeichers 217

Tabelle A-7: Parameter zur Berechnung des Entzugswärmetauschers in dem Eisspeicher 221

Abbildungsverzeichnis Anhang

Abbildung A-1: Jahrestemperaturverlauf in stündlicher Auflösung am Betrachtungsstandort Bergkamen 194

Abbildung A-2: Jahresverlauf der Energiebedarfe im MFH-Szenario. 194

Abbildung A-3: Pumpenkennlinie der Umwälzpumpen 195

Abbildung A-4: Verdampferkennlinien der Wärmepumpen 195

Abbildung A-5: Druckverluste und Rohrnennweiten im MFH-Szenario 195

Abbildung A-6: Schichtverzeichnis Untersuchungsstandort 196

Abbildung A-7: Draufsicht auf einen Eisspeicher 196

Abbildung A-8: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS EWK und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das MFH-Szenario 198

Abbildung A-9: Energiebilanz im MFH-Szenario mit EWK 198

Abbildung A-10: Temperaturen des Erdwärmesondenfeldes beim MFH-Szenario 199

Abbildung A-11: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS EWS und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das MFH-Szenario 199

Abbildung A-12: Energiebilanz im MFH-Szenario mit EWS 199

Abbildung A-13: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS GW und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das MFH-Szenario 200

Abbildung A-14: Energiebilanz im MFH-Szenario mit GW 200

Abbildung A-15: Jahresverlauf von der Vorlauftemperatur im kalten Nahwärmenetz und dem Eisanteil im Eisspeicher im MFH-Szenario 201

Abbildung A-16: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS EIS und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das MFH-Szenario 201

Abbildung A-17: Energiebilanz im MFH-Szenario mit EIS....201

Abbildung A-18: G-Funktionen für ein 10 x 10 Sondenfeld 208

Abbildung A-19: Sondenabstände und Gewichtung in einem 5 x 10 Sondenfeld 214

Abbildung A-20: Temperatur im Entzugswärmetauscher im Eisspeicherbetrieb....218

Abbildung A-21: Geometrie und Rohranordnung des Entzugswärmetauschers....219

Tabelle A-1 stellt kalte Nahwärmenetze im Vergleich zu herkömmlichen Heißwassernetzen durch Unterschiede und Gemeinsamkeiten gegenüber.

Tabelle A-1: Vergleich von kaltem Nahwärmenetz und Heißwassernetz

Heißwassernetz	Kaltes Nahwärmenetz
Unterschiede	
Auslegung auf Deckung Heizwärmebedarf	Auslegung auf Deckung des Heizwärme- und/oder Kühlbedarfs
100 % Wärmeerzeugung durch zentrale Erzeugeranlage(n)	70 - 85 % Wärmeerzeugung durch Wärmequelle, Rest durch dezentrale Wärmepumpe
Netztemperatur > 70 °C	Netztemperatur < 20 °C
Netzwärmeverluste 10 - 20 % [PEH2017, S.44]	Temperatur- und Netzwärmeverluste geringer
Spreizung 20 K - 60 K [HAK1982, S.254]	Spreizung 3 K - 6 K
Zentrale druckbehaftete Umwälzung	Zentrale oder dezentrale Umwälzung mit druckbehafteter oder druckloser Verteilung
Passive Kühlung nicht möglich	Passive Kühlung möglich
Bekannte Abrechnungsvarianten	Verschiedene Abrechnungsvarianten möglich.
Isoliertes Rohrmaterial	Nicht isolierte Kunststoffrohre
Übergabestation beim Kunden nötig	Wärmepumpe beim Kunden notwendig
Gemeinsamkeiten	
I.d.R. Strahlen- oder Ringnetz	
Netz i.d.R als Zweileitersystem	
Erschließung einer gemeinsamen Quelle	
Rechtliche Grundlage AVB Fernwärme	

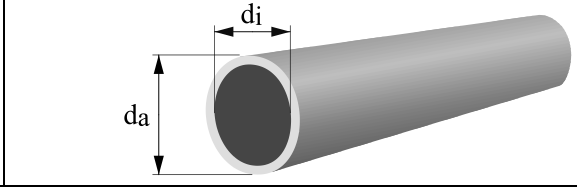
Tabelle A-2: Widerstandsbeiwerte für Einbauten [SUR2014, S.713]

	Widerstandsbeiwert ζ [-]					
Verhältnis $\dot{V}_a/\dot{V}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
Trennung	0,04	-0,08	-0,05	0,07	0,21	0,35
Vereinigung	0,04	0,17	0,3	0,41	0,51	0,6
Absperrschieber	1,2					

Tabelle A-3: Eingabeparameter zur Berechnung der Erdwärmesonden

Eingabeparameter	Symbol	Wert	Literaturquelle
Länge der Erdwärmesonde [m]	H	99	Eigene Vorgabe
Geothermischer Temperaturgradient [K/m]	$\Delta T_{E,Grad}$	0,032	[BAU2018, S.496]
Wärmeleitfähigkeit Erdreich [W/(mK)]	λ_E	2,3	[VDI4640-1, S.10]
Spez. Wärmekapazität Erdreich [J/(kgK)]	$c_{p,E}$	918	[VDI4640-1, S.10]
Dichte Erdreich[kg/m³]	ρ_E	2.450	[VDI4640-1, S.10]
Wärmeleitfähigkeit der Verfüllung [W/(mK)]	λ_V	2,0	[BRA2015, S.38]
Wärmeleitfähigkeit der Rohre [W/(mK)]	λ_{U-R}	0,42	[BRA2015, S.37]
Bohrlochradius [m]	r_B	0,075	[BRA2015, S.37]
Rohrinnenradius [m]	r_i	0,0131	[BRA2015, S.37]
Rohraußenradius [m]	r_a	0,016	[BRA2015, S.37]
Diagonaler Abstand zwischen den beiden U-Rohren einer Erdwärmesonde [m]	Bu	0,065	[BRA2015, S.37]
Massenstrom je Erdwärmesonde [kg/s]	$\dot{m}_F$	Abhängig von dem Szenario	
Wärmeleitfähigkeit Sondenfluid [W/(mK)]	λ_F	0,50	[WIT2018, S.6]
Spez. Wärmekapazität Sondenfluid [J/(kgK)]	$c_{p,F}$	3.940	[WIT2018, S.6]
Dichte Sondenfluid [kg/m³]	ρ_F	1.034	[WIT2018, S.6]
Dynamische Viskosität Sondenfluid [kg/(ms)]	η_F	0,003	[WIT2018, S.6]
Jährlich gemittelte Temperatur der Erdoberfläche [K]	$\overline{T_O}$	284,45	[DWD2019]

Tabelle A-4: Maße der PE-Kunststoffrohre mit SDR 11[2] [DIN8074, S.13f.]

	Rohrnennweite										
DN [mm]	50	63	75	110	160	200	225	250	280	315	355
Außendurchmesser d_a [mm]	50	63	75	110	160	200	225	250	280	315	355
Innendurchmesser d_i [mm]	40,8	51,4	61,4	90,0	130,8	163,6	184,0	204,6	229,2	257,8	290,6
Wandstärke [mm]	4,6	5,8	6,8	10	14,6	18,2	20,5	22,7	25,4	28,6	32,2
Abmessungen											

[2] SDR: Verhältnis zwischen Nenn-Außendurchmesser des Rohres und der Wandstärke

Tabelle A-5: Parameter der kalten Nahwärme-Trasse und spezifische Kosten zur Berechnung der Gesamtkosten

Parameter der kalten Nahwärmetrasse											Verweis
DN [mm]	50	63	75	110	160	200	225	250	280	315	
Materiallänge ab Werk [m]	100	100	100	100	100	12	12	12	12	12	
Zwischenabstand Einzelrohre [m]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	[DIN4124]
Trassentiefe [m]	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	[DIN4124]
Trassenbreite [m]	0,8	0,8	0,9	0,9	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3	[DIN4124]
Erdaushub[m³/m]	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	
Abtransport Boden [m³]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	
Rohr PE100-RC [€/m]	2,1	3,3	4,7	9,3	19,8	30,8	39,0	47,8	60,2	78,4	[GEO2018]
Muffe [€/St.]	10,3	10,9	15,4	24,8	45,3	77,8	95,4	133,2	189,2	274,0	[GEO2018]
T-Stück [€/St.]	50,2	50,7	54,8	60,6	95,6	110,8	126,0	175,5	198,9	244,4	[GEO2018]
Montage Verbindungsstück [€/St.]	65	65	65	65	65	65	65	65			[GWR2019]
Verlegung Rohr [€/m]	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	[GWR2019]
Bodenaushub und Wiederverfüllung [€/m³]	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	[GWR2019]
Glykol [€/m³]	1.512	1.512	1.512	1.512	1.512	1.512	1.512	1.512	1.512	1.512	[WIT2018]

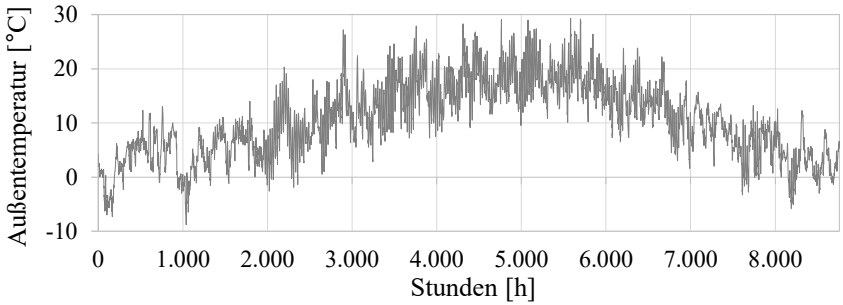


Abbildung A-1: Jahrestemperaturverlauf in stündlicher Auflösung am Betrachtungsstandort Bergkamen, erstellt aus dem TRJ-Datensatz mit den Bezugskoordinaten (WGS84) 51,6171° N und 7,5851° O [DWD2019]

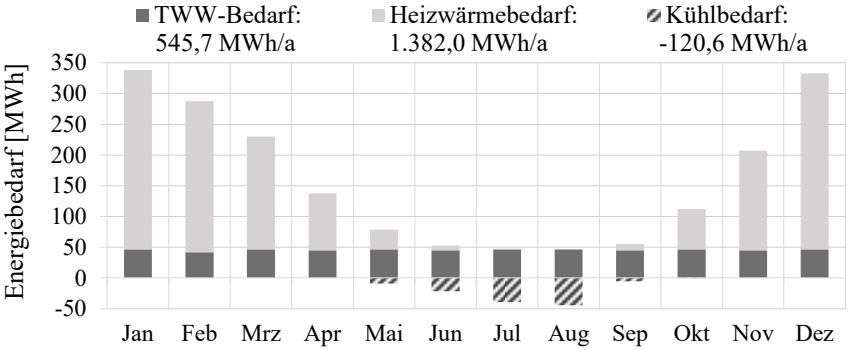


Abbildung A-2: Jahresverlauf der Energiebedarfe im MFH-Szenario

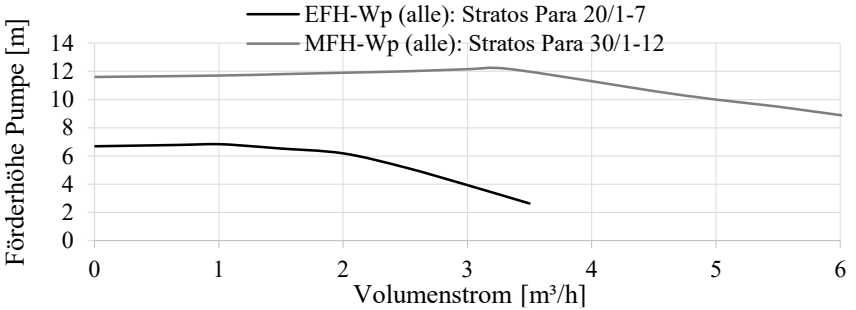


Abbildung A-3: Pumpenkennlinie der Umwälzpumpen [KUN2018A, S.32ff.]

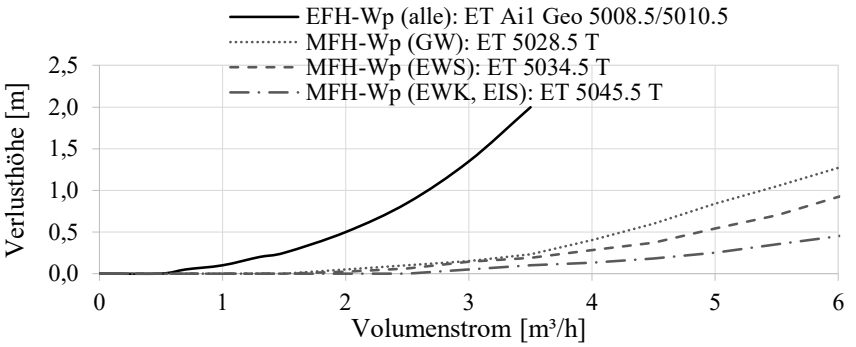


Abbildung A-4: Verdampferkennlinien der Wärmepumpen [KUN2018A, S.32ff.]

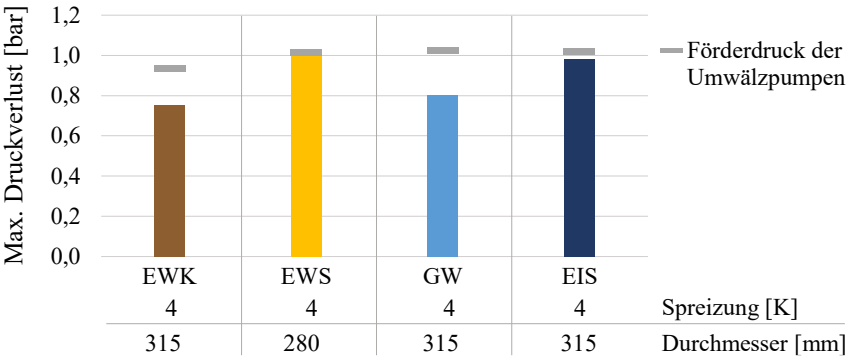
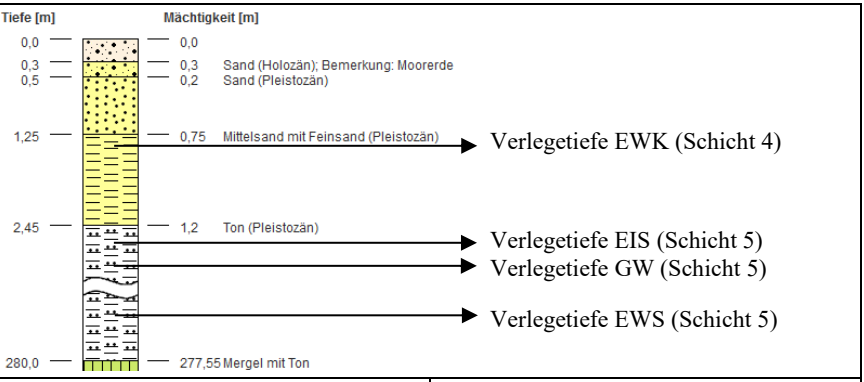


Abbildung A-5: Druckverluste und Rohrnennweiten im MFH-Szenario



Schicht 4:

Schicht 4, Interval 1,25 - 2,45 m

Attribut	Wert
Gesteinskodierung (DABO)	T
Gesteinsbezeichnung (DABO)	Ton

Petrographie

Petrographie	Anteil [%]	Gesteins
Ton	40,0 - 100,0	

Schicht 5:

Schicht 5, Interval 2,45 - 280,0 m

Attribut	Wert
Gesteinskodierung (DABO)	M; ; T; 3
Gesteinsbezeichnung (DABO)	Mergel; tonig;

Petrographie

Petrographie	Anteil [%]	Gesteinsfarbe
Mergel	40,0 - 100,0	grau
Ton	15,0 - 30,0	

Abbildung A-6: Schichtverzeichnis Untersuchungsstandort ID DABO_70821 [BGR2020]

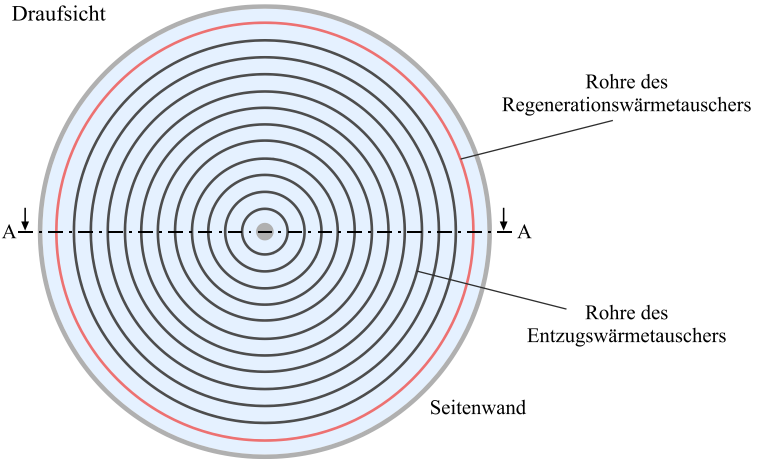


Abbildung A-7: Draufsicht auf einen Eisspeicher

Die Funktionen für alle Wärmepumpentypen, die in den Einfamilienhäusern und den Mehrfamilienhäusern eingesetzt werden, finden sich in den Formeln 0.1 bis 0.10. Die Formeln 0.1 bis 0.5 berechnen den COP_{Heiz} der Wärmepumpen im Heizbetrieb bei einer Vorlauftemperatur von 35 °C. Die Formeln 0.6 bis 0.10 berechnen den COP_{TWW} für die Warmwasserbereitung bei 55 °C. der COP ist jeweils abhängig von der Eintrittstemperatur in die Wärmequellenanlage ϑ_{Ein}. Die Formeln ergänzen die Ausführungen auf Seite 55 in Kapitel 4.2.

$$COP_{Heiz_5008.5} = 0{,}0031 \cdot \vartheta_{Ein}^2 + 0{,}1383 \cdot \vartheta_{Ein} + 5{,}2951 \quad 0.1$$

$$COP_{Heiz_5010.5} = 0{,}0015 \cdot \vartheta_{Ein}^2 + 0{,}1510 \cdot \vartheta_{Ein} + 5{,}4612 \quad 0.2$$

$$COP_{Heiz_5028.5} = 0{,}0022 \cdot \vartheta_{Ein}^2 + 0{,}1275 \cdot \vartheta_{Ein} + 5{,}0623 \quad 0.3$$

$$COP_{Heiz_5034.5} = 0{,}0016 \cdot \vartheta_{Ein}^2 + 0{,}1101 \cdot \vartheta_{Ein} + 4{,}8478 \quad 0.4$$

$$COP_{Heiz_5045.5} = 0{,}0013 \cdot \vartheta_{Ein}^2 + 0{,}1053 \cdot \vartheta_{Ein} + 4{,}7334 \quad 0.5$$

$$COP_{TWW_5008.5} = 0{,}0009 \cdot \vartheta_{Ein}^2 + 0{,}0701 \cdot \vartheta_{Ein} + 3{,}1411 \quad 0.6$$

$$COP_{TWW_5010.5} = 0{,}0026 \cdot \vartheta_{Ein}^2 + 0{,}0685 \cdot \vartheta_{Ein} + 3{,}1492 \quad 0.7$$

$$COP_{TWW_5028.5} = 0{,}0011 \cdot \vartheta_{Ein}^2 + 0{,}0637 \cdot \vartheta_{Ein} + 3{,}0811 \quad 0.8$$

$$COP_{TWW_5034.5} = 0{,}0013 \cdot \vartheta_{Ein}^2 + 0{,}0534 \cdot \vartheta_{Ein} + 2{,}8674 \quad 0.9$$

$$COP_{TWW_5045.5} = 0{,}0008 \cdot \vartheta_{Ein}^2 + 0{,}0512 \cdot \vartheta_{Ein} + 2{,}881 \quad 0.10$$

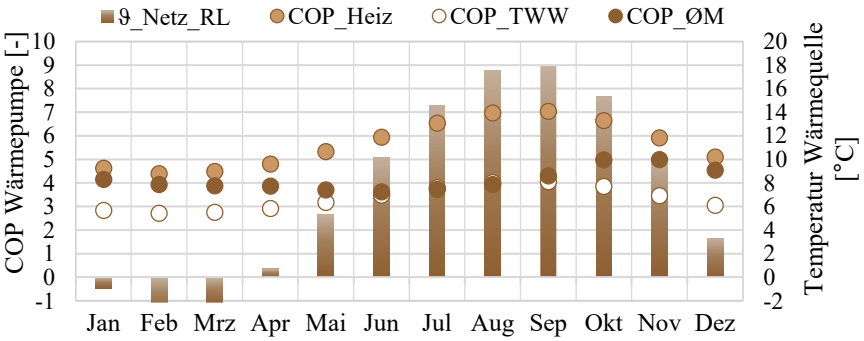


Abbildung A-8: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS EWK und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das MFH-Szenario (Die Säulen zeigen die Temperaturen; die Punkte den COP)

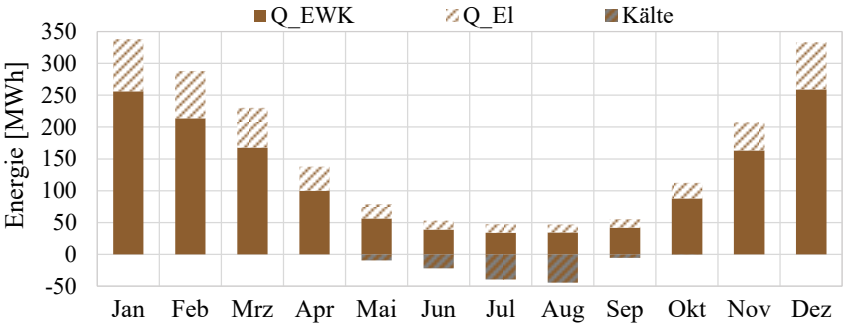


Abbildung A-9: Energiebilanz im MFH-Szenario mit EWK

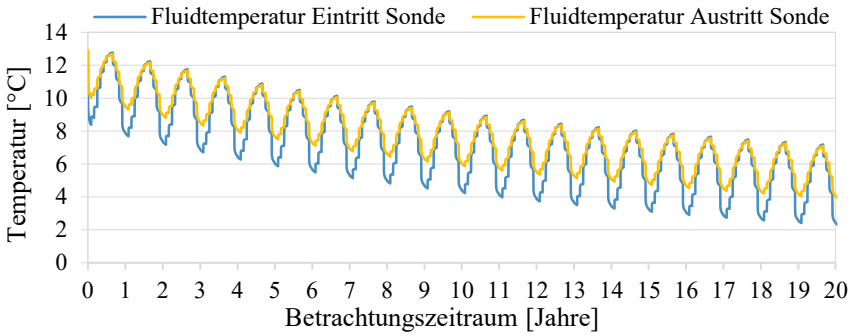


Abbildung A-10: Temperaturen des Erdwärmesondenfeldes beim MFH-Szenario

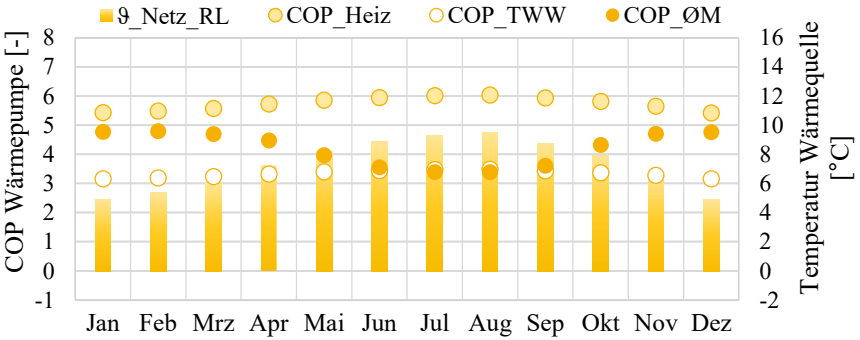


Abbildung A-11: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS EWS und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das MFH-Szenario (Die Säulen zeigen die Temperaturen; die Punkte den COP)

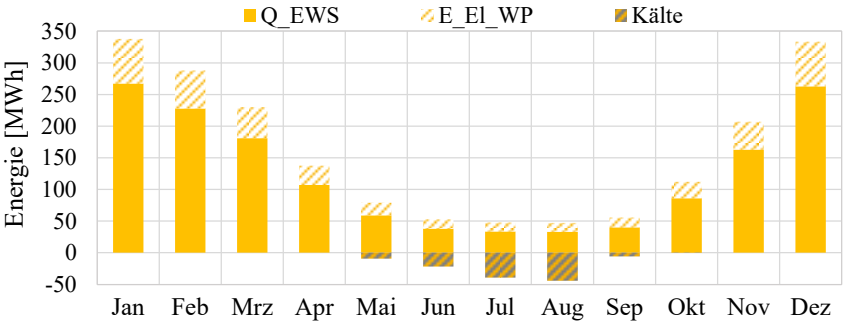


Abbildung A-12: Energiebilanz im MFH-Szenario mit EWS

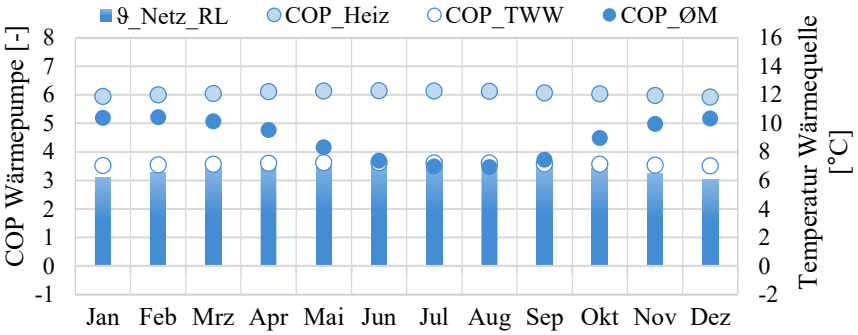


Abbildung A-13: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS GW und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das MFH-Szenario (Die Säulen zeigen die Temperaturen; die Punkte den COP)

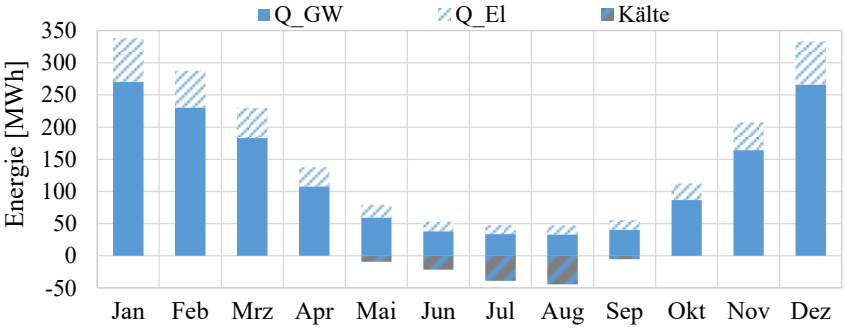


Abbildung A-14: Energiebilanz im MFH-Szenario mit GW

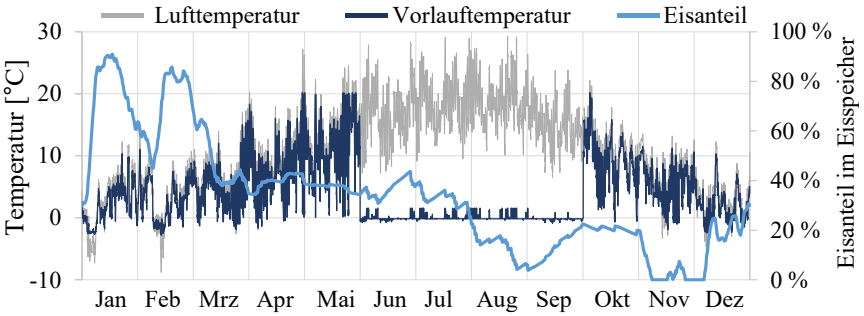


Abbildung A-15: Jahresverlauf von der Vorlauftemperatur im kalten Nahwärmenetz und dem Eisanteil im Eisspeicher im MFH-Szenario

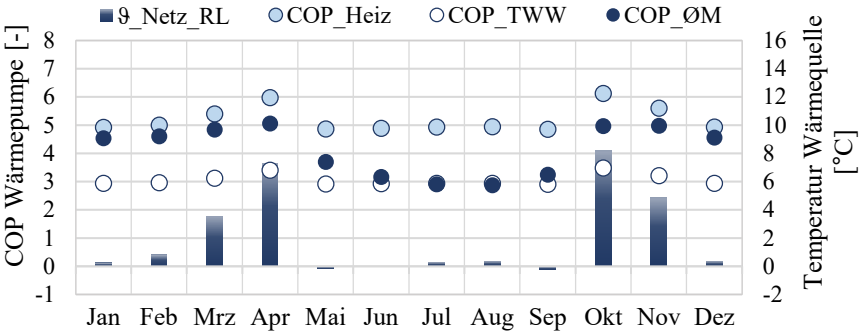


Abbildung A-16: Verlauf der Netzrücklauftemperatur beim WQS EIS und Leistungszahlen der Wärmepumpe für das MFH-Szenario
(Die Säulen zeigen die Temperaturen; die Punkte den COP)

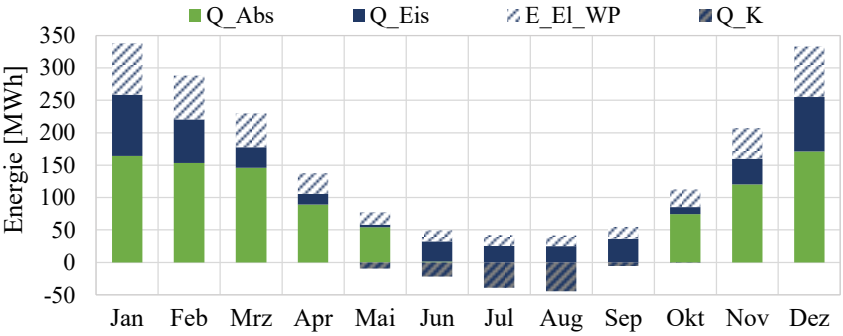


Abbildung A-17: Energiebilanz im MFH-Szenario mit EIS

Anhang B Rechnerische Zusammenhänge zur Ermittlung der Fluidtemperatur in den Erdwärmesonden

Anhang B stellt die detaillierten rechnerischen Zusammenhänge zur Ermittlung der Fluidtemperatur in einem Erdwärmesondenfeld dar. Dieses Kapitel bezieht sich auf die Ausführungen in Kapitel 5.2.2 auf Seite 83. Um die Temperatur in den Erdwärmesonden eines Erdwärmesondenfeldes zu berechnen sind drei Schritte (1) bis (3) notwendig, die in Kapitel 5.2.2 erläutert werden.

(1) Berechnung der thermischen Bohrlochwiderstände einer Sonde

Basierend auf den Rahmenbedingungen aus Kapitel 5.2.2 wird die Berechnung der Fluidtemperatur durchgeführt. Dazu hat der nachfolgende Abschnitt das Ziel die Bohrlochwiderstände einer Erdwärmesonde zu berechnen. Zu diesem Zweck muss eine Reihe von Größen berücksichtigt werden, die in den folgenden Formeln definiert sind. Die Größen, die allein von den Erdreicheigenschaften, der Sondengeometrie und dem Sondenfluid abhängig sind, werden zur besseren Übersicht direkt berechnet. Die Werte sind global für alle Sonden in dem Sondenfeld zu verwenden.

Wärmeleitung und Erdreichtemperatur

Die Temperaturleitfähigkeit a_E definiert, wie schnell sich eine Temperatur im Erdreich fortpflanzt. Formel 0.11 berechnet a_E aus der Wärmeleitfähigkeit λ_E, der spezifischen Wärmekapazität $c_{p,E}$ und der Dichte des Erdreiches ρ_E [HUB2005, S.7].

$$a_E = \frac{\lambda_E}{c_{p,E} \cdot \rho_E} = 1{,}02 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s} \qquad 0.11$$

Formel 0.12 berechnet die ungestörte Erdreichtemperatur $T_{E,un}$ auf mittlerer Höhe der Erdwärmesonde als repräsentativen Wert für das Sondenfeld [HUB2005, S.5]. Es wird der Zusammenhang mit der gemittelten Oberflächentemperatur $T_{E,\emptyset}$, dem Temperaturgradienten $\Delta T_{E,Grad}$ und der halben Sondenlänge H genutzt.

$$T_{E,un} = T_{E,\emptyset} + \frac{H}{2} \cdot \Delta T_{E,Grad} \approx 286{,}0\ K \qquad 0.12$$

Thermische Widerstände in der Doppel-U-Sonde

Zur Ermittlung der thermischen Widerstände in der Doppel-U-Rohrsonde bilden die Formeln 0.13 bis 0.23 die Grundlage. Sie definieren relevante Parameter zur Beschreibung der Sonde. Der Faktor b drückt das Verhältnis von dem diagonalen Abstand zwischen den Sondenrohren Bu zu dem Außenradius der Bohrung r_B aus [HUB2005, S.12]:

$$b = \frac{Bu}{2 \cdot r_B} = 0{,}433 \qquad 0.13$$

Der dimensionslose Konduktivitätsparameter σ_E zwischen dem Erdreich und der Verfüllung der Sonde wird mit Formel 0.14 bestimmt [HUB2005, S.12]. Durch die Verwendung eines thermisch optimierten Verfüllmaterials, das eine ähnliche Wärmeleitfähigkeit wie das Erdreich aufweist, wird ein geringer Wert σ_E erreicht. Dies wirkt sich positiv auf den Wärmeübergang aus.

$$\sigma_E = \frac{\lambda_V - \lambda_E}{\lambda_V + \lambda_E} = -0{,}0698 \qquad 0.14$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α_F in Formel 0.15 definiert den Wärmeübergang zwischen der U-Rohrwand und dem Sondenfluid [HUB1997, S.18]. Neben der Wärmeleitfähigkeit des Sondenfluids λ_F und dem Rohrinnendurchmesser $2r_i$ muss der Wärmeübergang zwischen der U-Rohrwand und dem strömenden Sondenfluid bekannt sein. Dieser wird durch die dimensionslose Nusselt-Zahl Nu bestimmt.

$$\alpha_F = \frac{Nu \cdot \lambda_F}{2 \cdot r_i} \qquad 0.15$$

Die Nusselt-Zahl ist abhängig von den thermodynamischen Eigenschaften des Fluides (Prandtl-Zahl) und dem Strömungszustand innerhalb des Rohres (Reynolds-Zahl). Der Strömungszustand innerhalb des Rohres wird durch die Reynolds-Zahl in Formel 0.16 wiedergegeben [HUB1997, S.18]. Die Reynolds-Zahl Re ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit des Sondenfluids im U-Rohr w_F, der kinematischen Viskosität des Sondenfluids ν_F, sowie dem Rohrinnendurchmesser $2r_i$.

$$Re = \frac{w_F \cdot 2 \cdot r_i}{\nu_F} \qquad 0.16$$

Formel 0.17 bestimmt die Strömungsgeschwindigkeit w_F, indem der Massenstrom $\dot{m}_F$ in der Sonde mit der Dichte ρ_F auf die zwei parallel durchströmten U-Rohre mit dem Innenradius r_i aufgeteilt wird [HUB2005, S.23].

$$w_F = \frac{\dot{m}_F}{2 \cdot \pi \cdot {r_i}^2 \cdot \rho_F} \qquad 0.17$$

Der Massenstrom $\dot{m}_F$ je Sonde berechnet sich aus dem Sollvolumenstrom $\dot{V}_{Netz,max}$, geteilt durch die Anzahl an Erdwärmesonden n_S in dem Sondenfeld (Formel 0.18).

$$\dot{m}_F = \frac{\rho_F \cdot \dot{V}_{Netz,max}}{n_S} \qquad 0.18$$

Die Prandtl-Zahl Pr ist ebenfalls dimensionslos und bezieht sich auf die thermodynamischen Eigenschaften des Sondenfluids. Sie ist definiert durch die dynamische Viskosität η_F, die Wärmekapazität $c_{p,F}$ und die Wärmeleitfähigkeit λ_F [HUB1997, S.18]:

$$Pr = \frac{\eta_F \cdot c_{p,F}}{\lambda_F} = 23{,}641 \qquad 0.19$$

In dem laminaren Strömungsbereich mit $Re < 2.300$ hat die Nusselt-Zahl nach Formel 0.20 einen konstanten Wert [HUB1997, S.18].

$$Nu_{lam} = 4{,}36 \qquad 0.20$$

In dem Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung mit $2.300 < Re < 10.000$ nimmt die Nusselt-Zahl $Nu_{Ü}$ nach Formel 0.21 exponentiell mit der Reynolds-Zahl zu [HUB1997, S.18f.].

$$Nu_{Ü} = 4{,}36 \cdot e^{\left(\ln\left(\frac{Nu_{Re=10.000}}{4{,}36}\right) \cdot \frac{\ln\left(\frac{Re}{2.300}\right)}{\ln\left(\frac{10.000}{2.300}\right)}\right)} \qquad 0.21$$

Die Nusselt-Zahl für den oberen Grenzwert des Übergangsbereich zur turbulenten Strömung ($Re = 10.000$) wird mit Formel 0.22 definiert. Die Konstante K wird mit Formel 0.23 in Abhängigkeit der Prandtl-Zahl ermittelt. Mit der berechneten Nusselt-Zahl kann der Wärmeübergangskoeffizient aus Formel 0.15 bestimmt werden.

$$Nu_{Re=10.000} = 10.000 \cdot Pr \cdot \frac{\frac{0{,}031437}{8}}{1{,}107 + K \cdot \sqrt{\frac{0{,}031437}{8}} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 138{,}67 \quad 0.22$$

$$K = 11{,}7 + 1{,}8 \cdot Pr^{-\frac{1}{3}} = 12{,}33 \quad 0.23$$

Die thermischen Widerstände innerhalb der Erdwärmesonde können nun formuliert werden. Dazu zählen der interne Bohrlochwiderstand und der Bohrlochwiderstand. Der interne Bohrlochwiderstand $R_{a,int}$ definiert den Widerstand zwischen dem heraufströmenden und dem herabströmenden Sondenfluid in der Sonde. Die Berechnung von $R_{a,int}$ wird mit der Formel 0.24 durchgeführt und ist nur gültig für symmetrische Anordnungen der Sondenrohre [HUB2005, S.14].

$$R_{a,int} = \frac{1}{\pi \cdot \lambda_V} \cdot \begin{pmatrix} ln\left(\frac{\sqrt{2} \cdot b \cdot r_B}{r_i}\right) - \frac{1}{2} ln\left(\frac{2 \cdot b \cdot r_B}{r_i}\right) \\ -\sigma_E \cdot \frac{1}{2} ln\left(\frac{1 - b^4}{1 + b^4}\right) \end{pmatrix} + \frac{1}{2\pi \cdot r_i \cdot \alpha_F} + R_R \quad 0.24$$

In Formel 0.24 muss der thermische Widerstand der Wand der Sondenrohre R_R eingesetzt werden. Er ist nach Formel 0.25 abhängig von der Wärmekapazität des U-Rohres λ_{U-R}, dem Innenradius r_i sowie dem Außenradius r_a der PE-Rohre [HUB2005, S.14].

$$R_R = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{U-R}} \cdot \ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right) = 0{,}0758 \ \frac{Km}{W} \quad 0.25$$

Der thermische Bohrlochwiderstand R_b setzt sich zusammen aus dem Wärmeübergangswiderstand von dem Sondenfluid zur Verfüllung und dem Widerstand der Verfüllung. Der Bohrlochwiderstand ist abhängig von der Geometrie, der Hinterfüllung und der Durchströmung der Sonde. Formel 0.26 zeigt den gewählten Berechnungsansatz nach [HUB2005, S.13f.].

$$R_b = \frac{1}{8\pi \cdot \lambda_V} \cdot \left(\beta + \ln\left(\frac{r_B}{r_i}\right) + \ln\left(\frac{r_B}{Bu}\right) + \sigma_E \ln\left(\frac{{r_B}^4}{{r_B}^4 - \frac{Bu^4}{16}}\right) - \frac{\frac{{r_i}^2}{Bu^2} \cdot \left[1 - \sigma_E \cdot \frac{\frac{1}{4}Bu^4}{{r_B}^4 - \frac{Bu^4}{16}}\right]^2}{\frac{1+\beta}{1-\beta} + \frac{{r_i}^2}{Bu^2} \cdot \left[1 + \sigma_E \cdot \frac{Bu^4 \cdot {r_B}^4}{\left({r_B}^4 - \frac{Bu^4}{16}\right)^2}\right]} \right) \qquad 0.26$$

Formel 0.27 bezieht sich auf den dimensionslosen thermischen Widerstand β zwischen der U-Rohrwand und dem Sondenfluid [HUB2005, S.14].

$$\beta = \lambda_V \cdot \left(\frac{1}{r_i \cdot \alpha_F} + \frac{ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right)}{\lambda_{U-R}} \right) = 2{,}57 \qquad 0.27$$

(2) Berechnung der mittleren Erdreichtemperaturen am Monatsende an der Bohrlochwand der Erdwärmesonde als Reaktion auf den monatlichen Energieentzug. Zur Abbildung der gegenseitigen thermischen Beeinflussung mehrerer Sonden und deren Auswirkung auf die Temperaturen an der Bohrlochwand werden g-Funktionen benötigt.

Um die Fluidtemperatur berechnen zu können, muss als Zwischenschritt zunächst die Temperatur an der Bohrlochwand der Erdwärmesonde abgebildet werden. In einem Feld aus mehreren Erdwärmesonden beeinflussen sich der Wärmeentzug einer Sonde und die Wärmeentzüge der anderen Sonden gegenseitig. Dies hat einen Einfluss auf die Temperaturen im Erdreich zwischen den einzelnen Sonden und direkt an der Bohrlochwand. Bei der Berechnung der Erdreichtemperatur $T_{E,neu,N}$ an der Bohrlochwand einer Sonde wird der derzeitige und die zurückliegenden Wärmeströme berücksichtigt, da sich jeder zurückliegende Energieentzug auf den Zustand an der Bohrlochwand auswirkt. Bei einer Versorgung von Wohngebäuden verändert sich der Wärmebedarf aufgrund des wechselnden saisonales Klimas stetig. Im Rahmen der Arbeit werden die Wärme- und Kältebedarfe monatlich zusammengefasst. Laut [VDI4640-2, S.32] genügt eine Betrachtung von monatlichen Heiz- und Kühllastprofilen zur Abbildung des zeitlichen Verlaufs der thermischen Belastung der Erdwärmesonden und

den daraus resultierenden Temperaturen. Formel 0.28 basiert auf dem Ansatz von Huber [HUB1999, S.16] [HUB2005, S.11].

$$T_{E,neu,N} = T_{E,un} - \left(\sum_{i=1}^{N} \frac{g_{Sf}\left(Es, \frac{r_B}{H}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_E} \cdot [\dot{q}_{N-i+1} - \dot{q}_{N-i}] \right) \qquad 0.28$$

Zur Berechnung der Erdreichtemperatur $T_{E,neu,N}$ wird von der ungestörten Erdreichtemperatur $T_{E,un}$ die Temperaturabsenkung durch die Veränderung des spezifischen Wärmeentzuges $(\dot{q}_{N-i+1} - \dot{q}_{N-i})$ zum Zeitpunkt N und aller zurückliegenden Zeitpunkte $i = 1$ bis N subtrahiert. Zur Berechnung der Temperaturabsenkung wird die Veränderung der spezifischen Wärmeentzugsleistung mit der g-Funktion des Sondenfeldes g_{Sf} multipliziert. Die g-Funktion wird später beschrieben. Die neue mittlere Erdreichtemperatur $T_{E,neu,N}$ an der Bohrlochwand stellt sich an allen Sonden ein. Dies entspricht dem Ansatz, dass über alle Sonden ein gemittelter Wärmestrom entzogen wird. [HUB2005, S.56]
Als Zeitschritt der Berechnung wird ein Tag gewählt. Die Berechnung wird somit für jeden Tag N der Berechnungsdauer von 50 Jahren durchgeführt. Es entstehen 18.250 Berechnungspunkte. Nach etwa jedem 31.ten Berechnungsschritt beginnt ein neuer Monat mit einem veränderten Energieentzug. Der spezifische Wärmestrom pro Tag $\dot{q}_N$ bildet sich aus dem monatlichen Energieentzug, geteilt durch die Sondenlänge H, die Anzahl der Sonden n_S und den Zeitraum von einem Monat Δt_M (siehe Formel 0.29). Der monatliche Energieentzug setzt sich aus dem monatlichen Wärmebedarf $Q_{W,M}$ und dem monatlichen Kühlbedarf $Q_{K,M}$ zusammen. Der Kühlbedarf hat ein negatives Vorzeichen.

$$\dot{q}_N = \frac{Q_{W,M} + Q_{K,M}}{n_S \cdot H \cdot \Delta t_M} \qquad 0.29$$

Zur Berechnung der Temperaturen an der Bohrlochwand fehlt noch die in Formel 0.28 verwendete Greensche Funktion (g-Funktion). Die g-Funktion ermöglicht es, die Temperaturabsenkung ΔT_{Abs} um eine Sonde bzw. ein Sondenfeld dimensionsbefreit darzustellen. Dafür gilt der Zusammenhang in Formel 0.30 mit der spezifischen Wärmeentzugsleistung $\dot{q}_N$ und der Wärmeleitfähigkeit des Erdreiches λ_E [HUB2005, S.7]. Der Wert der g-Funktion $g(r, t)$ wird in Abhängigkeit der Zeit t und der Entfernung r zur Sondenachse angegeben. [KOZ2017, S.116f.] [KOE2011, S.201f.]

$$g(r,t) = \frac{\Delta T_{Abs}(r,t)\ 2 \cdot \pi \cdot \lambda_E}{\dot{q}_N} \qquad 0.30$$

Abbildung A-18 zeigt exemplarisch für ein 10 x 10 Sondenfeld die g-Funktionen für verschiedene Verhältnisse D/H, die [ESK1987, S.7] numerisch bestimmt hat. Bei einer Sondenlänge von H = 100 m bedeutet ein Verhältnis von D/H = 0,1, dass die Sonden einen Abstand von 10 m haben. Die g-Funktion einer Einzelsonde wird mit dem Verhältnis $D/H = \infty$ dargestellt. Da sich um die Einzelsonde herum keine andere Sonde befindet, ergibt sich ein unendlich großer Sondenabstand.

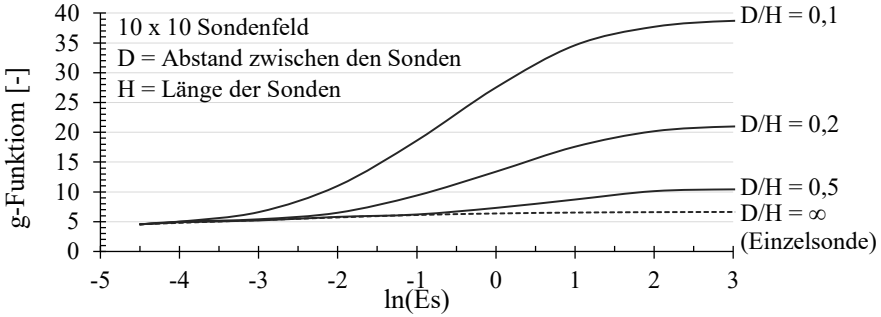


Abbildung A-18: G-Funktionen für ein 10 x 10 Sondenfeld, nach [ESK1987, S.7]

Die g-Funktion ist aufgetragen über den natürlichen Logarithmus der Eskilson-Zahl. Mit der dimensionslosen Eskilson-Zahl kann der zeitliche Verlauf der g-Funktion dargestellt werden. Die Eskilson-Zahl Es stellt die aktuelle Berechnungszeit t der Zeitkonstante von Erdwärmesonden t_s gegenüber (Formel 0.31). Die Zeitkonstante t_s charakterisiert das Zeitverhalten der Sonden und berechnet sich mit der Tiefe der Sonden H und der Temperaturleitfähigkeit des Erdreiches a_E. [HUB2005, S.8]

$$Es = \frac{t}{t_s} = \frac{9 \cdot a_E \cdot t}{H^2} \qquad 0.31$$

Abbildung A-18 zeigt, dass die g-Funktionswerte mit der Zeit größer werden. Das bedeutet, dass die Temperatur im Erdreich um die Sonden herum mit der Zeit absinkt. Ab einem Wert von $\ln(Es \approx 20) = 3$ nimmt die g-Funktion nicht mehr zu. Das Sondenfeld befindet sich mit dem umgebenden Erdreich im Gleichgewichtszustand. Dies entspricht einem Zeitraum von

etwa 700 Jahren. Zum Vergleich ist die Eskilson-Zahl bei 50 Betriebsjahren Es = 1,45. Je kleiner das Verhältnis von D/H ist, desto größer werden die g-Funktionen. Dies führt zu einer stärkeren Abkühlung des umgebenden Erdreiches. [KOE2011, S.201ff.]

Die Arbeit von Eskilson [ESK1987] gilt als wichtigste Referenz von g-Funktionen. Eskilson veröffentlicht jedoch nur einige Werte der numerisch ermittelten g-Funktionen für verschiedene Sondenfeldkonfigurationen. Die g-Funktionen sind allerdings für jedes Erdwärmesondenfeld anders, da die Funktionswerte abhängig von den Erdreicheigenschaften und der Geometrie des Sondenfeldes sind. Eine Übertragung auf andere Sondenfeldkonfiguration ist daher nicht möglich. [LAM2007, S.189]

Es wird eine eigene Berechnungsmethodik entwickelt, um eine flexible Berechnung verschiedener Sondenfelder zu ermöglichen. Als Ansatz eignet sich ein Modell, das das Langzeitverhalten eines Erdwärmesondenfeldes bei thermischer Belastung abbildet [LAM2007, S.188]. Um die Berechnung rechnerisch effizient durchzuführen, werden Vereinfachungen vorgenommen und der Berechnungszeitschritt auf einen Tag gesetzt: [KOE2011, S.207 ff.] [HUB2005, S.58] [LAM2007, S.188]

- Für alle Sonden wird eine Temperatur auf mittlerer Sondentiefe bestimmt. Die Temperatur ist repräsentativ für das gesamte Sondenfeld.
- Temperaturschwankungen in den ersten Metern des Erdreichs werden vernachlässigt.
- Die Erdreicheigenschaften sind über den Berechnungszeitraum von 50 Jahren konstant.
- Alle Sonden im Sondenfeld haben die gleiche Länge.
- Die Sonden im Sondenfeld sind geometrisch und thermisch gleich aufgebaut. Durch alle Sonden strömt der gleiche Massenstrom. Die Sonden sind in Parallelschaltung miteinander verbunden.
- Nebeneinanderliegende Sonden haben denselben Abstand zueinander. Es können nur rechteckige Sondenfelder berechnet werden.
- Der Bohrlochwiderstand ist über die ganze Sondenlänge konstant.
- Es gilt ein konstanter, spezifischer Wärmeentzug oder Wärmeeintrag über die gesamte Bohrlänge. Diese Annahme wird durch oberflächennahe Erdwärmesonden gut erfüllt.
- Nur der konduktive Wärmetransport wird berücksichtigt. Dazu gehören Wärmeleitung und Wärmespeicherung sowie Wärmetransport durch Konvektion. Wärme, die über Stofftransport mitgeführt wird, wie sie bei Grundwasserströmungen auftritt, wird nicht berücksichtigt.

Diese Arbeit übernimmt in zwei Schritten bekannte Berechnungsansätze und kombiniert sie in einem dritten Schritt mit einer eigenen Methodik, um die g-Funktion eines Sondenfeldes zu ermitteln:

(1) Berechnung der g-Funktion einer Einzelsonde nach [LAM2007].
(2) Berechnung der g-Funktion der anderen Sonden im Sondenfeld nach [DIA2004].
(3) Kombination beider Ansätze mit dem Superpositionsprinzip nach [HUB2019] und [DIA2004] zur Bestimmung der g-Funktion für das Sondenfeld mit einer entwickelten Gewichtungsmethodik.

Die kombinierte Methodik wird verwendet, da sich gezeigt hat, dass der Ansatz von [LAM2007] bei einer Einzelsonde, und der Ansatz von [DIA2004] bei den Sonden außerhalb der betrachteten Sonde bessere Ergebnisse erzielt [KRA2020, S.33ff.]. Bis zu einem Betriebszeitraum von über 500 Jahren weichen die g-Funktionen bis zu maximal 9 % ab, und die Temperatur bis zu 10 %. Die Kombination ist möglich, da beide Ansätze zur Berechnung der g-Funktion einer Einzelsonde geeignet sind und der Ansatz von [LAM2007] auf den Überlegungen von [DIA2004] basiert. Die Berechnungen in [DIA2004] beruhen auf den Arbeiten von Eskilson. [LAM2007, S.189]

(1) Berechnung der Einzelsonde

Mit der Berechnungsmethodik nach [LAM2007, S.188ff.] wird zunächst die g-Funktion g_{Lam} an der Bohrlochwand einer einzelnen Sonde bestimmt. An der Bohrlochwand beträgt der Abstand zur Achse der Sonde $r = r_B$. Dieser Abstand wird in das Verhältnis zur Tiefe der Sonde H gesetzt. Die g-Funktion ist zudem abhängig von der Eskilson-Zahl Es. Formel 0.32 zeigt die Berechnung der g-Funktion [LAM2007, S.193f.]. Die Formeln 0.33 und 0.34 sind Bestandteile von Formel 0.32 und werden der Übersichtlichkeit halber separat aufgeschrieben. Die Integrationsvariable ist x. Für diese werden die Grenzwerte der Integrale eingesetzt.

$$g_{Lam}\left(Es, \frac{r_B}{H}\right) = \int_{\frac{r_B}{H}}^{\sqrt{\left(\frac{r_B}{H}\right)^2+1}} \frac{erfc\left(\frac{3 \cdot x}{2\sqrt{Es}}\right)}{\sqrt{x^2 - \left(\frac{r_B}{H}\right)^2}} dx - Teil_1 - \int_{\sqrt{\left(\frac{r_B}{H}\right)^2+1}}^{\sqrt{\left(\frac{r_B}{H}\right)^2+4}} \frac{erfc\left(\frac{3 \cdot x}{2\sqrt{Es}}\right)}{\sqrt{x^2 - \left(\frac{r_B}{H}\right)^2}} dx - Teil_2 \quad 0.32$$

mit

$$Teil_1 = \sqrt{\left(\frac{r_B}{H}\right)^2 + 1} \cdot erfc\left(\frac{3}{2\sqrt{Es}} \cdot \sqrt{\left(\frac{r_B}{H}\right)^2 + 1}\right) - \frac{r_B}{H} \cdot erfc\left(\frac{3}{2\sqrt{Es}} \cdot \frac{r_B}{H}\right) - \frac{e^{-\left(\frac{3}{2\sqrt{Es}}\right)^2 \cdot \left(\left(\frac{r_B}{H}\right)^2 + 1\right)} - e^{-\left(\frac{3}{2\sqrt{Es}}\right)^2 \cdot \left(\frac{r_B}{H}\right)^2}}{\frac{3}{2\sqrt{Es}} \cdot \sqrt{\pi}} \quad 0.33$$

und

$$Teil_2 = \sqrt{\left(\frac{r_B}{H}\right)^2 + 1} \cdot erfc\left(\frac{3}{2\sqrt{Es}} \cdot \sqrt{\left(\frac{r_B}{H}\right)^2 + 1}\right) - \frac{1}{2}\left(\frac{r_B}{H} \cdot erfc\left(\frac{3}{2\sqrt{Es}} \cdot \frac{r_B}{H}\right) + \sqrt{\left(\frac{r_B}{H}\right)^2 + 4} \cdot erfc\left(\frac{3}{2\sqrt{Es}} \cdot \sqrt{\left(\frac{r_B}{H}\right)^2 + 4}\right)\right) - \frac{e^{-\left(\frac{3}{2\sqrt{Es}}\right)^2 \cdot \left(\left(\frac{r_B}{H}\right)^2 + 1\right)} - \frac{1}{2}\left(e^{-\left(\frac{3}{2\sqrt{Es}}\right)^2 \cdot \left(\frac{r_B}{H}\right)^2} + e^{-\left(\frac{3}{2\sqrt{Es}}\right)^2 \cdot \left(\left(\frac{r_B}{H}\right)^2 + 4\right)}\right)}{\frac{3}{2\sqrt{Es}} \cdot \sqrt{\pi}} \quad 0.34$$

(2) Berechnung der g-Funktion für die anderen Sonden im Sondenfeld

Die Berechnung der g-Funktion für Sonden im Erdwärmesondenfeld, die einen Abstand $r >> r_B$ besitzen, erfolgt nach dem Ansatz von [DIA2004, S.459ff.]. Sobald sich der Betrachtungsradius r außerhalb der eigenen Sonde befindet, wird anstelle der Eskilson-Zahl die Fourier-Zahl genutzt. Die Fourier-Zahl Fo in Formel 0.35 ist dimensionslos und beschreibt das Verhältnis von der Temperaturleitfähigkeit des Erdreiches a_E, der Zeit t und der Tiefe der Sonde H [KOZ2017, S.136].

$$Fo = \frac{a_E \cdot t}{H^2} \quad 0.35$$

Die g-Funktionswerte g_{Diao} an einer anderen Sonde werden mit Formel 0.36 in Abhängigkeit der Fourier-Zahl Fo und dem Abstand $r = r_{A-S}$ bestimmt [DIA2004, S.463]. Der Wert r_{A-S} stellt den Abstand von der Achse einer Sonde zu der Achse einer anderen Sonde in dem Sondenfeld dar. Die Integrationsvariable ist x. Für sie werden die Grenzwerte der Integrale eingesetzt.

$$g_{Diao}\left(Fo,\frac{r_{A-S}}{H}\right) = \frac{1}{2}\int_0^1 \left(\frac{erfc\left(\frac{\sqrt{\left(\frac{r_{A-S}}{H}\right)^2+\left(\frac{1}{2}-x\right)^2}}{2\cdot\sqrt{Fo}}\right)}{\sqrt{\left(\frac{r_{A-S}}{H}\right)^2+\left(\frac{1}{2}-x\right)^2}} - \frac{erfc\left(\frac{\sqrt{\left(\frac{r_{A-S}}{H}\right)^2+\left(\frac{1}{2}+x\right)^2}}{2\cdot\sqrt{Fo}}\right)}{\sqrt{\left(\frac{r_{A-S}}{H}\right)^2+\left(\frac{1}{2}+x\right)^2}} \right) dx \quad 0.36$$

(3) Kombination beider Ansätze mit dem Superpositionsprinzip nach [HUB2019] und [DIA2004] zur Bestimmung der g-Funktion für das Sondenfeld mit einer entwickelten Gewichtungsmethodik

Um die g-Funktion zu ermitteln, die repräsentativ für das gesamte Sondenfeld steht, werden die beiden Ansätze (1) und (2) kombiniert. Dazu wird das Superpositionsprinzip nach [HUB2019, S.72] und [DIA2004, S,463] angewandt. Das Superpositionsprinzip stellt nichts anderes als eine Überlagerung bzw. Summenbildung der g-Funktionen aller Sonden im Sondenfeld von $Sonde = 1$ bis $Sonde = n_S$ dar. Dazu sind zwei Summenfunktionen erforderlich. Die erste äußere Summenfunktion dient dazu, die g-Funktionen für jede Sonde in dem Sondenfeld zu berechnen. Dazu gehört zum einen die g-Funktion der Einzelsonde g_{Lam} und die g-Funktionen der anderen Sonden g_{Diao}, die sich in einem Abstand von $r \gg r_b$ befinden. Für Einzelsonden erfolgt die Betrachtung an der Bohrlochwand r_B und für die anderen Sonden bei dem Abstand zur nächsten Sonde r_{A-S}. Da es in einem Sondenfeld eine Vielzahl von weiteren Sonden gibt, ist die innere Summenfunktion erforderlich, um für alle möglichen Abstände r_{A-S} die g-Funktion zu berechnen. Die so ermittelte Summe aller g-Funktionen wird durch die Anzahl der Sonden n_S geteilt. Somit wird eine g-Funktion g_{Sf} repräsentativ für das Sondenfeld gebildet (Formel 0.37)

$$g_{Sf}\left(Es,\frac{r_B}{H}\right) = \frac{1}{n_S}\cdot \sum_{Sonde=1}^{n_S}\left(g_{Lam}\left(Es,\frac{r_B}{H}\right) + \sum_{andere_Sonde=1}^{n_S-1} g_{Diao}\left(Fo,\frac{r_{A-S}}{H}\right)\cdot G_{A-S} \right) \quad 0.37$$

Die g-Funktion g_{Diao} wird zusätzlich mit einer Gewichtung G_{A-S} versehen. Die Gewichtung dient dazu, den Abstand zwischen zwei Sonden mit in die Berechnung der g-Funktion einfließen zu lassen. So hat eine Sonde,

die nahe an der betrachteten Sonde liegt einen stärkeren thermischen Einfluss als eine Sonde, die weiter von der betrachteten Sonde entfernt liegt. Ohne die Gewichtung würden die g-Funktionen für große Sondenfelder überschätzt und zu fehlerhaften Ergebnissen führen [KRA2020, S.42].

Formel 0.38 definiert den Radius $r_{Einfluss}$, in dem der thermische Einfluss einer Sonde auf eine andere Sonde über einen Zeitraum von 50 Jahren betrachtet wird. Bis zu einem Abstand von der Hälfte der Sondenlänge H hat eine Sonde einen Einfluss auf eine andere Sonde. Ab einem Radius größer als $\frac{H}{2}$ wird der Einfluss nicht mehr berücksichtigt und die g-Funktion auf null gesetzt. Bei 99 m Sondenlänge wirken sich alle Sonden in einem Radius bis ca. 50 m auf die betrachtete Sonde aus.

$$r_{Einfluss} = \frac{H}{2} \approx 50\,m \tag{0.38}$$

Der Gewichtungswert G_{A-S} einer anderen Sonde mit dem Abstand r_{A-S} in Bezug auf die betrachtete Sonde wird mit Formel 0.39 gebildet.

$$G_{A-S} = 1 - \frac{\frac{r_{A-S}}{D} - 1}{\frac{H}{2 \cdot D} + 1} \tag{0.39}$$

Abbildung A-19 zeigt den Zusammenhang zwischen dem Sondenabstand und der Gewichtung verschiedener Sonden in einem 10 x 5 Sondenfeld. Dabei stellt die mit dem X markierte Sonde an Position x = 3 und y = 2 die exemplarisch betrachtete Sonde dar. Sie übt einen Einfluss auf die umgebenden Sonden bis zu einem Abstand von 50 m aus. Diese Sonden sind abgestuft grau markiert. Je schwächer die Farbe, desto geringer ist der Einfluss der umgebenden Sonde auf die betrachtete Sonde. Die nicht gefärbten Sonden liegen außerhalb des 50 m Radius (gestrichelte Linie) und beeinflussen die betrachtete Sonde nicht. Für einen Wert von r_{A-S} = 30 m bei einer Sondenlänge H = 100 m und einem Sondenabstand von D = 10 m beträgt der Gewichtungswert 0,67. Für einen Wert von r_{A-S} = 50 m beträgt der Gewichtungswert 0,33. Dies stellt gleichzeitig die minimale Gewichtung dar, da ab einem Radius von 50 m keine Gewichtung vorgenommen und der Einfluss nicht berücksichtigt wird. Sonden, die nebeneinander liegen, beeinflussen sich gegenseitig vollständig. Somit beträgt der Gewichtungswert 1 bei einem Abstand von r_{A-S} = 10 m.

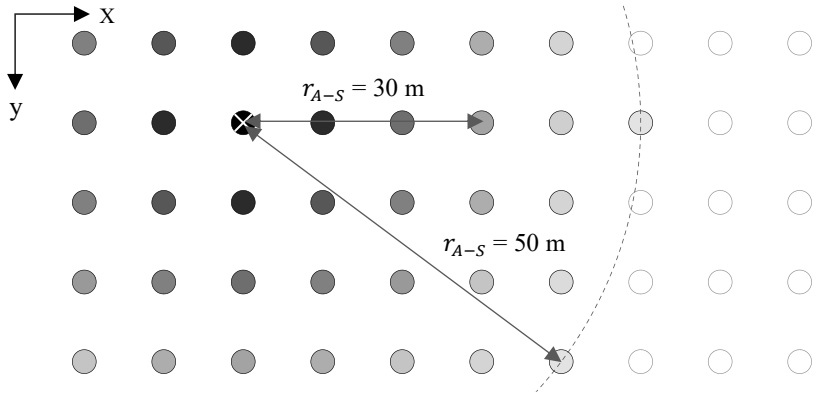


Abbildung A-19: Sondenabstände und Gewichtung in einem 5 x 10 Sondenfeld

(3) Berechnung der Fluidtemperaturen der Erdwärmesonde

Die Temperatur des Sondenfluides resultiert aus der Erdreichtemperatur am Bohrloch $T_{E,neu,N}$ abzüglich dem Produkt aus dem spezifischen Entzugswärmestrom $\dot{q}_N$ und den zuvor definierten Bohrlochwiderständen R_b und $R_{a,int}$ sowie den auf die Länge der Sonde H bezogenen Massenstrom $\dot{m}_F$ des Sondenfluides. Der spezifische Entzugswärmestrom beeinflusst, wie stark sich die Sondenflüssigkeit gegenüber der Erdreichtemperatur an der Bohrlochwand abkühlt. Formel 0.40 berechnet die Vorlauftemperatur des Sondenfluids $T_{F,VL,N}$. Formel 0.41 definiert die Rücklauftemperatur $T_{F,RL,N}$ in die Sonde. [HUB2005, S.16] Die Temperaturdifferenz zwischen dem Vor- und Rücklauf ist dann allein von dem Massenstrom und der Höhe der Sonde abhängig. Die mittlere Fluidtemperatur $T_{F,N}$ kann aus dem arithmetischen Mittel der beiden Temperaturen gebildet werden.

$$T_{F,VL,N} = T_{E,neu,N} - \dot{q}_N \cdot \left(R_b + \frac{H^2}{3 \cdot R_{a,int} \cdot {\dot{m}_F}^2 \cdot {c_{p,F}}^2} - \frac{H}{2 \cdot \dot{m}_F \cdot c_{p,F}} \right) \quad 0.40$$

$$T_{F,RL,N} = T_{E,neu,N} - \dot{q}_N \cdot \left(R_b + \frac{H^2}{3 \cdot R_{a,int} \cdot {\dot{m}_F}^2 \cdot {c_{p,F}}^2} + \frac{H}{2 \cdot \dot{m}_F \cdot c_{p,F}} \right) \quad 0.41$$

Anhang C Ergänzende Berechnungsgrundlagen Eisspeicher

Anhang C führt die Berechnungsgrundlagen für den Eisspeicher fort. Der Anhang C bezieht sich somit auf das Kapitel 5.4.2 (S. 110) und ergänzt das Kapitel 5.4.2 um die Berechnungsschritte für den Wärmeaustausch des Eisspeichers mit dem Erdreich und für die Länge und den Wärmedurchgangskoeffizienten des Entzugswärmetauschers.

Wärmeaustausch mit dem Erdreich

Der Wärmestrom durch ein erdberührendes Bauteil $\dot{Q}_{Erd}$ berechnet sich nach Formel 0.42 aus der Wandfläche A_W, dem Wärmedurchgangskoeffizient $U_{W,Erd}$ und der Differenz zwischen der Außentemperatur ϑ_a und der Innentemperatur ϑ_i [VDI2013, S.33].

$$\dot{Q}_{Erd} = U_{W,Erd} \cdot A_W \cdot (\vartheta_i - \vartheta_a) \qquad 0.42$$

Der Wärmedurchgangskoeffizient U_W eines Bauteils ist der Kehrwert der Einzelwiderstände nach Formel 0.43 [VDI2013, S.33]. Dazu zählen der innere R_i und der äußere thermische Wärmeübergangswiderstand R_a sowie der Widerstand durch Wärmeleitung in der Bauteilwand R_W. Da der Durchmesser des Eisspeichers im Verhältnis zur Dicke der Behälterwand gering ist, kann der Wärmedurchgang näherungsweise wie für eine ebene Wand berechnet werden.

$$U_W = \frac{1}{R_i + R_W + R_a} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{s_W}{\lambda_W} + \frac{1}{\alpha_a}} \qquad 0.43$$

Für die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten erdberührter Bauteile existiert in Deutschland ein vereinfachtes Verfahren aus der Gebäudetechnik. Dieses Verfahren führt zur Berücksichtigung der Pufferwirkung des Erdreiches einen Temperaturanpassungsfaktor ein. Der äußere Wärmeübergangswiderstand zum Erdreich R_a wird auf null gesetzt und dafür der Temperaturanpassungsfaktor F_G ergänzt. [WIL2016, S.61]
Der Temperaturanpassungsfaktor entspricht nach [DIN12831, S.75] für ans Erdreich grenzende Außenwände F_G = 0,3. Der Wärmeübergangswiderstand R_i zum Wasser im Eisspeicherinneren wird ebenfalls auf null gesetzt. Es gilt die Annahme, dass sich der Temperaturübergang zwischen dem Wasser und der Eisspeicherwand nicht von dem zwischen dem Erdreich und der Eisspeicherwand unterscheidet [STE2020, S.31]. Um die Puf-

ferwirkung des Wassers in dem Eisspeicher mit in die Berechnung einzubeziehen, wird der Temperaturanpassungsfaktor von 0,3 auf F_G = 0,2 korrigiert. Die Formel zur Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten $U_{W,Erd}$ vereinfacht sich damit. Formel 0.44 ist nur noch abhängig von der Dicke der Behälterwand s_W und der Wärmeleitfähigkeit des stahlbewehrten Betons von λ_W = 2,3 W/(mK) [VDI2013, S.700].

$$U_{W,Erd} = F_G \cdot \frac{1}{R_W} = 0{,}2 \cdot \frac{1}{\frac{s_W}{\lambda_W}} \qquad 0.44$$

Gemäß der Firma Viessmann beträgt die Schichtdicke der Eisspeicherwände bei großen Eisspeicherbehältern 22 cm für die Seitenwand, 33 cm für die Bodenplatte und 42 cm für die Deckenplatte (S. Stadelmaier, Viessmann, persönliche Mitteilung, 14.02.2020). Die Deckenplatte ist dicker, damit die Energie, die durch Sonneneinstrahlung und Niederschläge auf die Oberfläche tritt, keinen hohen Einfluss auf die Temperatur in dem Eisspeicher hat. Der Wärmestrom zwischen dem Tankdeckel und dem Erdreich wird nicht berücksichtigt, da die Berechnung des Wärmeübergangs an der Erdoberfläche aufgrund von unvorhersehbaren Parametern wie Niederschlag und Raureif zusätzlich zur Sonneneinstrahlung mit hohen Unsicherheiten behaftet ist [STE2020, S.55].
Die Wärmedurchgangsfläche entspricht der Seitenwand $A_{Eist,i,Mantel}$, und der Bodenfläche $A_{Eist,i,Bo}$ des Eisspeichertanks (Formel 0.45).

$$A_{Eist,i,Mantel} = 2\,\pi\, r_{Eist,i} \cdot h_{Eist,i} \qquad A_{Eist,i,Bo} = \pi\, {r_{Eist,i}}^2 \qquad 0.45$$

Die Erdreichtemperatur außerhalb des Eisspeichers wird auf mittlerer Höhe des Eisspeichertanks bestimmt. Dabei wird für die Seitenwand als auch für die Bodenfläche dieselbe Umgebungstemperatur genutzt. Es ist davon auszugehen, dass sich die Speicherverluste über die Höhe der Mantelfläche durch ein gemitteltes Temperaturniveau in etwa ausgleichen. Mit Formel 5.1 aus Kapitel 5.1.2 kann zu jeder Stunde des Jahres die Erdreichtemperatur berechnet werden. Es werden die Eigenschaften der Bodenart Mergelstein für die Berechnung verwendet. Rückkopplungen zwischen der Eisspeichertemperatur und dem Erdreich werden nicht abgebildet. Die Innentemperatur in dem Eisspeicher lässt sich über den Zusammenhang mit dem Energieinhalt in Abbildung 5-20 berechnen.

Tabelle A-6 fasst die Parameter zur Bestimmung des Wärmedurchgangs durch die Behälterwände zusammen. Das Fundament wird für die Berechnung des Wärmeaustausches vernachlässigt.

Tabelle A-6: Parameter zur Berechnung der Wärmedurchgänge durch die Behälterwand des Eisspeichers

Behälterwand	Seite	Boden	Decke
Wanddicke s_W [m]	0,22	0,33	Wärmedurchgang nicht berücksichtigt
Temperaturanpassungsfaktor F_G [-]	0,2	0,2	
Wärmedurchgangskoeffizient $U_{W,Erd}$ [W/m²K]	2,1	1,4	

Länge und Wärmedurchgangskoeffizient des Entzugswärmetauschers

Während die Größe des Eisspeichers für die maximale Speicherkapazität verantwortlich ist, sorgt der Entzugswärmetauscher dafür, dass der Leistungsbedarf gedeckt wird. Der Entzugswärmetauscher ist ein Wärmetauscher, der die Energie aus dem Eisspeicher entnimmt. Er muss für den maximalen Lastfall im kalten Nahwärmenetz ausgelegt werden. Formel 0.46 berechnet dazu die Länge des Entzugswärmetauschers l_{EWT} aus der benötigten Wärmeleistung $\dot{Q}_{Netz,A}$, dem längenspezifischen Wärmedurchgangskoeffizient U_{EWT} und der logarithmischen Mitteltemperatur $\Delta\vartheta_m$ [VDI2013, S.38].

$$l_{EWT} = \frac{\dot{Q}_{Netz,A}}{U_{EWT} \cdot \Delta\vartheta_m} \qquad 0.46$$

Der Wärmedurchgang in dem Wärmetauscher verschlechtert sich mit zunehmender Rohrlänge. Um den Wärmeübergang zu verbessern und die Druckverluste zu verringern, wird der Entzugswärmetauscher in mehrere 100 m lange Rohrschleifen unterteilt, die parallel durchströmt werden. Für diese kann ein mittlerer Wärmedurchgangskoeffizient U_{EWT} gebildet werden. Die Anzahl an Rohrschleifen n_{Rs} ist die Länge des Entzugswärmetauschers l_{EWT} geteilt durch 100 m lange Rohrschleifen nach Formel 0.47.

$$n_{Rs} = \frac{l_{EWT}}{100\ m} \qquad 0.47$$

Die logarithmische Mitteltemperatur eignet sich zur Berechnung der mittleren Temperaturdifferenz zwischen den beiden Seiten eines Wärmeüber-

tragers. Mit den Temperaturdifferenzen am Eintritt $\Delta\vartheta_{Eintritt}$ und am Austritt $\Delta\vartheta_{Austritt}$ des Wärmeübertragers berechnet Formel 0.48 die logarithmische Mitteltemperatur [VDI2013, S.43].

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\Delta\vartheta_{Eintritt} - \Delta\vartheta_{Austritt}}{\ln\left(\frac{\Delta\vartheta_{Eintritt}}{\Delta\vartheta_{Austritt}}\right)} \qquad 0.48$$

Abbildung A-20 veranschaulicht die Temperaturen in dem Eisspeicher und dem Entzugswärmetauscher bei Wärmeentzug aus dem Eisspeicher. In dem Eisspeicher bleibt die Temperatur während der Vereisung durch die Nutzung der Schmelzenthalpie bei 0 °C. Währenddessen erwärmt sich die Sole in dem Entzugswärmetauscher beim Durchfluss durch die Rohrschleife. Am Anfang des Rohres nimmt die Temperatur in dem Entzugswärmetauscher schnell zu, weil die Differenz zu der Eisspeichertemperatur größer ist. Am Ende des Rohres wird die Wärmeübertragung ineffektiver. Die Temperatur am Eintritt wird durch die Temperaturgrenze der Wärmepumpe vorgegeben. Bei den verwendeten Wärmepumpen darf sich die Sole auf minimal -8 °C abkühlen. Dies ist gleichzeitig die niedrigste Eintrittstemperatur in den Entzugswärmetauscher. Somit ist $\Delta\vartheta_{Eintritt}$ = 8 K. Bei einer maximalen Temperaturspreizung von 4 K im Auslegungszustand entspricht die Temperaturdifferenz am Austritt des Entzugswärmetauschers $\Delta\vartheta_{Austritt}$ = 4 K. Die logarithmische Mitteltemperatur ist damit $\Delta\vartheta_m$ = 5,77 K.

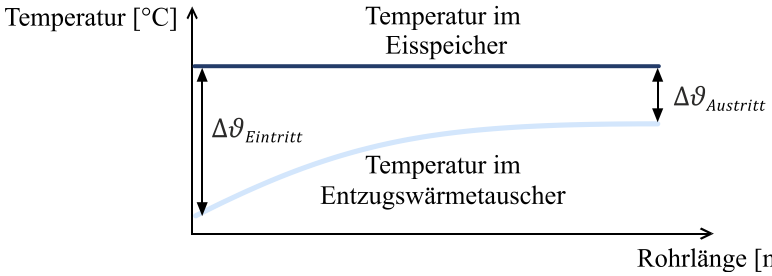


Abbildung A-20: Temperatur im Entzugswärmetauscher im Eisspeicherbetrieb

Der Wärmedurchgangskoeffizient U_{EWT} wird für das Wärmetauscherrohr bestimmt, um das sich bei Wärmeentzug Eis bildet. Abbildung A-21 zeigt einen vergrößerten Ausschnitt der Rohranordnung des Entzugswärmetauschers mit den relevanten Größen.

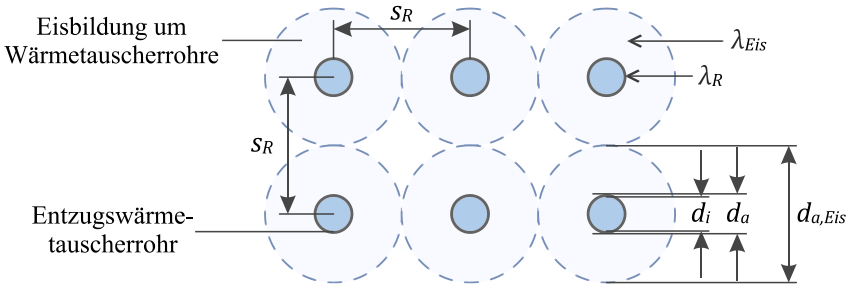


Abbildung A-21: Geometrie und Rohranordnung des Entzugswärmetauschers

Formel 0.49 definiert den längenspezifischen Wärmedurchgangskoeffizient U_{EWT} [PHI2012, S.2]. Er bildet sich aus den thermischen Einzelwiderständen an der Rohrinnenseite, durch das Wärmetauscherrohr und durch die Eisfläche. Der äußere Wärmeübergang an der Grenzschicht des Eises kann vernachlässigt werden. Da die Erstarrungsenthalpie an der Grenze zwischen Eis und Wasser (bzw. Eis und Eis, wenn sich die Eisschichten gerade berühren) freigesetzt wird, beträgt die Temperatur an diesem Punkt 0 °C und somit stellt sich an dieser Grenze kein thermischer Widerstand ein. [PHI2012, S.2]

Wenn dem Eisspeicher Wärme entzogen wird, wächst die Eisschicht um die Wärmetauscherrohre. Dies führt zu einer Verringerung des Wärmedurchgangskoeffizienten, weil Eis ein Wärmeisolator ist. Der Rohrwärmetauscher hat jedoch den Vorteil, dass dieser Effekt durch die vergrößerte Oberfläche aufgrund der wachsenden Eisschicht zum Teil wieder kompensiert wird. Der Wärmestrom pro Meter Rohr nimmt also mit zunehmender Eisfläche nur geringfügig ab. [VIE2012, S.4] [PHI2012, S.2f.]

Das Wärmetauscherrohr ist ein PE-Rohr mit einem Außendurchmesser von $d_a = 32$ mm und einem Innendurchmesser von $d_i = 28$ mm [STE2020, S.37]. Die Wandstärke ist dünn, da ein geringer Wärmedurchgangswiderstand erwünscht ist. Die Wärmeleitfähigkeit des PE-Rohres beträgt $\lambda_R = 0{,}42$ W/(mK) [BRA2015, S.37]. Die Rohre haben in waagerechter und vertikaler Richtung den gleichen Abstand s_R. Sobald sich die Eissichten zweier Wärmetauscherrohre berühren, ist die maximale Eisschicht $d_{a,Eis}$ erreicht. Der Außendurchmesser der Eisschicht $d_{a,Eis}$ entspricht dann dem Abstand s_R zwischen den Mittelpunkten der Wärmetauscherrohre. Das Gefrieren der Zwischenräume ist möglich, wird jedoch in

der Berechnung nicht berücksichtigt. Die Wärmeleitfähigkeit von Eis beträgt λ_{Eis} = 2,2 W/(mK) [VDI2013, S.20].
Der Wärmeübergangskoeffizient α_i von der Sole auf die Innenwand des Rohres wird durch die Strömungseigenschaften in dem Wärmetauscherrohr charakterisiert.

$$U_{EWT} = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{2\,\lambda_R}\ln(\frac{d_a}{d_i}) + \frac{1}{2\,\lambda_{Eis}}\ln(\frac{d_{a,Eis}}{d_a})} \qquad 0.49$$

Bei der Dimensionierung von Eisspeicher und Entzugswärmetauscher beeinflussen sich die Eisspeichergröße und die mögliche Länge des Entzugswärmetauschers. Formel 0.50 stellt die Länge des Entzugswärmetauschers in Abhängigkeit der Eisspeichermaße und dem Abstand zwischen den Mittelpunkten der Wärmetauscherrohre s_R dar. Die lichte Innenhöhe des Speichers wird mit dem Faktor 0,9 multipliziert, da der Eisspeicher nur zu 90 % mit Wasser gefüllt ist. Von dem Innenradius des Eisspeichertanks wird ein halber Meter abgezogen, da an der Wand der Regenerationswärmetauscher angebracht ist.

$$l_{EWT} = \frac{\pi\ 0{,}9 \cdot h_{Eist,i} \cdot (r_{Eist,i} - 0{,}5\ m)^2}{{s_R}^2} \qquad 0.50$$

Der Abstand zwischen den Mittelpunkten der Wärmetauscherrohre s_R ist so zu wählen, dass der Entzugswärmetauscher die notwendige Länge hat. Da der Wärmedurchgangskoeffizient U_{EWT} ebenfalls von dem Abstand s_R zwischen den Rohrmittelpunkten abhängig ist, wird s_R iterativ verändert bis der Entzugswärmetauscher die Wärmeleistung liefert.

Der Wärmeübergangskoeffizient von der Soleflüssigkeit zur Innenwand des PE-Rohres wird in Abhängigkeit von der Fließgeschwindigkeit und den Eigenschaften der Soleflüssigkeit bestimmt. Die Berechnung erfolgt über die Formeln 0.15, 0.16, 0.17 und 0.19. Bei der Berechnung der Fließgeschwindigkeit in dem Wärmetauscherrohr $\dot{V}_{Rs}$ muss beachtet werden, dass sich der Nennvolumenstrom $\dot{V}_{Netz,max}$ gleichmäßig auf die parallel durchflossenen Rohrschleifen n_{RS} aufteilt (Formel 0.51):

$$\dot{V}_{Rs} = \frac{\dot{V}_{Netz,max}}{n_{Rs}} \qquad 0.51$$

Weil der Volumenstrom auf viele einzelne Rohrschleifen aufgeteilt wird, ist die Strömung laminar. Zur Berechnung der Nusselt-Zahl im laminaren Strömungsbereich bei einer konstanten Wandtemperatur wird Formel 0.52 angewendet [VDI2013, S.786]. Die Wandtemperatur kann als konstant gesetzt werden, weil die Temperatur im Eisspeicher während des Vereisungsvorgangs konstant bei 0 °C bleibt und die Temperaturänderungen in der Rohrwand des Entzugswärmetauschers gering sind.

$$Nu_{lam,Tw=konst} = (3{,}66^3 + 0{,}7^3 + (1{,}615 \cdot (Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{l_{RS}})^{\frac{1}{3}} - 0{,}7)^3)^{\frac{1}{3}} \quad 0.52$$

Tabelle A-7 erfasst die Parameter zur Berechnung der Länge des Entzugswärmetauschers für den Auslegungszustand. Der Abstand s_R zwischen den Rohrmittelpunkten kann erst bestimmt werden, wenn die Größe des Eisspeichers bekannt ist. Der Wärmeübergangskoeffizient lässt sich erst berechnen, wenn die Länge des Entzugswärmetauschers in dem Eisspeicher festgelegt wurde.

Tabelle A-7: Parameter zur Berechnung des Entzugswärmetauschers in dem Eisspeicher

Parameter	Wert
Länge einer Rohrschleife [m]	100
Logarithmische Mitteltemperatur $\Delta\vartheta_m$ [°C]	-5,77
Wärmeleitfähigkeit Wärmetauscherrohr λ_R [W/(mK)]	0,42
Wärmeleitfähigkeit Eis λ_{Eis} [W/(mK)]	2,2
Außendurchmesser Wärmetauscherrohr d_a [mm]	32
Innendurchmesser Wärmetauscherrohr d_i [mm]	28
Außendurchmesser maximale Eisfläche $d_{a,Eis}$ [mm]	s_R
Abstand zwischen den Rohrmittelpunkten s_R [mm]	Berechenbar, wenn Behältergröße bekannt
Wärmeübergangskoeffizient innen α_i [W/(m²K)]	Berechenbar, wenn Wärmetauscherlänge bekannt

Lebenslauf

Lisa Altieri
Geboren am 09.05.1991 in Gelsenkirchen

Berufliche Tätigkeit

02.2021 – heute	Gelsenwasser AG Energieprojekte und -innovationen Projektmanagerin
04.2016 – 01.2021	Ruhr-Universität Bochum Lehrstuhl Energiesysteme und Energiewirtschaft Wissenschaftliche Mitarbeiterin
01.2014 – 12.2015	Ruhr-Universität Bochum Lehrstuhl Energiesysteme und Energiewirtschaft Wissenschaftliche Hilfskraft

Ausbildung

05.2014 – 11.2015	Ruhr-Universität Bochum Master of Science (M.Sc.), Sales Engineering and Product Management Schwerpunkt: Energie- und Verfahrenstechnik
10.2010 – 05.2014	Ruhr-Universität Bochum Bachelor of Science (B.Sc.), Sales Engineering and Product Management Schwerpunkt: Energie- und Verfahrenstechnik
07.2001 – 07.2010	Leibniz Gymnasium Gelsenkirchen Allgemeine Hochschulreife

Praktika

10.2013 – 12.2013	Evonik Industries AG Marketing und Vertrieb Bereich Ver- und Entsorgung
02.2011 – 03.2011	E.ON Anlagenservice Bereich Maschinentechnik