

**Schlussbericht**

# **Pumpenlose Erdwärmesonde**

## **Phase 1: Potentialabklärung, Machbarkeitsstudie energetisch und wirtschaftlich**

ausgearbeitet von  
Alexander Peterlunger, dipl. Ing. FH  
Prof. Dr. Max Ehrbar  
Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs  
Labor für Thermodynamik und Kältetechnik  
Werdenbergstrasse 4, 9471 Buchs  
ehrbar@ntb.ch

und  
Simone Bassetti, Dipl. Geophysiker ETHZ  
Ernst Rohner, dipl. Masch. Ing. HTL  
GEOWATT AG  
Dohlenweg 28, CH-8050 Zürich  
rohner@geowatt.ch

# Zusammenfassung

Seit einigen Jahren ist als Wärmeträger in Erdwärmesonden (EWS) CO<sub>2</sub> in der Diskussion. CO<sub>2</sub> ist umweltneutral und hat den Vorteil, dass es selbständig in der Erdwärmesonde zirkuliert. CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonden können als Weiterentwicklung der klassischen, senkrecht im Erdboden verlegten Glykol-Erdwärmesonden betrachtet werden. Anstelle der Umwälzpumpe tritt die Thermosiphonwirkung (Gravitationswärmerohr), die zu einem selbsttätigen, pumpenlosen Umlauf des Wärmeträgers führt. Der Wegfall der Umwälzpumpe und der sehr effektive Wärmetransport innerhalb der Sonde lassen Verbesserungen der Leistungszahlen von Wärmepumpen gegenüber Glykol-Wasser-EWS im Bereich von 12 bis 15 % erwarten.

Solche pumpenlosen Erdwärmesonden sind bereits realisiert worden. Es bestehen auch mehrere Publikationen zu dieser Form der Erdwärmesonde sowie zu den grundsätzlichen Fragen des Wärmetransports innerhalb der Erdwärmesonde. Aus energetischer Sicht ist die Anwendung dieses Konzepts sehr interessant. Für eine erfolgreiche Verbreitung in der Schweiz sind jedoch einige Frage zu klären.

Der maximale übertragbare Wärmestrom innerhalb der Erdwärmesonde ist durch physikalische Effekte begrenzt und hängt in starkem Masse vom Durchmesser der Sonde ab. Für die in der Schweiz üblichen Sondenlängen von 100-150 m (60 % der installierten EWS, Quelle Fördergemeinschaft Wärmepumpe Schweiz FWS) und 200 bis 350 m (40 % der installierten Erdwärmesonden lt. FWS) genügen die heute bei CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonden realisierten Sondenlängen von ca. 65–75 m nicht. Aus Gründen der Dichtheit werden Kupferrohre verwendet, deren Durchmesser aus Einbaugründen auf etwa 14 mm beschränkt ist. Für Sondenlängen von 350 m ist bei den heute empfohlen spezifischen Wärmeentnahmen von 50 W pro Laufmeter ein Durchmesser von etwa 40mm erforderlich. Es stellt sich also die Frage nach einer Sondenkonstruktion die auch bei 40 mm Durchmesser noch flexibel genug für einen Einbau ab Haspel ist.

Es wurden mehrere Wärmeträger untersucht. Bezüglich Wärmetransporteigenschaften schneidet Ammoniak am besten ab, gefolgt von CO<sub>2</sub>. CO<sub>2</sub> als Wärmeträger ist umweltneutral. Jedoch sind seine Betriebsdrücke extrem hoch. Bei kleinsten Lecks strömt das CO<sub>2</sub> aus und macht die Sonde unwirksam. Man benötigt also eine einfache und kostengünstige Reparaturmöglichkeit. Das Druckproblem lässt sich durch Verwendung von Ammoniak (NH<sub>3</sub>) anstelle von CO<sub>2</sub> lösen. Der Betriebsdruck von Ammoniak liegt bei nur etwa 5 bar. Ammoniak ist jedoch giftig und für Kupfermaterialien korrosiv. Seine Wärmetransporteigenschaften sind jedoch noch weit besser als diejenigen von CO<sub>2</sub>.

Schliesslich war auch das Problem der Kühlung abzuklären. Glykol-Erdwärmesonden eignen sich im Sommer auch für die passive oder mechanische Kühlung. Die ist bei pumpenlosen Erdwärmesonden mit dem Thermosiphonprinzip nicht ohne weiteres möglich. Es gibt jedoch Möglichkeiten, diesen Sontyp auch für die Kühlung zu verwenden. Allerdings wird dafür eine kleine Flüssigkeitspumpe benötigt, deren Leistung jedoch weit unter der Leistungsaufnahme gewöhnlicher Solepumpen liegt.

Ein Nachteil bisheriger CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonden besteht darin, dass der Verdampfer am Kopfende der Sonde platziert werden muss und damit eine Splittung der Wärmepumpe nötig ist. Dieser Nachteil kann ebenfalls durch die Verwendung einer kleinen Rückförhpumpe für das CO<sub>2</sub>-Kondensat gelöst werden. Die Leistungsaufnahme einer solchen Pumpe ist sehr gering und um eine Grössenordnung kleiner als die Leistungsaufnahme einer Solepumpe.

Diese Arbeit ist im Auftrag des Bundesamtes für Energie entstanden. Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Berichts verantwortlich.

## Abstract

Since a couple of years CO<sub>2</sub> is discussed as heat transfer medium in a thermosyphon for ground source heat pump application. CO<sub>2</sub> is environmentally neutral and has the advantage that it autonomously circulates in the thermosyphon. CO<sub>2</sub> thermosyphons can be regarded as further development of the classical vertically mounted brine ground source heat pipes. The thermosyphon effect replaces the circulation pump and the result is a pumpless circulation of the heat transfer medium. The lack of a circulation pump and the effective heat transport in the thermosyphon are expected to result in an improvement of the coefficient of performance COP of 12 to 15 % compared to brine ground source heat pump systems.

Such pumpless thermosyphons for ground source heat pumps have already been realized. There are already numerous publications to this kind of thermosyphon as well as to basic questions of the heat transport inside the probe. From the energetic point of view the application of this concept is remarkably rewarding. There are some questions left to check for a successful spreading in Switzerland.

The maximum heat flow inside the probe is limited by physical effects and depends largely on the diameter of the probe. In case of CO<sub>2</sub> thermosyphons for ground source heat pump applications the nowadays realized probe lengths of approximately 65 – 75 m are insufficient with respect to the probe lengths of usually 100 to 150 m (60% of the installed probes, reference promotion community for heat pumps Switzerland FWS) and 200 to 350 m (40 % of the installed probes, reference FWS) that are status quo in Switzerland. Because of pressure tightness reasons copper pipes are used today. The inside diameters of these copper pipes are up to 14 mm because of installation reasons. Due to the nowadays recommended heat flow of 50 W per m probe length, an inside diameter of approximately 40 mm is required for a probe length of 350 m. Therefore the question of an appropriate probe design occurs that is sufficiently flexible to bring in the probe-pipe from a coil into the bore hole.

Several heat transfer mediums have been investigated. Regarding heat flow, Ammonium is the prime solution, followed by CO<sub>2</sub>. CO<sub>2</sub> as heat transfer medium is environmentally neutral however its pressure level in operation is remarkably high. In case of small leakage the CO<sub>2</sub>-charge disappears and the probe is ineffective. Therefore the need of a simple and inexpensive possibility to repair the probe is required. The question of the high pressure-level may be solved by use of Ammonium (NH<sub>3</sub>) instead of CO<sub>2</sub>. The operation pressure of Ammonium is around 5 bar. However Ammonium is contaminative and harmful to a lot of materials but its heat flow characteristics are far beyond the one's of CO<sub>2</sub>.

Additionally the question of cooling with this kind of probe was investigated. Brine probes can be used to cool the building either passively or mechanically during the summer time. In case of a thermosyphon probe-design, the cooling of the building requires a special design in order to be realizable. Therefore a fluid pump is required.

A disadvantage of the realized CO<sub>2</sub> thermosyphons is the position of the evaporator of the heat pump, as the evaporator of the heat pump cycle has to be placed on top of the CO<sub>2</sub> thermosyphon. This requires a splitting of the heat pump. The problem may be solved by the use of a small fluid pump that transports the CO<sub>2</sub>-condensate back into the probe. The power consumption of such a fluid pump is very small, around one dimension (order of magnitude) smaller than the power consumption of a brine pump.

This work developed on behalf of the Swiss Federal Office of Energy (BFE). For contents and the conclusions the authors of this report are excluding responsible

## Riassunto

Da alcuni anni si discute sulla possibilità di utilizzare il CO<sub>2</sub> come termovettore in una sonda geotermica. Il CO<sub>2</sub> non reagisce con l'ambiente e presenta il vantaggio di circolare autonomamente nella sonda. Una sonda di questo tipo rappresenta un'evoluzione della sonda geotermica verticale classica che utilizza come termovettore una soluzione glicolata. L'effetto termosifone permette al termovettore di circolare autonomamente nella sonda senza bisogno di una pompa di circolazione. Per questa ragione ed anche grazie all'alta efficacia del trasporto di calore all'interno della sonda, si preannuncia un miglioramento dei coefficienti di rendimento delle pompe di calore rispetto ad una sonda geotermica classica di circa il 15%.

Sonde geotermiche senza pompa di circolazione sono già state realizzate. Esistono inoltre molte pubblicazioni a proposito, riguardanti sia il tema specifico, sia più generalmente il trasporto di calore in una sonda geotermica. Dal punto di vista energetico l'impiego di questo concetto è molto interessante. Per permettere una diffusione a larga scala rimangono tuttavia diverse questioni aperte.

La quantità massima di calore trasferibile all'interno della sonda è limitata da effetti fisici e dipende in gran parte dal diametro della sonda. La lunghezza di circa 65-75 m raggiunta dalle sonde geotermiche con CO<sub>2</sub> costruite oggi non è sufficiente se si considera la lunghezza delle sonde geotermiche classiche costruite in Svizzera (il 60% degli impianti installati misura fra 100 e 150 m, il 40 % fra 200 e 350 m, fonte Fördergemeinschaft Wärmepumpe Schweiz FWS). Per garantire l'impermeabilità vengono utilizzati tubi di rame, il cui diametro è limitato a circa 14 mm per motivi d'installazione. Per una sonda di 350 m di lunghezza e considerando inoltre una sottrazione specifica di calore standard di 50 W per metro lineare è necessario un diametro di circa 40 mm. Si pone quindi il problema di produrre un tipo di sonda che sia sufficientemente flessibile, anche con un diametro di 40 mm, da permetterne l'installazione nel foro.

Sono stati analizzati differenti termovettori. Per quanto riguarda le proprietà di trasporto del calore, l'ammoniaca risulta essere al primo posto, seguita dal CO<sub>2</sub>. Il CO<sub>2</sub> utilizzato come termovettore non reagisce con l'ambiente. Tuttavia la pressione d'esercizio è estremamente alta. Anche la più piccola falla farebbe fuoriuscire dalla sonda il CO<sub>2</sub>, rendendola inutilizzabile. È quindi necessario avere una possibilità di riparazione semplice ed a buon mercato. Il problema della pressione potrebbe venir risolto utilizzando al posto del CO<sub>2</sub> l'ammoniaca (NH<sub>3</sub>), in quanto la sua pressione d'esercizio è solamente di 5 bar. L'ammoniaca è però tossica e corrosiva per materiali in rame. Le sue proprietà di trasporto del calore sono tuttavia migliori di quelle del CO<sub>2</sub>.

Infine bisogna chiarire il problema del raffreddamento. Le sonde geotermiche classiche sono adatte anche per il raffreddamento passivo o meccanico in estate. Questo non è invece possibile per le sonde senza pompa di circolazione che utilizzano il principio del termosifone. Una soluzione per poter utilizzare anche questo tipo di sonde per il raffreddamento sarebbe quella di introdurre una piccola pompa di circolazione. Quest'ultima presenterebbe una potenza assorbita molto inferiore a quella di una pompa di circolazione usuale.

Uno svantaggio delle sonde con CO<sub>2</sub> realizzate finora sta nel fatto che l'evaporatore deve venir posto alla testa della sonda e che quindi le componenti della pompa di calore devono essere divise. Questo svantaggio può pure essere risolto utilizzando una piccola pompa di ritorno per il CO<sub>2</sub> condensato. La potenza assorbita di una pompa di questo tipo è molto bassa, di un ordine di grandezza inferiore a quella di una pompa di circolazione usuale.

Questo progetto è stato sviluppato per incarico dell'Ufficio Federale dell'Energia. Gli autori sono responsabili del contenuto e delle conclusioni di questo rapporto.

# Inhalt

<b>ZUSAMMENFASSUNG .....</b>	<b>2</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>3</b>
<b>RIASSUNTO.....</b>	<b>4</b>
<b>INHALT.....</b>	<b>5</b>
<b>1. EINFÜHRUNG .....</b>	<b>7</b>
1.1 AUSGANGSLAGE .....	7
1.2 ZIELSETZUNG DES TEILPROJEKTES POTENTIALABKLÄRUNG .....	7
1.3 METHODIK UND VORGEHEN .....	7
1.4 MÖGLICHKEITEN DER ERDWÄRMEENTNAHME.....	8
1.5 KONZEPT UND FUNKTIONSWEISE DER PUMPENLOSEN ERDWÄRMESONDE.....	11
1.6 AUSGEFÜHRTE ANLAGEN .....	14
1.6.1 Erdwärmesondenmaterial .....	16
1.7 ABGRENZUNG DES PROJEKTS.....	16
<b>2. ZUR PHYSIK DER WÄRMEÜBERTRAGUNG IN DER PUMPENLOSEN ERDWÄRMESONDE .....</b>	<b>17</b>
2.1 SIMULATION DES WÄRMEÜBERGANGS IN DER SONDE.....	17
2.1.1 Zielsetzung .....	17
2.1.2 Methodik.....	19
2.1.3 $Q_{pkt} = F(TW1-TW2)$ für CO <sub>2</sub> .....	25
2.1.4 Zusammenhang $Q_{pkt} = F(TW1-TW2)$ für andere Medien.....	26
2.2 MAXIMALER WÄRMETRANSPORT .....	27
2.2.1 Literaturvergleich.....	27
2.2.2 Erkenntnisse aus dem Literaturvergleich für max. Wärmeübertragung .....	30
2.3 MAXIMALER WÄRMETRANSPORT FÜR AUSGEWÄHLTE KÄLTEMITTEL .....	31
2.3.1 Maximaler Wärmestrom für ausgewählte Kältemittel .....	31
2.3.2 Temperaturabhängigkeit des maximal übertragbaren Wärmestromes .....	32
<b>3. NUMERISCHE MODELLIERUNG DER ERDWÄRMESONDEN.....</b>	<b>35</b>
3.1 NUMERISCHE MODELLIERUNG DER GLYKOL-EWS .....	35
3.1.1 Modellgeometrie und Materialien.....	35
3.1.2 Randbedingungen für Vergleich mit Glykol-Wasser-EWS.....	37
3.2 NUMERISCHE MODELLIERUNG DER CO <sub>2</sub> -EWS .....	37
3.2.2 Wärmetauscherleistung der CO <sub>2</sub> -EWS .....	41
<b>4. ENERGETISCHER VERGLEICH .....</b>	<b>42</b>
4.1 METHODE A.) ABSCHÄTZUNG DER JAHRESARBEITSAHLE DURCH DIE LAGE DER VERDAMPFUNGSTEMPERATUREN.....	42
4.2 METHODE B.) VERGLEICH VON VERSCHIEDENEN SONDENTYPEN IN BEZUG AUF DIE JAHRESARBEITSAHLE DER ANLAGE .....	46
4.2.1 CO <sub>2</sub> -Erdwärmesonde .....	49
4.2.2 Erdwärmesonde, ausgelegt für 20% Ethylenglykol-Frostschutzfüllung.....	51
4.2.3 Erdwärmesonde, ausgelegt für Wasser .....	54
4.2.4 Grundwasserbrunnen ohne Zwischenkreis.....	56
4.2.5 Grundwasserbrunnen mit Zwischenkreis.....	57
4.2.6 Direktverdampfender Horizontalkollektor.....	58
Vergleich der verschiedenen Anlagentypen .....	62
<b>5. KOSTENVERGLEICH .....</b>	<b>63</b>
<b>6. FÜLLGRAD UND DRUCKPROFIL DER CO<sub>2</sub>-ERDWÄRMESONDE .....</b>	<b>66</b>
6.1 SONDENFÜLLGRAD.....	66
6.2 DRUCKPROFIL IN DER SONDE .....	69
<b>7. THERMOSIPHON MIT INNERER KONDENSATRÜCKFÜHRUNG.....</b>	<b>71</b>
<b>8. KÜHLBETRIEB .....</b>	<b>72</b>

---

<b>9. KONSTRUKTIVER AUFBAU EINER PUMPENLOSEN ERDWÄRMESONDE .....</b>	<b>73</b>
9.1 GEWÄSSERSCHUTZTECHNISCHE ASPEKTE .....	74
9.2 SICHERHEITSTECHNISCHE ASPEKTE .....	74
<b>10. AUSBLICK, PHASE 2 DES PROJEKTES.....</b>	<b>74</b>
<b>11. SYMBOLVERZEICHNIS.....</b>	<b>77</b>
<b>12. QUELLENVERZEICHNIS.....</b>	<b>78</b>
<b>13. ABBILDUNGS- UND TABELLENVERZEICHNIS.....</b>	<b>82</b>
13.1 ABBILDUNGEN.....	82
13.2 TABELLEN.....	84

# 1. Einführung

## 1.1 Ausgangslage

Etwa 50 % der installierten Heizwärmepumpen in der Schweiz verwenden Erdwärme als Wärmequelle. Der Wärmeentzug aus dem Erdreich erfolgt dabei fast ausschliesslich mittels senkrecht eingebauter und mit einem Wasser-Glykol-Gemisch durchströmter Erdwärmesonden. Im Zuge der systematischen Abklärung weiterer Verbesserungen der Leistungs- und Arbeitszahlen der Heizwärmepumpen wurden auch Verbesserungsmöglichkeiten bei Erdwärmesonden untersucht. Eine Möglichkeit besteht darin, anstelle des Glykol-Wasser-Gemisches das Thermosiphon-Prinzip anzuwenden, das ohne Umwälzpumpe auskommt. Solche pumpenlosen Erdwärmesonden werden vereinzelt schon eingebaut. Für die Anwendung in der Schweiz sind jedoch einige Fragen offen.

Die ARGE NTB/GEOWatt/KWT/Frutiger hat am 11.07.02 eine Offerte für Untersuchungen an CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonden beim BFE eingereicht. Die Offerte wurde am 16.07.02 behandelt und im Grundsatz gutgeheissen. Es wurde jedoch argumentiert, dass das energetische Potential und die Vor- und Nachteile der CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde zuwenig dargelegt wurden. Das BFE hat nun den Antrag in zwei Teile aufgespaltet. In einem ersten Teil sind Vorerhebungen zu erstellen, um das Marktpotential der Sonde auf theoretischem Wege abzuklären. Wenn das Ergebnis des Teilprojektes Potentialabklärung für die CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde spricht, wird in einem zweiten Teil die ursprünglich geplante detaillierte Untersuchung zur Auslegung der Sonde durchgeführt. Gegenstand dieses Berichtes ist der erste Teil d. h. die Abklärung des Energiespar- und des Marktpotentials für eine pumpenlose Erdwärmesonde. Für deren Ausarbeitung war die ARGE NTB/GEOWATT verantwortlich.

## 1.2 Zielsetzung des Teilprojektes Potentialabklärung

Das Teilprojekt Potenzialabklärung umfasst folgende Aspekte, welche auf theoretischem Wege untersucht werden:

- a) Literaturrecherche zur CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde
- b) Anwendungsmöglichkeiten, Vor- und Nachteile der CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde aufzeigen
- c) Energieeinsparungspotential
- d) Grenzen der Wärmeentnahme
- e) Kostenschätzungen für die CO<sub>2</sub>-Technologie

Punkt a) und d) wird vom NTB durchgeführt. Punkt b) und e) wird durch die Firma GEOWATT erledigt. Der Punkt c) wird von der Firma GEOWATT und dem NTB gemeinsam durchgeführt.

## 1.3 Methodik und Vorgehen

In einem ersten Schritt wird eine Literaturrecherche durchgeführt um Antworten auf die gestellten Fragen zu finden. Dabei wird die Literatur nach Antworten zu den in der Tabelle 1-1 Übersicht zur Literaturrecherche in der Spalte „zu klärender Sachverhalt“ aufgeführten Fragestellungen durchsucht. Weiters soll der aktuelle Stand der Entwicklungen auf dem Gebiet der CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonden-Technologie aufgezeigt werden. An Hand eines theoretischen Modells wird eine grobe Abschätzung der Grenzen der Wärmeentnahme und des Zusammenhangs zwischen Wärmeübertragung und treibender Temperaturdifferenz einer CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde gemacht.

Bei der Literaturrecherche wurden die im Folgenden aufgeführten Schlüsselwörter verwendet, um nach den in der Spalte „zu klärender Sachverhalt“ aufgeführten Kriterien zu suchen.

Schlüsselworte	Zu klärender Sachverhalt	Literaturverweis
Thermosiphon Heat pipe CO <sub>2</sub> heat pipe probe CO <sub>2</sub> probe sonde ground-coupled ground-source	Innerer Wärmetransport in der Sonde und Maximale Wärmeübertragung	[Lit. 4], [Lit. 6], [Lit. 7], [Lit. 8], [Lit. 9], [Lit. 11], [Lit. 12], [Lit. 13]
	Bestimmung der Wärmeübergangszahl $\alpha$	[Lit. 9],
	Füllgrad der Erdwärmesonde	[Lit. 4], [Lit. 5], [Lit. 34]
	Einflüsse auf die Sondentiefe	[Lit. 4]
	Druckprofil in der Erdwärmesonde	[Lit. 10]
	Auslegungskriterien, Dimensionierung der Sonde	[Lit. 4]
	Energiesparpotential	[Lit. 4]
	Konstruktive Ausführung	[Lit. 4],[Lit. 34], [Lit. 35]
	Kondensatorkonzept	[Lit. 35]
	Reparaturkonzept	
	Prozessumkehr	

Tabelle 1-1 Übersicht zur Literaturrecherche

## 1.4 Möglichkeiten der Erdwärmeentnahme

Das Erdreich wird heute auf verschiedene Arten als Wärmequelle für Wärmepumpen genutzt. Folgende Verfahren zur Gewinnung von Erdwärme stehen zur Auswahl (energetischer Vergleich siehe Kapitel 4)

### 1. Vorwärmung der Quellenluft mittels Schotterkoffer (Lit. 31)

Bei diesem Konzept der Wärmeentnahme aus dem Erdreich wird Luft als Wärmequelle verwendet. Die Luft wird über einen Schotterkoffer [siehe Abbildung 1-1] oder im Erdreich verlegte Rohre [Lit. 33] angesaugt und dabei vorgewärmt. Durch die Vorwärmung der Quellenluft wird die Verdampfungstemperatur angehoben. Zudem wird die relative Feuchte der Quellenluft gesenkt, wodurch der Abtau Aufwand reduziert wird. Beide Effekte erhöhen die Leistungszahl der Wärmepumpe.

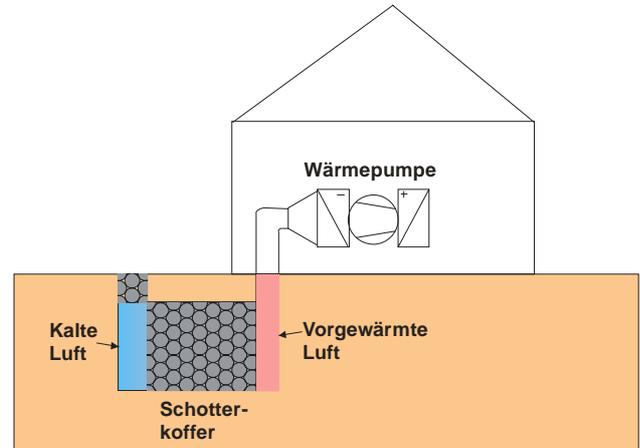


Abbildung 1-1 Prinzipskizze Wärmequelle Luft, Vorwärmung der Luft über einen Schotterkoffer

## 2. Grundwasser

Bei der Grundwasserwärmepumpe werden zwei Brunnen benötigt (siehe Abbildung 1-2). Über einen Entnahmebrunnen wird Grundwasser zum Verdampfer der Wärmepumpe gebracht. Hier wird dem Wasser Wärme entzogen, welches anschließend um einige Grad abgekühlt über einen Sickerbrunnen wieder ins Grundwasser zurückgeführt wird.

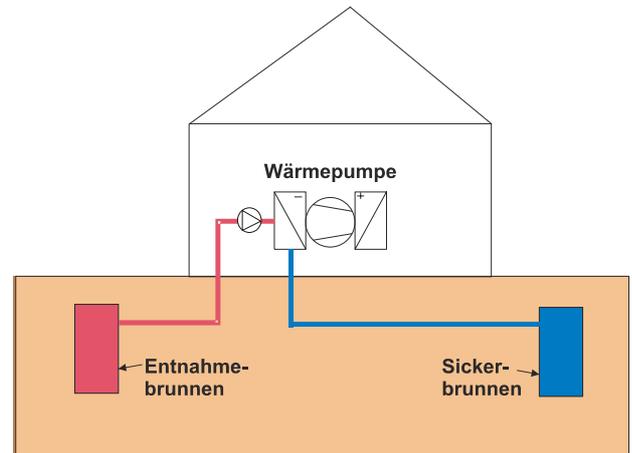


Abbildung 1-2 Prinzipskizze Wärmequelle Grundwasser

## 3. Glykol- und Wasser-Erdwärmesonde

In einem oder mehreren vertikalen Bohrlöchern werden Wärmeentzugsrohre eingebracht, und der Zwischenraum zwischen Bohrloch und Sonde mit einer wärmeleitenden und dichtenden Masse hinterfüllt (siehe Abbildung 1-3). Die Wärme aus dem Erdreich wird an eine in der Sonde zirkulierende Flüssigkeit abgegeben und zum Verdampfer der Wärmepumpe transportiert. Im Normalfall handelt es sich bei der zirkulierenden Flüssigkeit um ein Wasser-Glykol-Gemisch. Bei entsprechender Auslegung der Sonde und des Wärmepumpenverdampfers kann auch reines Wasser als Wärmeträger verwendet werden, was thermodynamisch günstiger ist. Dies bedingt jedoch besondere Massnahmen zur Vermeidung des Einfrierens. Diese Art der Wärmeentnahme aus dem Erdreich hat den Vorteil, dass nur wenig Bodenfläche zur Installation des Systems benötigt wird (bei EFH etwa 1-2 m<sup>2</sup>).

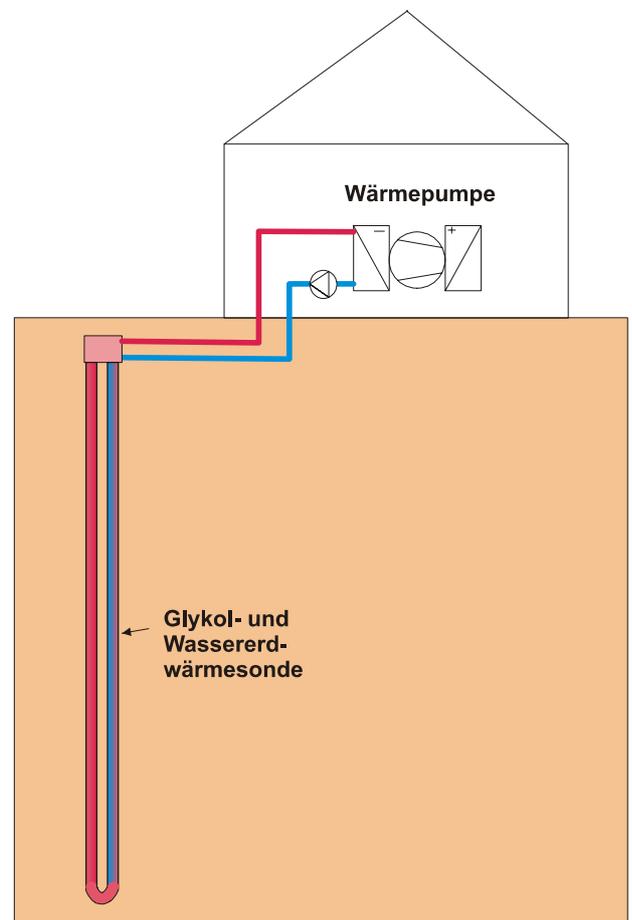


Abbildung 1-3 Prinzipskizze Wärmequelle Glykol- bzw. Wassererdwärmesonde

## 4. Direktverdampfung / Erdwärmeregister

Von Erdwärmeregistern spricht man bei horizontaler Verlegung der Wärmeentnahmehohre (siehe Abbildung 1-4). Die Wärmeentnahme kann dabei direkt durch das verdampfende Kältemittel der Wärmepumpe erfolgen (so genannte Direktverdampfer-Anlage) oder indirekt durch ein Glykol-Wasser-Gemisch analog zur senkrecht eingebauten Erdwärmesonde. Die Direktverdampfer-Anlage erzeugt bessere Leistungszahlen hat aber den Nachteil, dass bei Leckagen Kältemittel und Öl ins Erdreich austreten kann. Da die Rohre horizontal verlegt werden wird eine erhebliche Bodenfläche benötigt (bei EFH etwa 300 m<sup>2</sup>).

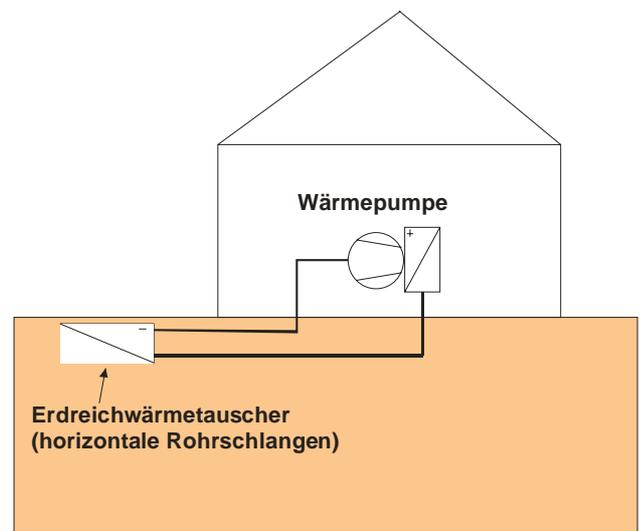


Abbildung 1-4 Prinzipskizze Wärmequelle Direktverdampfungserdwärmekollektor

## 5. Pumpenlose Erdwärmesonde

Die pumpenlose Erdwärmesonde (siehe Abbildung 1-5) lehnt sich an die Glykol- resp. Wassererdwärmesonde nach Punkt 3 an. Sie arbeitet nach dem Funktionsprinzip des Thermosiphons und ist Gegenstand dieses Projektes. In einem Thermosiphon liegt das Wärmeträgermedium in der Sonde im zweiphasigen Zustand vor (unten flüssig, oben gasförmig) und wird in der Sonde unter Aufnahme von Erdwärme verdampft. Der Dampf steigt auf, kondensiert im oberen Bereich der Sonde im dort angebrachten Verdampfer der Wärmepumpe und rieselt wieder entlang der Sondenwand in die Tiefe. Bei der Kondensation des CO<sub>2</sub> (oder eines anderen Wärmeträgers) im Verdampfer der Wärmepumpe wird die Wärme auf den Wärmepumpenkreis übertragen. Wir erwarten von dieser Bauart gegenüber den Glykol-Erdwärmesonden höhere Verdampfungstemperaturen als Folge des besseren Wärmeübertragungsverhaltens und insgesamt eine bessere Leistungszahl (u. a. durch den Wegfall der Umwälzpumpe).

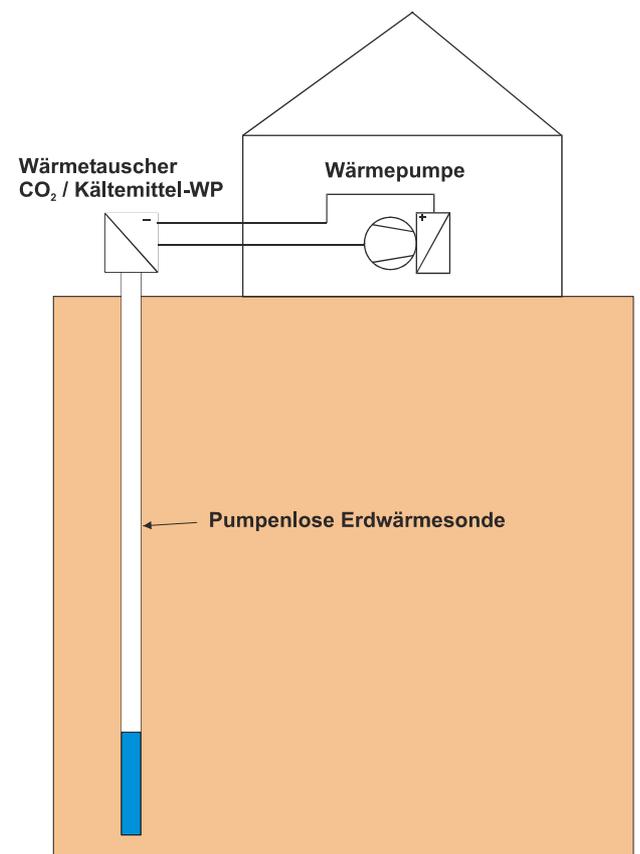


Abbildung 1-5 Prinzipskizze, Wärmequelle Pumpenlose Erdwärmesonde

## 1.5 Konzept und Funktionsweise der pumpenlosen Erdwärmesonde

In den üblichen Erdwärmesonden zirkuliert als Wärmeträger ein Glykol/Wasser-Gemisch. Dieses relativ zähe Gemisch muss mittels einer Umwälzpumpe zirkuliert werden. Die Umwälzpumpe verbraucht dabei elektrische Energie und belastet somit die Jahresarbeitszahl der Wärmepumpe negativ.

Wird CO<sub>2</sub> oder ein anderes geeignetes Wärmeträgermedium verwendet, so entfällt die Umwälzpumpe und damit ihr Energieverbrauch. Das CO<sub>2</sub> in einer CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde befindet sich im Zweiphasenzustand. Die flüssige Phase liegt unten im Sondenrohr und wird durch die Wärmezufuhr aus dem Erdreich verdampft. Der sich bildende CO<sub>2</sub>-Dampf steigt im Sondenrohr auf und gelangt zum Verdampfer der Wärmepumpe der am oberen Ende der Sonde angebracht ist. Dort wird der Dampf unter Wärmeentzug wieder verflüssigt und rieselt durch sein Eigengewicht an der Rohrwand wieder nach unten. Die Aufwärtsströmung des Dampfes und das Absinken der Flüssigkeit geschehen völlig autonom, d. h. ohne Umwälzpumpe. Die Drücke in der Sonde liegen im Bereich von 30 bar und mehr [Lit. 4, Lit. 3]. Durch den Wegfall der Umwälzpumpe erreicht man eine höhere Jahresarbeitszahl. Auch in Bezug auf die Umwelt ist eine CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde ideal, da CO<sub>2</sub> im Falle eines Austrittes weder die Luft noch den Boden kontaminiert werden. Weiters ist CO<sub>2</sub> bei Sicherheitskältemittel und hat ausgezeichnete Wärmeübertragungseigenschaften.

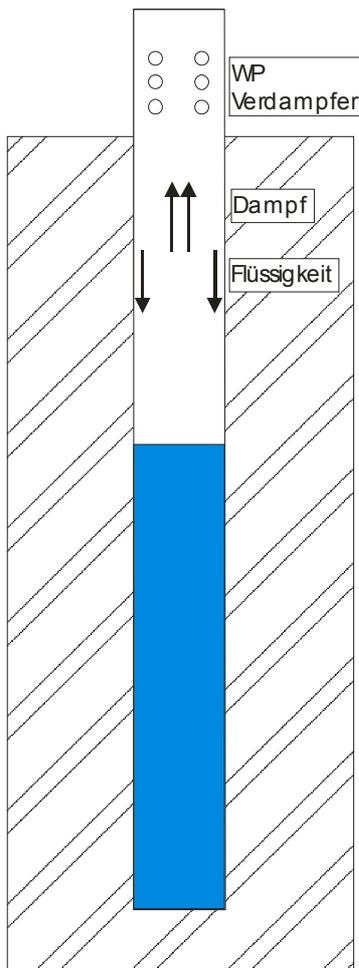
Die dauerhaft stationär durch eine Erdwärmesonde der Erde entziehbare spezifische Wärmeleistung hängt von der Bodenzusammensetzung ab und liegt in unseren Breitengraden zwischen 20 bis 70 W je Meter Sondentiefe bis zu einer Bodentiefe von 100 m [Lit. 4]. Das Bundesamt für Energie (BfE) empfiehlt zwecks Optimierung der Leistungszahl eine Sondenbelastung von maximal 50 W pro Meter Sondenlänge [Lit. 2]. Je nach Rohrdurchmesser folgt daraus eine bestimmte Wärmestromdichte, welche durch das Rohr dem CO<sub>2</sub>-Film bzw. dem flüssigen CO<sub>2</sub> zugeführt wird. Ist eine kritische Wärmestromdichte erreicht, behindern sich der an der Rohrwand nach unten rieselnde Flüssigkeitsfilm und die nach oben steigende Gasströmung gegenseitig. Es kommt zu einer Begrenzung der umlaufenden Menge und damit zu einer Begrenzung des maximalen Wärmetransports.

Der Kupferrohrinnendurchmesser der heute standardmässig ab Haspel einbringbaren Kupferrohre beträgt 14 mm [Lit. 4]. Typischerweise ist daher die Bohrtiefe der bisher ausgeführten pumpenlosen CO<sub>2</sub>-Erdsondenanlagen 60 bis 70 m [Lit. 10]. Mit diesen Sonden ist kein Kühlbetrieb möglich. Für ein Bauwerk mit 8 kW Heizleistung wird jedoch eine Sondentiefe von 130 m oder zwei Sonden mit je 65 m benötigt [Lit. 10].

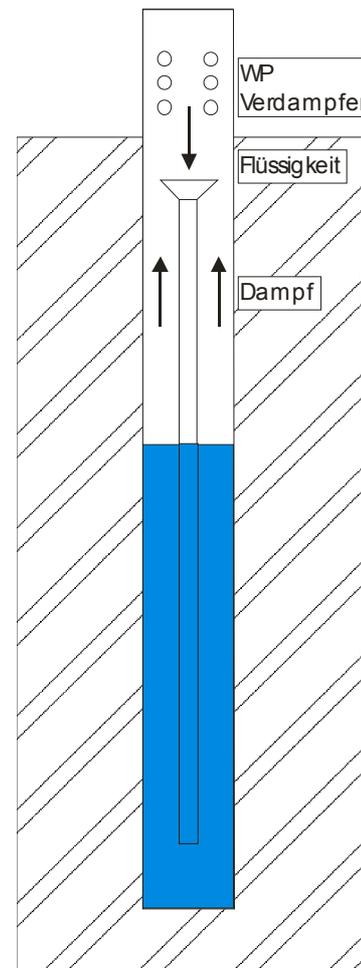
Nachteilig ist der hohe statische Druck im System. Zudem erzeugt die CO<sub>2</sub>-Dampf bzw. Flüssigkeitssäule ein geodätisches Druckprofil in der Sonde, das dazu führt, dass die Verdampfungstemperatur am unteren Ende der Sonde höher liegt als im oberen Bereich. Beim Auftreten eines Lecks entweicht die CO<sub>2</sub>-Ladung rasch aus der Erdwärmesonde, es braucht daher eine Möglichkeit, die Sonde zu reparieren. Das Reparaturkonzept ist Gegenstand eines nachfolgenden Teilprojektes und wird gemeinsam mit einer Reihe anderer konstruktiver Fragen gelöst (Druck, Festigkeit, Dichtheit, Reparierbarkeit, Lebensdauer, Verdampfer, Rohrkonzept).

Prinzipiell ist sowohl eine Einrohrerdwärmesonde (siehe Abbildung 1-6) ebenso wie eine Zweirohrerdwärmesonde (siehe Abbildung 1-7) denkbar. In der Einrohrwärmesonde behindern sich der an der Rohrwand nach unten rieselnde Flüssigkeitsfilm und die nach oben steigende Gasströmung, was zu einer Begrenzung des maximalen Wärmestromes führt. Bei der Zweirohrsonde erfolgt die Rückführung des Kondensats durch das innere Rohr in den Flüssigkeitspool. Im Pool verdampft das flüssige Wärmeträgermedium. Der Dampf steigt durch das äussere Rohr zum Wärmetauscher auf (= Verdampfer der Wärmepumpe) wo er kondensiert und in das innere Rohr geleitet wird. Dadurch liegt die Leistungsgrenze der Sonde höher.

a) Einrohrerdwärmesonde

Abbildung 1-6 Prinzipskizze  
Einrohrsonde

b) Zweirohrerdwärmesonde

Abbildung 1-7 Prinzipskizze  
Zweirohrsonde

- c) CO<sub>2</sub>-EWS mit Verdampfer am Kopfende der EWS (echt pumpenlos)

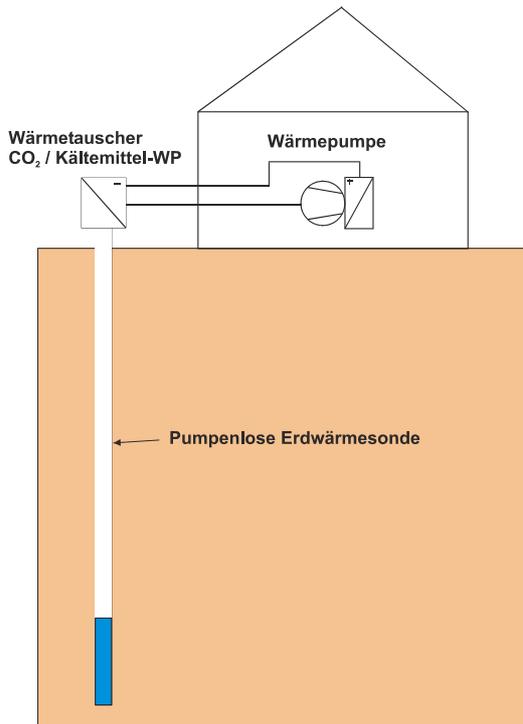


Abbildung 1-8 Prinzipskizze CO<sub>2</sub>-EWS mit Split-Wärmepumpe

- e) Zweirohrsonde mit Kühlmöglichkeit

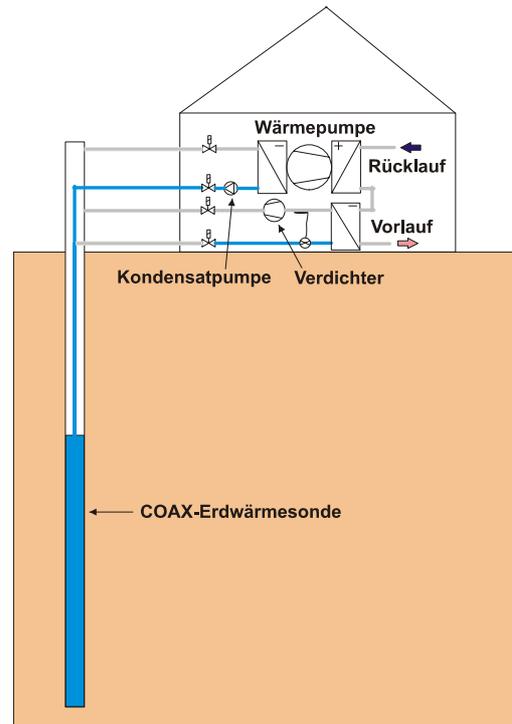


Abbildung 1-10 Prinzipskizze Zweirohrerdwärmesonde mit Kühlmöglichkeit

- d) CO<sub>2</sub>-EWS mit Verdampfer in Kompakt-WP (mit Kondensatrückförhpumpe)

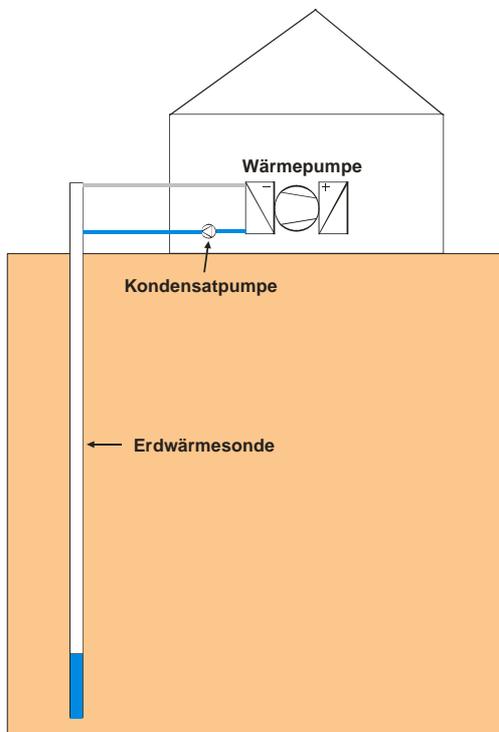


Abbildung 1-9 Prinzipskizze CO<sub>2</sub>-EWS mit Kompaktwärmepumpe

Der Kühlbetrieb kann durch einen separaten Kältekreis gelöst werden, wobei die Erdsonde als Kondensator funktioniert.

In der obigen Prinzipskizze ist der Heizbetrieb dargestellt. Dabei steigt das Kondensat in der Erdsonde auf und wird im Verdampfer der Wärmepumpe kondensiert. Anschliessend wird das flüssige Wärmeträgermedium durch eine Kondensatpumpe geringer Leistung in das innere Rohr der coaxialen Erdwärmesonde gepumpt und rinnt nach unten in den Flüssigkeitspool.

Im Kühlbetrieb ist die Wärmepumpe ausgeschaltet. Der Verdichter des unteren Kreislaufer erhöht den Druck im äusseren Rohr der coaxialen Erdwärmesonde derart, dass das flüssige Wärmeträgermedium im Innenrohr aufsteigt und im Verdampfer die Wärme aus dem Wasserkreis des Hauses übertragen wird (näheres siehe Kapitel 8 Kühlbetrieb).

Ziel des Projekts ist eine pumpenlose Erdsonde, welche auch für den Kühlbetrieb geeignet ist. Weiters soll die Wärmeentnahmegrenze pro Meter Sondenrohr bei gegebenem Rohrdurchmesser erhöht werden. Dazu sollen im zweiten Teil des Projektes andere Materialien und Sondenrohrgeometrien als bei den bisher ausgeführten Anlagen untersucht werden, sodass grössere Rohrdurchmesser ab Haspel in die Sonde eingebracht werden können. Andere Rohrmaterialien können zudem den Nachteil des möglichen Materialabtrags der bisher verwendeten Kupferrohre verbessern.

## 1.6 Ausgeführte Anlagen

Die Firma M-Tec Mittermayr aus Arnreit, Österreich hat einige CO<sub>2</sub>-Erdwärmesondenanlagen gebaut und in Betrieb genommen.

Weiters wurden drei Diplomarbeiten [Lit. 23, Lit. 24, Lit. 25] in den Jahren 2000, 2001 und 2003 an der Technischen Universität Graz, am Institut für Wärmetechnik unter der Leitung von Prof. Dr. Hermann Halozan durchgeführt. In Lit. 23 wurden die Einsatzbereiche für CO<sub>2</sub> (R-744) als Kältemittel für Erdreichwärmetauscher in Wärmepumpensystemen untersucht. In Lit. 24 wurde eine neu entwickelte Erdreich-Wärmesonde mit CO<sub>2</sub> als Arbeitsmedium als Wärmequellensystem für Erdreichwärmepumpen messtechnisch erfasst, analysiert und es wurden die rechtlichen Voraussetzungen für den Einbau erhoben. Die Arbeit wurde im Auftrage der Industrie durchgeführt und ist für 5 Jahre zur Einsicht gesperrt. Aus den Veröffentlichungen [Lit. 10, Lit. 26] über diese Arbeit ist zu schliessen, dass die Arbeit im Auftrage der Firma M-Tec Mittermayr durchgeführt wurde, da Herr Mittermayr zusammen mit den Herren Rieberer und Halozan als Autor aufscheint.

Die Sonden der Firma M-Tec sind typischerweise 60 bis 70 m tief [Lit. 10]. Einer der Prototypen, welcher seit Herbst 2000 in Betrieb ist und untersucht wurde, hat eine Heizleistung von ca. 9,5 kW [Lit. 10, Lit. 26]. Die Anlage wurde mit 2 Stk 65 m tiefen Bohrlöchern ausgeführt. Jedes Bohrloch enthält 4 Stk CO<sub>2</sub>-Wärmerohre. Die Wandtemperatur der Erdwärmesonde wurde mittels Thermoelementen oben, in der Mitte und unten am Sondenrohr gemessen. Die zugehörige Wärmepumpe wurde mit dem Kältemittel R410A betrieben. Folgende Werte wurden mit der in Lit. 10 und Lit. 26 beschriebenen Anlage erreicht und veröffentlicht :

Wärmeleistung Kondensator d. Wärmepumpe : ca. 9,3 kW  
 Anzahl Bohrlöcher : 2 Stk  
 Tiefe der Bohrungen : 65 m  
 Verdampfungsleistung aller 8 Sondenköpfe : ca. 7,6 kW  
 Spezifische Wärmeentzugsrate : ca. 58 W/m<sub>Sonde</sub>  
 CO<sub>2</sub>-Temperaturanstieg in der Sonde gesamt, gemessen an der Sondenwand : ca. 2 K  
 Dem Temperaturanstieg entsprechender Druckanstieg in der Sonde : ca. 2 bar  
 Durchschnittlicher Druckanstieg pro m Sondenlänge : ca. 3100 Pa/m  
 COP : ca. 5,5 (Verluste des Kompressors an die Umgebung vernachlässigt)  
 Verdampfungstemperatur R 410A : zwischen -1.7 bis -2.7 °C  
 Temp.-Differenz zwischen kondensierendem CO<sub>2</sub> und verdampfendem Kältemittel R 410A : ca. 3 K (Mass für die Effizienz des Sondenkopfes)  
 Kondensationstemperatur R 410A : ca. 30 °C  
 Betriebszeit : ca. 30 min  
 Stillstandszeit : ca. 50 min

An der Universität in Graz ist zudem am Institut für Wärmetechnik ein Teststand installiert und ein 40 m tiefes Bohrloch wurde so modifiziert, dass verschiedene Ausführungen von Wärmerohren und Sondenköpfen getestet werden können. Die Leistung der dort installierten Wärmepumpe beträgt ca. 500 bis 1000 W.

In Lit. 27 wird eine weitere Erdwärmesondenanlage Marke Mittermayr beschrieben, welche bei der Firma Holinger Solar AG, Wattwerkstrasse 1 in CH-4416 Bubendorf kürzlich realisiert wurde. Es handelt sich dabei um eine CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde Fabrikat Mittermayr, welche im Contracting durch die Elektra Baselland (EBL) in Liestal finanziert, erstellt und nun auch betrieben wird. Die installierte Wärmepumpe hat eine Leistung von 2,5 kW<sub>el</sub> beziehungsweise 7,5 kW<sub>th</sub>. Die Anlage befindet sich in der Grundwasserzone und wurde dennoch bewilligt. Beheizt wird damit die Fussbodenheizung eines 550

m<sup>2</sup> grossen Büro- und Lagergebäudes. Projektleiter der Anlage war Herr Jack Eggenberger (Leiter F+E der Firma Solartis GmbH). Die Kosten für die Errichtung einer derartigen Wärmequellenanlage und Wärmepumpenanlage betragen ca. SFR 35.000,--. Die Firma Solartis ist zusammen mit der Firma Kibernetik AG aus Buchs Lizenznehmer für die Schweiz für Mittermayr-Erdsondenanlagen. Begleitet vom Bundesamt für Energie hat die Fachhochschule beider Basel (FHBB) in Muttenz unter Leitung von Prof. Dr. P. von Böckh den Auftrag erhalten, während zwei Jahren Erfolgskontrollen via ein umfangreiches Messprogramm (Diplomarbeit) vorzunehmen [Lit. 27].

Eine weitere CO<sub>2</sub>-Erdsondenversuchsanlage wurde in Deutschland vom Forschungszentrum für Kältetechnik und Wärmepumpen GmbH errichtet [Lit. 29]. Im Rahmen eines Labor- und Feldversuchs wurde die Funktion und Machbarkeit einer CO<sub>2</sub>-Erdsonde im Vergleich mit einer Solesonde untersucht und ein Teil der Ergebnisse in der Fachzeitschrift KI – Klima-Kälte-Heizung 2/2004, [Lit. 4] im Februar 2004 veröffentlicht. Weiters wurde vom FKW HANNOVER am 24.12.1998 eine derartige Sonde zum Patent angemeldet [Lit. 34].

Das 70-köpfige Ingenieurbüro Klett- Ingenieur-GmbH mit Sitz in Fellbach/Stuttgart (D) beschäftigt sich mit energetischen und gebäudetechnischen Planungen aller Art und hat in diesem Zusammenhang im Jahre 1999 ein Geothermieverfahren Europa-weit patentieren lassen (Anmeldung: „EEDEP 261“ vom 8.7.1999), bei dem das Erdinnere als Verdampfungsraum in einem Wärmekreislauf wirkt. Je nach Bohrtiefe, Verdampfungsmittel und Anlagenanordnung können Wärmeleistungen von 10 kW bis in den MW-Bereich gewonnen werden.

Praktisch wurden in einer ausgegründeten Firma<sup>1</sup> bislang 5 Ammoniakerdwärmesondenanlagen in unterschiedlichen Leistungsgrössen (Wärmeleistung 12 bis 160 kW, Kälteleistung 3 bis 70 kW) gebaut [Lit. 28]. Eine Sonde für ein Einfamilienhaus mit einem Wärmebedarf von 12 kW und einem Kältebedarf von 3 kW benötigt eine Bohrung von 45 m Tiefe. Die Ammoniakfüllmenge dieser Sonde beträgt 500 g. Eine Anlage mit 160 kW Wärmeleistung wird mit einer Ammoniakfüllmenge von 9,5 kg ausgeführt und benötigt 2 Bohrlöcher mit je 150 m Tiefe. Vier der fünf gebauten Anlagen ermöglichen sowohl das Heizen als auch das Kühlen der Gebäude. Im Heizbetrieb wird Ammoniak bei einer Temperatur von -10 °C bis -30 °C in der Sonde gegen die warme Wand des Stahlrohres im Erdinneren gespritzt [Lit. 28]. Das Ammoniak läuft durch die Schwerkraft nach unten, nimmt Wärme auf und verdampft, bevor es den Sondenboden erreicht. Während der Heizperiode wird der Boden um die Sonde derart ausgekühlt, dass sich eine Eisschicht um die Sonde bildet und der Boden gefroren ist. Im Kühlbetrieb sind nur die Umwälzpumpen in Betrieb. Hierbei wird Sole nach unten in die Sonde gepumpt, welche sich abkühlt und die Nutzung der während der Heizperiode im Boden gespeicherten Kälteenergie ermöglicht. Durch die Nutzung der Latenteenergie d. h. der Phasenumwandlung von Eis in Wasser in den Aquiferen steht eine verhältnismässig grosse Energiemenge für die Kühlung zur Verfügung. Im Kühlbetrieb werden nach den ersten Anlagenerfahrungen Kälteleistungen von 100 bis 250 W/Bohrmeter erreicht, solange noch Eis aufgeschmolzen wird.

In den USA an der Universität von Purdue in Lafayette, Indiana wurden im April diesen Jahres ebenfalls Simulationen zum Thema CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde gemacht [Lit. 30]. Bei der Literaturrecherche konnten jedoch bisher keine Veröffentlichungen über pumpenlose Erdsonden, welche nach dem Prinzip des Thermosiphons arbeiten, in den USA gefunden werden. Die Recherche im Internet ergab bisher ebenfalls keine verwertbaren Ergebnisse.

<sup>1</sup> AmoTherm AG, Coswig (D)

### 1.6.1 Erdwärmesondenmaterial

Aufgrund der langjährigen Nutzungsdauer einer CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde ist es erforderlich sicherzustellen, dass Korrosion der Erdwärmesonde zumindest während der Lebensdauer des angeschlossenen Wärmepumpensystems vermieden wird. Daher scheinen Kunststoffrohre als Sondenmaterial geeignet. Als Sondenmaterialien sind jedoch bisher aufgrund der hohen Diffusionsrate von CO<sub>2</sub> durch Kunststoffmaterialien bzw. durch herkömmliche PE-Rohre nur Metallrohre (Edelstahlrohre bzw. PE-ummantelte Kupferrohre) zum Einsatz gelangt [Lit. 4]. PE-ummantelte Kupferrohre sind standardmässig bis zu einem Durchmesser von 16x1mm ab Rolle lieferbar [Lit. 4]. Eine Felduntersuchung über 2 Jahre an 12 Rohrproben mit 5 verschiedenen Materialien für Erdwärmesonden in einer Tiefe von 30 bis 40 m ergab, dass PE-ummantelte Kupferrohre einen Materialabtrag von etwa 2 % gegenüber unbeschichteten Kupferrohren mit 3 bis 4 % aufwiesen [Lit. 4]. Es stellt sich daher die Frage, ob Kupferrohre das best geeignete Rohrmaterial zum Bau von Erdsonden sind. Bei einem Durchmesser > 14...16 mm ist dies bei Kupferrohren heute noch nicht möglich.

Eine weitere Anforderung an das Sondenrohr ist, dass es sich vor Ort einfach in die Bohrung einbringen lässt d. h., dass kein Schweißen oder Hartlöten erforderlich wird, was die Kosten für die Sonde in die Höhe treiben würde und die Gefahr eines Lecks in sich birgt.

## 1.7 Abgrenzung des Projekts

Die Literaturrecherche hat gezeigt, dass man sich auch andernorts mit dieser Art der Wärmeentnahme aus dem Erdreich beschäftigt. Konzeptionell erfüllen diese Projekte nicht alle Anforderungen des hoch entwickelten Schweizer Wärmepumpenmarktes.

Die grundlegenden Prinzipien des Wärmetransports nach dem Thermosiphonprinzip werden nicht untersucht, da diese Thematik andernorts bereits untersucht wurde und für diese Abschätzung genügen. Hingegen sollen, wie in der Einführung dargelegt, alternative Wärmeträger, die Dimensionierung für Schweizer Verhältnisse, die Kostenfrage, die Einbau- und Reparaturfrage, die Frage der Prozessumkehr (Kühlung im Sommer) und das Marktpotential untersucht werden.

Zu diesen spezifischen Fragen sind uns derzeit keine Projekte im In- und Ausland bekannt. Es besteht allerdings ein IEA-Projekt, das aber mehr marktorientiert ausgerichtet ist. Die Schweiz hat sich daher trotz anfänglichem Interesse nicht beteiligt.

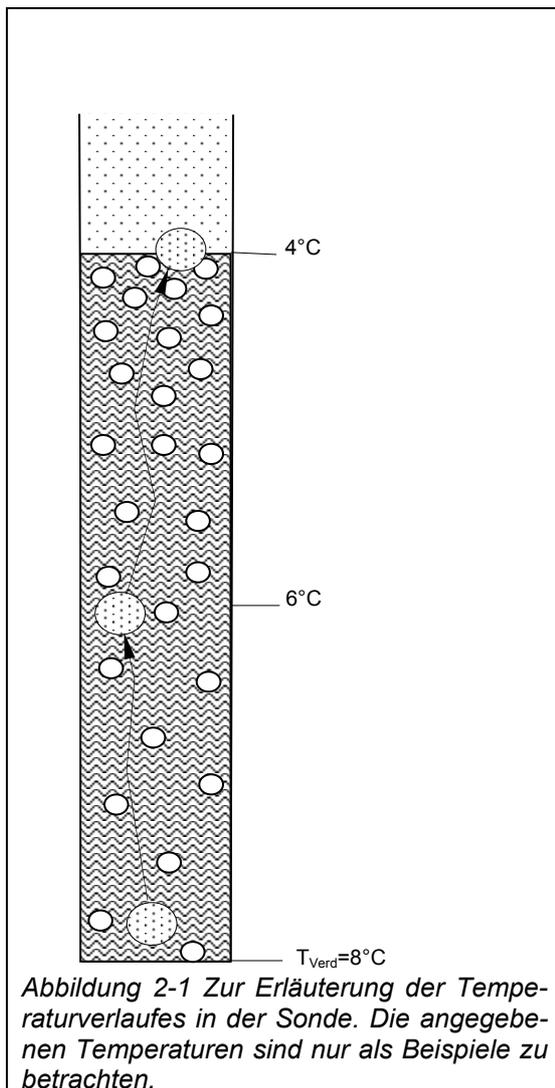
## 2. Zur Physik der Wärmeübertragung in der pumpenlosen Erdwärmesonde

### 2.1 Simulation des Wärmeübergangs in der Sonde

#### 2.1.1 Zielsetzung

Das Ziel der Untersuchung des Wärmeübergangs innerhalb der Sonde ist es zum einen ein Modell zu entwickeln, mit welchem sich die übertragene Wärmemenge in der Erdwärmesonde abhängig von der Temperaturdifferenz der Sondeninnenwand im Verdampfungsbereich und der Sondeninnenwand im Kondensatorbereich berechnen lässt ( $Q_{(T_{W1}-T_{W2})}$ ).

Zudem soll ein Formalismus gefunden werden, mit welchem der maximal übertragbare Wärmestrom innerhalb der Sonde berechnet werden kann.



Wie in Abbildung 2-1 dargestellt, nimmt der Gesamtdruck infolge des geodätischen Druckes der Flüssigkeitssäule gegen das untere Ende der Sonde zu. Im Falle der Badverdampfung hat dies auch eine Erhöhung des Verdampfungsdruckes zur Folge. Am unteren Ende der Sonde liegt also die Verdampfungstemperatur höher als am oberen Ende der Flüssigkeitssäule. Eine am unteren Ende entstehende Dampfblase habe beispielsweise eine Temperatur von 8 °C. Da die Temperatur der Flüssigkeitssäule nach oben infolge abnehmender Verdampfungstemperatur absinkt, taucht die unten erzeugte, wärmere Dampfblase beim Aufsteigen in die kühleren Flüssigkeitsschichten ein und wird dadurch abgekühlt. Allerdings wird diese Dampfblase nicht mehr kondensieren, da auch der Druck und damit die Verdampfungs- resp. Kondensationstemperatur sinken. Es ist anzunehmen, dass alle erzeugten Dampfteile am oberen Ende der Sonde etwa die Verdampfungstemperatur des Dampfdruckes am oberen Ende annehmen.

Wenn Filmverdampfung vorliegt, besteht ebenfalls ein Druckgefälle von unten nach oben, das jedoch deutlich kleiner als im Falle der Badverdampfung ausfällt. Bei Filmverdampfung besteht im Grenzfall keine Flüssigkeitssäule, sondern nur ein an der Wand nach unten fließender Flüssigkeitsfilm dessen Fließgeschwindigkeit von den Wand Schubspannungen und den Schubspannungen des aufsteigenden Dampfes reguliert wird. Dies erzeugt in Dampfliessrichtung einen Druckabfall und somit ebenfalls abnehmende Verdampfungsdrücke. Der Effekt dürfte aber geringer als bei der Badverdampfung sein.

Wie wir weiter hinten sehen werden, werden in der Literatur zwei verschiedene Verdampfungsarten behandelt. Zum

einen wird die Sonde wärmeübertragungstechnisch wie ein Badverdampfer angesehen. In diesem Fall ergeben sich relativ hohe Flüssigkeitssäulen mit entsprechend hohem geodätisch bedingtem Druckanstieg in der Erdwärmesonde. Bei einem angenommenen Füllgrad von 54 % (im Stillstand der Sonde beträgt die Flüssigkeitssäule 54 % der Sondenlänge) beträgt die Druckdifferenz zwischen den beiden Sondenenden und CO<sub>2</sub> etwa 15 bar bei 300m Sondenlänge. Dies entspricht einem Unterschied in der Verdampfungstemperatur von 14 K. Die natürliche Zunahme der Erdreichtemperatur beträgt rund 3 K pro 100 Meter. Man erkennt aus Abbildung 2-2, dass sich die Temperaturdifferenzen von CO<sub>2</sub> und Erdreich gegen das untere Sondenende nähern. Dies beschränkt die Verdampfungstemperatur im Wärmepumpenverdampfer nach oben.

Bei der Filmverdampfung geht man davon aus, dass sich vom oberen Ende der Sonde ein Flüssigkeitsfilm entlang der Sondenwand nach unten bewegt. In diesem Falle ist wenig Flüssigkeit in der Sonde und der Druckanstieg durch das Gewicht der Flüssigkeitssäule fällt praktisch weg. Bei langen Sonden wäre es daher von Vorteil, wenn man die Filmverdampfung anwendet. In Abbildung 2-2 wird dies durch die Linie links im Diagramm dargestellt.

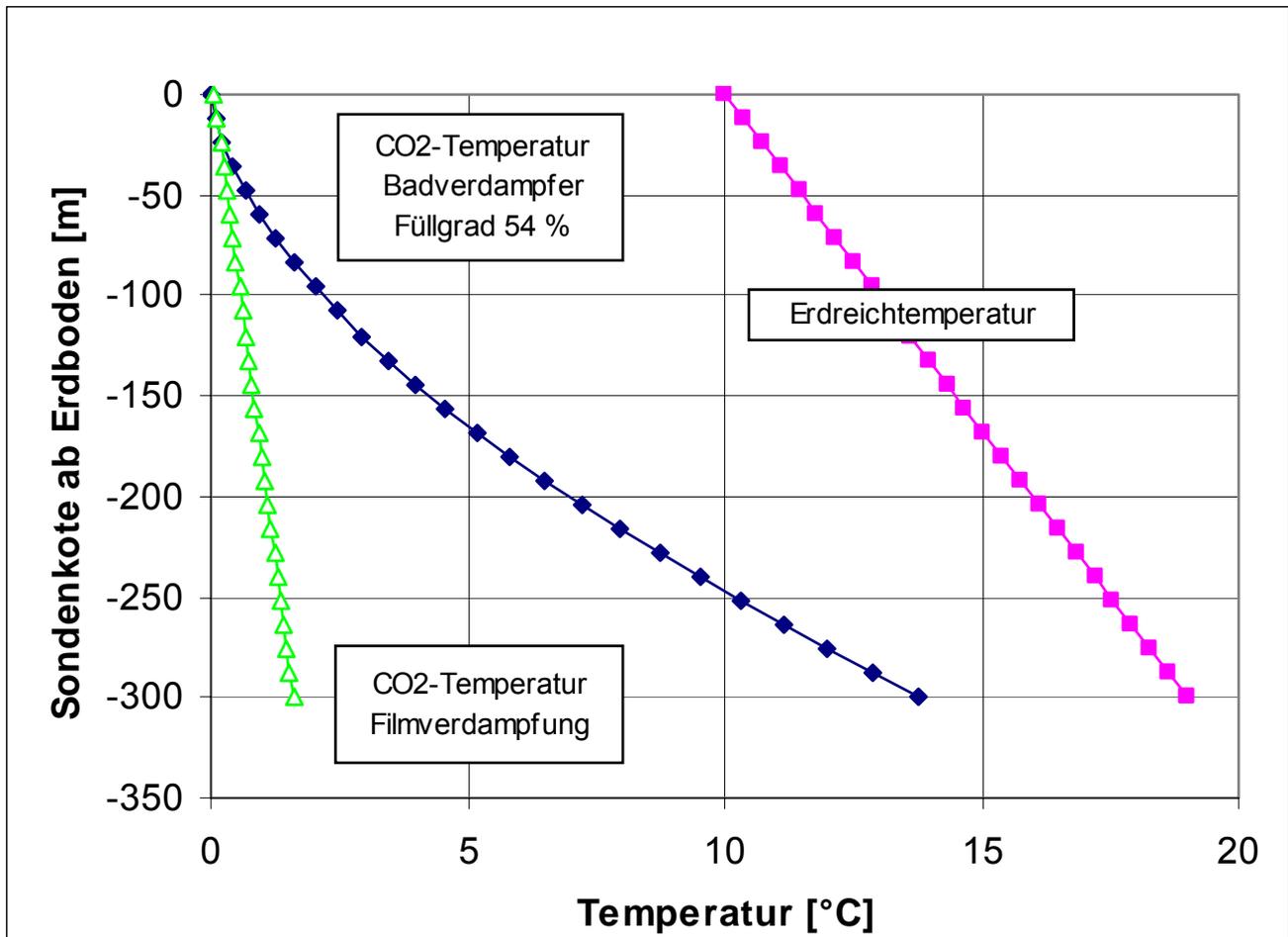


Abbildung 2-2 Temperaturverläufe in der Sonde und im Erdreich. Bei Filmverdampfung ist kein Flüssigkeitssumpf vorhanden. Ein kleiner Druckabfall ergibt sich einzig von der aufsteigenden Dampfströmung

Auf einen Punkt soll an dieser Stelle schon hingewiesen werden. Bei zu langen Erdwärmesonden kann der Gesamtdruck am tiefen Ende der Sonde so hoch werden, dass er über den kritischen Druck zu liegen kommt. In diesem Falle würde im unteren Teil keine Verdampfung mehr stattfinden, sondern nur natürliche einphasige Konvektion. Die Sonde wäre in diesem Abschnitt wärmetransporttechnisch weitgehend nutzlos. Schon aus diesem Grund wäre bei langen Sonden Filmverdampfung notwendig. Aus diesem Grund wurde in Kapitel 3 reine Filmverdampfung angenommen (Vergleiche Abbildung 3-3).

Für die Bestimmung des Wärmetransports innerhalb der Sonde wurde angenommen, dass Badverdampfung vorliegt (siehe Abbildung 2-3). Dies bedeutet, dass die Sonde im Betrieb auf ihrer ganzen Länge im Flüssigkeits-Dampf-Bad liegt. Die Literaturrecherche hat im späteren Verlauf jedoch gezeigt, dass die Füllung geringer sein kann. Eine geringere Füllmenge bedeutet, dass das flüssige CO<sub>2</sub> nach der Kondensation im oberen Teil der Erdsonde entlang der Rohrwand nach unten rieselt und dabei verdampft wird. Im Grenzfall ist die Sondenwand im Rohrinne komplett mit einem Flüssigkeitsfilm überzogen d. h. es ist kein Flüssigkeitssumpf im unteren Teil der Sonde vorhanden. Für eine erste Abschätzung der übertragenen Wärmemenge im Rahmen der Vorerhebungen des Marktpotentials der Sonde ist das hier vorgeschlagene Modell zur Abschätzung der übertragenen Wärmemenge dennoch geeignet, da die Wärmeübertragung bei geringerer Füllmenge und der sich dadurch ergebenden Film-

verdampfung entlang der Sondenrohrwand besser ist als bei der im Modell angenommenen Badverdampfung. Dies bedeutet, dass das Modell und die sich daraus ergebende Abschätzung der übertragenen Wärmemenge auf der sicheren Seite liegen. Im nachfolgenden Teilprojekt der Untersuchung wird das Modell in Hinblick auf die Filmverdampfung im Sondenrohr verfeinert.

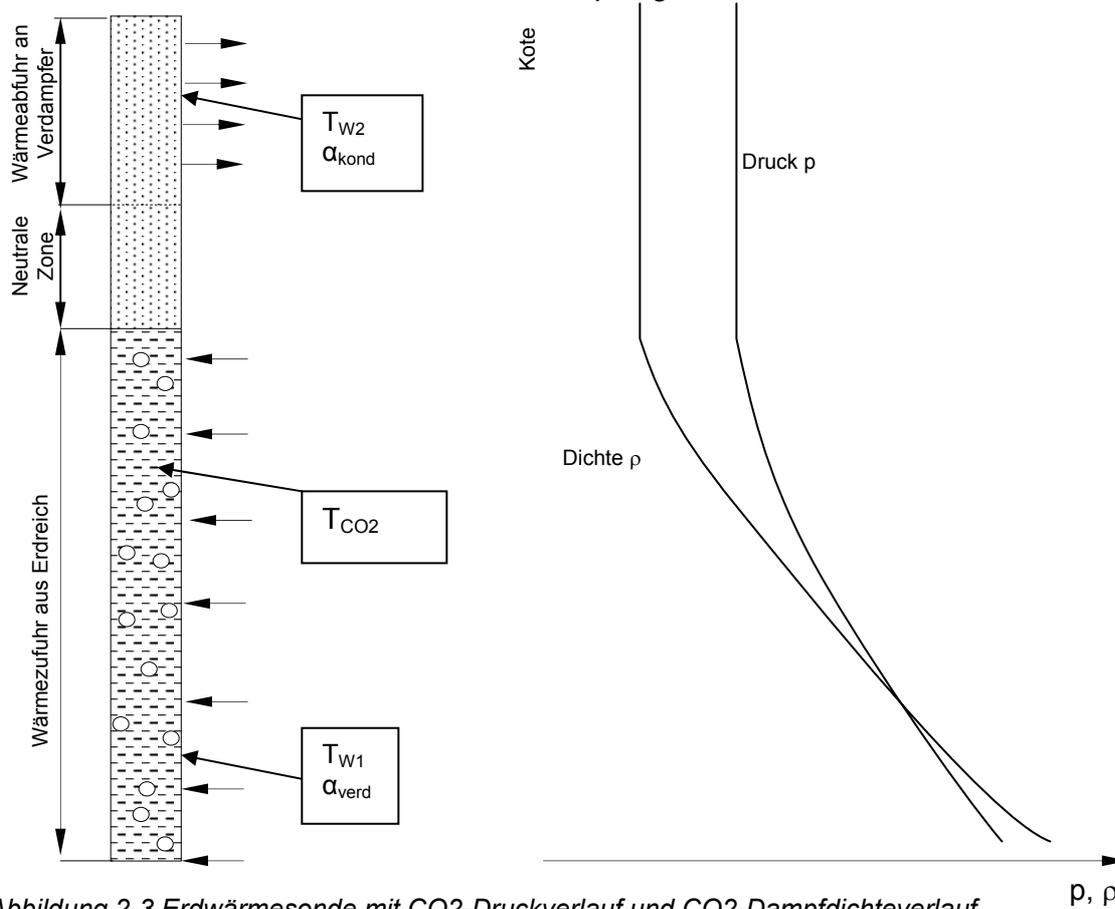


Abbildung 2-3 Erdwärmesonde mit CO<sub>2</sub>-Druckverlauf und CO<sub>2</sub>-Dampfdichteverlauf

## 2.1.2 Methodik

In einem ersten Schritt wird der Zusammenhang zwischen den Wandtemperaturen der Sonde im Verdampfungs- und Kondensationsbereich und dem übertragenen Wärmestrom aufgestellt.

Der übertragene Wärmestrom ist eine Funktion der Temperaturdifferenz zwischen der Sondeninnenwand im Verdampfungsbereich  $T_{W1}$  und der Innenwand des Kondensators  $T_{W2}$  (vgl. Abb. 2-1). In der Praxis ist es hier so, dass der Wärmestrom durch den im oberen Bereich der Sonde angebrachten Wärmepumpenverdampfer vorgegeben wird und die Temperaturdifferenz sich entsprechend einstellt.

$$T_{W1} - T_{W2} = f(\dot{Q}) \quad (1)$$

$T_{W1}$  Wandtemperatur der Sonde im Verdampfungsbereich

$T_{W2}$  Wandtemperatur der Sonde im Kondensatorbereich

Weiters kann man  $T_{W1} - T_{W2}$  auch wie folgt ausdrücken:

$$T_{W1} - T_{W2} = (T_{W1} - T_{CO2}) + (T_{CO2} - T_{W2}) \quad (2)$$

$T_{CO2}$  CO<sub>2</sub>-Temperatur in der Sonde

### Verdampfung

In Formel (2) entspricht  $T_{W1}-T_{CO2}$  der Temperaturdifferenz welche sich bei der Verdampfung einstellt, denn für die übertragene spezifische Wärmemenge pro  $m^2$  Verdampferfläche gilt [Lit. 2]:

$$\dot{q}_{Verd} = \alpha_{verd} * (T_{W1} - T_{CO2}) \quad (3)$$

$\dot{q}_{Verd}$  übertragene spezifische Wärmemenge pro  $m^2$  Verdampferfläche  
 $\alpha_{Verd}$  Wärmeübergangszahl im Verdampfer

durch Umformung erhält man

$$T_{W1} - T_{CO2} = \frac{\dot{q}_{Verd}}{\alpha_{verd}} \quad (4)$$

Aufgrund der Annahme, dass die Erdwärmesonde ab der Erdoberfläche komplett mit flüssigem  $CO_2$  befüllt ist, wurde für diesen Teil der Sonde im Modell für die Verdampfung die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  des Badverdampfers im Bereich des Blasensiedens verwendet [Lit. 2]. Nach [Lit. 4] wäre Filmverdampfung anzunehmen, welche höhere Wärmeübergangszahlen liefert. Mit Annahme von Badverdampfung liegen wir auf der konservativen Seite. Der Ansatz des Modells mit Badverdampfung lautet :

$$\alpha_{verd} = \alpha_0 * C * F(\pi_k) * \left( \frac{\dot{q}_{Verd}}{\dot{q}_0} \right)^{n(\pi_k)} \quad (5)$$

$\alpha_0$  Bezugswärmeübergangszahl für  $\dot{q}_0 = 20000 [W / m^2]$

$C$  Konstante zur Berücksichtigung der Rauigkeit  $C = \left( \frac{R_p}{R_{p,\alpha 0}} \right)^{0.133}$ ,  $R_{p,\alpha 0} = 1\mu m$

$F(\pi_k)$  Funktion, berücksichtigt die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl vom Dampfdruck

$$F(\pi_k) = 1.2 * \pi_k^{0.27} + \left( 2.5 + \frac{1}{1 - \pi_k} \right) * \pi_k$$

$\pi_k$  Druckverhältnis zwischen dem Dampfdruck und dem kritischen Druck von  $CO_2$

$n(\pi_k)$  druckabhängiger Exponent,  $n(\pi_k) = 0.9 - 0.3 * \pi_k^{0.3}$

Daraus ergibt sich:

$$T_{W1} - T_{CO2} = \frac{\dot{q}_{Verd}}{\alpha_{verd}} = \frac{\dot{q}_{Verd}}{\alpha_0 * C * F(\pi_k) * \left( \frac{\dot{q}_{Verd}}{\dot{q}_0} \right)^{n(\pi_k)}} \quad (6)$$

Durch Umformung erhält man für die Temperaturdifferenz bei der Verdampfung

$$T_{W1} - T_{CO2} = \frac{\dot{q}_0^{n(\pi_k)}}{\alpha_0 * C * F(\pi_k)} * \dot{q}_{Verd}^{1-n(\pi_k)} \quad (7)$$

Weiters gilt für den gesamten Wärmestrom durch den Verdampfungsbereich der Sonde der Zusammenhang

$$\dot{Q}_{Verd} = A_{W1} * \dot{q}_{verd} \quad (8)$$

$\dot{Q}_{Verd}$  bei der Verdampfung übertragener Wärmestrom

$A_{W1}$  Verdampferfläche

d. h. umgeformt

$$\dot{q}_{verd} = \frac{\dot{Q}_{verd}}{A_{W1}} \quad (9)$$

und eingesetzt in Formel (7) ergibt sich

$$T_{W1} - T_{CO2} = \frac{\dot{q}_0^{n(\pi_k)}}{\alpha_0 * C * F(\pi_k)} * \left( \frac{\dot{Q}_{verd}}{A_{W1}} \right)^{1-n(\pi_k)} \quad (10)$$

Kondensation:

Weiters entspricht in Formel (2)  $T_{CO2} - T_{W2}$  der Temperaturdifferenz welche sich bei der Kondensation einstellt, denn für die übertragene spezifische Wärmemenge pro  $m^2$  Kondensatorfläche gilt :

$$\dot{q}_{Kond} = \alpha_{Kond} * (T_{CO2} - T_{W2}) \quad (11)$$

$\dot{q}_{Kond}$  übertragene spezifische Wärmemenge pro  $m^2$  Kondensatorfläche

$\alpha_{Kond}$  Wärmeübergangszahl im Kondensator

durch Umformung erhält man

$$T_{CO2} - T_{W2} = \frac{\dot{q}_{Kond}}{\alpha_{Kond}} \quad (12)$$

Da sich im Kondensatorbereich der Erdwärmesonde  $CO_2$ -Dampf befindet und der Kondensator meist aus Rohren besteht, wurde für diesen Teil der Sonde im Modell, die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  für die Filmkondensation am horizontalen Rohr verwendet [Lit. 2]. Der Ansatz lautet :

$$\alpha_{Kond} = 0.725 * K * \sqrt[4]{\frac{1}{z * d * (T_{CO2} - T_{W2})}} \quad (13)$$

$$K = \sqrt[4]{\frac{r * g * \rho_f^2 * \lambda_f^3}{\eta_f}}$$

$r$  Verdampfungsenthalpie

$g$  Erdbeschleunigung

$\rho_f$  Dichte der Flüssigkeit

$\lambda_f$  Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit

$\eta_f$  Dynamische Zähigkeit der Flüssigkeit

$z$  Anzahl übereinanderliegender Kondensatorrohre

$d$  Aussendurchmesser des Kondensatorrohres

Daraus ergibt sich:

$$T_{CO2} - T_{W2} = \frac{\dot{q}_{Kond}}{\alpha_{Kond}} = \frac{\dot{q}_{Kond}}{0.725 * K * \sqrt[4]{\frac{1}{z * d * (T_{CO2} - T_{W2})}}} \quad (14)$$

Durch Umformung erhält man für die Temperaturdifferenz bei der Kondensation schliesslich den folgenden Ausdruck. Die Zwischenrechnung liegt im Anhang\_1 bei.

$$T_{CO_2} - T_{W2} = \left( \frac{\dot{q}_{kond} * \sqrt[4]{z * d}}{0.725 * K} \right)^{\frac{1}{0.75}} \quad (15)$$

Weiters gilt für den gesamten Wärmestrom durch den Kondensatorbereich der Sonde der Zusammenhang

$$\dot{Q}_{Kond} = A_{W2} * \dot{q}_{Kond} \quad (16)$$

$\dot{Q}_{Kond}$  bei der Kondensation übertragener Wärmestrom  
 $A_{W2}$  Kondensatorfläche

d. h. umgeformt

$$\dot{q}_{Kond} = \frac{\dot{Q}_{Kond}}{A_{W2}} \quad (17)$$

und eingesetzt in Formel (15) ergibt sich

$$T_{CO_2} - T_{W2} = \left( \frac{\dot{Q}_{Kond} * \sqrt[4]{z * d}}{A_{W2} * 0.725 * K} \right)^{\frac{1}{0.75}} \quad (18)$$

Durch Zusammenzählen der Formel (10) und Formel (18) ergibt sich das folgende Modell zur Simulation der Temperaturdifferenz  $T_{W1} - T_{W2}$  in Abhängigkeit des übertragenen Wärmestroms. Der übertragene Wärmestrom ist im Verdampfungs- und Kondensationsbereich der Sonde gleich gross.

$$T_{W1} - T_{W2} = \frac{\dot{q}_0^{n(\pi_k)}}{\alpha_0 * C * F(\pi_k)} * \left( \frac{\dot{Q}}{A_{W1}} \right)^{1-n(\pi_k)} + \left( \frac{\dot{Q} * \sqrt[4]{z * d}}{A_{W2} * 0.725 * K} \right)^{\frac{1}{0.75}} \quad (19)$$

Wird ein Wärmestrom von 0 bis 2700 W durch den Thermosiphon übertragen, so ergibt sich aufgrund des Modells aus Formel 19 der in Abbildung 2-4 gezeigte Verlauf für die Temperaturdifferenz  $T_{W1} - T_{W2}$ . Bei einem Wärmestrom von 1500 W stellt sich somit eine Wandtemperaturdifferenz  $T_{W1} - T_{W2}$  von ca. 0.29 °C ein (CO<sub>2</sub>-Temperatur von 0°C, Sondeninnendurchmesser von 0.026 m, Sondenrohrlänge 150 m, Verdampfungsfläche 12,25 m<sup>2</sup>, Kondensatorfläche 0.75 m<sup>2</sup>, Wärmestrom pro Meter Sondenrohr 12,5 W/m).

Nach den eingangs gemachten Überlegungen ist die CO<sub>2</sub>-Temperatur längs der Sonde nicht konstant (vgl. Abb. 2-2). Welche Temperatur ist in (19) für die Wandtemperatur der Sonde ( $T_{W2}$ ) im Verdampfungsbereich einzusetzen? Für den Wärmepumpenverdampfer ist die Sättigungstemperatur am oberen Ende der Sonde „spürbar“. Diese ist durch den dort herrschenden Verdampfungsdruck des CO<sub>2</sub> festgelegt. Andererseits kommuniziert die Erdwärmesonde wärmetransporttechnisch mit dem Erdteil. Der vom Erdteil an die Sonde fließende Wärmestrom hängt von der Temperaturdifferenz Erdreich-Sonde ab. Hier müsste also die längs der Sonde gemittelte Verdampfungstemperatur herangezogen werden. Zwischen der oben erwähnten Kondensationstemperatur, die im Bereich des Wärmepumpenverdampfers wirksam ist und der mittleren Verdampfungstemperatur besteht also eine von der Sondenlänge und der Verdampfungsart (Film- oder Badverdampfung) abhängige Differenz. Bei einer 300 m Sonde beträgt diese bei Badverdampfung etwa 7 K, bei Filmverdampfung 1.6 K. Man kann dies in (19) berücksichtigen, indem man links vom Gleichheitszeichen einen zusätzlichen Term einfügt :

$$T_{W1} - T_{W2} + \Delta T(L, Verd. - art) = \frac{\dot{q}_0^{n(\pi_k)}}{\alpha_0 * C * F(\pi_k)} * \left( \frac{\dot{Q}}{A_{W1}} \right)^{1-n(\pi_k)} + \left( \frac{\dot{Q} * \sqrt[4]{z * d}}{A_{W2} * 0.725 * K} \right)^{\frac{1}{0.75}} \quad (19b)$$

Wir haben zwar für die Berechnung der Wärmeübergangszahl Badverdampfung angenommen, andererseits empfehlen wir das Anstreben von Filmverdampfung. Im letzteren Fall beträgt der Temperaturzuschlag selbst bei 300 m Sonden und CO<sub>2</sub> nur etwa 1.6 K. Für die folgenden Abschätzungen setzen wir diesen Zuschlag auf 0.

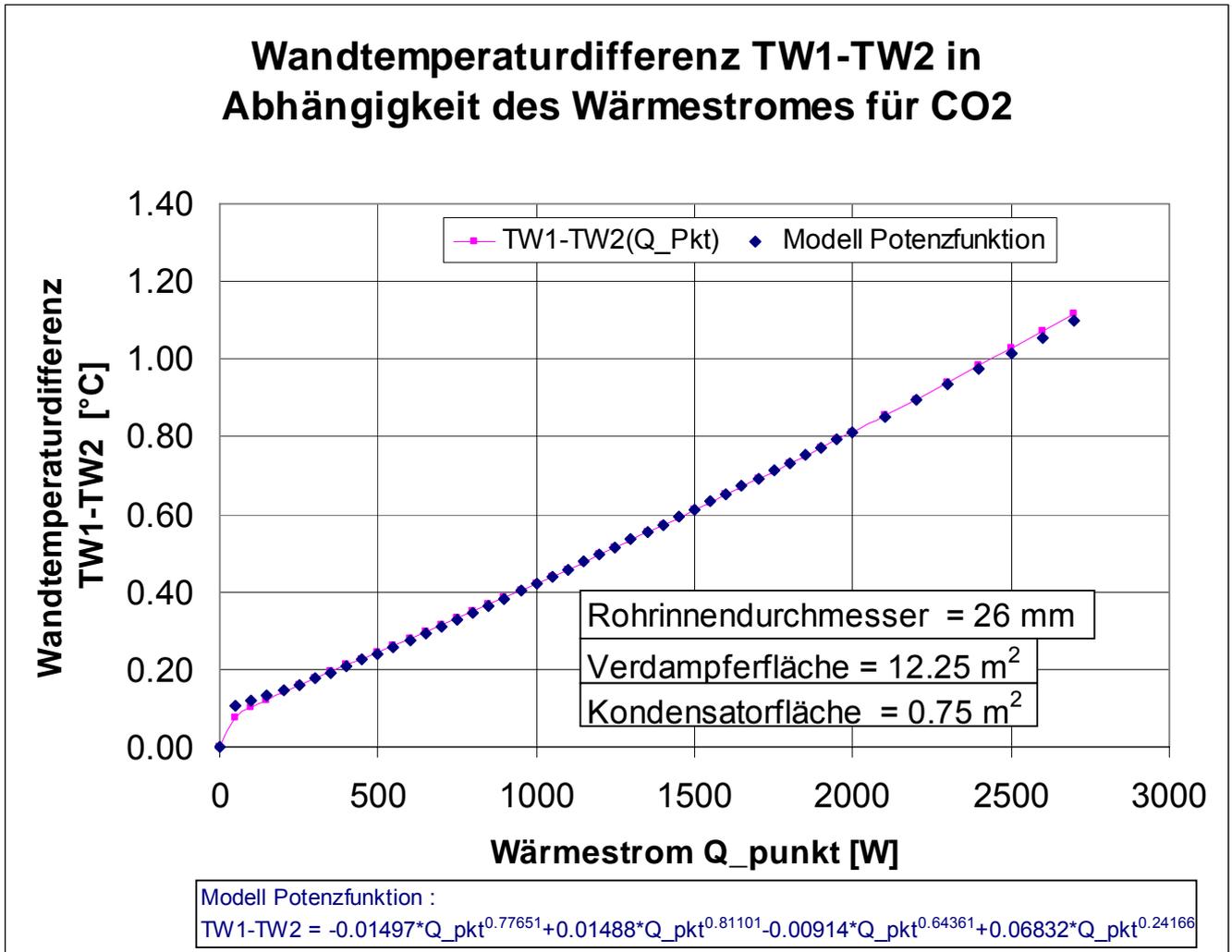


Abbildung 2-4 Temperaturdifferenz TW1-TW2 als Funktion des übertragenen Wärmestroms Q\_punkt

Ändert die Temperatur des Wärmeträgermediums Kohlendioxid, so verändert die Kurve ihren Verlauf. In der nachfolgenden Abbildung 2-5, wurde der Kurvenverlauf für die Mediumtemperaturen  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  und  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  für einen Wärmestrom von 0 bis 2700 W an Hand des Modells aus Formel 19 ermittelt. (Sondeninnendurchmesser von  $0.026\text{ m}$ , Sondenrohrlänge  $150\text{ m}$ , Verdampfungsfläche  $12,25\text{ m}^2$ , Kondensatorfläche  $0.75\text{ m}^2$ , Wärmestrom pro Meter Sondenrohr  $12,5\text{ W/m}$ ).

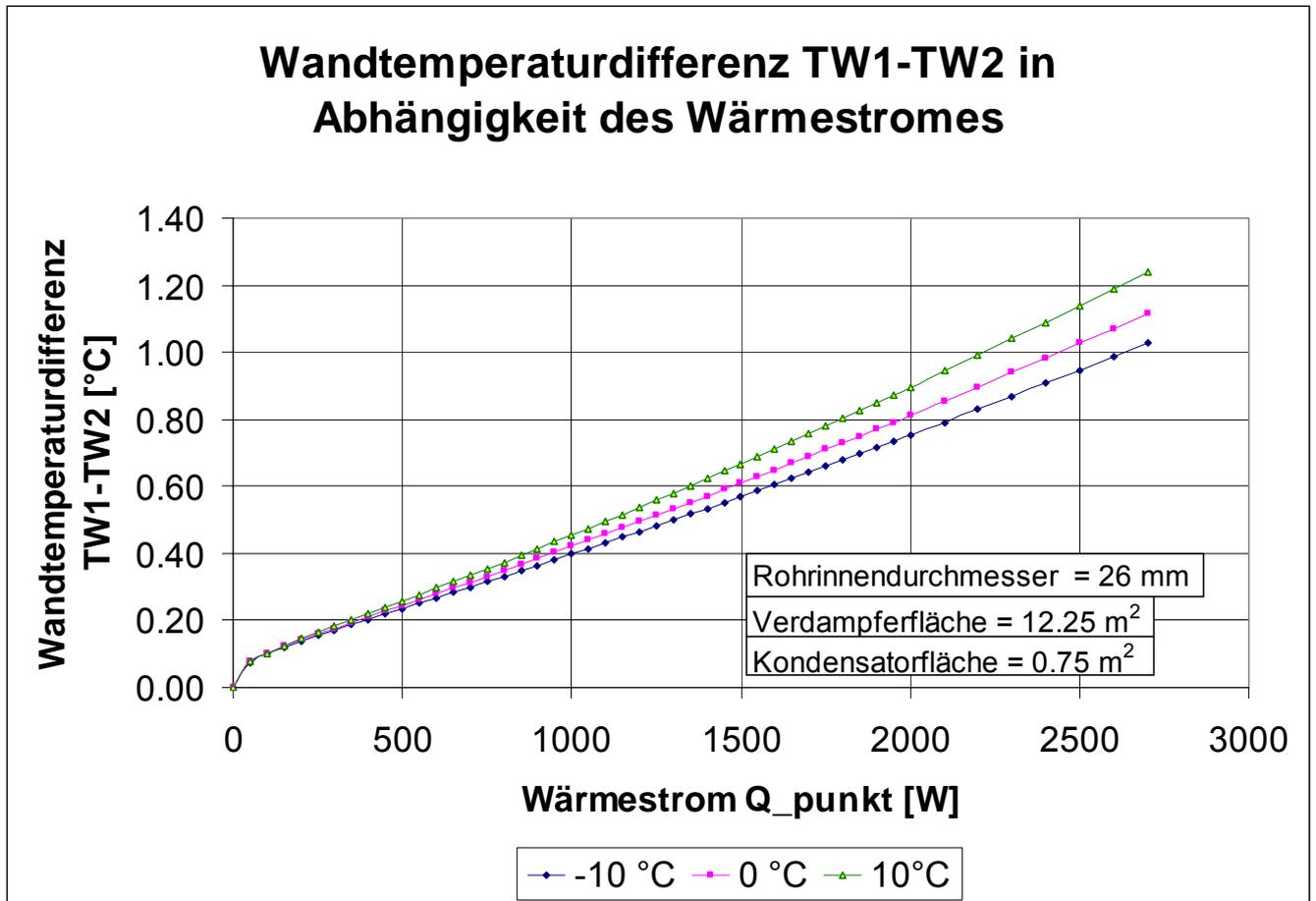


Abbildung 2-5 Temperaturdifferenz TW1-TW2 als Funktion des übertragenen Wärmestroms  $Q_{\text{punkt}}$  bei verschiedenen Mediumtemperaturen, Wärmeträgermedium Kohlendioxid (TW1 = Wandtemp. der Sonde, TW2 = Wandtemperatur des Kondensator/Verdampfers)

Aus dem obigen Diagramm ist ersichtlich, dass sich bei einer Kohlendioxidtemperatur von z. B.  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  für die Übertragung eines Wärmestromes von  $1500\text{ W}$  eine grössere Temperaturdifferenz einstellt, als bei einer Kohlendioxidtemperatur von  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Dies bedeutet mit anderen Worten, dass der übertragbare Wärmestrom mit sinkender Mediumtemperatur, bei gleich bleibender Temperaturdifferenz zwischen Sondenwand im Verdampfungsbereich und Rohrwand im Kondensatorbereich, steigt.

### 2.1.3 Q<sub>pkt</sub> = F(T<sub>W1</sub>-T<sub>W2</sub>) für CO<sub>2</sub>

Nachfolgend der übertragene Wärmestrom in Abhängigkeit von der Wandtemperaturdifferenz.

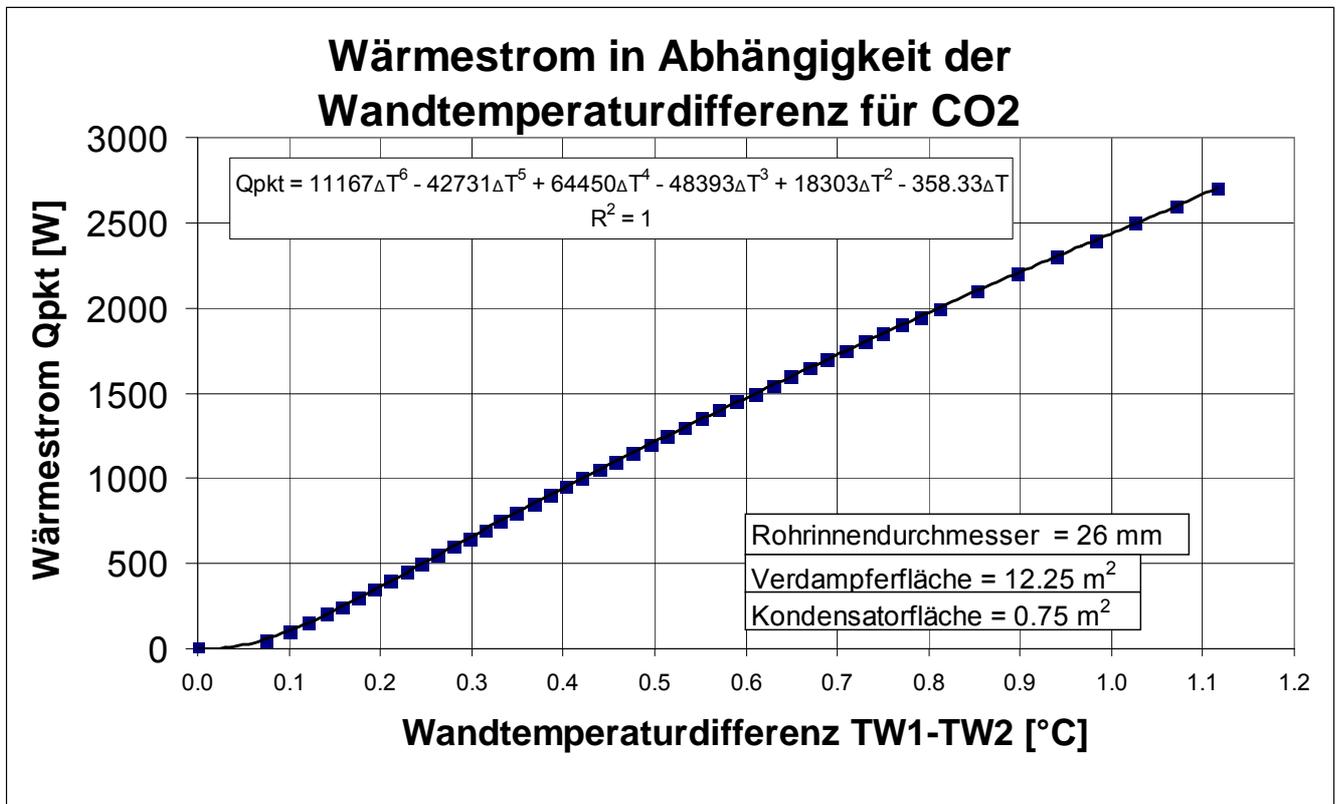


Abbildung 2-6 Wärmestrom  $Q_{\text{pkt}}$  aufgetragen über der Wandtemperatur  $T_{W1}-T_{W2}$

Betrachtet man den Zusammenhang des Wärmestromes  $Q_{\text{pkt}}$  über der Wandtemperaturdifferenz  $T_{W1}-T_{W2}$  (siehe Abbildung 2-6 Wärmestrom  $Q_{\text{pkt}}$  aufgetragen über der Wandtemperatur  $T_{W1}-T_{W2}$ ), so stellt sich die Frage, nach dem maximal transportierbaren Wärmestrom in der Sonde bzw. was den Wärmetransport in der Sonde begrenzt.

### 2.1.4 Zusammenhang $Q_{\text{pkt}} = F(T_{\text{W1}} - T_{\text{W2}})$ für andere Medien

Die Darstellung des Zusammenhangs  $Q(T_{\text{W1}} - T_{\text{W2}})$  an Hand des unter Punkt 2.1 entwickelten Modells für verschiedene Wärmeträger ist wesentlich für den energetischen Vergleich mit anderen Erdwärmehentnahmetechniken. Ziel der Darstellung Abbildung 2-7 ist es, den übertragenen Wärmestrom in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen Sondeninnenwand im Verdampfungsbereich und Rohraussenwand im Kondensationsbereich für verschiedene Kältemittel zu veranschaulichen. Die Mediumtemperatur zur Bestimmung der Stoffwerte der Kältemittel beträgt  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ausser  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  für Wasser und  $7\text{ bzw. }8\text{ }^{\circ}\text{C}$  für Methanol und R125.

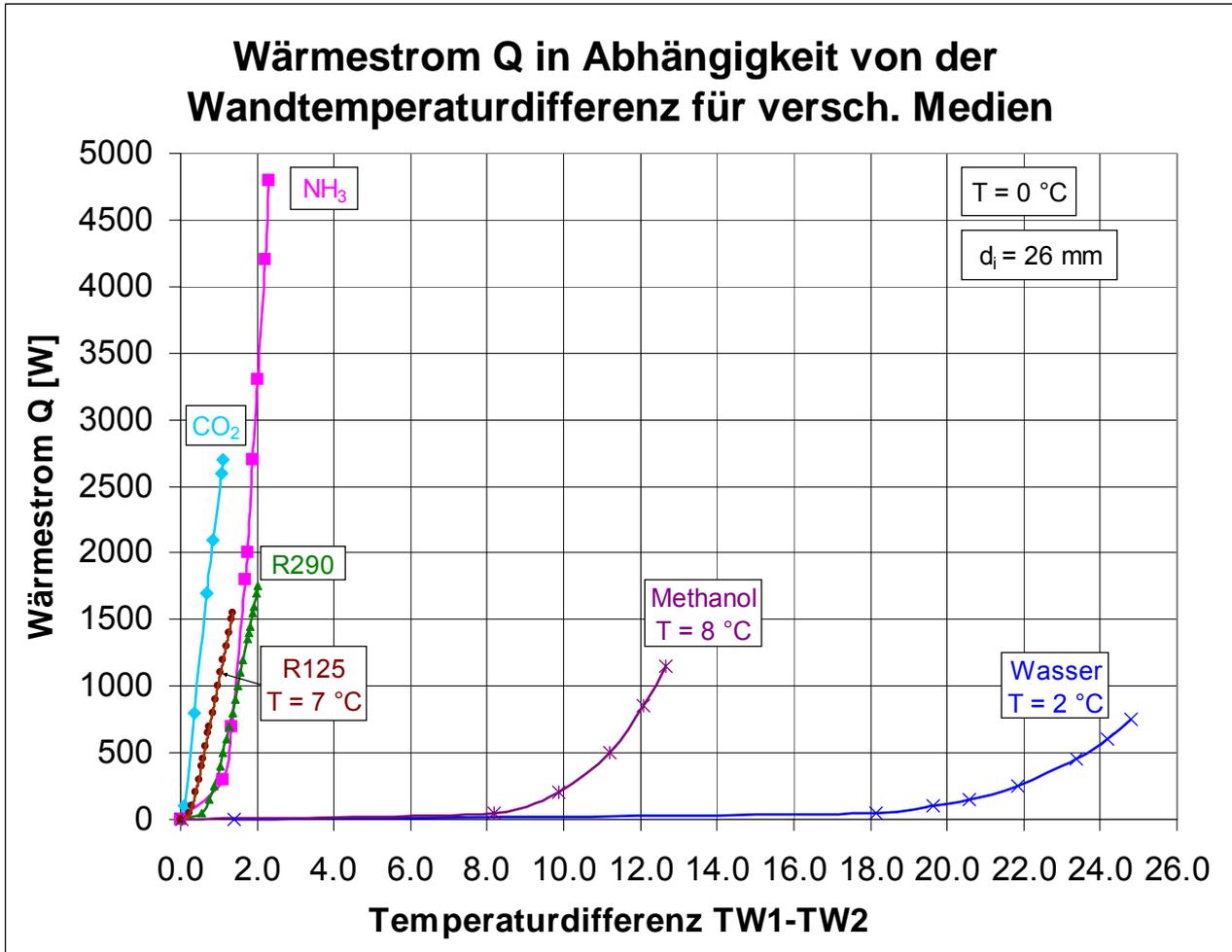


Abbildung 2-7 Zusammenhang zwischen der Temperaturdifferenz (Innenmantel Sonde und Aussenmantel Verdampfer) und dem übertragenen Wärmestrom.

Grundlage für die Berechnung des maximalen Wärmestromes ( $Q_{\text{pkt max}}$ ) in der nachfolgenden Tabelle ist der Formalismus des Artikels „entrainment limits in heat pipes“ [Lit. 11]. Die benötigte Verdampferlänge berechnet sich indem der maximale Wärmestrom  $Q_{\text{pkt max}}$  durch den Wärmestrom pro Laufmeter Rohr  $Q_{\text{pkt lfm}}$  ( $12.5\text{ W pro lfm Rohr}$ ) geteilt wurde.

Stoff	$Q_{\text{pkt max}}$ [W]	$\Delta T$ ( $T_{\text{W1}} - T_{\text{W2}}$ ) bei $Q_{\text{pkt max}}$	Benötigte Verdampferlänge [m]
Ammoniak (NH <sub>3</sub> )	4785	2.3	382
Kohlendioxid (CO <sub>2</sub> )	2717	1.1	217
Propan (R290)	1731	2.0	139
R125 (C <sub>2</sub> HF <sub>5</sub> )	1556	1.3	125
Methanol (CH <sub>3</sub> OH)	1134	12.6	91
Wasser (H <sub>2</sub> O)	746	24.8	60

Tabelle 2-1 Maximaler Wärmestrom in Abhängigkeit der Wandtemperaturdifferenz, Sondenrohrinnendurchmesser 26 mm

## 2.2 Maximaler Wärmetransport

In einer CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde, welche einen Flüssigkeitspool besitzt sind 4 Phänomene zu erwarten, welche den Wärmestrom begrenzen.

- 1) Die maximale Aufstiegs geschwindigkeit der Dampfblasen im Pool,
- 2) Der Anstieg der flüssigen CO<sub>2</sub>-Säule bei Betrieb in den Kondensationsbereich der EWS bei zu grosser Füllmenge.
- 3) Begrenzung des Wärmestroms im unteren Teil der EWS durch das Erreichen des kritischen Druckes aufgrund der geodätischen Höhe der Flüssigkeitssäule. Ab einer gewissen Füllhöhe wird der kritische Druck erreicht d. h. ist die Erdwärmesonde mit einer grösseren Menge CO<sub>2</sub> befüllt, ist das CO<sub>2</sub> im unteren Teil der Erdwärmesonde im überkritischen Zustand. Dies bedeutet, dass in dem Teil der EWS, in welchem sich das CO<sub>2</sub> im überkritischen Zustand befindet, die Wärme durch natürliche Konvektion übertragen wird. Durch natürliche Konvektion lässt sich jedoch nur ein relativ kleiner Wärmestrom übertragen im Vergleich zur Übertragung der Wärme durch Verdampfung und Kondensation des Wärmeträgermediums. Aus diesem Grunde ist die Füllhöhe und das Druckprofil in der EWS eine zentrale Frage, welche in Kapitel 3 Füllgrad und Druckprofil einer EWS separat behandelt wird. In der weiteren Folge wird davon ausgegangen, dass die Erdwärmesonde ohne Flüssigkeitspool ausgeführt ist. Eine eingehende Untersuchung dieser Art der Begrenzung des Wärmestromes ist im zweiten Teil des Projektes vorgesehen.
- 4) Mitnahme des Flüssigkeitsfilmes durch die nach oben gerichtete Gasströmung. Dies ist das wahrscheinlichste Phänomen der Begrenzung des maximalen Wärmestromes. In der Folge wird näher auf diese Art der Begrenzung eingegangen (siehe nachfolgenden Punkt 2.2.1 Literaturvergleich).

### 2.2.1 Literaturvergleich

Im Artikel „Entwicklung einer CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde nach dem Prinzip des Wärmerohres“ [Lit. 4] wird das Folgende zur Begrenzung des maximalen Wärmestromes in der Erdwärmesonde aufgeführt.

Im allgemeinen nimmt man für Wärmerohrauslegungen eine durchschnittlich entziehbare stationäre Wärmeleistung von 50 W/m an, die im Bohrloch der Erdwärmesonde zugeführt wird [Lit. 4]. Je nach Rohrdurchmesser ergibt sich daraus eine bestimmte Wärmestromdichte (Wärmestromdichte siehe Anhang\_2), die durch das Rohr dem CO<sub>2</sub>-Film zugeführt werden kann [Lit. 4].

Wird eine kritische Wärmestromdichte erreicht, bei der infolge der Mitnahme des Flüssigkeitsfilmes durch die nach oben gerichtete Gasströmung eine Begrenzung der Flüssigkeitszufuhr zum Wärmerohr auftritt, kann der Film an der Rohrwand nur eine begrenzte Tiefe erreichen, so dass das untere Ende des Rohres trocken bleibt und dadurch die Leistung des Wärmerohres begrenzt ist [Lit. 4].

Der nach oben strömende Dampf begrenzt die Sinkgeschwindigkeit des an der Rohrwand herunterrieselnden Flüssigkeitsfilmes, wirft Wellen auf und reisst schliesslich Tropfen aus der Flüssigkeitsoberfläche, welche nach oben mitgenommen werden [Lit. 11].

Dies wurde auch in Artikel [Lit. 9] bei einem Füllverhältnis  $\phi = 0.1$  an einem Glsthermosiphon im Laborversuch mit R-113 beobachtet. Zur Verdeutlichung der Verhältnisse im Rohrinernen siehe Abbildung 2-8

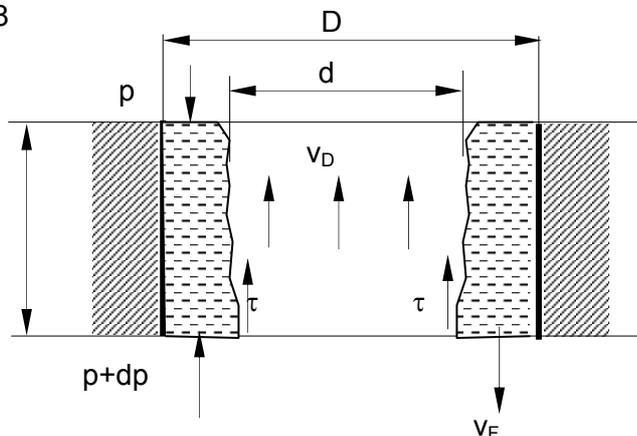


Abbildung 2-8 Skizze eines Sondenabschnittes in der neutralen Zone

Die Begrenzung des Wärmestroms erfolgt durch die gegenseitigen Schubspannungen zwischen aufsteigendem Dampf und herunter fließender Flüssigkeit

Abbildung 2-9 zeigt die maximale Entzugsleistung und Filmlänge in Abhängigkeit des Rohrdurchmessers bei einem Wärmestrom von 50 W/m aus dem Boden in die Sonde [Lit. 4]. Das Diagramm basiert auf der im Artikel [Lit. 4] aufgeführten Literatur und wurde durch experimentelle Untersuchungen zur erzielbaren Filmlänge und Entzugsleistung an einem speziellen Wärmerohrprüfstand durch die Autoren des Artikels untermauert.

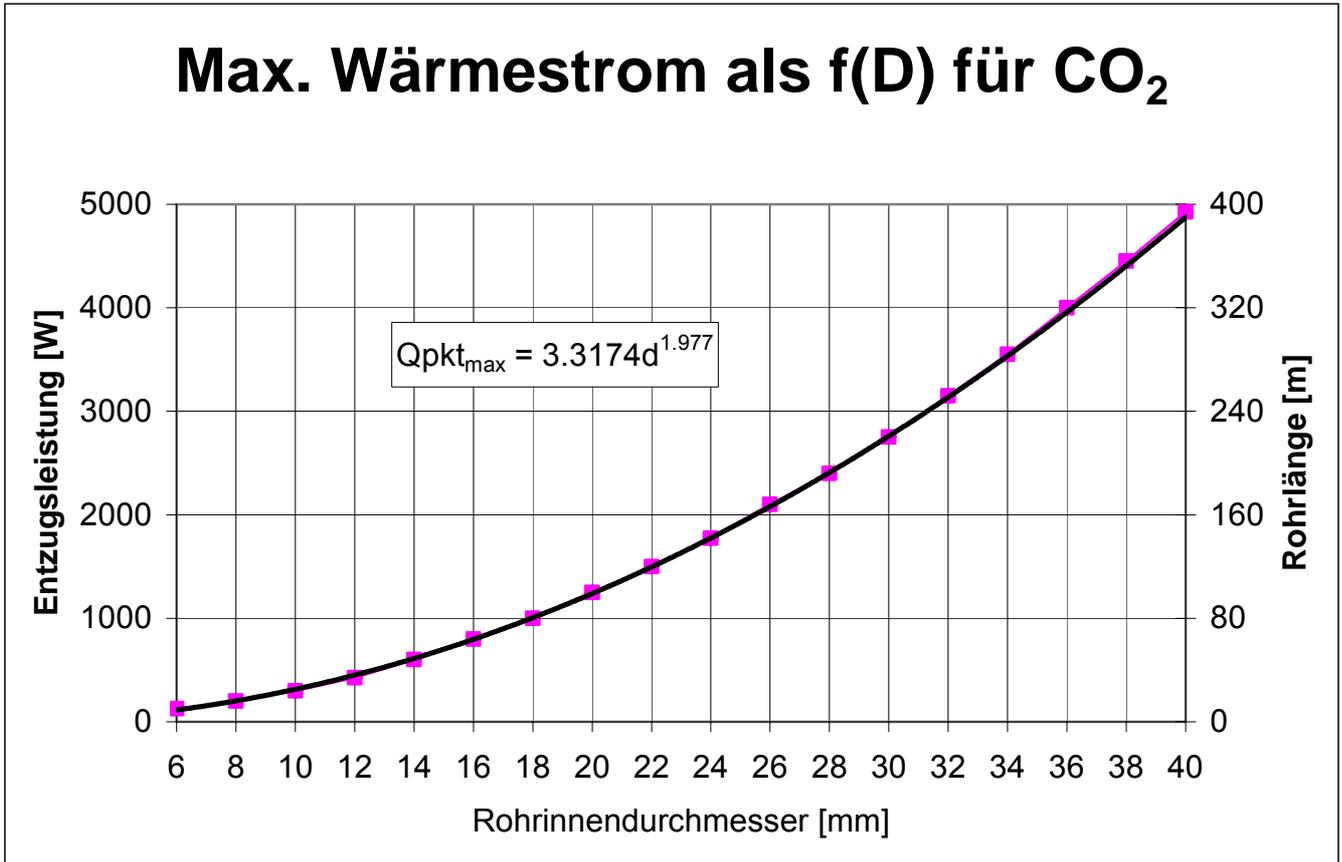


Abbildung 2-9 maximaler Wärmestrom in Abhängigkeit des Rohrinnendurchmessers bei einem Wärmestrom von 50 W/m aus dem Boden in die Sonde Lit. 4

Bei 26 mm Innendurchmesser beträgt die max. Entzugsleistung einer Einzel-Sonde 2100 W gemäss [Lit. 4].

Das nachfolgende Diagramm (Abbildung 2-10) hat zum Ziel, die gefundenen Formalismen zur Berechnung von  $Q_{max}$  gegenüberzustellen. Zu sehen sind die Auswertung der Quellen [Lit. 4], [Lit. 11], [Lit. 12], [Lit. 13] hinsichtlich des maximal übertragbaren Wärmestromes  $Q_{max}$  in Abhängigkeit des Sondendurchmessers  $D$ .

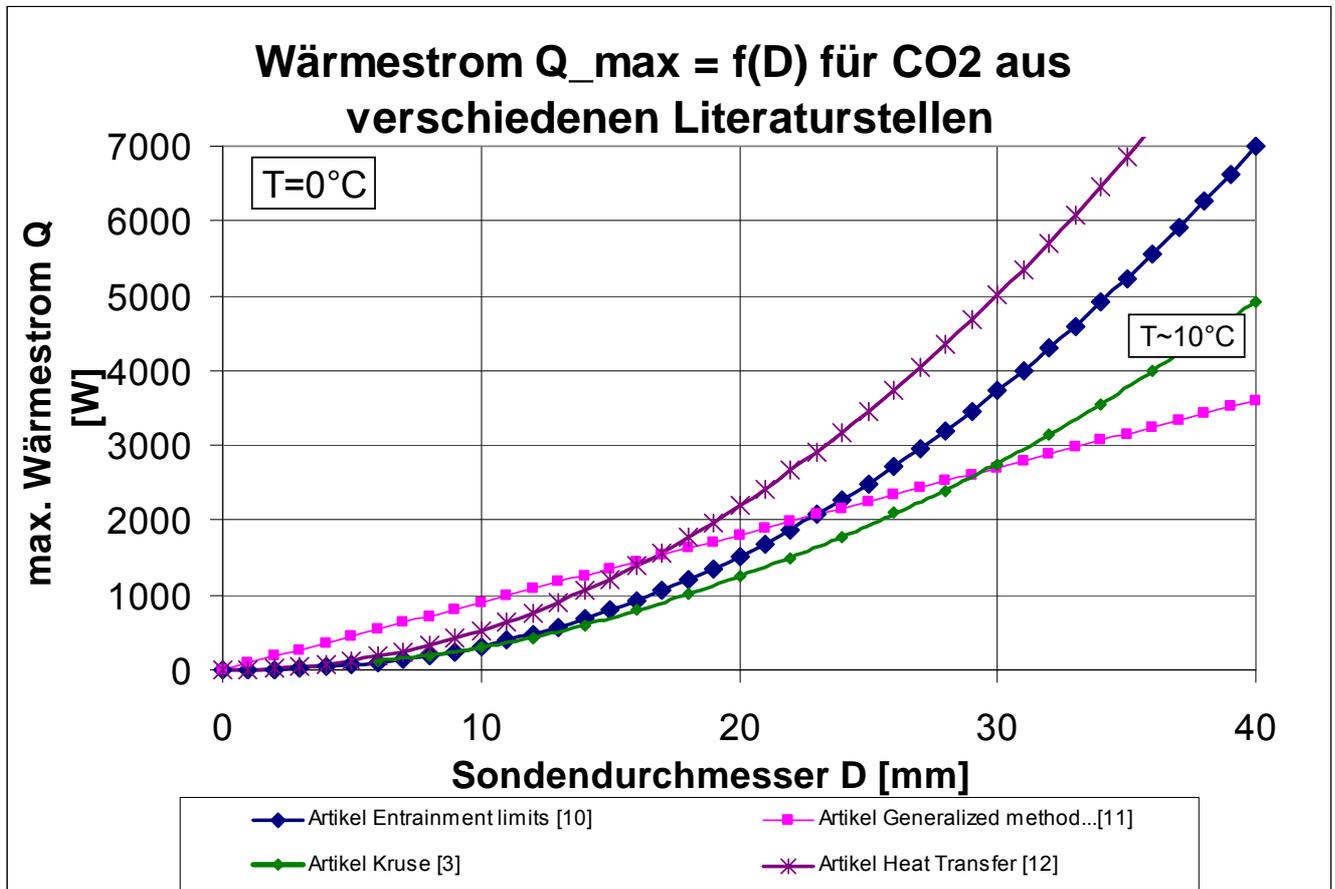


Abbildung 2-10 maximale Entzugsleistung in Abhängigkeit des Rohrdurchmessers

Da der Berechnungsalgorithmus für  $Q_{max} = f(D)$  in [Lit. 11] einen ähnlichen Verlauf für Kohlendioxid aufweist, wie die im Artikel von Kruse [Lit. 4] veröffentlichte und experimentell untermauerte Begrenzungskurve, wurde für die weitere Untersuchung des Zusammenhangs  $Q_{max} = f(D)$  für die Kältemittel Ammoniak, Propan, Wasser, Methanol und R125 (siehe Abschnitt 2.3.1, Seite 31) der Berechnungsalgorithmus [Lit. 11] zur Ermittlung von  $Q_{max}$  verwendet. Die etwas höheren Werte, welche dieser Algorithmus ab einem Sondendurchmesser von 10 mm liefert, können daher rühren, dass die Stoffwerte von  $0^\circ\text{C}$  in den Algorithmus [Lit. 11] zur Berechnung des Kurvenverlaufes eingesetzt wurden, während die Kurve aus Artikel [Lit. 4] bei ca.  $10^\circ\text{C}$  ermittelt wurde.

## 2.2.2 Erkenntnisse aus dem Literaturvergleich für max. Wärmeübertragung

In der Publikation [Lit. 4] wurde das Wärmerohr mit einer Mindestfüllmenge an  $\text{CO}_2$  betrieben. Diese wurde so gewählt, dass sich bei einer Wärmezufuhr von  $50 \text{ W/m}$  der Flüssigkeitsfilm an der Rohrwand gerade bis zum unteren Rohrende erstreckte d. h. es befand sich kein Flüssigkeitsbad mehr am Boden des Rohres.

Die Untersuchung [Lit. 4] kommt zu dem Schluss, dass für die Erzielung der gewünschten Wärmeentzugsleistung aus der Erde im stationären Fall die kritische Wärmestromdichte bestimmend für die Länge des Flüssigkeitsfilms auf der Innenwand der Sonde ist. Wird die kritische Wärmestromdichte erreicht, so führt die verdampfte Flüssigkeitsmenge dazu, dass sich ein Gleichgewicht zwischen Dampf und Flüssigkeit einstellt und der Flüssigkeitsfilm nicht mehr schneller nach unten rieseln und verdampft werden kann. Je geringer der Rohrdurchmesser im Verhältnis zur Rohrlänge ist, umso geringer ist die maximal mögliche Dampfmenge, d. h. die Wärmeentzugsleistung bzw. die wirksame Film­länge im Wärmerohr. Der Rohrdurchmesser muss also je nach Tiefe der Erdwärmesonde entsprechend vergrößert werden, um die entsprechende Filmlänge und Entzugsleistung zu erreichen [Lit. 4].

Im Artikel [Lit. 9] wird beschrieben, dass sich die Wärmeübertragungsrate in einem Thermosiphon, der mit einem inneren Rücklaufrohr für das Kondensat ausgeführt ist wesentlich steigern lässt (ca. Faktor 4.5). Dies wurde jedoch nur bei einem Füllverhältnis  $\varphi \geq 0.8$  beobachtet. Bei einem kleineren Füllverhältnis  $\varphi \leq 0.7$  wurde ein Austrocknen des Flüssigkeitsfilms d. h. ein Trockenfallen der Rohrwand über dem Flüssigkeitsbad (wie in Artikel [Lit. 4] beschrieben) beobachtet. Die Wärmeübertragungsgrenze ist in diesem Fall sehr niedrig [Lit. 9].

Aus den Beobachtungen wurde geschlossen, dass es, wenn der Flüssigkeitsspiegel bei geeigneten Heizbedingungen im Versuch, hoch genug ist (nämlich so hoch, dass der Flüssigkeitsspiegel über der Trichteröffnung ist) zu einem inneren Dauerumlauf (Rezirkulation, siehe Abbildung 7-1) kommt. Dies ermöglicht eine sehr viel höhere Wärmeübertragungsgrenze.

Andererseits, wenn das Füllverhältnis  $\varphi$  zu klein ist, sodass sich kein innerer Dauerumlauf einstellt, ist die Wärmeübertragungsgrenze eher niedriger als die eines gewöhnlichen Thermosiphons.

Um eine erhöhte Wärmeübertragungsrate zu erzielen, wurde das innere Rohr am oberen Ende mit einem Trichter ausgeführt. Ohne den Trichter liess sich zwar auch ein innerer Rücklauf des Kondensats erzielen, jedoch waren die erzielbaren Wärmeübertragungsraten wesentlich geringer.

In [Lit. 7] wurde zudem ein optimales Verhältnis der Querschnitte der Falleitung (Flüssigkeit) und Steigleitung(Dampf) ermittelt. Dieses Verhältnis wird mit 0.19 bis 0.25 angegeben.

## 2.3 Maximaler Wärmetransport für ausgewählte Kältemittel

Aus Abbildung 2-10 wurde zur Untersuchung des maximalen Wärmetransportes der Berechnungsalgorithmus [Lit. 11] aufgrund seines ähnlichen Verlaufes mit den experimentell ermittelten Daten aus dem Artikel [Lit. 4] ausgewählt. Im Gegensatz zu [Lit. 4], wo keine Formel veröffentlicht wird, ist in [Lit. 11] folgender allgemeiner Zusammenhang zwischen dem maximalen Wärmestrom  $Q_{\max}$  und dem Erdwärmesondendurchmesser  $D$  formuliert.

$$Q = C_K^2 A_X h_{fg} [\rho_f^{-1/4} + \rho_g^{-1/4}]^{-2} [g\sigma(\rho_f - \rho_g)]^{1/4} \quad (20)$$

$Q$	vorhergesagter maximaler Wärmestrom aufgrund der Mitreissgrenze
$h_{fg}$	Verdampfungsenthalpie
$A_X$	Radiale-Querschnittsfläche des Thermosiphons
$\sigma$	Oberflächenspannung
$\rho$	Dichte

$$C_K \equiv (K_g)^{1/2} + (K_f)^{1/2} = \sqrt{3.2} \tanh(0.5Bo^{1/4}) \quad (21)$$

$$Bo = D[g(\rho_f - \rho_g)/\sigma]^{1/2} \quad (22)$$

$D$  Durchmesser des Thermosiphons (entspricht d. Charakteristischen Länge)

### 2.3.1 Maximaler Wärmestrom für ausgewählte Kältemittel

Die folgende Abbildung (Abbildung 2-11) hat zum Ziel, den maximalen Wärmestrom für verschiedene Wärmeübertragungsmedien zu veranschaulichen. Es zeigt den Zusammenhang des maximalen Wärmestromes in Abhängigkeit des Rohrdurchmessers für die Kältemittel Ammoniak, Kohlendioxid, Propan, R125, Methanol und Wasser. Die Kältemitteltemperatur wurde für alle Medien mit 0 °C festgelegt, ausser Wasser, Methanol und R125, bei welchen die Stoffwerte bei 8 bzw. 7 °C zur Berechnung verwendet wurden, da für diese beiden Wärmeübertragungsmittel die Stoffwerte bei 0 °C nicht verfügbar waren. Die Ermittlung von  $Q_{\max}$  erfolgte wie unter Pkt 2.2.4 aufgeführt auf der Grundlage des Berechnungsalgorithmus der Quelle [Lit. 11].

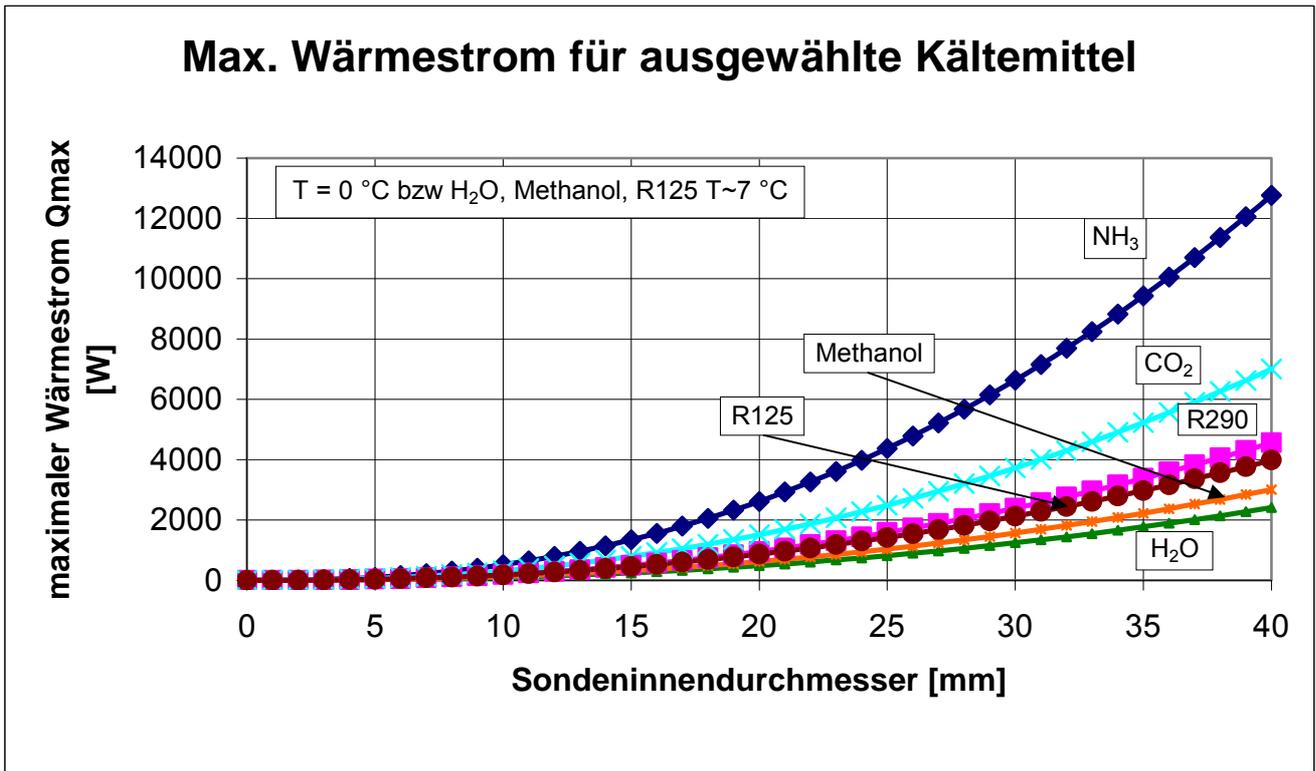


Abbildung 2-11 maximale Entzugsleistung in Abhängigkeit des Rohrdurchmessers für verschiedene Medien. Quelle [Lit. 11] zur Berechnung von  $Q_{max}$

Aus dem obigen Diagramm ist ersichtlich, dass das Kältemittel Ammoniak den grössten Wärmestrom bei einem bestimmten Sondendurchmesser übertragen kann, gefolgt von Kohlendioxid, Propan, R125, Methanol und Wasser.

### 2.3.2 Temperaturabhängigkeit des maximal übertragbaren Wärmestromes

Der maximal übertragbare Wärmestrom  $Q_{max}$  durch die Erdwärmesonde ist neben dem Sondendurchmesser auch von der Sondentemperatur d. h. von der mittleren Temperatur des Wärmeträgers in der Sonde abhängig. Die mittlere Temperatur des Wärmeträgers in der Sonde wird durch die Verdampfungs- und die Kondensationstemperatur bestimmt. Bei einer Temperatur-Änderung des Wärmeträgers verändern sich die Stoffwerte (Sättigungsdampfdruck, Dampfdichte, Flüssigkeitsdichte, Verdampfungsenthalpie, dynamische Viskosität, Wärmeleitfähigkeit und Oberflächenspannung), was sich in einer Erhöhung oder Verminderung des maximal übertragbaren Wärmestromes auswirkt. Die folgende Darstellung hat zum Ziel, den Zusammenhang des maximal übertragbaren Wärmestromes gem. Quelle [Lit. 11] in Abhängigkeit von der Sondentemperatur für verschiedene Kältemittel bei einem Sondeninnendurchmesser  $d_i = 0.018$  m zu verdeutlichen.

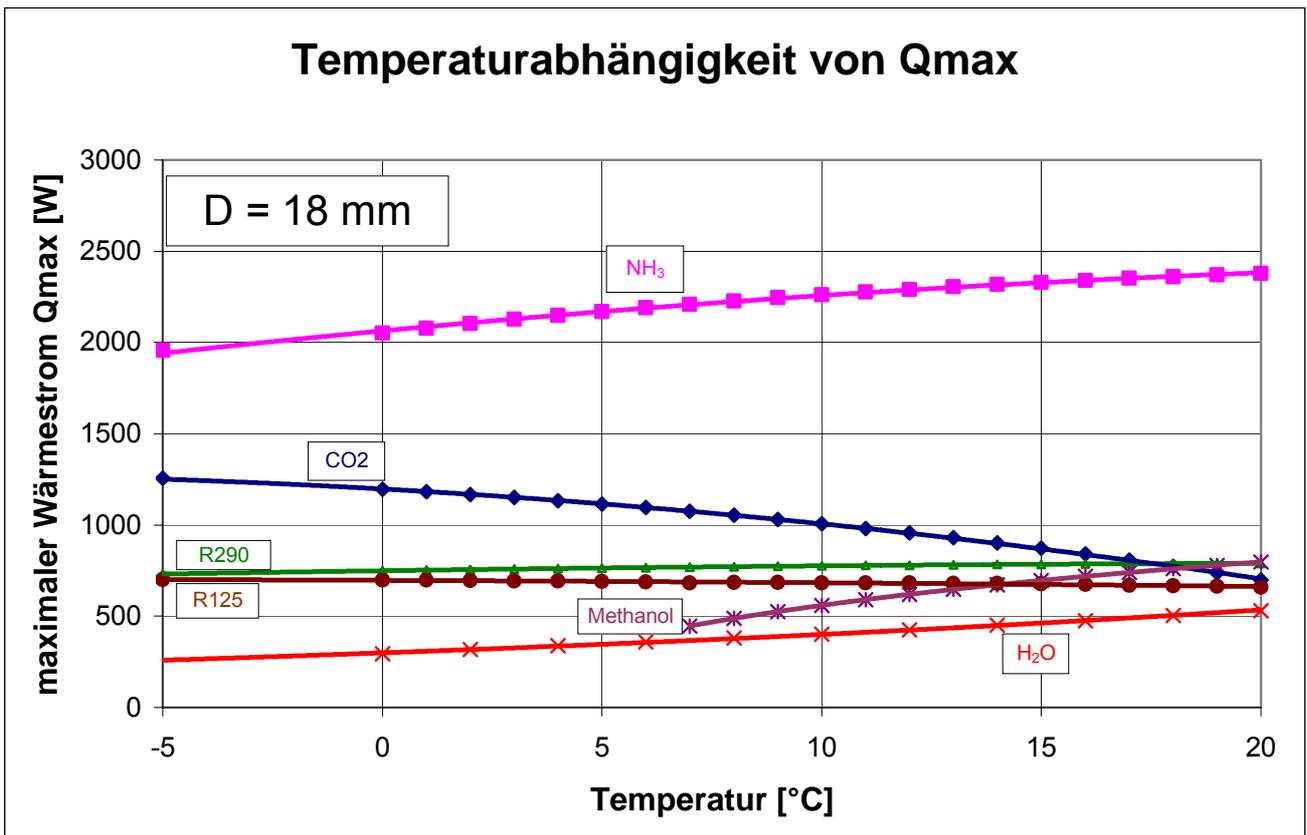


Abbildung 2-12 Temperaturabhängigkeit des maximal übertragbaren Wärmestromes

Aus Abbildung 2-12 ist ersichtlich, dass der maximal übertragbare Wärmestrom mit der Erhöhung der Temperatur des Wärmeträgers in der Sonde im Falle von Wasser, Methanol und Ammoniak zunimmt. Bei den Wärmeträgern Propan und R125 bleibt der maximal übertragbare Wärmestrom mit Erhöhung der Wärmeträgertemperatur annähernd gleich, während Kohlendioxid einen abnehmenden Verlauf bei Erhöhung der Wärmeträgertemperatur zeigt. Auffallend sind die unterschiedlichen Tendenzen der Kurvenverläufe der verschiedenen Kältemittel im selben Temperaturbereich. Eine Erklärung hierfür liefert das folgende Diagramm (Abbildung 2-13), in welchem der maximale Wärmestrom  $Q_{\max}$  über dem Temperaturverhältnis  $T/T_{\text{kritisch}}$  aufgetragen ist.

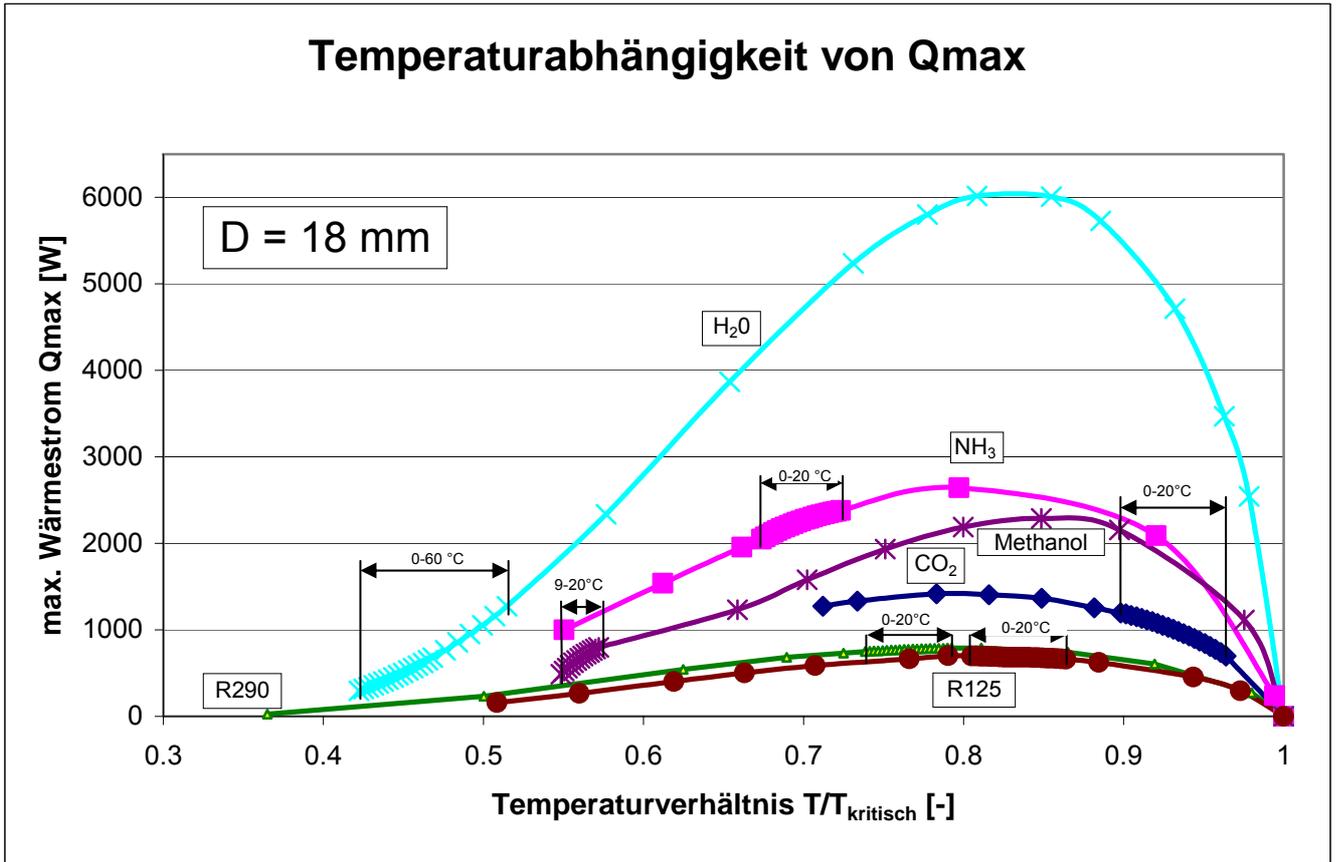


Abbildung 2-13 Temperaturabhängigkeit des maximal übertragbaren Wärmestromes

Aus Abbildung 2-13 wird die Lage des Temperaturbereiches  $-5$  bis  $20^\circ\text{C}$  in Hinblick auf den gesamten Kurvenverlauf eines Kältemittels sichtbar. Der maximale Wärmestrom ist von der relativen Lage der Mediumstemperatur zur kritischen Temperatur abhängig. Damit wird sichtbar, warum in Abbildung 2-12 die Tendenz der Temperaturabhängigkeit je nach Medium im Temperaturbereich  $-5$  bis  $20^\circ\text{C}$  unterschiedlich ist. Da die Verdampfungsenthalpie  $r$  für  $T = T_{\text{kritisch}}$  null wird, müssen alle Kurven in der obigen Darstellung am Punkt  $T/T_{\text{kritisch}} = 1$  durch 0 verlaufen.

## 3. Numerische Modellierung der Erdwärmesonden

### 3.1 Numerische Modellierung der Glykol-EWS

Modellierungen von Erdwärmesonden müssen wegen ihrer Komplexität numerisch erfolgen. Für dieses Ziel wird hier die Software FRACTure ([Lit. 17] Kohl and Hopkirk, 1995) verwendet. FRACTure basiert auf der Methode der Finiten Elemente (FE) und bietet komplette dreidimensionale, stationäre und transiente Lösungen bei der Bearbeitung von hydraulischen, thermischen und elastischen Transportprozessen sowie deren Kopplungen an. Jeder Prozess kann mittels 1D-, 2D- oder 3D-Elementen simuliert werden. Diese Elemente können lineare oder quadratische Ansatzfunktionen beinhalten. Die Simulation nimmt die folgenden thermischen Transportmechanismen an: transiente Änderung des Wärmegehaltes, Diffusion, Advektion und Wärmeübergang.

Der FE-Ansatz erlaubt eine flexible Gittergestaltung und dadurch komplexe geologische Strukturen sowie den Aufbau einer Sonde mit Rohrwand zu modellieren.

Die FE-Gitter wird hergestellt, indem zuerst ein 2D-Gitter mit AUTOCAD generiert wird. Die semiautomatische Software WinFra ([Lit. 18] Kohl, 1999) erlaubt dann die Transformation in ein dreidimensionales Gitter. WinFra ermöglicht auch die verschiedenen Materialparameter den entsprechenden Gitterelementen zuzuweisen und die Randbedingungen festzusetzen. Zur Generierung des numerischen Gitters können Tetraeder und Prismen mit drei- bzw. viereckigem Querschnitt verwendet werden. FRACTure erlaubt zudem die Kombination von Elementen mit verschiedenen Dimensionen.

#### 3.1.1 Modellgeometrie und Materialien

Es ist wichtig geeignete Dimensionen und Auflösungen für das Modell zu wählen. Einerseits soll eine feinere Diskretisierung des Maschengitters in Bereichen wo das Temperaturfeld komplexer wird (z.B. im Nahbereich der Sonde) verwendet werden. Andererseits bedeutet eine grosse Knotenanzahl eine lange Rechenzeit.

Die Dimensionen des Modells müssen so gewählt werden, dass sich Randeffekte ausschliessen lassen. Es wird deshalb ein 1000 x 1000 x 1000 m Modell aufgebaut, welche in der Mitte eine 150 m lange Erdwärmesonde enthält. Tabelle 3-1 fasst die Abmessungen der modellierten EWS zusammen und Abbildung 3-1 stellt das aufgebaute Modell dar.

Bohrlochtiefe	150 m
Bohrlochsdurchmesser	0.115 m
Erdwärmesonde	Doppel U-Rohr <sup>1)</sup>
Rohrdurchmesser (aussen)	32.0 mm
Rohrdicke	3.0 mm

Tabelle 3-1 Modellabmessungen für FRACTure Simulation

1) Gemäss Abbildung 2-10 kann bei einem grösseren Rohrquerschnitt mehr Energie übertragen werden. Fertigungstechnisch wird es aber immer schwieriger, je grösser der Durchmesser ist, eine Wärmetauscherkonstruktion für CO<sub>2</sub> zu bauen (50 bar bei 20°C). Aus diesem Grund haben wir für die Modellbetrachtung in Rücksprache mit Haka-Gerodur AG, einen Rohrquerschnitt von  $\varnothing 32 \times 3$  mm gewählt. Je nach Modell der Abbildung 2-10 kann bei dieser Dimension mindestens 2000 W pro Rohr übertragen werden. Damit die Modellrechnung mit einer Übertragungsleistung von 7500W gemacht werden kann, müssen darum 4 Tauscherrohre verwendet werden. Als Geometrie wurden darum 4 Tauscherrohre analog einer Doppel U-Rohr Erdwärmesonde eingesetzt. Im Gegensatz zu einer Standard-EWS hat die CO<sub>2</sub> EWS keinen Vor- und Rücklauf. Alle 4 Rohre sind quasi Einzelrohre mit Filmverdampfung und haben die gleichen Temperaturverlauf über die Tiefe.

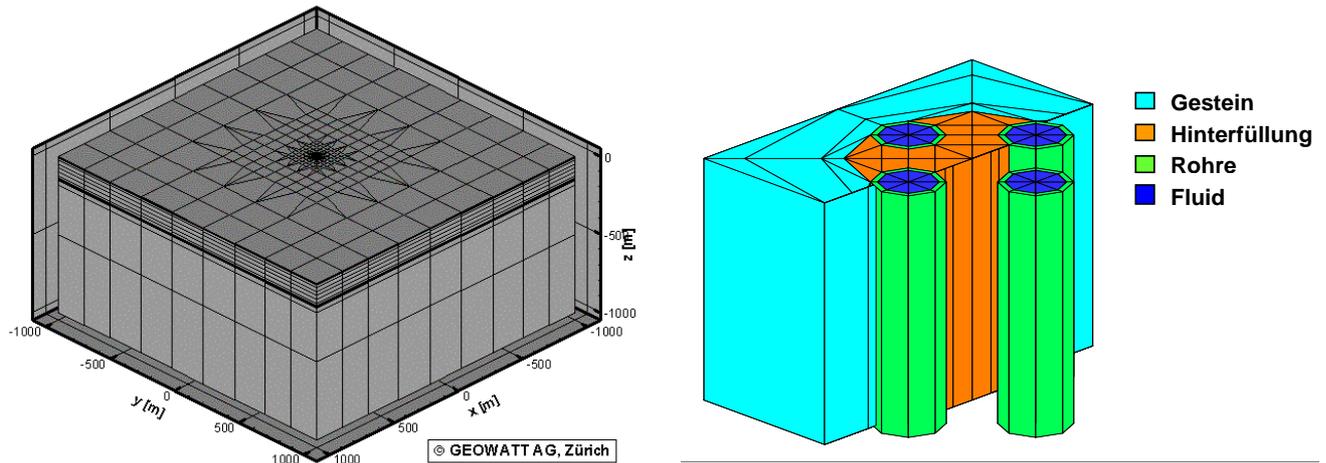


Abbildung 3-1 gesamtes 3D-Modell und Detail des Sondenbereichs in der Mitte des Modells.

Den verschiedenen Elementen des Gittermodells werden spezifische Eigenschaften zugewiesen, um alle Materialien der Sonde und ihrer Umgebung zu modellieren. Die Zirkulation des Fluids in den Rohren wird mit 1D-Elementen simuliert, die in der Mitte der Rohre umgeben vom 3D-Element Fluide liegen. Den 1D-Elementen wird eine grosse hydraulische Leitfähigkeit zugewiesen. Die Fluidströmung erfolgt damit nur entlang den 1D-Elementen. Es muss ein vertikales und ein horizontales Linienelement definiert werden. Der Strömungskreislauf führt am Sondenfuss durch zweimaliges Umlenken die vertikalen- in horizontale 1D-Elemente über und wieder zurück. Die Wärmeleitfähigkeit senkrecht zur Strömung wird gegenüber den 3D-Elementen extrem erhöht, um zu gewährleisten, dass die Wärme tatsächlich zu den 1D-Elementen übertragen wird.

Als Fluid wird 20%-Ethylenglykol verwendet. Für die Wärmeleitfähigkeit muss zwischen x-/y- und z-Richtung unterschieden werden. In der x-/y- Richtung erfolgt der Wärmetransport hauptsächlich durch Diffusion, während dies in z-Richtung hauptsächlich durch Advektion geschieht. Zur Verhinderung eines Temperaturgradienten im Fluid zwischen Rohrwand und Rohrzentrum, wird die Wärmeleitfähigkeit in x-/y-Richtung stark erhöht, was einen perfekten lateralen Wärmetransport im Fluid erzeugt. Für die Hinterfüllung werden Parameter verwendet, die einer Standardhinterfüllung nach FWS Gütesiegel, d.h. einer Mischung von Bentonit, Zement und Wasser, entsprechen ([Lit. 19] Rohner et. al., 2000). Der Untergrund um die Sonde wird im Standardmodell als homogen betrachtet und die Wärmeleitfähigkeit auf  $3.0 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$  gesetzt (Sandstein Molasse). Die Tabelle 3-2 fasst die modellierten Parameter zusammen.

Untergrund	
Wärmeleitfähigkeit	$3.0 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Wärmekapazität	$2.40 \times 10^6 \text{ J m}^{-3} \text{ K}^{-1}$
Fluid (vertikal bzw. horizontal)	
Wärmeleitfähigkeit (x- und y- bzw. z-Richtung)	$10 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit (z-Richtung)	$0.51 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Wärmekapazität	$4.05 \times 10^6 \text{ J m}^{-3} \text{ K}^{-1}$
Rohre	
Wärmeleitfähigkeit	$0.42 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Wärmekapazität	$1.62 \times 10^6 \text{ J m}^{-3} \text{ K}^{-1}$
Hinterfüllung	
Wärmeleitfähigkeit	$0.8 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Wärmekapazität	$2.00 \times 10^6 \text{ J m}^{-3} \text{ K}^{-1}$
1D - Linienelemente	
Wärmeleitfähigkeit (x- und y-Richtung)	$1010 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Wärmeleitfähigkeit (z-Richtung)	$0.51 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
Wärmekapazität	$4.05 \times 10^6 \text{ J m}^{-3} \text{ K}^{-1}$

Tabelle 3-2 Materialparameter für die Simulation.

### 3.1.2 Randbedingungen für Vergleich mit Glykol-Wasser-EWS

Für die numerischen Berechnungen sind Randbedingungen nötig, welche die Bodenoberflächentemperatur, den geothermischen Wärmefluss und den Durchfluss steuern. Für die Oberflächentemperatur und für den geothermischen Wärmefluss werden Standardwerte für die Schweiz gewählt. Sie weisen einen geothermischen Gradient im Untergrund von ca. 0.027 K/m aus.

Die Durchflussgeschwindigkeit wird durch die angenommenen konstante Leistung definiert. Für eine Leistung von 7500 W und einer angenommenen konstanten Temperaturdifferenz  $\Delta T = 3$  K zwischen Eintrittstemperatur in die EWS  $T_{in}$  und Austrittstemperatur aus der EWS  $T_{out}$  ergibt sich eine Durchflussgeschwindigkeit von 0.573 m/s. Tabelle 3-3 zeigt die verwendeten Werte der Randbedingungen.

<b>Oberflächentemperatur</b>	11 °C
<b>Basiswärmefluss</b>	0.8 W/m <sup>2</sup>
<b>Durchflussgeschwindigkeit</b>	0.573 m/s

Tabelle 3-3 Randbedingungen Ethylenglykol Erdwärmesonde.

## 3.2 Numerische Modellierung der CO<sub>2</sub>-EWS

Um die Eigenschaften und die Prozesse einer CO<sub>2</sub>-EWS zu modellieren, müssen die verwendeten Programme im zukünftigen Projektablauf erweitert werden.

Trotzdem kann eine erste Anpassung der Temperaturverläufe für die CO<sub>2</sub>-EWS auch mit dem im Kapitel beschriebenen Modellaufbau gerechnet werden.

Die Abbildung 3-2 stellt den CO<sub>2</sub>-Druck über die Tiefe für drei verschiedene Anfangstemperaturen  $T_0$  dar. In der Sonde steigt der Druck über die Tiefe durch die Gassäule an. Für die Berechnung haben wir 100% Filmverdampfung angenommen, d.h. es befindet sich kein Flüssigkeitspool am Fuss der Erdwärmesonde. Die Druckunterschiede im Gas ergeben eine Temperaturabhängigkeit über die Tiefe (siehe Abbildung 3-3). Diese Temperatur/Tiefe-Abhängigkeit wird in der Simulation der CO<sub>2</sub>-EWS über folgende Analogie berücksichtigt: dem normalen Erdreichtemperaturgradient von 0.027 K/m wird der CO<sub>2</sub>-Temperaturgradient abgezogen. In unsere Simulation haben wir eine Anfangstemperatur von 4.25 °C angenommen. Das ergibt eine Temperaturdifferenz über die gesamte Länge der EWS von ca. + 1.7 K (siehe Abbildung 3-3). Die Simulation wird deshalb mit einem Erdreichtemperaturgradient von  $0.027 - (1.7/150) = 0.016$  k/m durchgeführt. Nach der Simulation wird der CO<sub>2</sub>-Temperaturgradient wieder dazugerechnet (siehe Abbildung 3-5).

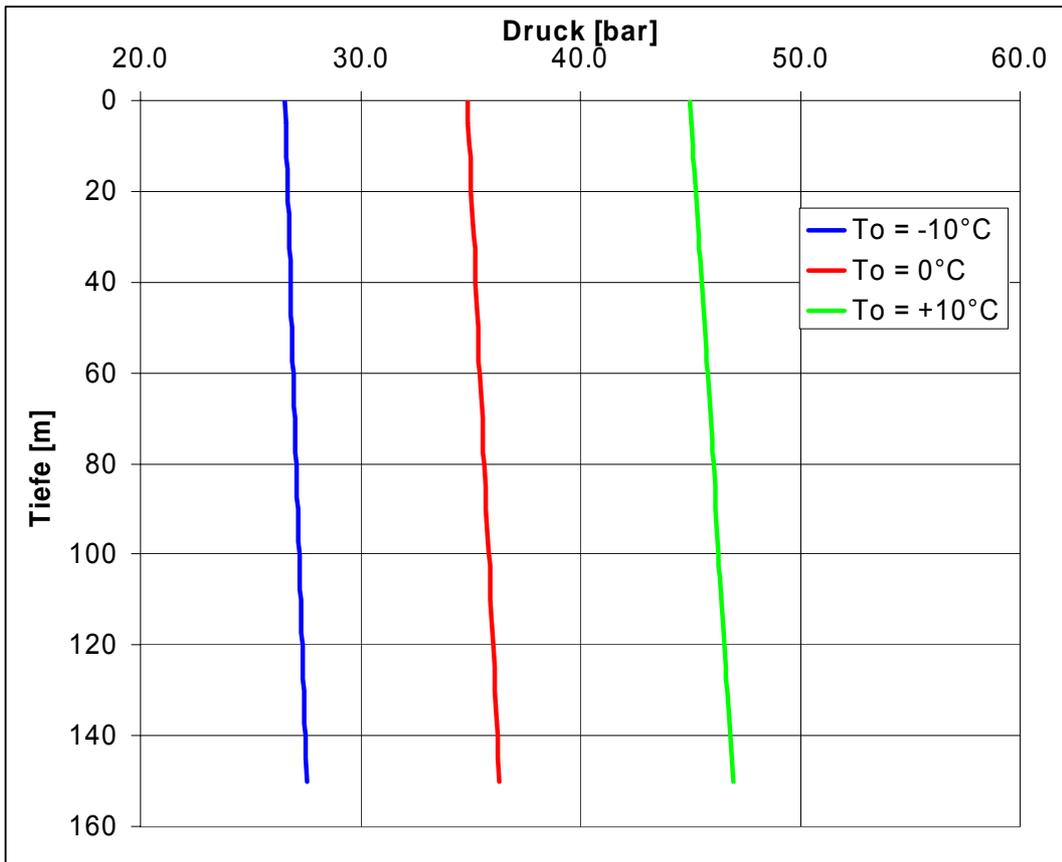


Abbildung 3-2: Druckverlauf für die drei verschiedenen Anfangstemperaturen  $T_0$  bei Filmverdampfung

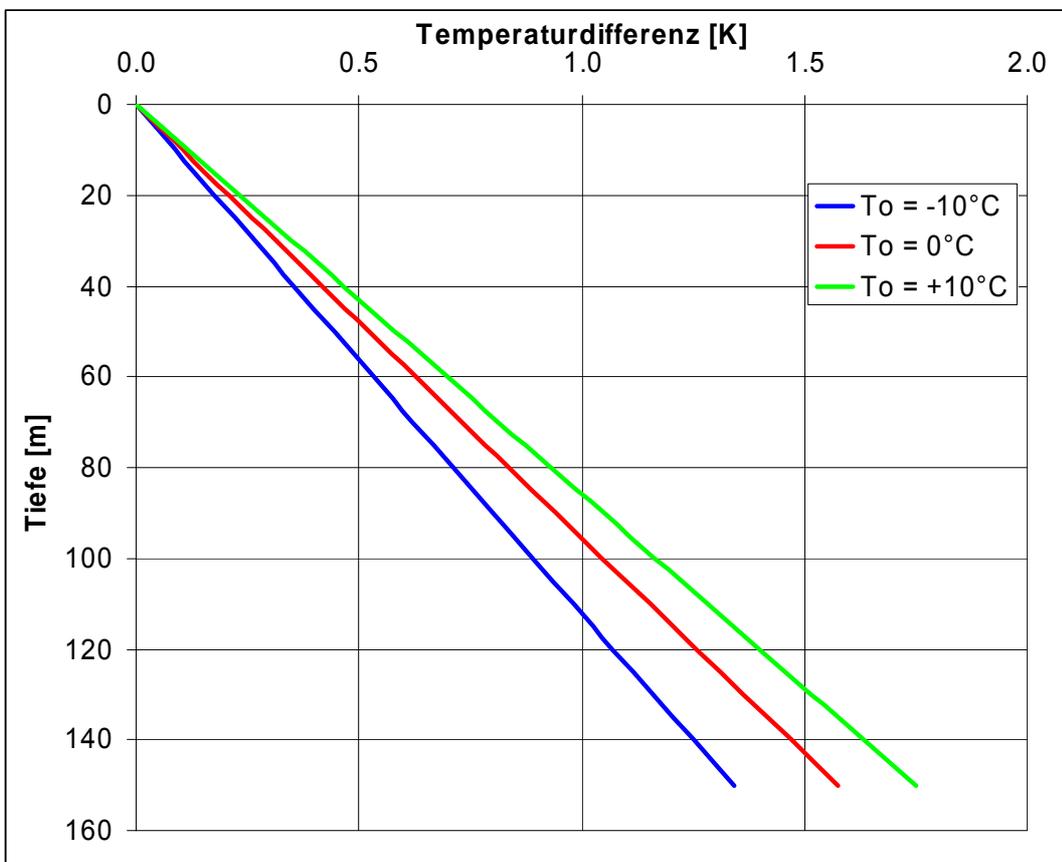


Abbildung 3-3: Temperaturdifferenz bezüglich der jeweiligen Anfangstemperatur  $T_0$  in Funktion der Tiefe bei Filmverdampfung. Die Temperaturabhängigkeit ergibt sich aufgrund des Gasgewichtes, das über die Sondentiefe den Druck erhöht.

### 3.2.1 Erste Ergebnisse

Beide Modelle wurden für einen 500 Stunden ununterbrochen andauernden konstanten Betrieb gerechnet. In der Praxis ist dies nicht der Fall. Üblicherweise wird pro Heizsaison mit einem Betrieb von ca. 1800 h über die gesamte Heizsaison gerechnet. Erfahrungsgemäss entsprechen aber die Temperaturen nach 500 h ununterbrochenem Betrieb in etwa denjenigen, die bei einer Einzel-EWS als tiefster Wert gemessen werden können (Auslegepunkt). Für den Vergleich der beiden vertikalen Bohrlochwärmetauschertypen eignet sich diese „Blockbelastung“ besser, als die effektive komplexe Belastung bedingt durch Meteodaten, Anlage und Benutzer.

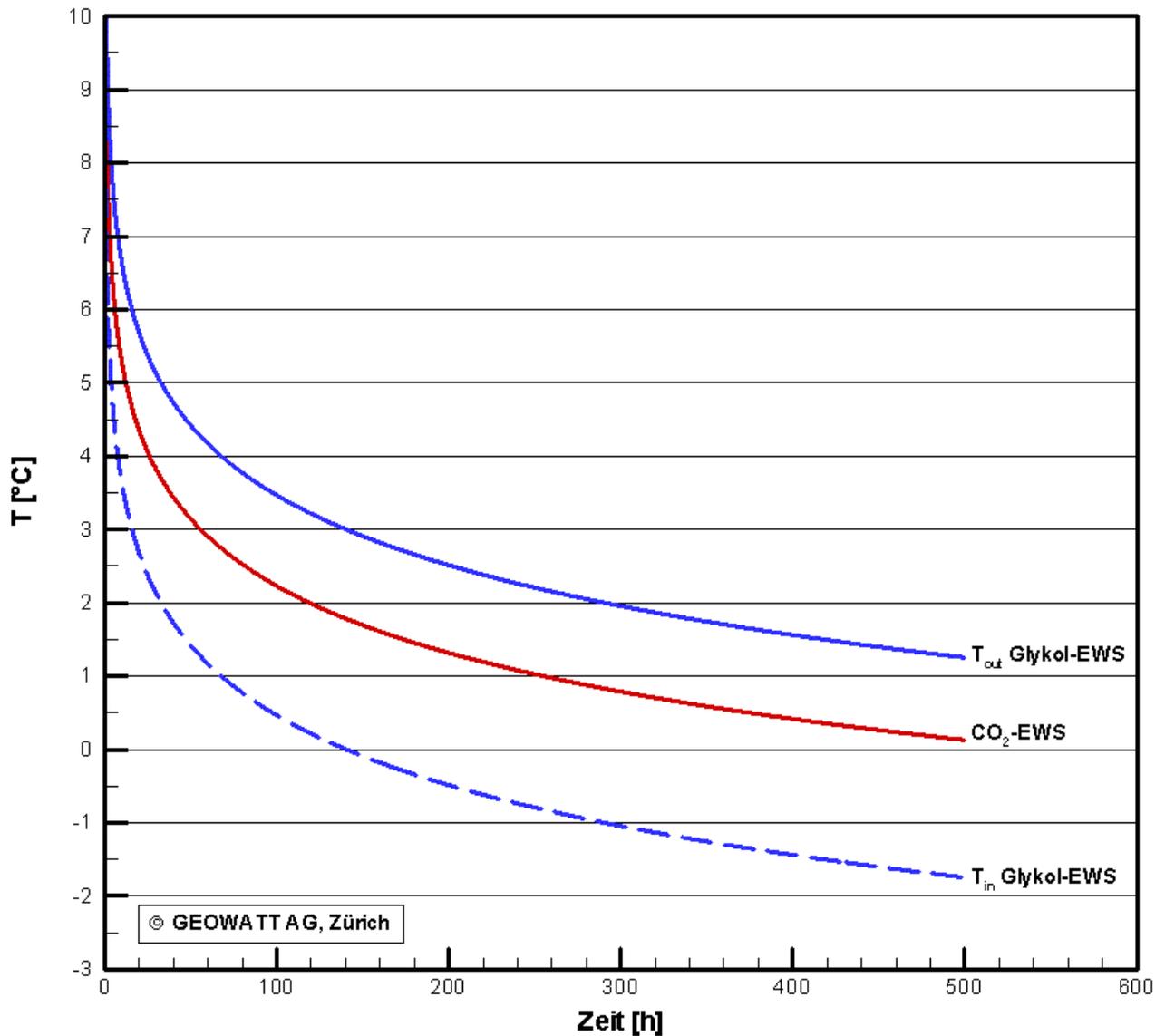


Abbildung 3-4 Eintrittstemperatur in die EWS  $T_{in}$  (entspricht Verdampferaustrittstemperatur) und Austrittstemperatur aus der EWS  $T_{out}$  (entspricht Verdampfer Eintrittstemperatur) und Temperatur der  $CO_2$  EWS.

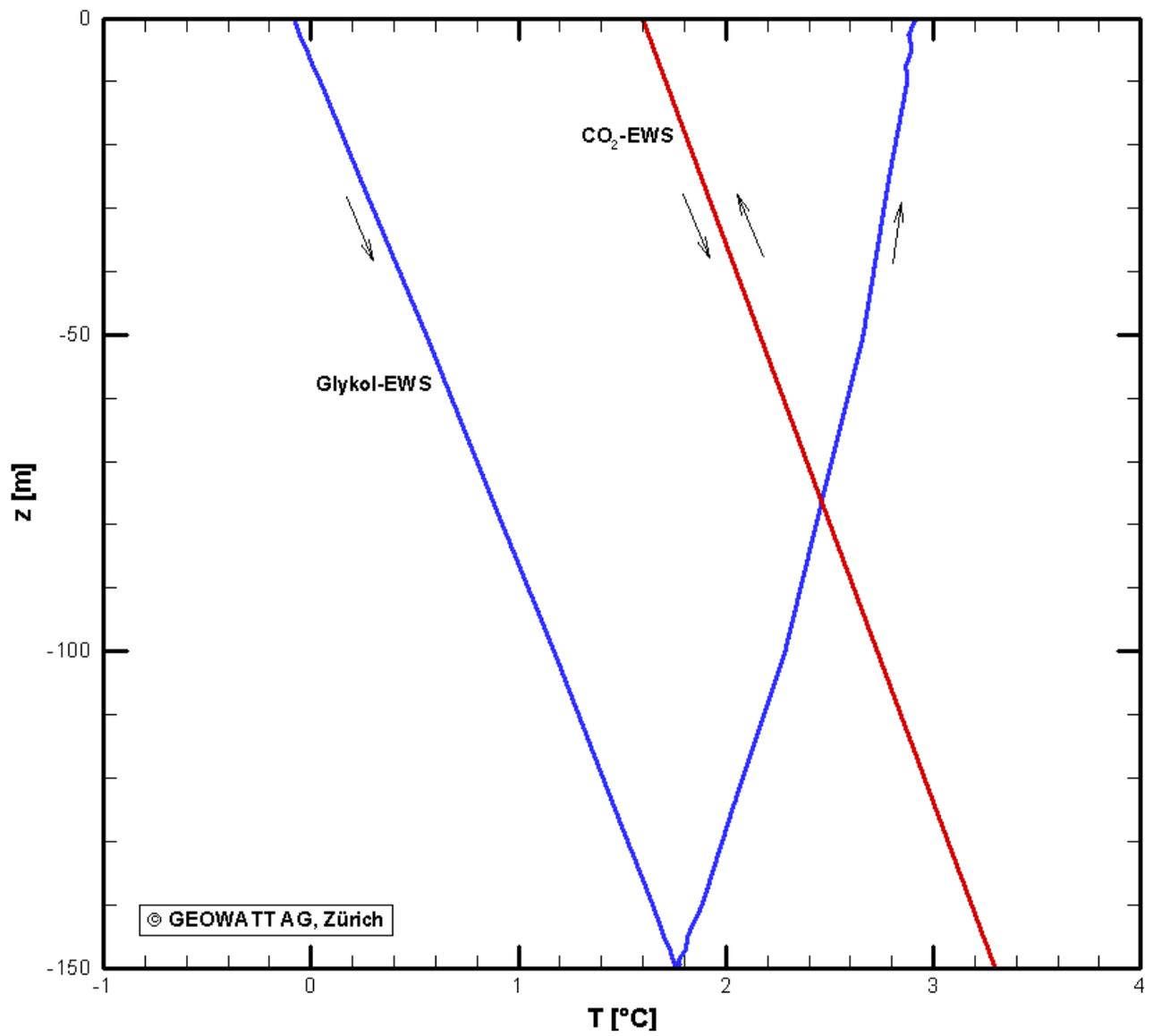


Abbildung 3-5 Fluidtemperaturprofil nach 150 h Betrieb.

### 3.2.2 Wärmetauscherleistung der CO<sub>2</sub>-EWS

Im Gegensatz zu einer flüssigkeitsgefüllten EWS ist bei einer auf dem Heatpipe Prinzip basierenden Erdwärmesonde die maximale Leistung durch die Geometrie und die Eigenschaften des Wärmeträgermediums beschränkt. Aus dem nachfolgenden Diagramm ist der Zusammenhang zur Berechnung des **absoluten Wärmestromes** in Abhängigkeit der Wandtemperaturdifferenz zwischen der Sondenrohrinnenwand im Verdampfungsbereich und der Kondensatorwand (TW1-TW2) für **ein** Sondenrohr ersichtlich. Eine Erdwärmesonde besteht aus 4 Rohren. In der folgenden Tabelle 3-4 sind die Eckdaten für ein Sondenrohr zusammengefasst :

Wärmeträgermedium :	CO <sub>2</sub>
Mediumtemperatur :	0°C
Sondenrohrinnendurchmesser :	0.026 m
Sondenrohrlänge :	150 m
Verdampfungsfläche (Rohrinnenfläche) :	12.2 m <sup>2</sup>
Anteilige Kondensatorfläche pro Rohr (= 1/4 von 3 m <sup>2</sup> für SATAG BW110):	0.75 m <sup>2</sup>
Wärmestrom aus dem Boden in <b>ein</b> Sondenrohr pro m Rohr :	12.5 W/m
(daher Wärmestrom gesamt für ein Sondenrohr :	1875 W)
Maximal übertragbarer Wärmestrom eines Sondenrohres : (Grundlage : Publikation „entrainment limits in heat pipes“)	2717 W

Tabelle 3-4 Eckdaten CO<sub>2</sub> EWS für ein Sondenrohr

Die Berechnung mit den Eckdaten aus Tabelle 3-4 ergibt den folgenden Zusammenhang laut Abbildung 3-6:

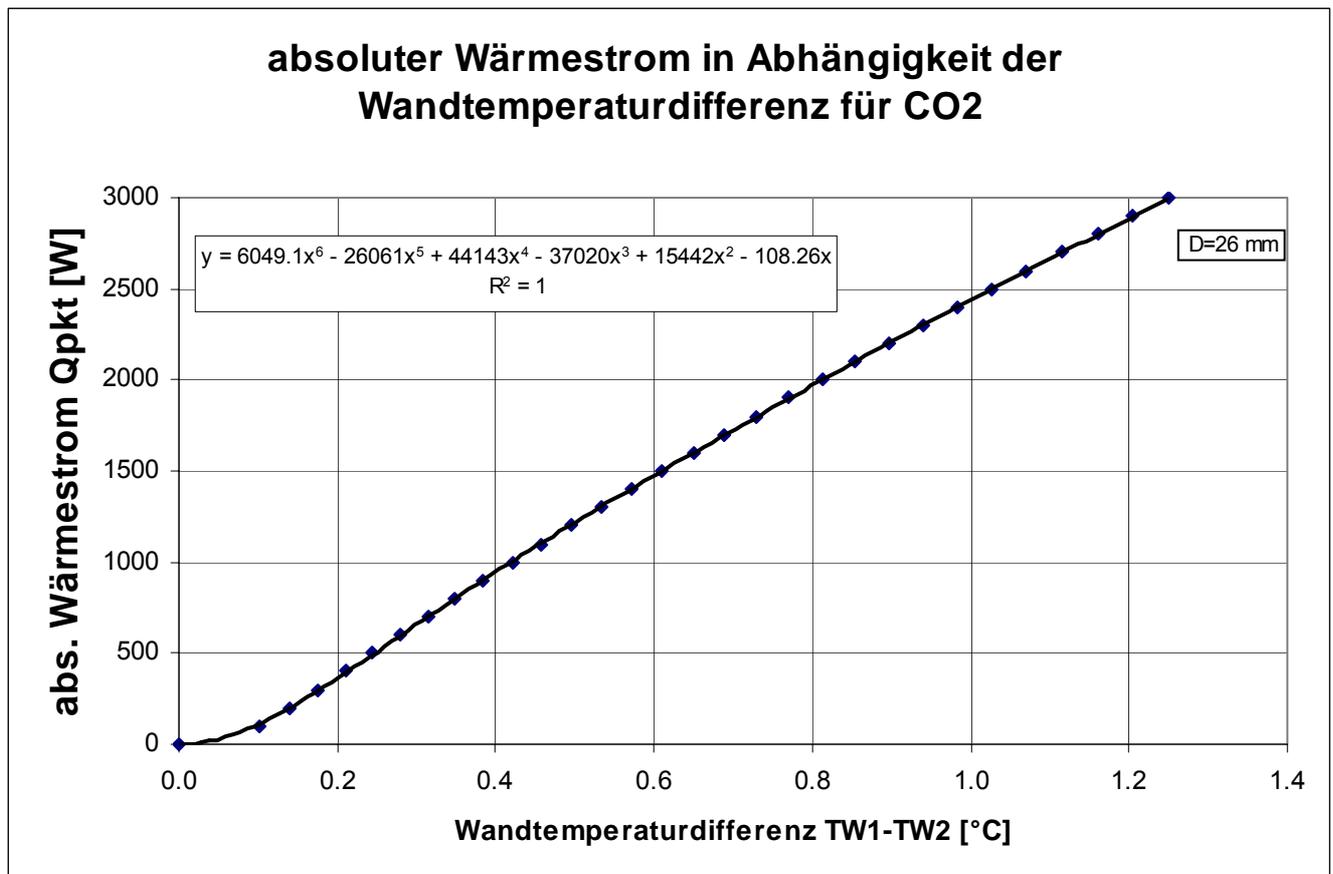


Abbildung 3-6 Absoluter Wärmestrom in Abhängigkeit der Wandtemperaturdifferenz zwischen der Sondeninnenwand im Verdampfungsbereich (TW1) und der Kondensatorwand (TW2).

In unserem Fallbeispiel ist der Wärmestrom pro Tauscherrohr 7500/4 → 1875 W. Dies ergibt eine **Temperaturdifferenz von 0.76 K zwischen  $T_{W1}$  und  $T_{W2}$**

## 4. Energetischer Vergleich

Die zentrale Frage dieser Studie lautet: Wieviel besser ist die Arbeitszahl bei der pumpenlosen EWS gegenüber einer klassischen Ethylenglykol-EWS?

Der energetische Vergleich der verschiedenen Erdwärmeentnahmesysteme wurde methodisch auf zwei Arten durchgeführt:

- a) Abschätzung der Jahresarbeitszahl durch Ermittlung der Lage der Verdampfungstemperaturen und der Nebenantriebe (Solepumpen)
- b) Durch Auswertung einer handelsüblichen Heizwärmepumpe.

Es sind drei Unterschiede zwischen beiden Bauarten, die die Lage der Verdampfungstemperatur und der Soletemperatur resp. die Arbeitszahl beeinflussen:

- Der Temperaturabstand zwischen Erdreich und Verdampferwand der Wärmepumpe
- Der Wegfall der Umwälzpumpe bei der CO<sub>2</sub>-EWS
- Die zusätzlichen Druckverluste in der Saugleitung zwischen aussen liegendem Verdampfer und innen liegendem Kompressor bei der CO<sub>2</sub>-EWS

Auf Grund der bisherigen Untersuchungen von NTB und GEOWATT AG lassen sich diese drei Einflüsse quantifizieren. Die Veränderungen der Arbeitszahlen hängen mit der Veränderung der Verdampfungstemperaturen zusammen. Da es sich um eine erste Abschätzung handelt, benutzen wir die Erfahrung, dass die Leistungszahlen und die Arbeitszahlen pro Kelvin höherer oder tieferer Verdampfungstemperatur um etwa 2..2.5 % ändern.

### 4.1 Methode a.) Abschätzung der Jahresarbeitszahl durch die Lage der Verdampfungstemperaturen

- a) geringerer Temperaturabstand  
Die Simulationen von NTB und GEOWATT AG haben ergeben, dass die Temperaturdifferenz innerhalb der Erdwärmesonde, d.h. von der Sondenwand zum Verdampfer der Wärmepumpe, etwa 3.8 K niedriger liegen als bei den Ethylenglykolsonden. Umgekehrt bedeutet dies, dass die Verdampfungstemperatur um diesen Betrag höher liegt. Gemäss unserer obigen Faustregel ergibt dies etwa 7.6...9.5 % bessere Arbeitszahlen.
- b) Der Wegfall der Umwälzpumpe verbessert die Arbeitszahlen um 13 % (siehe FAWA [Lit. 22], S. 67). Bei optimierten UP liegt der Anteil der Leistungsaufnahme bei etwa 6 %.
- c) Falls der Verdampfer der Wärmepumpe am Sondenkopf eingebaut wird, ergibt sich eine mehr oder weniger lange Saugleitung zwischen Verdampfer und Kompressor. Dadurch entsteht innerhalb der Wärmepumpe ein zusätzlicher Druckabfall in der Saugleitung. Wir schätzen diesen Druckabfall ab:

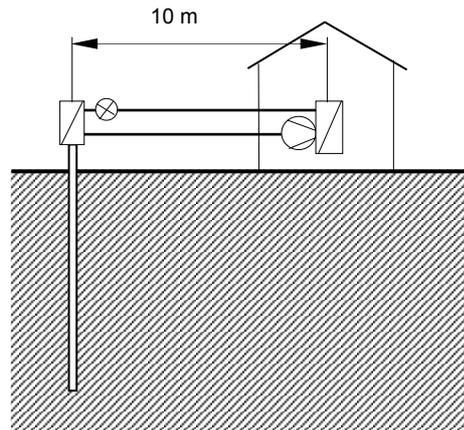


Abbildung 4-1 Installations-skizze EWP mit Sonde

Der Druckabfall beträgt für R134A bei 0 °C Verdampfungstemperatur, einer Sauggasgeschwindigkeit von 8 m/s, einer Saugrohrlänge von 10 m und einem Saugrohrdurchmesser von 0.02 m:

$$\Delta p = \xi * \frac{\rho}{2} * c^2 * \frac{L}{D} = 0.02 * \frac{300000}{81.5 * 273 * 2} * 8^2 * \frac{10}{0.02} = 2157 \text{ Pa}$$

Dies entspricht einer Abnahme der Verdampfungstemperatur um 0.2 K und der Arbeitszahl um 0.5 %. Der Druckabfall in der Flüssigkeitsleitung ist nicht von Belang, da er aus dem reichlich vorhandenen Druckabbaupotential des Expansionsventils abgezweigt wird.

Damit können die Änderungen der Arbeitszahl gemäss Tabelle 4-1 zusammengefasst werden:

Massnahme	Änderung Verdampfungstemperatur [K]	Einfluss auf JAZ [%]
Geringerer Temperaturabstand in der CO <sub>2</sub> -EWS	3.8	7.6...9.5
Wegfall der Umwälzpumpe		6 <sup>1</sup>
Zusätzlicher Druckverlust in Saugleitung	0.2	-0.5
Total Verbesserungspotential der JAZ nach Methode a.)		<b>13.1...15.0</b>

Tabelle 4-1 Verbesserungspotential der Jahresarbeitszahl der EWP

Wird der Verdampfer der Wärmepumpe nicht am Sondenkopf, sondern im Haus montiert, so ergibt sich durch den Einbau einer kleinen Kondensatpumpe mit sehr geringer Leistung in der Flüssigkeitsleitung zwischen dem Verdampfer und Erdwärmesonde die Möglichkeit, dass die Wärmepumpe nicht gesplittet werden muss.

Die Leistung der Kondensatpumpe beeinflusst die Jahresarbeitszahl der Anlage in geringem Ausmass, da die Pumpe lediglich die Aufgabe hat, das Kondensat aus dem Verdampfer zurück in die Sonde zu fördern.

Aus energetischer Sicht entfällt dabei die Verlängerung der Saugleitung zwischen Verdampfer und Kompressor d. h. auch die Absenkung der Verdampfungstemperatur entfällt. Andererseits ist die Leistung der Kondensatpumpe zu berücksichtigen, sodass die energetische Seite in etwa gleich bleibt. Was bleibt ist der Vorteil, dass die Wärmepumpe nicht gesplittet werden muss.

<sup>1</sup> Es wird von optimierten UP-Leistungen ausgegangen (Projekt FAWA: 13 %)

**Wertung**

Das Verbesserungspotential bringt die Arbeitszahl von pumpenlosen Erdwärmesondenanlagen in die Nähe von (Grund-)Wasser-Wasser-Wärmepumpen. Laut FAWA liegen die durchschnittlichen Soletemperaturen bei etwa 5 °C (Mittel aus Vor- und Rücklauf). Leider haben wir keine Angaben zu den dazugehörigen Verdampfungstemperaturen. Wegen des schlechteren Wärmeübergangs von Ethylenglykol ist anzunehmen, dass der Temperaturabstand zwischen Sole und Kältemittel im Verdampfer grösser als bei den Wasser-Wasser-Wärmepumpen ist. Dies senkt die Verdampfungstemperatur zusätzlich.

Die Grundwassertemperaturen sind mit den Erdreichtemperaturen identisch, da das Grundwasser aus demselben Erdreich stammt. Wenn die Verdampfungstemperaturen bei Sole-Wasser-Wärmepumpen trotzdem generell tiefer liegen, so hat dies zwei Gründe: a) Es ergibt sich eine zusätzliche Temperaturdifferenz zwischen Erdreich und Verdampfer wegen des Ethylenglykol-Zwischenkreislaufes (3.8 K). b) Der Wärmefluss im Erdreich zur Sonde verursacht einen "Temperaturtrichter", der bei den Grundwasser-Wärmepumpen nicht vorhanden ist. Dieser Temperaturtrichter ist auch bei den CO<sub>2</sub>-EWS vorhanden. Andererseits ist bei den Grundwasser-Wärmepumpen eine Grundwasserpumpe nötig. Diese beiden Effekte dürften sich energetisch etwa aufheben, weshalb der energetische Unterschied der CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonden- und der Grundwasser-Wärmepumpen gering sein muss.

Die Temperaturverhältnisse mögen durch die folgende Abbildung 4-2 illustriert werden. Sie sind den nachfolgenden Berechnungen entnommen:

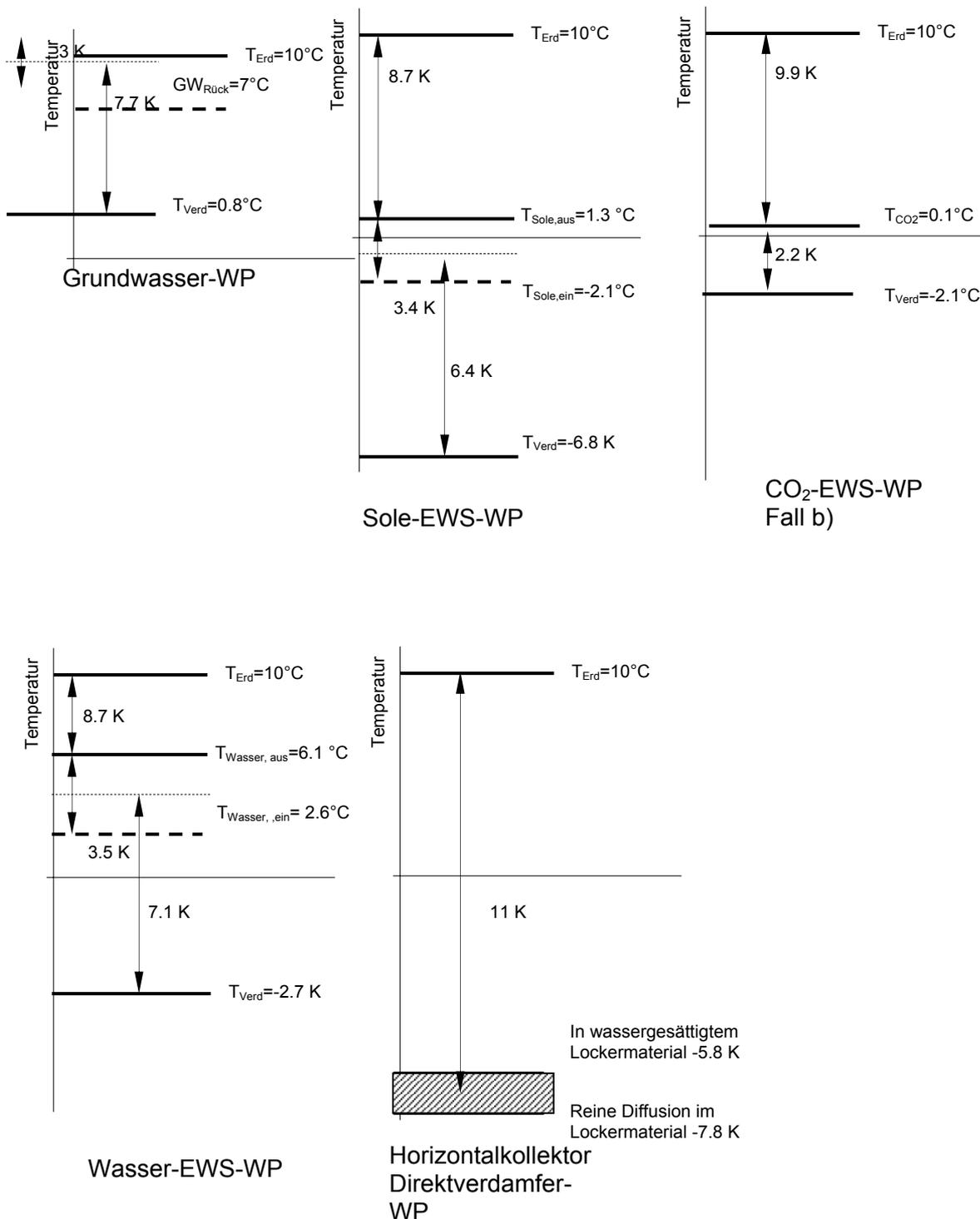


Abbildung 4-2 Temperaturverhältnisse der verschiedenen Erdwärmesysteme

## Zur Frage der Verdampferpositionierung

Wir sind bei der obigen Betrachtung von der „üblichen“ Verdampferpositionierung am oberen Ende der EWS ausgegangen (siehe Abbildung 4-3). Dies hat bautechnisch den Nachteil einer gesplitteten Wärmepumpe sowie den Nachteil von zusätzlichem Druckverlust in der Saugleitung zum Kompressor.

Es stellt sich daher die Frage, wie man den Verdampfer „im Haus“ belassen kann, um somit auf eine Splittung der Wärmepumpe zu verzichten. Dies liesse sich beispielsweise mit einer kleinen Pumpe realisieren, welche das Kondensat aus dem Verdampfer zurück in die Erdwärmesonde befördert (siehe Abbildung 4-4). Die Erdwärmesonde ist dann zwar nicht mehr „pumpenlos“, jedoch benötigt die Pumpe eine nur geringe Leistung zum Rücktransport des Kondensats in die Sonde, da ein geringer Druckverlust zu überwinden ist. Dies bedeutet, dass die Leistungszahl der Wärmepumpe im Vergleich mit der pumpenlosen Erdwärmesonde nur geringfügig beeinflusst (verringert) wird.

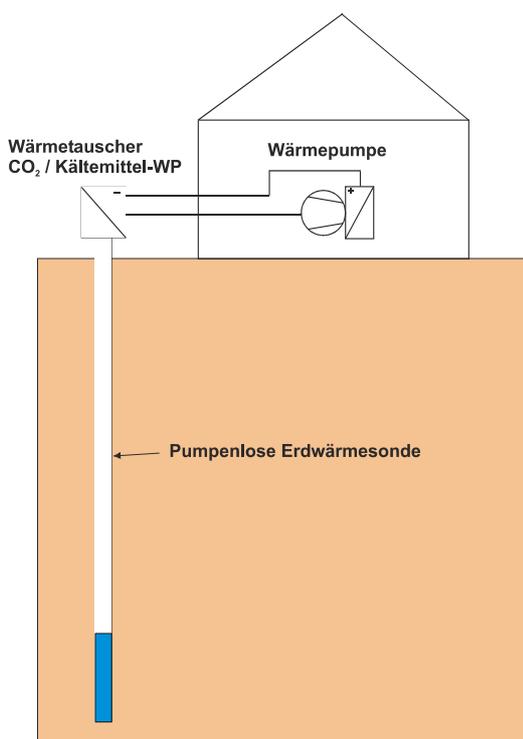


Abbildung 4-3 Prinzipskizze, Verdampfer-WP im Freien

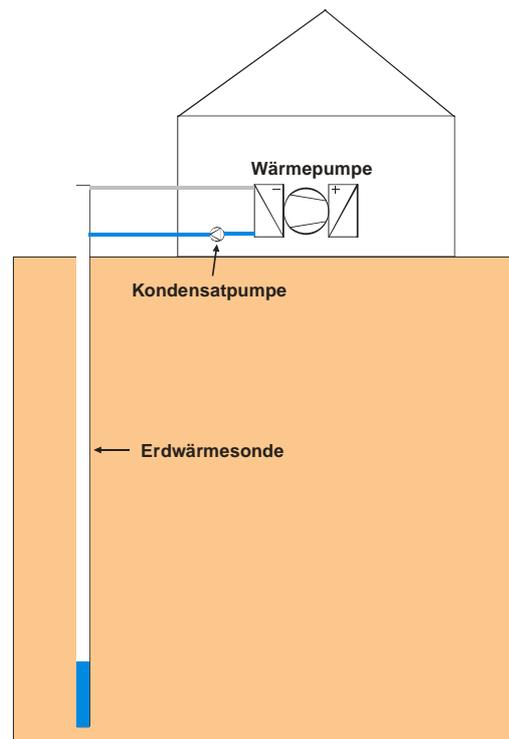


Abbildung 4-4 Prinzipskizze, Kompaktwärmepumpe, Lösung mit Kondensatpumpe

## 4.2 Methode b.) Vergleich von verschiedenen Sondentypen in Bezug auf die Jahresarbeitszahl der Anlage

Im Diagramm aus Abbildung 3-4 fällt die etwas höhere mittlere Quelltemperatur der CO<sub>2</sub> EWS gegenüber der Ethylenglykol gefüllten EWS auf. Wie im anschließenden Vergleich ersichtlich, ergibt sich durch den Wegfall der Solepumpe und des ausgezeichneten Wärmeübergangs im Verdampfer eine wesentliche Steigerung der JAZ (Jahresarbeitszahl). Um die einzelnen Anlagentypen besser miteinander vergleichen zu können ist der Verdampfer der Wärmepumpe Satag BW 110 mit in die Berechnung einbezogen worden (SWEP SSP 2000 V27x50H/1P). Für den Vergleich ist die Temperatur des Wärmeträgers (R407C) im Verdampfer herangezogen worden (Abbildung 4-5). Die Abgabtemperatur (35°C) und die zu erbringende Heizwärme (20 MWh) ins Heizsystem wurde als konstant betrachtet. Die Leistungen der Satag BW 110 bezogen auf die Verdampfungseintrittstemperatur ist in Abbildung 4-6 aufgezeichnet.

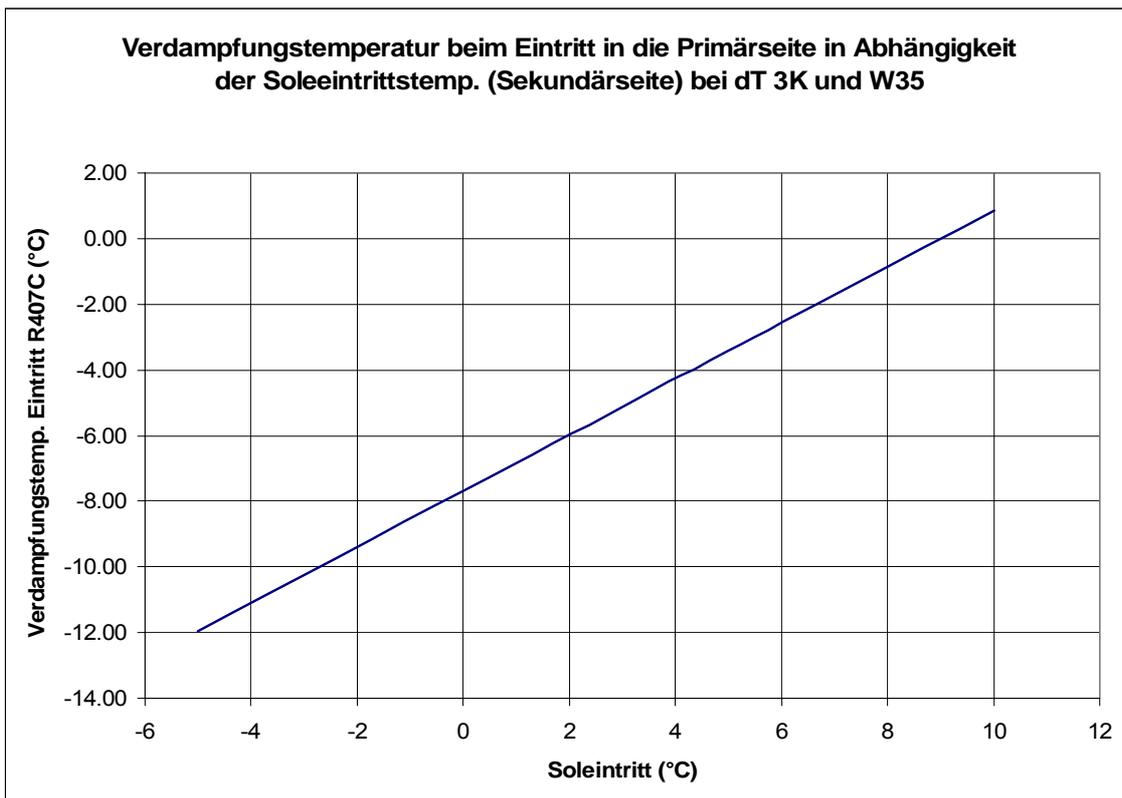


Abbildung 4-5 Verdampfungstemperatur von R407C beim Eintritt in die Primärseite des Verdampfers in Abhängigkeit der Soleeintrittstemperatur auf der Sekundärseite bei einer Sole-Spreizung von 3K, 20% Ethylenglykol und einer Abgabtemperatur von 35°C

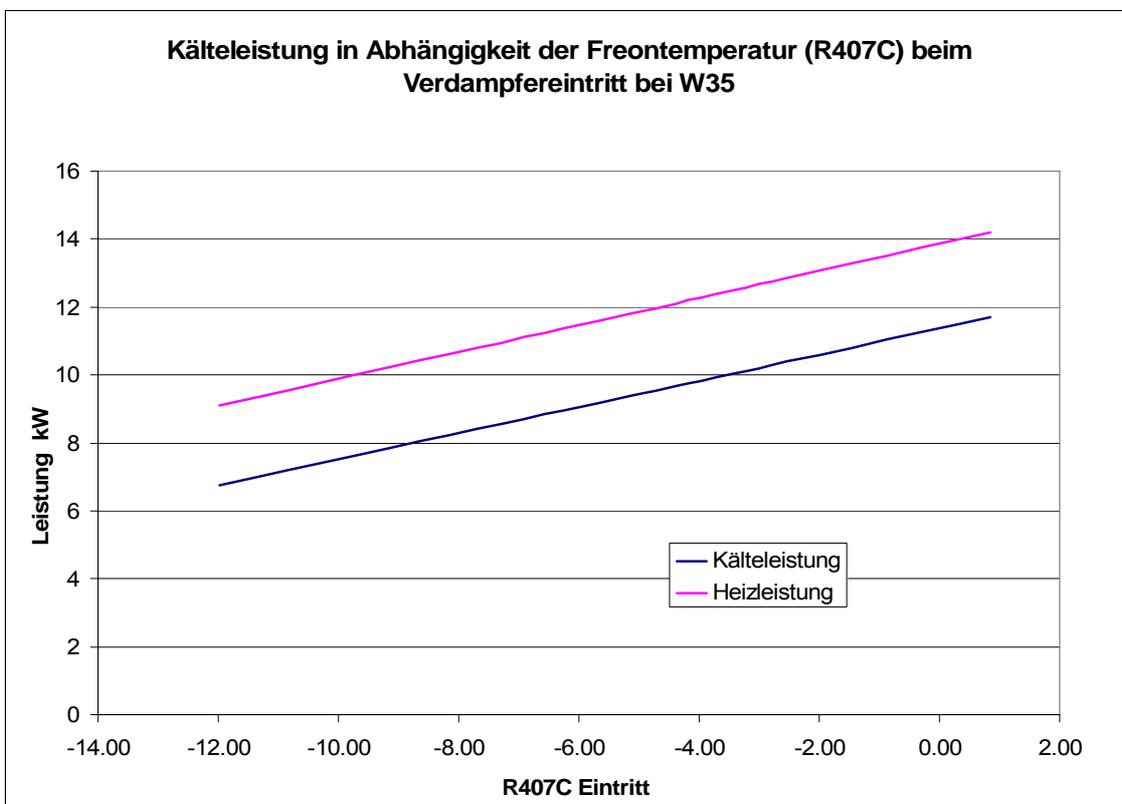


Abbildung 4-6 Leistung der BW 110 bezogen auf die Freon-Eintrittstemperatur in den Verdampfer

Je nach Betrieb ergeben sich unterschiedliche Sole-Durchflussraten durch den Verdampfer. Die Spreizung auf der Sekundärseite des Verdampfers (Sole) hat Auswirkung auf die Primärseite (R407C). Dies wird mit einer Korrektur der Verdampfereintrittstemperatur auf der Primärseite berücksichtigt.

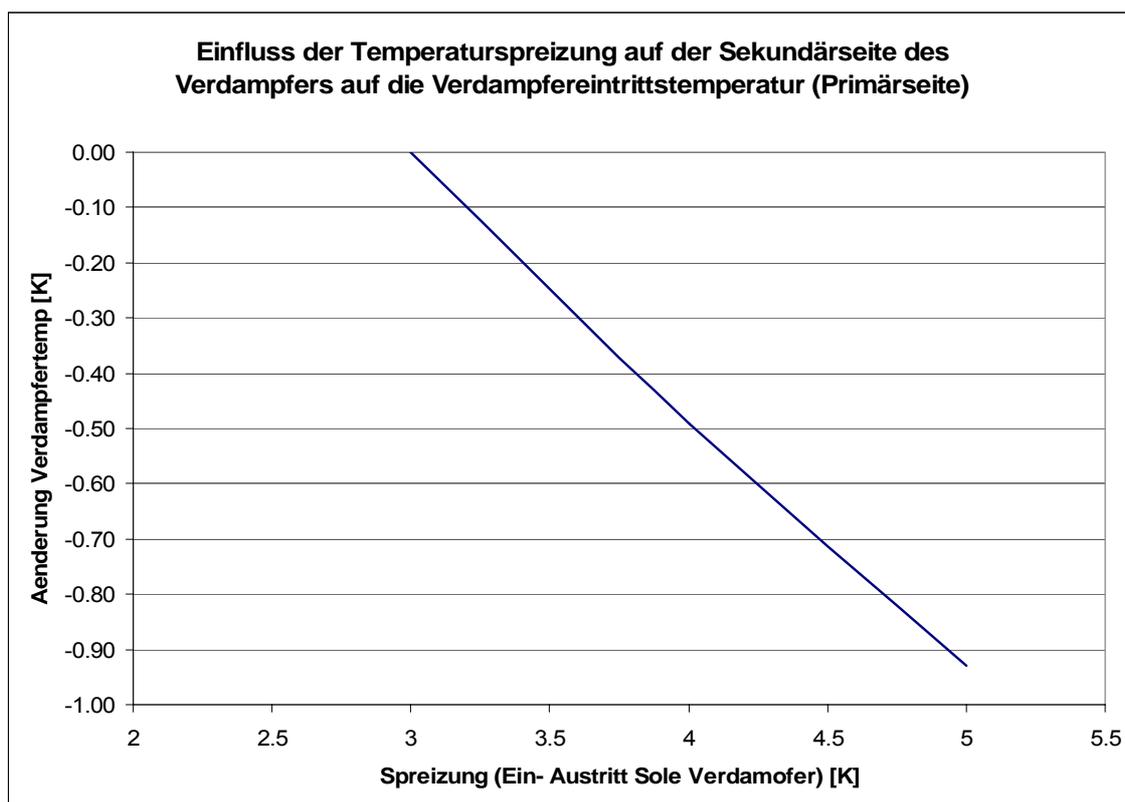


Abbildung 4-7 Einfluss der Temperaturspreizung auf der Sekundärseite des Verdampfers auf die Verdampfeintrittstemperatur (Primärseite).

Wird der Sole-Durchfluss verringert, sinkt bei gleicher Sole-Eintrittstemperatur in den Verdampfer die Austrittstemperatur des Verdampfers. Wird die Spreizung z.B. von 3 auf 4 K erhöht, sinkt die Austrittstemperatur bei einer Eintrittstemperatur von 0°C von -3°C auf -4°C. Auf der Primärseite des Verdampfers sinkt die Temperatur ebenfalls. Gemäss Abbildung 4-7 verringert sich die Temperatur um 0.49 K. In (Abbildung 4-5) kann bei einer Soleeintrittstemperatur von 0°C eine Verdampfungstemperatur von -7.7 °C herausgelesen werden, abzüglich der 0.49K ergibt sich eine effektive Verdampfungstemperatur bei Eintritt in den Verdampfer von -8.2°C. Dies ergibt eine Leistung (Abbildung 4-6) von QH:10.60 kW; Qk:8.21 kW.

Mit diesem Modell wurden folgende Anlagentypen miteinander verglichen:

- CO<sub>2</sub> Erdwärmesonde
- Erdwärmesonde, ausgelegt für 20% Ethylenglykol-Frostschutzfüllung, mit verschiedenen Soleumwälzpumpen
- Erdwärmesonde, ausgelegt für Wasser
- Grundwasserbrunnen ohne Zwischenkreis
- Grundwasserbrunnen mit Zwischenkreis
- Direktverdampfender Horizontalkollektor

Die JAZ (Jahresarbeitszahl) aus den verschiedenen Vergleichen entsprechen nicht der effektiven Jahresarbeitszahl, da für den Vergleich nur die Gesamtaufnahmeenergie (Kompressor und Primärpumpe) bei konstanter Soleeintrittstemperatur mit der Heizleistung der Wärmepumpe bei konstanter Vorlauf-temperatur von 35°C verrechnet wurde. Als Jahresenergiebedarf für die Heizung wurden 20 MWh angenommen. Diese JAZ entspricht darum nicht genau der effektiven Jahresarbeitszahl, gibt aber doch eine praxisrelevante Vergleichszahl.

#### 4.2.1 CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde

Bei der JAZ Berechnung wurde die Prinzipskizze nach Abbildung 4-3 verwendet. Eine Solepumpe entfällt bei dieser Anordnung.

Für die CO<sub>2</sub> EWS müsste der Wärmetauscher zwischen CO<sub>2</sub>- und Freonkreis speziell konstruiert werden. Dies ist aber ein Teil des weiterführenden Projektes. Für den Vergleich wurden 2 Fälle angenommen:

- a) Auf der Primärseite (R407C) ergibt sich die gleiche Temperaturspreizung, wie bei einer Soleanlage, d.h. auf der Sekundärseite (CO<sub>2</sub>) stellt sich eine Temperaturspreizung von 3 K zwischen Ein- und Austritt ein.
- b) Auf der Primär- und Sekundärseite wird keine Temperaturspreizung angenommen. Der Tauscher verhält sich wie eine 2.88 m<sup>2</sup> grosse Wand. Der Wärmefluss wird nur durch die Verdampfung, Kondensation, die Temperaturdifferenz und den Wärmeübergang durch den Plattentauscher bestimmt.

Beide Fälle geben die Realität nicht genau wider. Der Fall a) berücksichtigt nicht, dass die Kondensation des CO<sub>2</sub> quasi bei gleicher Temperatur zwischen Ein- und Austritt stattfindet, abhängig von der Tauscherkonstruktion. Dies verringert die Temperaturdifferenz auf der R407C Seite ebenfalls. Die Werte von a) sind darum zu tief. Der Fall b) vernachlässigt den „Gleit“ des R407C Mediums und ergibt eine nicht realisierbare Tauscherkonstruktion. Die Werte sind darum zu hoch. Die Praxis wird einen Wert zwischen a) und b) ergeben. Messungen haben gezeigt, dass die effektiv erreichten Werte eher beim Fall b) liegen.

**Fall a): minimale JAZ**

CO <sub>2</sub> Austrittstemp Erdwärmesonde	0.1	°C
Temperaturdiff. CO <sub>2</sub> zu Plattenfläche (siehe Abbildung 3-6)	0.91	K
R407C Ein-Austritt	4.71	K
Leistung pro EWS Rohr	2223	W
Plattenstärke	0.6	mm
Leitfähigkeit von AISI 316 (1.4401 V4A)	16	W/mK
Wärmeübergangskoeffizient R407C	3891	W/m <sup>2</sup> /K
Übertragungsleistung	3395	W/K
Fläche	2.88	m <sup>2</sup>
Leistung	8895	W
Temperaturdiff.	0.91	K
Verdampfertemp	-6.42	°C
Q <sub>h</sub>	11.310	kW
Q <sub>k</sub>	8.895	kW

Tabelle 4-2 Randbedingungen für den Fall a), maximale Temperaturdifferenz und minimale Verdampfungstemperatur.

**Daten CO<sub>2</sub> auf Austrittstemp. R407C Verdampfer bezogen**

Auslegungspunkt Wärmepumpe/Erdwärmesonden	Heizleistung	Kälteleistung
Daten interpoliert bei B-6.6W35	11308 W	8893 W
Jahresarbeitszahl	4.68	
Betriebsstunden ; Jahresstromverbrauch	1769 h	4'271 kWh

Tabelle 4-3 Resultate Fall a)

Wie bereits vermerkt stellt dieses Resultat die untere Grenze dar. Durch eine entsprechende angepasste Wärmetauscherkonstruktion (Verdampfer WP) ergibt sich ein wesentlich besseres Resultat. Die maximal erreichbare JAZ ist im Fall b) beschrieben.

**Fall b): maximale JAZ**

CO <sub>2</sub> Austrittstemp Erdwärmesonde	0.1	°C
Temperaturdiff. CO <sub>2</sub> zu Plattenfläche (siehe Abbildung 3-6)	1.09	K
R407C Ein-Austritt	0	K
Leistung pro EWS Rohr	2643	W
Plattenstärke	0.6	mm
Leitfähigkeit von AISI 316 (1.4401 V4A)	16	W/mK
Wärmeübergangskoeffizient R407C	3891	W/m <sup>2</sup> /K
Übertragungsleistung	3395	W/K
Fläche	2.88	m <sup>2</sup>
Leistung	10576	W
Temperaturdiff.	1.08	K
Verdampfertemp	-2.07	°C
Q <sub>h</sub>	13.042	kW
Q <sub>k</sub>	10.576	kW

Tabelle 4-4 Randbedingungen für den Fall b), der Tauscher wird als Wand betrachtet, dies ergibt die maximal möglich Verdampfungstemperatur.

**Daten CO<sub>2</sub> auf Austrittstemp. R407C Verdampfer bezogen**

Auslegungspunkt Wärmepumpe/Erdwärmesonden	Heizleistung	Kälteleistung
Daten interpoliert bei B-6.6W35	13042 W	10576 W
Jahresarbeitszahl	5.29	
Betriebsstunden ; Jahresstromverbrauch	1534 h	3'781 kWh

Tabelle 4-5 Resultate Fall b)

Diese JAZ werden nun mit den anderen Quellen verglichen.

**4.2.2 Erdwärmesonde, ausgelegt für 20% Ethylenglykol-Frostschutzfüllung**

Heute werden vorwiegend frostschutz-gefüllte Erdwärmesonden eingesetzt. Als Frostschutzmittel werden hauptsächlich mit Korrosionsschutz inhibierte Produkte auf Ethylenglykolbasis verwendet. Daneben werden noch Produkte auf Propylenglykol oder Ethanolbasis gebraucht. Hydraulisch gesehen ist Ethanol und Ethylenglykol bei den üblichen Konzentrationen sehr ähnlich. Propylenglykol hat hydraulisch schlechtere Daten und wurde darum nicht berechnet. Bei der Glykolfüllung wurde das Minimum von 20% Ethylenglykol eingefüllt (Korrosionsschutz noch gewährleistet, Frostschutz bis -10.4°C). Damit sind die bestmöglichen Voraussetzungen für die Hydraulik der frostschutz-basierenden Erdwärmesonde gegeben.

Die Erdwärmesondenlänge und -dimension wurde von der CO<sub>2</sub> EWS übernommen (siehe Kapitel 3.1.1).

**Randbedingungen Sole-Erdwärmesonde**

<b>Wärmepumpe</b>	<b>Satag BW 110.1</b>	
Anzahl Wärmepumpen	1	
<b>Erdwärmesondendaten</b>		
<b>Tiefe der Erdwärmesonden</b>	<b>150</b>	<b>m</b>
<b>Anzahl Erdwärmesonden</b>	<b>1</b>	<b>Stück</b>
<b>Abstand der Erdwärmesonden (Minimum)</b>		<b>m</b>
Durchmesser der Erdwärmesonden	32	mm
Volumen pro m Sonde	2.12	l
Inhalt Erdwärmesonden	319	l
Anschluss mit Y-Stück	ja	Ja/nein
Zuleitungsrohre längste Länge (Weg)	5.00	m
Durchmesser der Zuleitung	40	mm
Zuleitungsrohre (Weg)	5.00	m
<b>Hydraulikdaten</b>		
Durchflussmenge Verdampfer Soll	2700	l/h
Korrektur Durchfluss vom Soll (max +/-20%)	0.0%	
Durchflussmenge Verdampfer Ist	2700	l/h
Wärmeträger	Ethylenglykol 20%	
Wärmeträger Dichte	1040	kg/m <sup>3</sup>
kinematische Zähigkeit	3.49	mm <sup>2</sup> /sec

	EWS	Zuleitung
Durchflussmenge je Leitung (Kreis)	1350 l/h	2700 l/h
Durchflussgeschwindigkeit	0.71 m/s	0.90 m/s
Reynoldszahl	5262	8393
Strömungsart	Turbulent glatt	Turbulent glatt
Druckverlust	113.6 mPa	5.6 mPa
Druckverlust EWS & Zuleitung	119.2	kPa
Druckverlust Wärmepumpe	9.2	kPa
Innendurchmesser Verteilleitung	32.60	mm
Verteilungslänge	5.00	m
Druckverlust Verteilung	4.3	kPa
Gesamtdruckverlust	132.7	kPa
Totalinhalt Anlage		342 L
Expansionsgefäß Grösse bei 1 bar Vordruck		12 L

Tabelle 4-6 Hydraulikdaten der 150 m ø 32 mm EWS mit Solldurchfluss durch die WP Satag BW 110.1

Die ø32 mm EWS hat einen relativ hohen Druckverlust und benötigt eine starke Pumpe. Die meisten Bauherren und Architekten wünschen eine leise Pumpe (Nassläufer). Dieser Pumpentyp hat meistens einen etwas schlechteren hydraulischen Wirkungsgrad. Um den Nenndurchfluss zu erreichen empfiehlt sich für unsere Auslegung der Nassläufer aus Tabelle 4-7.

### Daten Umwälzpumpe Nassläufer

Korrektur Durchfluss vom Soll (max +/-20%)	-2.4%	
Durchfluss Verdampfer	2634	l/h
vorgeschlagene Pumpe EV3-110-2C/4 3x400V	2634	l/h
Förderhöhe der vorgeschlagenen Pumpe	127	kPa
Versorgungsspannung Pumpe	3 x 400 V	
Aufnahmeleistung Pumpe (P1)	640	W
Anteil Aufnahmeleistung zu WP Aufnahmeleistung im Betriebspunkt	25.8%	-
Max. Aufnahmestrom	1.20	A
Stromaufnahme zusammen mit Kompressor	3'051	W

Tabelle 4-7 Daten der Umwälzpumpe (Nassläufer) bei Nenndurchfluss

Unter Berücksichtigung der Verdampfereigenschaften, des Soledurchflusses und der 150m Erdwärmesonde ergeben sich auf den Betriebspunkt bezogen folgende Daten.

Auslegungspunkt Wärmepumpe/Erdwärmesonden	Heizleistung	Kälteleistung
Daten interpoliert bei B1.1W35	11174 W	8763 W
COP / W/m	4.63	58.4 W/m
Temperaturspreizung EWS	2.97 K	
Jahresarbeitszahl	JAZ 3.66	
Betriebsstunden ; Jahresstromverbrauch mit Solepumpe	1790 h	5'461 kWh

Tabelle 4-8 Betriebsdaten der Anlage mit Nassläufer bei Nenndurchfluss

Der Pumpenstrom liegt mit 25.8% des Kompressorstromes wesentlich über dem Schnitt der FAWA Studie mit 13%.

Bessere Resultate kann durch einen Trockenläufer Tabelle 4-9 erreicht werden. Dieser Pumpentyp ist relativ laut, was von vielen Bauherren aber nicht akzeptiert wird.

### Daten Umwälzpumpe Trockenläufer

Korrektur Durchfluss vom Soll (max +/-20%)	11.9%	
Durchfluss Verdampfer	3020	l/h
vorgeschlagene Pumpe CRN 4-20 3x400V 50 Hz	3020	l/h
Förderhöhe der vorgeschlagenen Pumpe	162	kPa
Versorgungsspannung Pumpe	3 x 400 V	
Aufnahmeleistung Pumpe (P1)	393	W

Anteil Aufnahmeleistung zu WP Aufnahmeleistung im Betriebspunkt	15.8%	-
Max. Aufnahmestrom	-	A
Stromaufnahme zusammen mit Kompressor	2'805	W

Tabelle 4-9 Daten der Umwälzpumpe (Trockenläufer) bei Nenndurchfluss

Unter Berücksichtigung der Verdampfereigenschaften, des Soledurchflusses und der 150m Erdwärmesonde ergeben sich auf den Betriebspunkt bezogen folgende Daten.

Auslegungspunkt Wärmepumpe/Erdwärmesonden	Heizleistung	Kälteleistung
Daten interpoliert bei B0.8W35	11191 W	8779 W
COP / W/m	4.64	58.5 W/m
Temperaturspreizung EWS	2.60 K	
Jahresarbeitszahl	JAZ 3.99	
Betriebsstunden ; Jahresstromverbrauch mit Solepumpe	1787 h	5'013 kWh

Tabelle 4-10 Betriebsdaten der Anlage mit Trockenläufer

Der Pumpenstrom liegt mit 15.8% des Kompressorstromes knapp über dem Schnitt der FAWA Studie mit 13%.

Vielfach wird mit einem geringeren Durchfluss als nach Herstellerdaten gefahren, was bis ca. -20% bei den meisten WP's ohne Schwierigkeiten möglich ist

<b>Daten Umwälzpumpe</b>		
Korrektur Durchfluss vom Soll (max +/-20%)	-15.9%	
Durchfluss Verdampfer	2271	l/h
vorgeschlagene Pumpe TOP S 30-10/1	2271	l/h
Förderhöhe der vorgeschlagenen Pumpe	98	kPa
Versorgungsspannung Pumpe	3 x 400 V	
Aufnahmeleistung Pumpe (P1)	332	W
Anteil Aufnahmeleistung zu WP Aufnahmeleistung im Betriebspunkt	13.4%	-
Max. Aufnahmestrom	0.74	A
Stromaufnahme zusammen mit Kompressor	2'742	W

Tabelle 4-11 Daten der Umwälzpumpe (Nassläufer) bei reduziertem Durchfluss

Unter Berücksichtigung der Verdampfereigenschaften, des Soledurchflusses und der 150m Erdwärmesonde ergeben sich auf den Betriebspunkt bezogen folgende Daten.

Auslegungspunkt Wärmepumpe/Erdwärmesonden	Heizleistung	Kälteleistung
Daten interpoliert bei B1.3W35	11141 W	8731 W
COP / W/m	4.62	58.2 W/m
Temperaturspreizung EWS	3.43 K	
Jahresarbeitszahl	JAZ 4.06	
Betriebsstunden ; Jahresstromverbrauch mit Solepumpe	1795 h	4'923 kWh

Tabelle 4-12 Betriebsdaten der Anlage mit Nassläufer bei reduziertem Durchfluss

Der Pumpenstrom liegt mit 13.4% des Kompressorstromes im Schnitt der FAWA Studie

Obwohl die unterdimensionierte Solepumpe eine etwas geringere Heizleistung erwarten lässt (tiefere Verdampfer Temperatur) ergibt sich eine leicht bessere JAZ Vergleichszahl wie beim Trockenläufer. In der Praxis würde darum sehr wahrscheinlich die TOP S 30-10 eingesetzt.

### 4.2.3 Erdwärmesonde, ausgelegt für Wasser

Die JAZ kann erhöht werden, indem die Soletemperatur erhöht wird. Für die Satag BW 110 gilt der Zusammenhang gemäss Abbildung 4-8. Beispielsweise erhöhte sich der COP bei einer Soletemperaturerhöhung von  $-2$  auf  $0^{\circ}\text{C}$  um  $2.8\%/K$  gegenüber dem COP bei  $-2^{\circ}\text{C}$ , d.h um  $5.6\%$

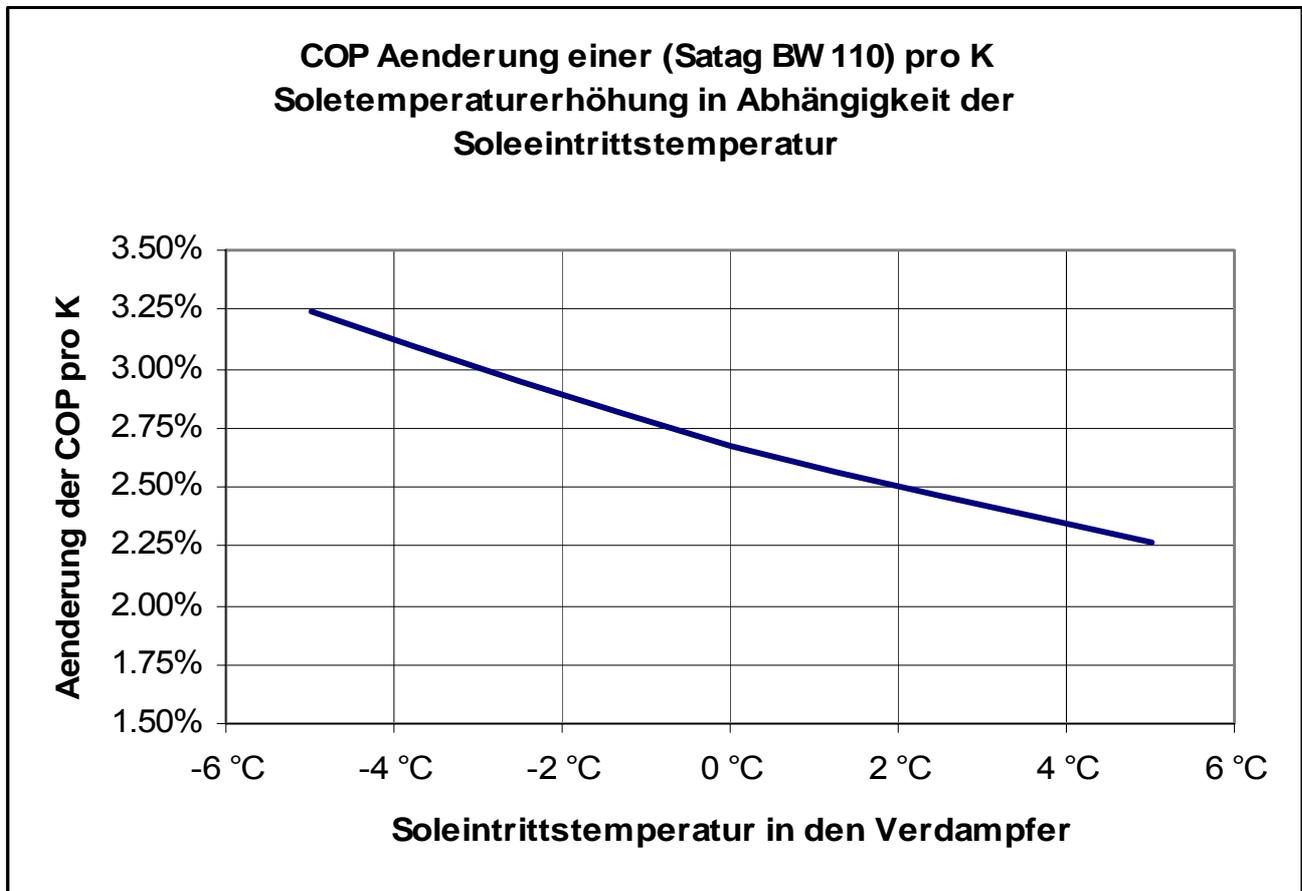


Abbildung 4-8 COP Änderung einer (Satag BW 110) pro K Soletemperaturerhöhung in Abhängigkeit der Soleeintrittstemperatur

Wasser als Wärmeträger kann verwendet werden, wenn die Eintrittstemperatur soweit erhöht wird, dass keine spürbare Eisbildung im Verdampfer stattfinden kann. Diese Temperatur ist je nach Wärmepumpenfabrikat unterschiedlich. Für den Betrieb mit Wasser muss die Wärmepumpe abgesichert werden, damit der Verdampfer durch Eisbildung nicht zerstört wird. Üblicherweise wird ein Strömungswächter und/oder ein Frostschutzthermostat eingebaut.

<b>Wärmepumpe</b>	<b>Satag BW 110.1</b>	
Anzahl Wärmepumpen	1	
<b>Erdwärmesondendaten</b>		
<b>Tiefe der Erdwärmesonden</b>	<b>225</b>	<b>m</b>
<b>Anzahl Erdwärmesonden</b>	<b>1</b>	<b>Stück</b>
<b>Abstand der Erdwärmesonden (Minimum)</b>		<b>m</b>
Durchmesser der Erdwärmesonden	40	mm
Volumen pro m Sonde	3.34	l
Inhalt Erdwärmesonden	751	l
Anschluss mit Y-Stück	ja	ja/nein
Zuleitungsrohre längste Länge (Weg)	5.00	m
Durchmesser der Zuleitung	50	mm
Zuleitungsrohre (Weg)	5.00	m
<b>Hydraulikdaten</b>		
Durchflussmenge Verdampfer Soll	2700	l/h
Korrektur Durchfluss vom Soll (max +/-20%)	-0.7%	
Durchflussmenge Verdampfer Ist	2681	l/h
Wärmeträger	Wasser 5°C	
Wärmeträger Dichte	1000	kg/m <sup>3</sup>
kinematische Zähigkeit	1.5	mm <sup>2</sup> /sec

	EWS	Zuleitung
Durchflussmenge je Leitung (Kreis)	1340 l/h	2681 l/h
Durchflussgeschwindigkeit	0.45 m/s	0.58 m/s
Reynoldszahl	9695	15569
Strömungsart	Turbulent glatt	Turbulent glatt
Druckverlust	44.7 mPa	1.7 mPa
Druckverlust EWS & Zuleitung	46.4	kPa
Druckverlust Wärmepumpe	9.0	kPa
Innendurchmesser Verteilleitung	32.60	mm
Verteilungslänge	5.00	m
Druckverlust Verteilung	3.7	kPa
Gesamtdruckverlust	59.2	kPa
Totalinhalt Anlage	779	l
Expansionsgefäss Grösse bei 1 bar Vordruck	12	l

### Daten Umwälzpumpe

Korrektur Durchfluss vom Soll (max +/-20%)	-0.7%	
Durchfluss Verdampfer	2681	l/h
vorgeschlagene Pumpe EV3-100-2C/2 3x400V	2681	l/h
Förderhöhe der vorgeschlagenen Pumpe	59	kPa
Versorgungsspannung Pumpe	3 x 400 V	
Aufnahmeleistung Pumpe (P1)	194	W
Anteil Aufnahmeleistung zu WP Aufnahmeleistung im Betriebspunkt	7.7%	-
Max. Aufnahmestrom	0.48	A
Stromaufnahme zusammen mit Kompressor	2'651	W

**Daten Wärmepumpe**

<b>Wärmepumpe</b>	<b>Satag BW 110.1</b>	
Daten Wärmepumpe B0W35 (Qh, Qk)	10800 W	8400 W
B0W35 COP, W/m	4.50	37.3 W/m
Temperaturspreizung EWS	2.80 K	
Daten Wärmepumpe B0W50 (Qh, Qk)	10200 W	6950 W
B0W50 COP, W/m	3.14	30.9 W/m
Temperaturspreizung EWS	3.51 K	
<b>Auslegungspunkt Wärmepumpe/Erdwärmesonden</b>	<b>Heizleistung</b>	<b>Kälteleistung</b>
<b>Daten interpoliert bei B6.13W35</b>	<b>12778 W</b>	<b>10320 W</b>
<b>COP / W/m</b>	<b>5.20</b>	<b>45.9 W/m</b>
<b>Temperaturspreizung EWS</b>	<b>3.44 K</b>	
<b>Jahresarbeitszahl</b>	<b>JAZ 4.82</b>	
<b>Betriebsstunden ; Jahresstromverbrauch mit Solepumpe</b>	<b>1565 h</b>	<b>4'151 kWh</b>

Tabelle 4-13 Hydraulikdaten und Resultate einer auf Wasser basierenden Erdwärmesonde. 225 m ø 40 mm EWS mit WP Satag BW 110.1

Die Hydraulik und die Umwälzpumpe sind bereits optimiert. Eine ø 32 mm EWS würde einen hohen Druckverlust verursachen und die JAZ entsprechend reduzieren. Aus diesem Grund ist auf eine ø 40 mm EWS ausgewichen worden.

Die Verdampfertemperatur (R407C) beträgt beim Eintritt -2.73°C. Der Soleaustritt 2.69°C. Theoretisch wäre Eisbildung denkbar. In der Praxis funktionieren Satag-Anlagen aber problemlos bis +5/+2°C Wassertemperatur. Partielle Eisbildung ist dabei denkbar. Aus diesem Grund muss eine Anlage zwingend abgesichert sein. Bei anderen Fabrikaten sind ähnliche Werte vorstellbar, müssen aber mit dem Hersteller abgesprochen werden.

**4.2.4 Grundwasserbrunnen ohne Zwischenkreis**

Falls Grundwasser in ausreichender Menge und Qualität vorhanden ist, kann ebenfalls eine Anlage mit einer hohen JAZ gebaut werden. Der Leistung der Grundwasserpumpe ist Beachtung zu schenken. Bei einer falschen Auslegung oder einem tiefen Grundwasserspiegel kann die JAZ sehr tief ausfallen. In unserem Beispiel ist der Grundwasserspiegel bei -15m. Als Grundwassertemperatur wurde 10°C angenommen. Es kann der kleinste erhältlich Motor der 2" Grundwasserpumpen von Grundfos eingesetzt werden (MS3). Die Vergleichsanlage stellt darum eine gute Grundwasseranlage dar, die je nach effektiven Randbedingungen nicht immer erreicht werden kann. Als Schluckbrunnen wurde ein Sickerschacht angenommen.

<b>Wärmepumpe</b>	<b>Satag BW 110.1</b>	
Anzahl Wärmepumpen	1	
<b>Grundwasserbrunnen</b>		
<b>Tiefe</b>	<b>25</b>	<b>m</b>
<b>Grundwasserspiegel unter Belastung</b>	<b>15</b>	<b>m</b>
<b>Abstand zum Haus</b>	<b>10</b>	<b>m</b>
Steigleitung PE SDR11	40	mm
<b>Hydraulikdaten</b>		
Durchflussmenge Verdampfer Soll	2700	l/h
Korrektur Durchfluss vom Soll (max +/-20%)	30.0%	
Durchflussmenge Verdampfer Ist	3510	l/h
Fördermedium (für Hydraulikberechnung)	Wasser 5°C	
Wärmeträger Dichte	1000	kg/m <sup>3</sup>
kinematische Zähigkeit	1.5	mm <sup>2</sup> /sec

geodätischer Druckunterschied	150.0	kPa
Druckverlust Wärmepumpe	15.5	kPa
Innendurchmesser Verteilleitung	32.60	mm
Verteilungslänge	30.00	m
Druckverlust Verteilung	26.7	kPa
Gesamtdruckverlust	192.2	kPa

### Daten Grundwasserpumpe

Korrektur Durchfluss vom Soll	30.0%	
Durchfluss Verdampfer	3510	l/h
vorgeschlagene Pumpe SQ 3-30	3510	l/h
Förderhöhe der vorgeschlagenen Pumpe	192	kPa
Versorgungsspannung Pumpe	3 x 400 V	
Aufnahmeleistung Pumpe (P1)	615	W
Anteil Aufnahmeleistung zu WP Aufnahmeleistung im Betriebspunkt	23.9%	-
Stromaufnahme zusammen mit Kompressor	3'115	W

### Daten Wärmepumpe

<b>Wärmepumpe</b>	<b>Satag BW 110.1</b>	
<b>Auslegungspunkt Wärmepumpe/Erdwärmesonden</b>	<b>Heizleistung</b>	<b>Kälteleistung</b>
<b>Daten interpoliert bei B10W35</b>	<b>14200 W</b>	<b>11700 W</b>
<b>COP</b>	<b>5.68</b>	
<b>Temperaturspreizung EWS</b>	<b>2.98 K</b>	
<b>Jahresarbeitszahl</b>	<b>JAZ 4.56</b>	
<b>Betriebsstunden ; Jahresstromverbrauch mit Solepumpe</b>	<b>1408 h</b>	<b>4'388 kWh</b>

Tabelle 4-14 Hydraulikdaten und Resultate einer Grundwasseranlage mit WP Satag BW 110.1

## 4.2.5 Grundwasserbrunnen mit Zwischenkreis

Je nach Wasserqualität und/oder kantonaler Vorschrift muss ein Zwischenkreis zwischen Verdampfer und Grundwasser eingebaut werden. Dieser zusätzliche Tauscher verringert die Eintrittstemperatur und benötigt eine zusätzliche, wenn auch kleine, Solepumpe. Als log. Temperaturdifferenz für den Zwischenkreistauscher wurde 3 K angenommen. Die Grundwasserpumpe ist dieselbe, wie im Kapitel 4.2.4 beschrieben.

<b>Wärmepumpe</b>	<b>Satag BW 110.1</b>	
Anzahl Wärmepumpen	1	
<b>Grundwasserbrunnen</b>		
<b>Tiefe</b>	<b>25</b>	<b>m</b>
<b>Grundwasserspiegel unter Belastung</b>	<b>15</b>	<b>m</b>
<b>Abstand zum Haus</b>	<b>10</b>	<b>m</b>
Steigleitung PE SDR11	40	mm

<b>Hydraulikdaten Zwischenkreispumpe</b>		
Durchflussmenge Verdampfer Soll	2700	l/h
Korrektur Durchfluss vom Soll (max +/-20%)	4.1%	
Durchflussmenge Verdampfer Ist	2810	l/h
Wärmeträger	Ethylenglykol 20%	

Wärmeträger Dichte	1040	kg/m <sup>3</sup>
kinematische Zähigkeit	3.49	mm <sup>2</sup> /sec
Druckverlust Wärmepumpe	9.9	kPa
Innendurchmesser Verteilleitung	32.60	mm
Verteilungslänge	5.00	m
Druckverlust Verteilung	17.2	kPa
Gesamtdruckverlust	27.1	kPa
Totalinhalt Anlage	13	l
Expansionsgefäß Grösse bei 1 bar Vordruck	8	l

### Daten Grundwasserpumpe und Zwischenkreispumpe

Korrektur Durchfluss vom Soll (max +/-20%)	4.1%	
Durchfluss Verdampfer (Zwischenkreis)	2810	l/h
vorgeschlagene Pumpe SQ 3-30 und EV3-70-2C/3 1x230V	2810	l/h
Förderhöhe der vorgeschlagenen Pumpe	26	kPa
Versorgungsspannung Pumpe	3 x 400 V	
Aufnahmeleistung Pumpe (P1)	721	W
Anteil Aufnahmeleistung zu WP Aufnahmeleistung im Betriebspunkt	28.3%	-
Stromaufnahme zusammen mit Kompressor	3'191	W

### Daten Wärmepumpe

<b>Wärmepumpe</b>	<b>Satag BW 110.1</b>	
<b>Auslegungspunkt Wärmepumpe/Erdwärmesonden</b>	<b>Heizleistung</b>	<b>Kälteleistung</b>
<b>Daten interpoliert bei B7W35</b>	<b>13180 W</b>	<b>10710 W</b>
<b>COP</b>	<b>5.34</b>	
<b>Temperaturspreizung EWS</b>	<b>3.40 K</b>	
<b>Jahresarbeitszahl</b>	<b>JAZ 4.13</b>	
<b>Betriebsstunden ; Jahresstromverbrauch mit Solepumpe</b>	<b>1517 h</b>	<b>4'843 kWh</b>

Tabelle 4-15 Hydraulikdaten und Resultate einer Grundwasseranlage mit Zwischenkreis (WP Satag BW 110.1)

Wie erwartet verringert sich die JAZ durch den Zwischenkreis.

## 4.2.6 Direktverdampfender Horizontalkollektor

Heute werden in Österreich häufig Horizontalkollektoren mit Direktverdampfung ohne Zwischentauscher eingesetzt. In der Schweiz wird dieses System kaum eingesetzt. Gründe sind der Platzbedarf und Bedenken der Gewässerschutzämter (Öl/Freongemisch in den Leitungen).

In die Tauscherrohre, die üblicherweise aus Kupfer (Kunststoff ummantelt) sind, wird über ein Venturiverteiler direkt das Freon (z.B. R407C) eingespritzt. Über die horizontalen Rohrschlaufen verdampft das Freon und wird vom Kompressor angesaugt und komprimiert. Die Dimensionierung der Horizontalkollektoren erfolgt nach der VDI 4640 (Lit. 30)

Direktverdampfer:

Kupferrohr  $d_i = 10\text{mm}$ ,  $d_a = 11.2\text{mm}$

Isolation PE  $d_i = 11.2\text{mm}$ ,  $d_a = 12\text{mm}$

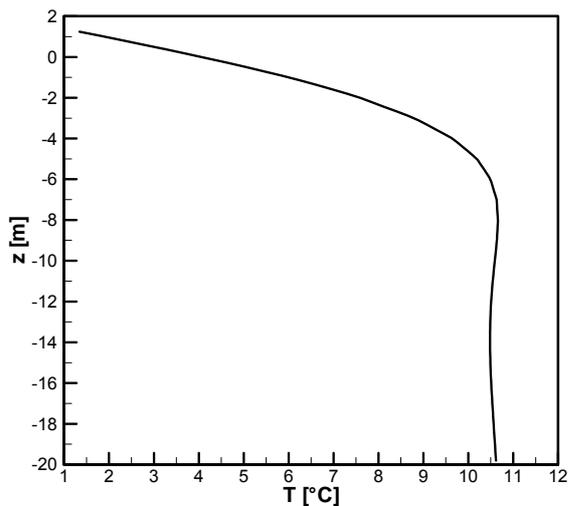


Abbildung 4-9 ungestörte Erdreichtemperatur im Februar.  $Z=0$  liegt bei der Verlegetiefe von 1.4m. Die Temperatur beträgt  $4.8^{\circ}\text{C}$

Verlegung nach VDI 4640 Blatt 2, Seite 7  
 Annahme: Boden bindig, feucht ( $1.6 \text{ W/mK}$ ,  $2.4 \text{ MJ/m}^3/\text{K}$ , Porenvolumen 30%)  
 Annahme Februar, 500 h Dauerbetrieb.  
 Leistung pro  $\text{m}^2$ :  $25 \text{ W pro m}^2$ ; Rohr  $15 \text{ W/m}$   
 Abstand 60 cm  
 Verlegetiefe 140 cm

Für die Bestimmung der Verdampfungstemperatur haben wir ein Model mit FRACTure erstellt. Gemäss VDI 4640 sollte gegenüber der ungestörten Bodentemperatur ein Temperaturabfall im Mittel von 12K und in der Spitze von 18K nicht unterschritten werden. Die Temperatur um das Rohr fällt unter den Gefrierpunkt. Die Erdfeuchte um das Rohr diffundiert zum Tauscherrohr und gefriert dort aus. Diese Umwandlungsenergie stützt die Temperatur, d.h. sie fällt weniger schnell ab, als bei einer reinen Wärmeleitungsrechnung. Je nach Bodenaufbau ist dieser Effekt unterschiedlich. Da es nicht Bestandteil dieser Arbeit ist einen Horizontalkollektor im Detail zu untersuchen, haben wir 2 Modelle durchgerechnet. Im Fall A haben wir angenommen, dass das Erdreich wassergesättigt ist, d.h. das

ganze Porenvolumen von 30% mit Wasser gefüllt ist (Abbildung 4-11)

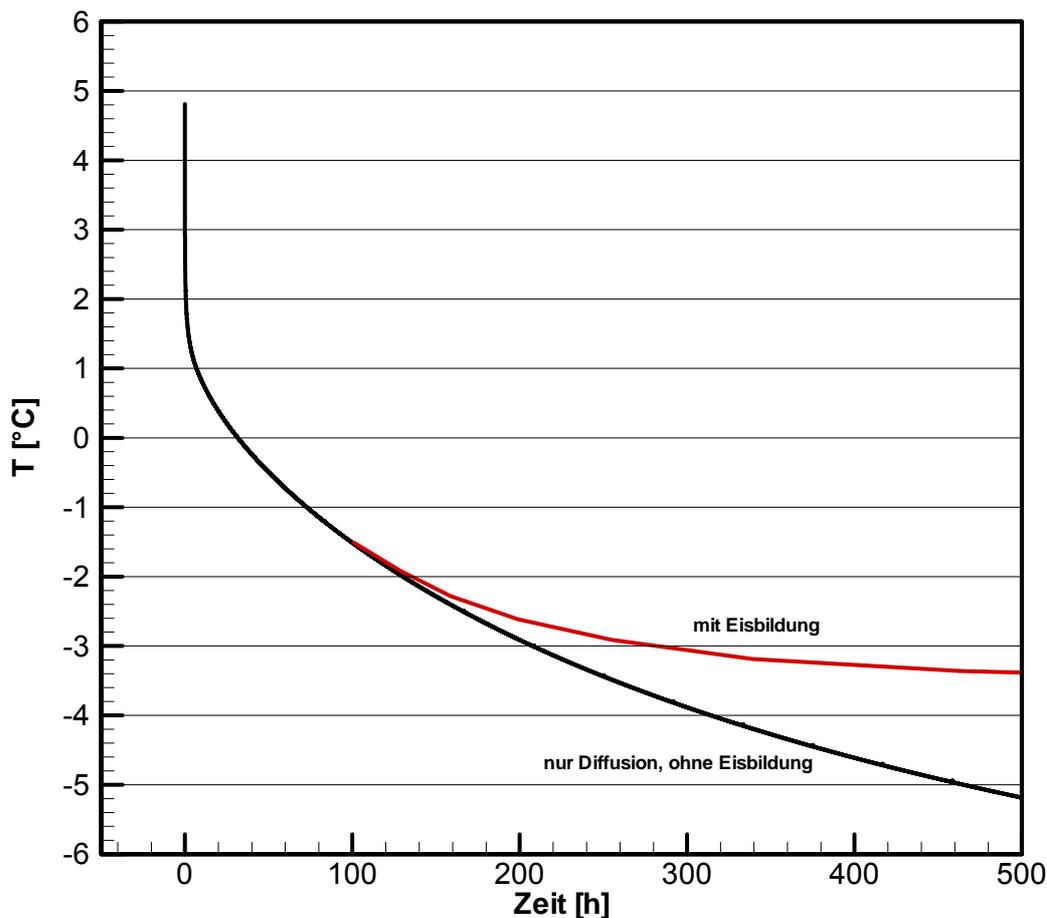


Abbildung 4-10 Temperaturverlauf Horizontalkollektor mit und ohne Eisbildung.

Mit Eisbildung

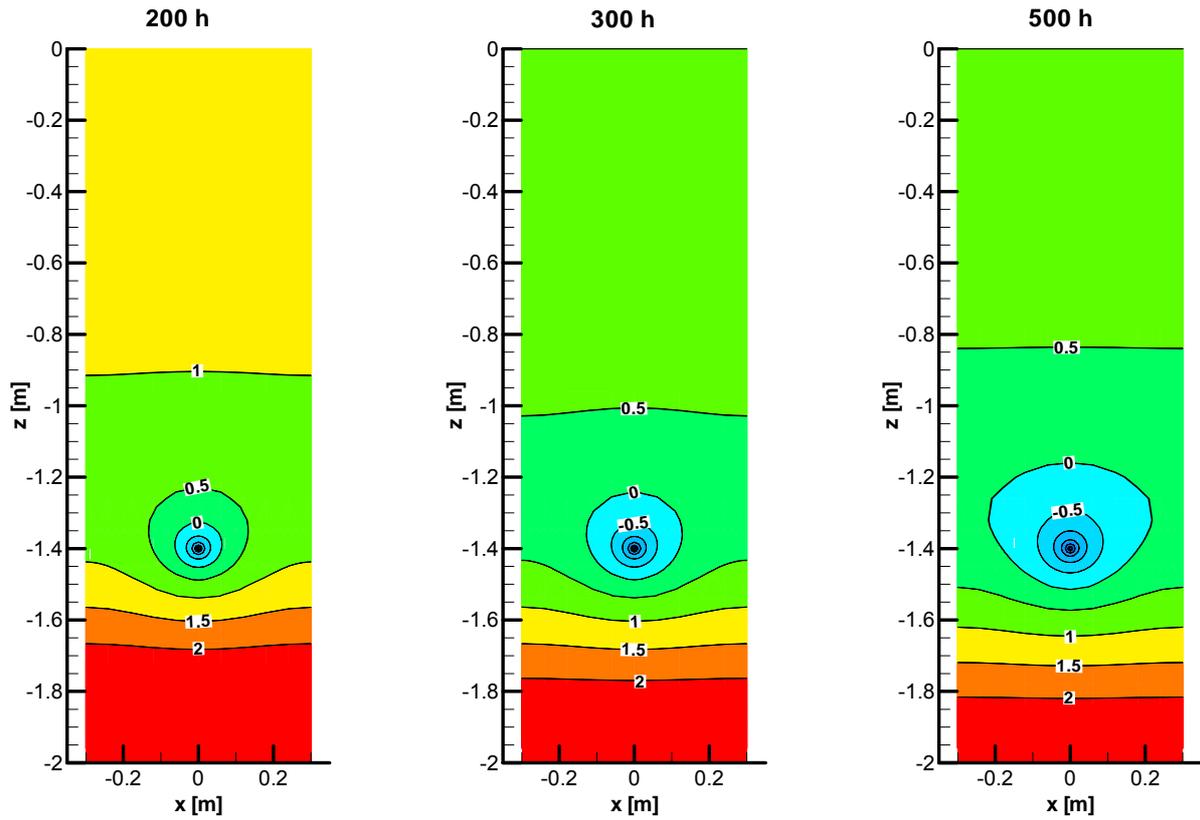


Abbildung 4-11 Temperaturverteilung um ein horizontales Kollektorrohr. Fall A mit Eisbildung

Nur Diffusion, ohne Eisbildung

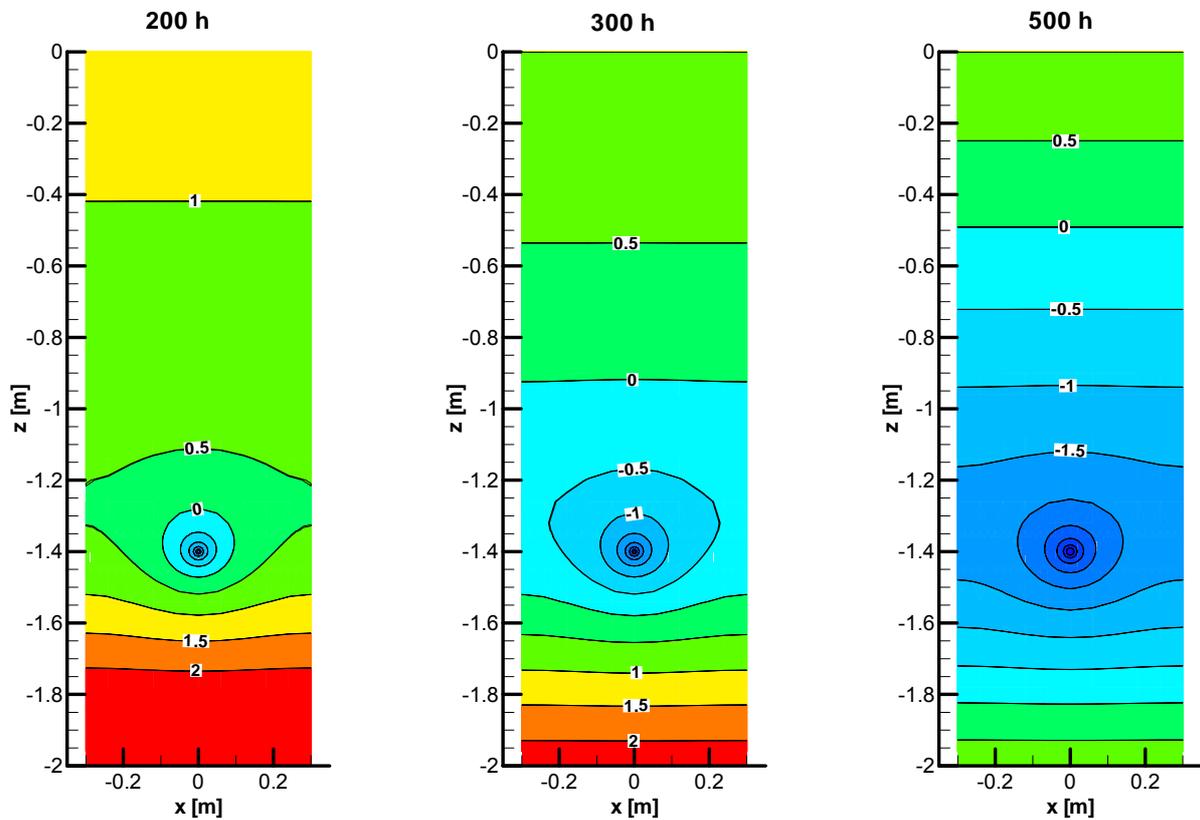


Abbildung 4-12 Temperaturverteilung um ein horizontales Kollektorrohr. Fall B ohne Eisbildung

Bei einer Unterschreitung des Gefrierpunktes von Wasser (0°C) wandelt sich das Wasser in Eis um. Die Gefrierwärme wird über den Kollektor abgeführt. Dadurch sinkt die Fluidtemperatur wesentlich weniger schnell ab, als im Fall B, (Abbildung 4-12) wo eine reine Wärmeleitung (Diffusion) ohne Phasenwechsel angenommen wurde (siehe Abbildung 4-10). Die Dampfdiffusion und die Auskristallisierung im Porenraum wurde wegen deren Komplexität nicht betrachtet.

Im Fall A ergibt sich eine mittlere Verdampfungstemperatur von -3.4°C beim Fall B eine von - 5.2°C. Die Temperaturspreizung über den Horizontalkollektor wird analog dem Plattentauscher mit 4.7 K angenommen (R407C). Die Eintrittstemperatur in den Horizontalkollektor belüftet sich somit im Fall A auf -5.75°C und im Fall B auf -7.55°C

#### Horizontalregister Fall A

Auslegungspunkt Wärmepumpe/Erdwärmesonden	Heizleistung	Kälteleistung
Daten interpoliert bei B-5.75W35	11576 W	9154 W
COP	4.78	
Temperaturspreizung Horizontalkollektor	4.70 K	
Jahresarbeitszahl	JAZ 4.78	
Betriebsstunden ; Jahresstromverbrauch mit Solepumpe	1728 h	4'186 kWh

Tabelle 4-16 Resultate Direktverdampfer auf Basis einer WP Satag BW 110.1 im Fall A (Wärmeleitfähigkeit und Eisbildung, d.h. Phasenwechsel)

#### Horizontalregister Fall B

Auslegungspunkt Wärmepumpe/Erdwärmesonden	Heizleistung	Kälteleistung
Daten interpoliert bei B-7.75W35	10780 W	8381 W
COP	4.49	
Temperaturspreizung Horizontalkollektor	4.70 K	
Jahresarbeitszahl	JAZ 4.49	
Betriebsstunden ; Jahresstromverbrauch mit Solepumpe	1855 h	4'451 kWh

Tabelle 4-17 Resultate Direktverdampfer auf Basis einer WP Satag BW 110.1 im Fall B (nur Wärmeleitfähigkeit)

Es ergeben sich bei beiden Fällen gute Jahresarbeitszahlen (JAZ). Bei den direkt verdampfenden, horizontalen Wärmetauschern fällt der relativ grosse Bereich im Erdreich auf, der unter 0°C fällt, also Eisbildung ergibt (Abbildung 4-11 und Abbildung 4-12). Dies kann je nach Bodenbeschaffenheit zu Hebungen und Schäden führen. Dies ist beim Vergleich gemäss Abbildung 4-13 in Betracht zu ziehen.

## Vergleich der verschiedenen Anlagentypen

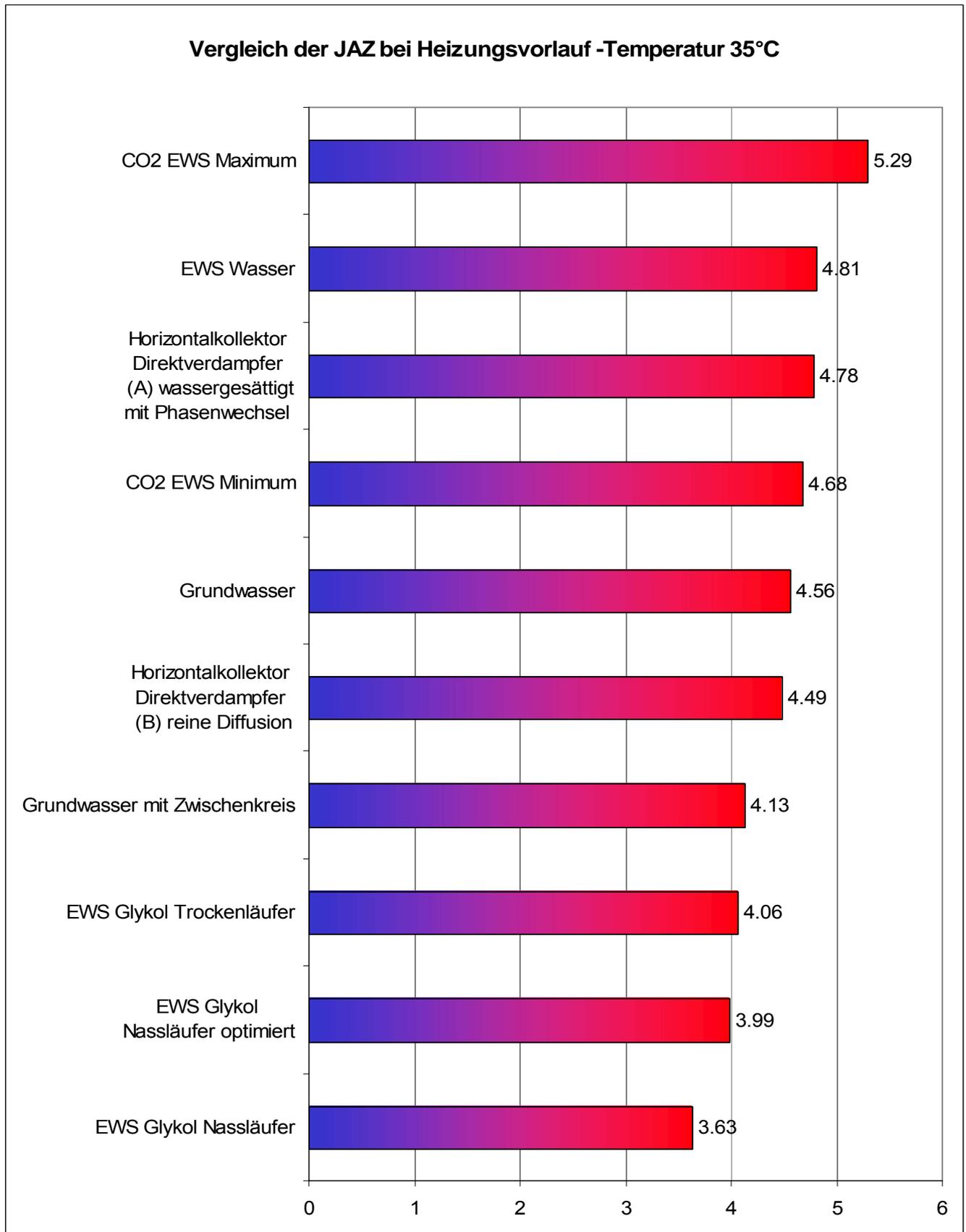


Abbildung 4-13 Vergleich der JAZ der verschiedenen Anlagentypen

- Die CO<sub>2</sub> Erdwärmesonde liegt im Vergleich zu den anderen System an der Spitze. Je nach Auslegung des Verdampfers liegt die JAZ zwischen 4.7 bis 5.3. Ein ähnlich gutes Resultat kann durch eine Auslegung der EWS mit Wasser erreicht werden.
- Direktverdampfende Horizontalkollektoren erreichen ebenfalls gute JAZ. Diese Systeme können aber durch die Eisbildung und die Verteilung des Schmieröls im Kollektor zu Problemen führen.
- Grundwasseranlagen ergeben je nach Randbedingungen eine gute Jahresarbeitszahl. Die ausgewiesenen Zahlen geben erreichbare Spitzenwerte an. Es ist aber zu bedenken, dass je nach Wasserqualität und Grundwasserspiegel, höhere Serviceaufwendungen und eine wesentliche schlechtere JAZ in Kauf genommen werden muss.
- Bei den üblichen, auf Frostschutzfüllung berechnete Erdwärmesonden, ist die Optimierung der Solepumpe ein wesentliches Verbesserungspotential.

Das Resultat ist erfreulich. Die Jahresarbeitszahl, bezogen auf eine konstante Heizungsvorlauftemperatur von 35°C, kann durch eine pumpenlose CO<sub>2</sub> Erdwärmesonde gegenüber einer gleich langen Ethylenglykol Erdwärmesonde von 4 auf 5 erhöht werden (oder um 25 %).

## 5. Kostenvergleich

Die Kosten einer Glykol-Wasser-Erdwärmesondeanlage setzen sich aus den Komponenten Bohrung mit Hinterfüllung, Erdwärmesondensystem (EWS), Solekreis bis zur Wärmepumpe (inkl. Graben, Hauseinführung, Umwälzpumpe, Armaturen, Isolation, etc.) und Wärmepumpe (inkl. elektrischer Anschluss, Inbetriebsetzung, etc.) zusammen. Bei pumpenlosen Erdwärmesonden weichen die Kosten beim Erdwärmesondensystem, beim Verdampfer (Wärmepumpe) und beim Wärmeträger (Solekreis) ab. Der Kostenunterschied zwischen beiden Konzepten konzentriert sich damit auf diese drei Komponenten. Da ein Vergleich der einzelnen Komponenten sich aus Basiskosten plus Mengenkosten zusammensetzt, d.h. je nach Anlagengröße unterschiedlich ausfällt, bezieht sich der Kostenvergleich auf die berechneten Anlagen mit einer Jahresheizenergie von je 20 MWh.

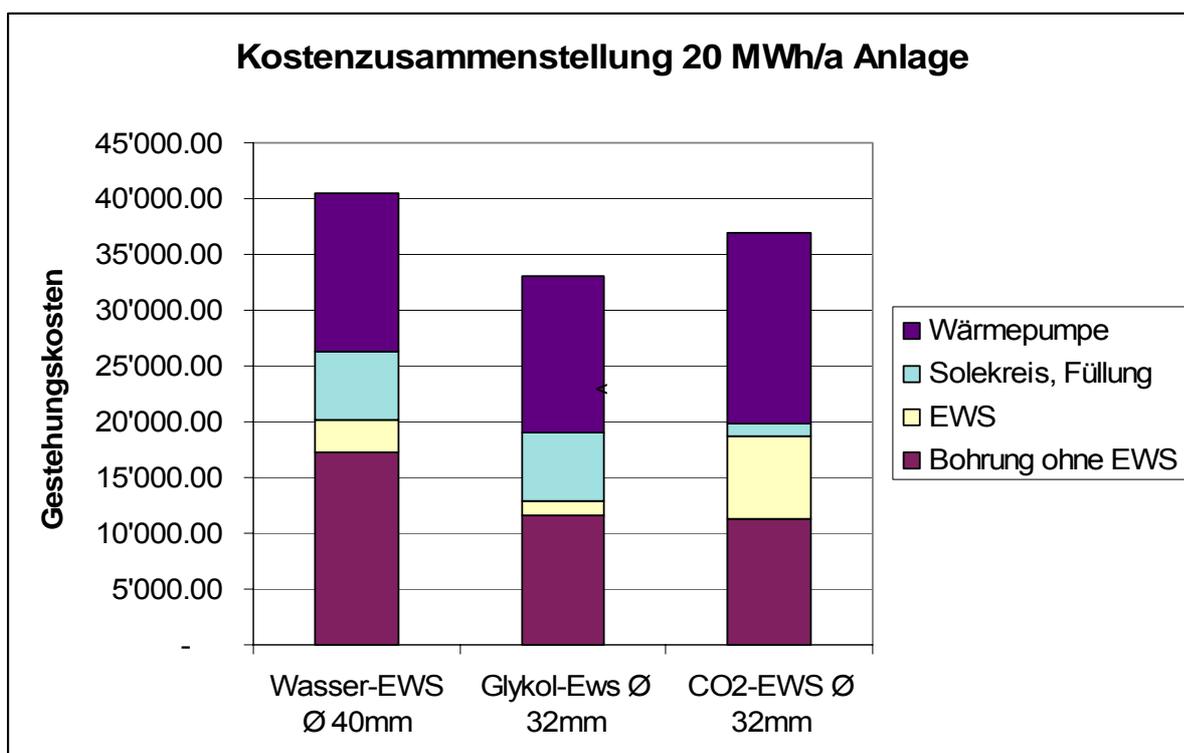


Abbildung 5-1 Kostenzusammenstellung von 20 MWh/a Erdwärmesondenanlagen

Die Kosten für die CO<sub>2</sub> Erdwärmesonde sind geschätzt. Genauere Kosten lassen sich für tiefe, pumpe-lose CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonden erst im 2-ten Teil des Projektes bestimmen. Die Kosten basieren auf Gesprächen mit der Haka Gerodur und decken sich mit den Angaben der im Kapitel 1.6 beschriebenen Wärmegewinnungsanlage. Für jene Anlage mit 2 CO<sub>2</sub> Erdwärmesonden à 75m sind Gestehungskosten von Fr. 35'000.00 angegeben. Da es sich um eine Prototypenanlage handelt, ist der Preis sicherlich mit Vorsicht zu betrachten. Bei einer 10 kW-Wärmepumpenanlage ist gemäss Erkundigungen in der Branche mit einem Mehrpreis von Fr. 3000 bis Fr. 5000 zu rechnen im Vergleich mit einer Glykol-Erdwärmesonde.

Nebst den Gestehungskosten sind schlussendlich vor allem die Jahreskosten, die sich aus Amortisation und Betriebskosten zusammensetzen, massgebend. Für den Vergleich wurden Anlagen gemäss dem Vergleich Abbildung 4-13 eingesetzt.

## Jahresbetriebskosten 20 MWh/a Anlage

Zinssatz	4.0%		
Strompreise (EW Gossau SG)	HT	0.198	Fr./kWh
	NT	0.103	Fr./kWh
	Grundtarif	9.5	Fr./Monat
Aufteilung	HT	30%	
	NT	70%	

Text	Lebensdauer	Wasser-EWS	Glykol-Ews	CO2-EWS
Amortisation				
Bohrung mit EWS	25	1'240.23	797.07	1'155.79
WP und Solekreis	15	1'764.96	1'741.21	1'564.63
Amortisation /a		3'005 Fr/a	2'538 Fr/a	2'720 Fr/a

Betriebskosten ohne Reparaturen und Wartung				
Heizwärme		20000 kWh/a	20000 kWh/a	20000 kWh/a
Anlage		EWS-Wasser	Nassläufer optimiert	Mittelwert aus Fall a) und b)
Elektrische Antriebsenergie WP+UP		4151 kWh/a	4923 kWh/a	4026 kWh/a
Betriebskosten		660 Fr/a	761 Fr/a	643 Fr/a
<b>Jahreskosten</b>		<b>3'665 Fr/a</b>	<b>3'300 Fr/a</b>	<b>3'364 Fr/a</b>
<b>Wärmegestehungspreis</b>		<b>0.183 Fr/kWh</b>	<b>0.165 Fr/kWh</b>	<b>0.168 Fr/kWh</b>

Tabelle 5-1 Jahreskosten und Wärmegestehungspreis für eine 20 MWh/a Anlage mit Erdwärmesonden

Für die Berechnung wurden durchschnittlich konservative Werte ohne Vergünstigungen oder Subventionen eingesetzt. Ein Reparatur- und Wartungsansatz wurde nicht berücksichtigt, dafür wurde die Amortisationszeit gegenüber der zu erwartenden Lebensdauer kurz angesetzt. Eine EWS hat z.B. die gleiche Lebensdauer wie das Gebäude.

Der Wärmegestehungspreis pro kWh produzierte Heizenergie ist bei den 3 verglichenen Anlagen sehr ähnlich. Die CO<sub>2</sub> Anlage hat ungefähr den gleichen Wärmepreis wie die Glykol-EWS, braucht aber rund 20% weniger Strom. Damit kann ohne effektive Mehrkosten, ein wirksamer Beitrag zum Energiesparen gemacht werden.

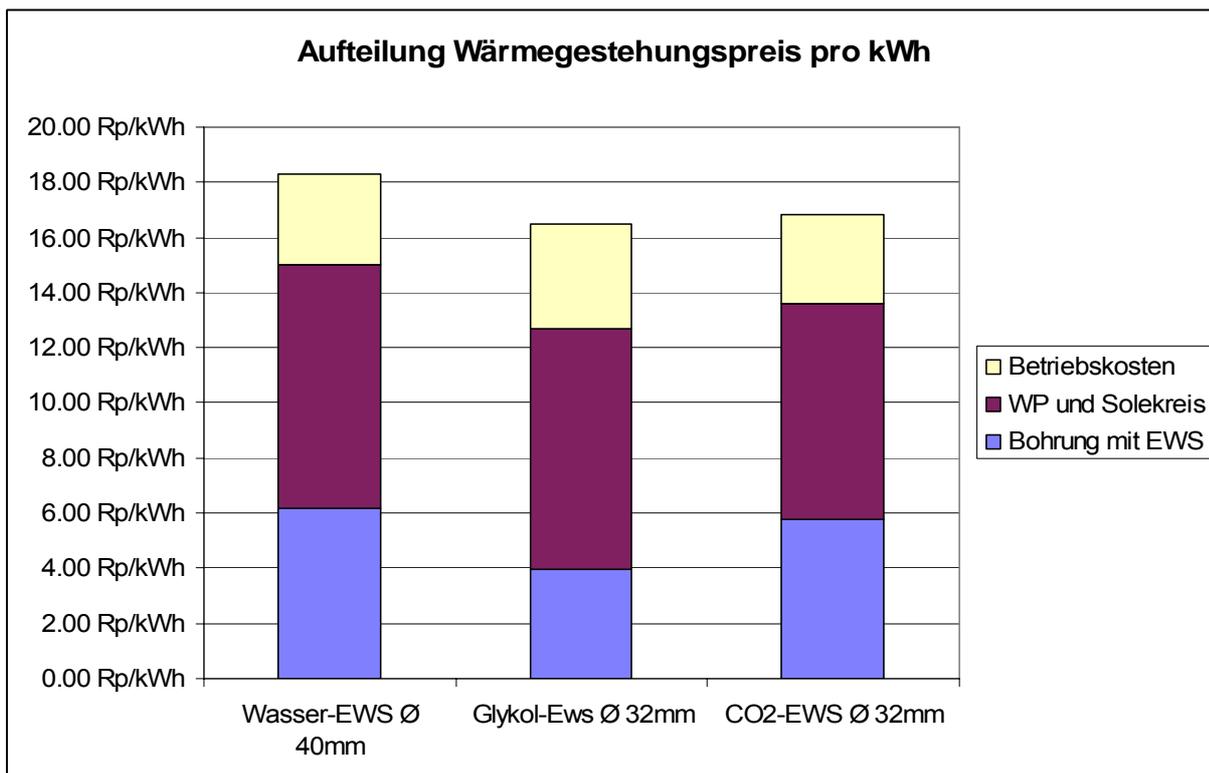


Abbildung 5-2 Aufteilung des Wärmegestehungspreises bei einer 20 MWh/a Erdwärmesondenanlagen

### Aufteilung Wärmegestehungspreis pro kWh

	Wasser-EWS Ø 40mm	Glykol-Ews Ø 32mm	CO2-EWS Ø 32mm
Bohrung mit EWS	6.20 Rp/kWh	3.99 Rp/kWh	5.78 Rp/kWh
WP und Solekreis	8.82 Rp/kWh	8.71 Rp/kWh	7.82 Rp/kWh
Betriebskosten	3.30 Rp/kWh	3.81 Rp/kWh	3.22 Rp/kWh
Total	18.32 Rp/kWh	16.51 Rp/kWh	16.82 Rp/kWh

Bei der Aufteilung des Wärmegestehungspreises fällt auf, dass die Betriebskosten, d.h. Stromkosten, nur einen geringen Anteil ausmachen. Die Systeme sind also für Energiepreisschwankungen nicht stark anfällig. Zum Vergleich sind die Wärmegestehungskosten bei einer Öl-Heizanlage dieser Grösse momentan bei ca. 18 Rp/kWh.

Die CO<sub>2</sub> EWS hat die geringsten Betriebskosten. Können die Gestehungskosten, d.h. die Kosten der CO<sub>2</sub>-EWS und der Wärmepumpe mit Spezialverdampfer gesenkt werden, wäre eine System auf dem Markt, das zum einen, einen wesentlichen Beitrag zum Energiesparen liefern würde und zum anderen in den Wärmegestehungskosten günstiger als eine Standard - EWS Anlage sein könnte. Genauere Kostenabklärungen und konstruktive Details für diese Zielsetzung sind in der 2-ten Phase des Projektes vorgesehen.

## 6. Füllgrad und Druckprofil der CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde

### 6.1 Sondenfüllgrad

Ausser Betrieb ist die überwiegende Menge des Wärmeträgers zunächst im unteren Ende des senkrechten Rohres als Flüssigkeit gesammelt [Lit. 14]. Der Hohlraum des Rohres über diesem Flüssigkeitssumpf ist mit dampfförmigem Wärmeträger gefüllt [Lit. 14]. Wird der Sonde durch den Verdampfer der Wärmepumpe Wärme entzogen, kondensiert der Wärmeträgerdampf in der Kühlzone. Das gebildete Kondensat läuft durch die Wirkung der Schwerkraft als dünner Film entlang der Rohrwand durch die neutrale Zone in die Wärmezufuhrzone aus dem Erdreich, wo es infolge der Wärmezufuhr verdampft.

Im Idealfall ist der Füllgrad einer Einrohr-Erdwärmesonde so, dass die Rohr-Innenwand im Betrieb komplett bis an das untere Ende des Rohres durch einen dünnen Flüssigkeitsfilm benetzt ist, da der Wärmeübergang bei Filmverdampfung am besten ist. Dies ist gleichzeitig die Mindestfüllmenge für die Erdwärmesonde [Lit. 4].

In [Lit. 4] wird weiters ausgeführt, dass der Füllgrad vom Wärmestrom zum Sondenrohr abhängt. Erhöht sich der Wärmestrom zum Sondenrohr, so verkürzt sich die Filmlänge und der Film erreicht bei gleich bleibender Füllmenge den unteren Teil des Rohres nicht mehr. Dasselbe passiert, wenn die Mindestfüllmenge der Sonde unterschritten wird. Auch dann reicht der Flüssigkeitsfilm nicht mehr ganz nach unten und es kommt zum Austrocknen der Verdampfungszone des Thermosiphons und damit zu einer Verschlechterung des Wärmetransports [Lit. 14].

Um das Austrocknen von Teilen der Verdampfungszone bei änderndem Wärmestrom zu vermeiden, ist ein Flüssigkeitspool am unteren Ende des Rohres erforderlich. Die Füllmenge des Pools ist im Idealfall so, dass bei maximalem Wärmestrom die Rohr-Innenwand komplett bis an das untere Ende durch einen dünnen Flüssigkeitsfilm benetzt ist.

In der Dissertation [Lit. 14] ist die nachfolgende Formel zur Berechnung des minimalen Füllstandes eines Thermosiphons aufgeführt. Die Formel wurde an Hand eines Ammoniak Thermosiphons hergeleitet und lautet :

$$H_{\min} = L_V - \frac{B}{\Delta T_F} + L_{P_2} + \frac{16}{5} * \frac{1}{d_i} \left( \frac{4 * \eta * \lambda}{p^2 * g * \Delta h} \right)^{1/4} \left\{ L_K^{5/4} * \Delta T_K^{1/4} + \left[ \left( \frac{B}{\Delta T_F} \right)^{5/4} - L_{P_2}^{5/4} \right] \Delta T_F^{1/4} \right\} \quad (34)$$

$$B = \frac{1}{4 * \lambda} * \left( \frac{\eta}{p^2 * g * \Delta h} \right)^{1/3} \left( \frac{3 * \dot{Q}_V}{d_i * \pi} \right)^{4/3} \quad (35)$$

verwendete Formelzeichen

$d$	Durchmesser
$g$	Gravitationskonstante
$\Delta h$	spezifische Verdampfungsenthalpie
$L$	Länge
$L_{P_2}$	Der Filmlänge im Betrieb entsprechende Poolhöhe bei Stillstand
$\dot{Q}$	Wärmestrom
$\dot{q}$	radiale Wärmestromdichte
$\Delta T$	Temperaturdifferenz

$\Delta T_F$	Temperaturdifferenz im Bereich des Films, warme Rohrwand-Siedetemperatur
$\eta$	dynamische Viskosität
$\Lambda_{th}$	effektiver Wärmeleitwert
$\lambda$	spezifische Wärmeleitfähigkeit
$\rho$	Dichte

## Indizes

B	Betrieb	P	Pool
F	Film	V	Verdampfung
i	innen	K	Kondensation

Für die vereinbarte Geometrie eines Sondenrohres (Sondentiefe = 150 m, Sonden Innendurchmesser = 0.026 m) ergibt die Berechnung des Füllstandes gem. obiger Formel aus der Dissertation [Lit. 14] mit den Stoffwerten von CO<sub>2</sub> bei 0 °C eine Mindestfüllhöhe von 84,7 m. Dieses Ergebnis steht im Widerspruch zur oben aufgeführten Mindestfüllmenge gemäss Artikel [Lit. 4]. Ursache hierfür dürfte sein, dass die Formel auf der Grundlage von Ammoniak entwickelt wurde und daher für CO<sub>2</sub> nicht die richtigen Ergebnisse geliefert werden. Die Mindestfüllmenge aus Artikel [Lit. 4] wurde weiters in einem Versuch auf dem Prüfstand durch Abblasen von CO<sub>2</sub> ermittelt. Es wurde in [Lit. 4] keine theoretische Berechnungsformel veröffentlicht, an Hand welcher die Mindestfüllhöhe für die CO<sub>2</sub>-Erdwärmesonde ermittelt werden könnte.

Das Ansteigen der Flüssigkeitssäule des Wärmeträgers bis in die Wärmeabfuhrzone (Wärmeabfuhrzone siehe Abb. 2-16.) der Erdwärmesonde führt (wie unter Pkt 3. beschrieben) zu einer Verringerung des Wärmestromes [Lit. 5]. Dies führt zu dem Schluss, dass die Füllmenge eines Thermosiphons einen maximalen Füllstand nicht überschreiten darf.

Betreffend den maximalen Füllstand wurde aus den Beobachtungen an einem Glathermosiphon in Lit. 5 die Schlussfolgerung gezogen, dass für den Wärmeträger Ammoniak auch die maximal zulässige Poolhöhe im Betrieb angegeben werden kann, bei der ein Aufsteigen des Zweiphasengemisches bis in die Kühlzone noch vermieden wird [Lit. 5]. Die Formel lautet :

$$L_{p_{\max}} \leq 0.71 * L_v \quad (23)$$

Der Zusammenhang für die maximale Füllhöhe gilt jedoch lt. Dissertation [Lit. 14] nur für Ammoniak, während über die Formel für den minimalen Füllstand in der Arbeit keine Aussage bezüglich deren Gültigkeit gemacht wird.

In Lit. 10 wird weiters aufgeführt, dass an der TU-Graz ein Modell entwickelt wurde, um eine CO<sub>2</sub>-Erdsonde zu optimieren. Es wurde der Einfluss der CO<sub>2</sub>-Befüllung auf die Sättigungstemperatur des Wärmerohres simuliert (siehe Abbildung 6-1).

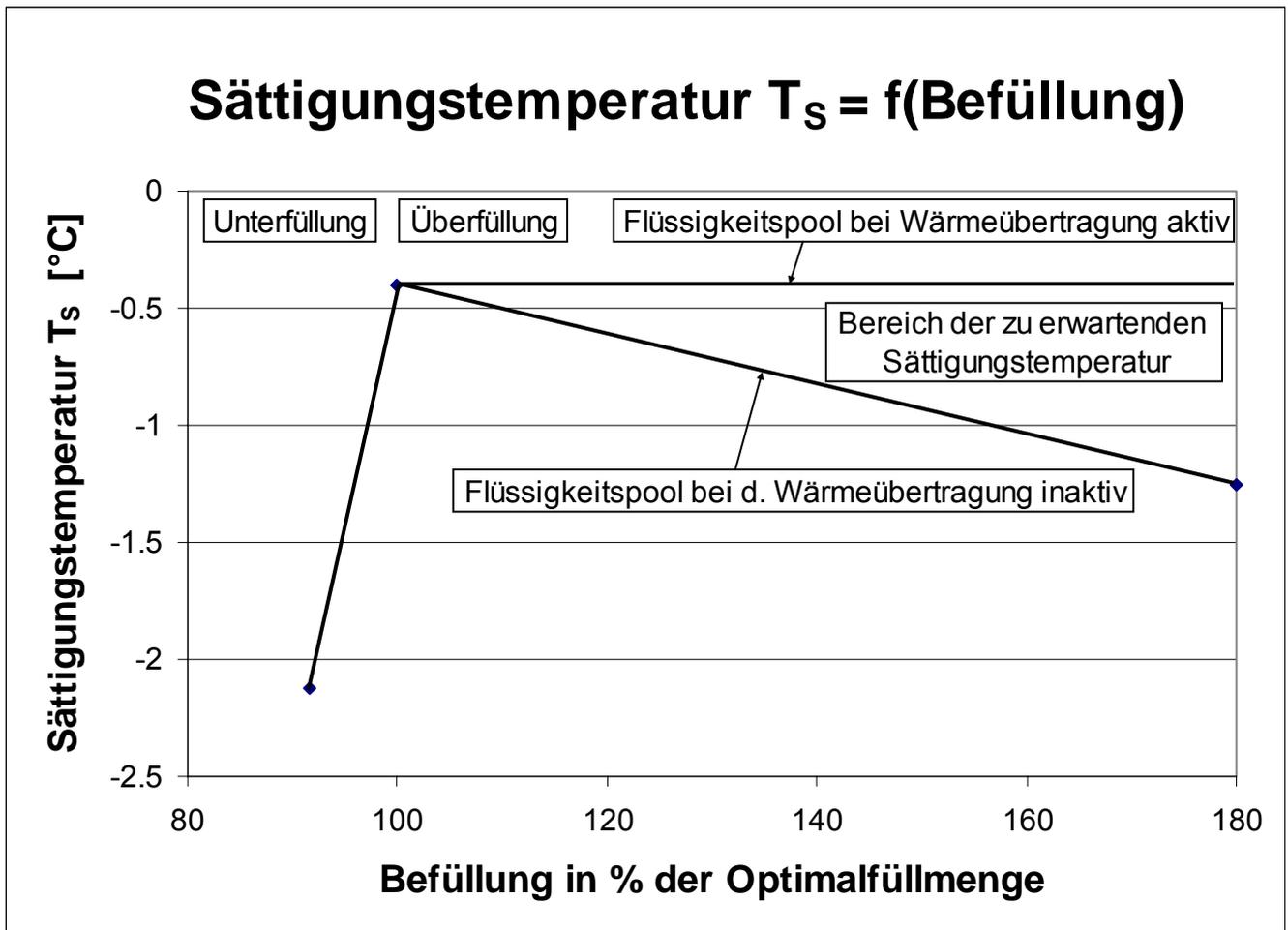


Abbildung 6-1 Einfluss der Sondenbefüllung auf die Sättigungstemperatur einer CO<sub>2</sub>-Erdsonde (100 % = Optimalfüllung), Länge 65 m, Quelle Lit. 10

Aus der stark fallenden CO<sub>2</sub> Sättigungstemperatur bei einer Unterfüllung des CO<sub>2</sub>-Wärmerohres kann man schliessen, dass das Wärmerohr hinsichtlich einer Unterfüllung sehr empfindlich ist [Lit. 10]. Die Simulationen zeigen, dass eine Unterfüllung um 7 % einen Sättigungstemperrückgang von -0.4 °C auf -2.1 °C verursachen [Lit. 10]. Auf der anderen Seite beeinflusst eine Überfüllung die Leistung des Wärmerohres in geringerem Ausmass. Laut Diagramm, verursacht eine Überfüllung des Wärmerohres um 60 % einen Rückgang der CO<sub>2</sub> Sättigungstemperatur von -0.4°C auf -1.1 °C. Die horizontale (obere) Grenze basiert auf der optimistischen Annahme, dass der Flüssigkeitspoolbereich am Boden der Sonde aktiv ist d.h. keine Sondenlänge geht durch Überfüllung verloren [Lit. 10]. Die untere Grenze zeigt die pessimistischen Resultate, bei welchen davon ausgegangen wird, dass der Flüssigkeitspool inaktiv ist, d. h. eine bestimmte Rohrlänge geht aufgrund von Überfüllung verloren [Lit. 10].

## 6.2 Druckprofil in der Sonde

Im Stillstand stellt sich am obersten Flüssigkeitsniveau der Sättigungsdruck des Wärmeträgers entsprechend der tiefsten im Rohr vorherrschenden Temperatur ein, da an dem Punkt mit der tiefsten Temperatur das Wärmeträgermedium auszukondensieren beginnt. Die Temperatur im Rohr wird sich im Sommer im Stillstand der Erdbodentemperatur angleichen und ca. 8-14 °C betragen. Der Sättigungsdruck von CO<sub>2</sub> bei einer Temperatur von 14 °C beträgt 49.7 bar.

Abhängig vom Füllgrad der Erdwärmesonde, kommt mit der Tiefe der Druck der Flüssigkeitssäule hinzu. Beträgt die Füllhöhe, wie in Kapitel 6.1 angegeben 84.7 m (CO<sub>2</sub>-Temperatur 0 °C, Flüssigkeitsdichte 926.97 kg/m<sup>3</sup>), so kommen am unteren Rohrende 7.7 bar hinzu. Dies ergibt einen Gesamtdruck am Rohrende im Erdreich von 57.4 bar.

Zunehmender Druck entlang der Sondenlänge bedeutet eine Zunahme der Verdampfungstemperatur im Wärmerohr, d. h. die Temperaturdifferenz zwischen dem Erdboden und dem CO<sub>2</sub>, welche die treibende Kraft für den Wärmeaustausch vom Erdboden an das verdampfende CO<sub>2</sub> ist, wird reduziert [Lit. 10]. In Lit. 10 und Lit. 26 wird erwähnt, dass an der TU Graz ein Modell entwickelt wurde, mit welchem sich das CO<sub>2</sub>-Temperatur-Profil entlang der Erdsonde simulieren lässt.

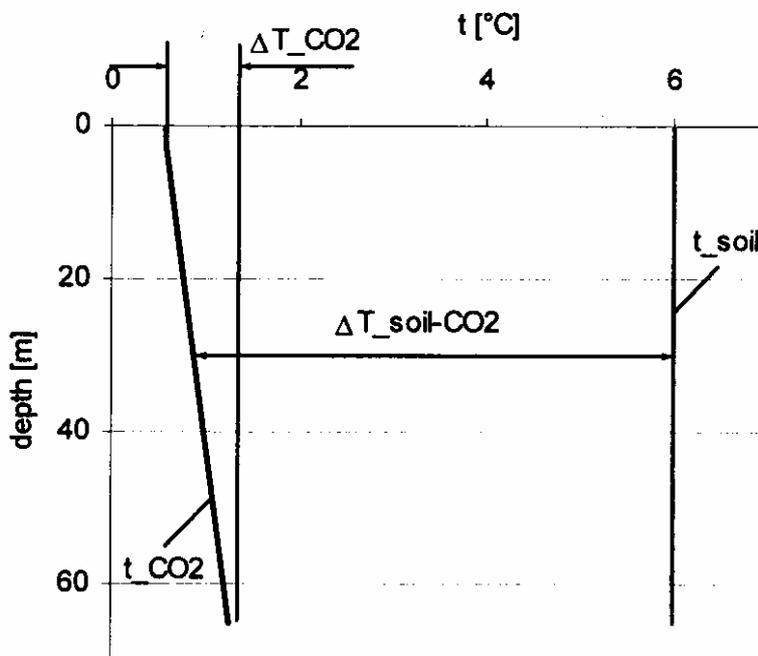


Abbildung 6-2 CO<sub>2</sub>-Temperaturzunahme mit der Sondentiefe, Quelle Lit. 10

Abbildung 6-2 aus [Lit. 10] ist ein Ergebnis dieser Simulation und zeigt, dass die CO<sub>2</sub>-Sättigungstemperaturzunahme vom Sondenkopf bis in eine Tiefe von 65 m ca. 1 K beträgt. Die Voraussetzungen für die Temperaturzunahme um ca. 1 K werden in [Lit. 10] nicht aufgeführt d. h. es wird keine Angabe über die Füllmenge der Erdwärmesonde gemacht. Geht man von einer CO<sub>2</sub>-Dampfdichte von 97 kg/m<sup>3</sup> (Dampfdichte bei 0 °C) aus, und nimmt an, dass die Sonde ohne Flüssigkeitspool arbeitet, so erhält man bei einer Tiefe von 65 m eine Erhöhung der Verdampfungstemperatur von ca. 0,7 K (Abschätzung siehe Anhang\_3). Dies würde bedeuten, dass die Flüssigkeitsfüllhöhe des Wärmerohres in der Simulation ca. 3 m beträgt oder dass die CO<sub>2</sub>-Temperatur höher angenommen wurde, was zu einer höheren Dampfdichte, in der Folge zu einem höheren Druck und daher zu einer höheren Verdampfungstemperatur mit zunehmender Tiefe führen würde.

In [Lit. 26] wird das Ergebnis von Messungen an der im Kapitel 1.6 (Bekannte Anlagen) beschriebenen Prototypenanlage (CO<sub>2</sub>-Anlage mit einer Sondentiefe von 65 m) der Firma M-Tec und der TU-Graz veröffentlicht, siehe Abbildung 6-3 Temperaturen in der CO<sub>2</sub>-Erdsonde, Quelle Lit. 26.

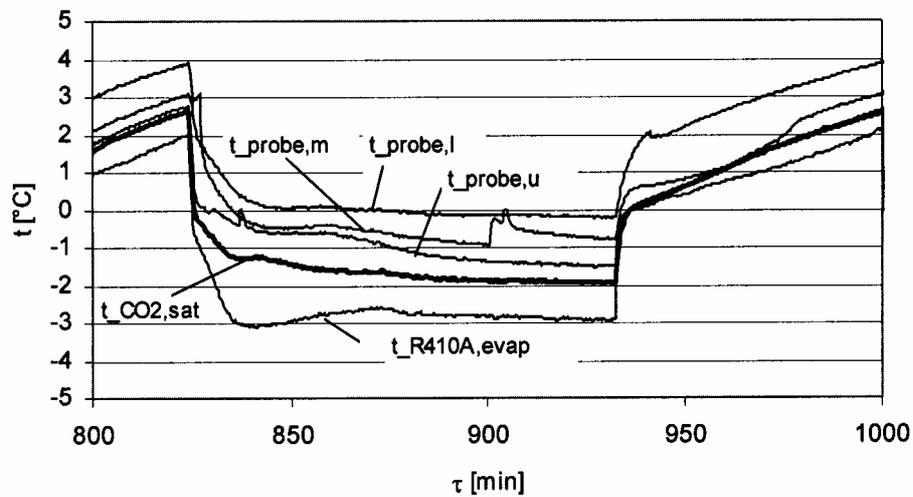


Abbildung 6-3 Temperaturen in der CO<sub>2</sub>-Erdsonde, Quelle Lit. 26

Der gemessene Temperaturunterschied zwischen dem oberen Sondenteil ( $t_{\text{probe,u}}$ ) und dem unteren Sondenteil ( $t_{\text{probe,l}}$ ) betrug ca. 2 K, was im Falle von CO<sub>2</sub> einem Druckanstieg von ca. 2 bar entspricht. Umgerechnet bedeutet dies einen durchschnittlichen Druckanstieg von ca. 3100 Pa/m Sondentiefe [Lit. 26].

## 7. Thermosiphon mit innerer Kondensatrückführung

In [Lit. 9] wurden Versuche mit einem Koaxial-Thermosiphon gemacht. Der Thermosiphon war mit einem inneren Rohr zur Kondensatrückführung ausgestattet (Prinzipskizze siehe Abbildung 7-1). Dabei wurde festgestellt, dass zwar eine innere Rezirkulation (Dauerumlauf) mit einem einfachen Innenrohr realisiert werden kann, jedoch die dabei erzielten Resultate nicht gut sind [Lit. 9]. Weiters wurde festgestellt, dass mit einem Innenrohr, welches mit einem Trichter an der oberen Öffnung ausgestattet ist, die Wärmeübertragungsrate wesentlich verbessert werden konnte [Lit. 9]. Die Wärmeübertragungsgrenze in einem Doppelrohr-Thermosiphon war im Labor-Versuch ca. 4,5 mal so gross als die eines konventionellen Thermosiphons ohne innere Kondensatrückführung [Lit. 9]. Als Grund hierfür wurde aufgeführt, dass es beim Doppelrohr-Thermosiphon keine gegenseitige Beeinflussung zwischen aufsteigendem Dampf und zurückfliessendem Kondensat gibt, sowie dass es zu einer Rezirkulation des Mediums kommt [Lit. 9]. Voraussetzung hierfür war jedoch ein entsprechender Füllgrad des Thermosiphons. Der Fülllevel musste hoch genug sein, sodass er über der Trichteröffnung des inneren Rohres war, damit die innere Rezirkulation im Versuch beobachtet werden konnte [Lit. 9].

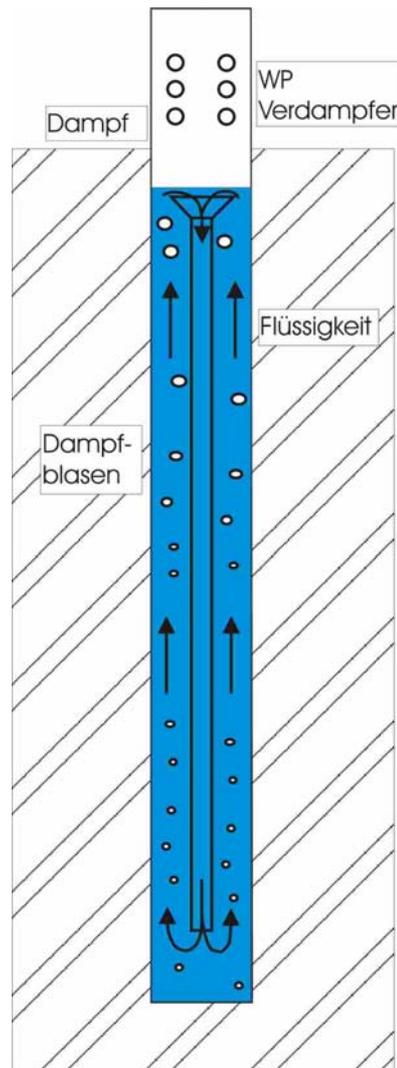


Abbildung 7-1 Prinzipskizze Rezirkulation im koaxialen Thermosiphon,

Für die Realisierung einer stabilen inneren Rezirkulation wird das Füllverhältnis des Thermosiphons in [Lit. 9] mit grösser als 80 % angegeben. Andererseits, wenn der Fülllevel zu niedrig war, sodass sich kein innerer Dauerumlauf einstellte, war das Wärmeübertragungsvermögen eher niedriger als das eines gewöhnlichen Einzelrohr-Thermosiphons. Wenn allerdings ein Füllgrad von 80 % notwendig ist, so dürften am unteren Rohrende bei langen Sonden sehr hohe Drücke auftreten (vgl. Abbildung 2-2 und Abbildung 2-3).

In [Lit. 7] wurde zudem das Verhältnis der Rohrquerschnitte eines Koaxial-Thermosiphons mit internem Leitblech untersucht. Das optimale Verhältnis von Fallpassage / Aufstiegs Passage des Thermosiphons liegt gem. [Lit. 7] zwischen 0.19 bis 0.25. In Quelle [Lit. 16] wird das optimale Verhältnis der Querschnitte des inneren Rohres zum äusseren Kreisring ( $A_{inn}/A_{an}$ ) mit 0.35 angegeben.

## 8. Kühlbetrieb

Um im Sommer die Erdwärmesonde zur Abgabe der Wärme an das Erdreich nutzen zu können, ist es notwendig, dass das System auch über eine Möglichkeit zur Kühlung verfügt.

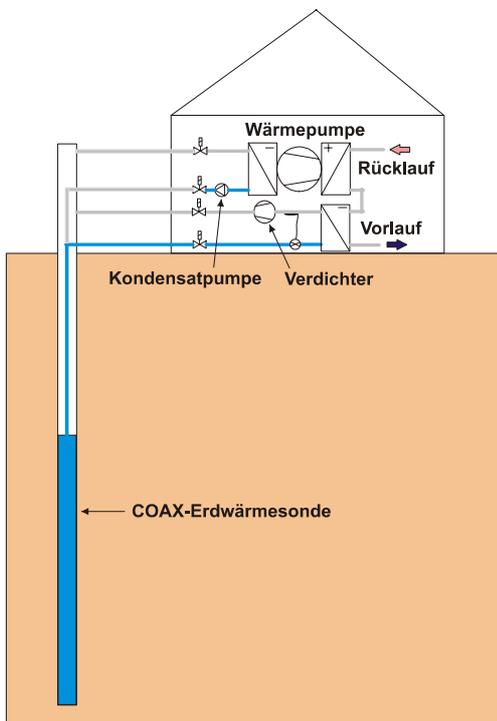


Abbildung 8-1 Prozessumkehr mittels Verdichter

Mittels eines Kompressors wird der Druck in der Erdwärmesonde soweit erhöht, dass das Kondensat durch ein koaxiales Rohr in der Erdwärmesonde aufsteigt und über ein Einspritzventil im Verdampfer verdampft wird (siehe Abbildung 8-1). Bei der Verdampfung des Kondensats aus der Erdwärmesonde wird die Wärme aus dem bestehenden Wasserkreis des Hauses entzogen. Anschliessend gelangt der Dampf in den Kompressor und wird schliesslich an der Rohrwand im Erdboden kondensiert, wobei die Wärme über die Rohrwand an das Erdreich abgegeben wird und das Kondensat an der Rohrwand wieder nach unten in den Flüssigkeitspool rinnt. Der Nachteil dieser Variante ist, dass das vom Kompressor im Betrieb ausgeworfene Öl in die Erdwärmesonde gelangt, was aus umweltrechtlichen Gesichtspunkten je nach Zusammensetzung des Öles abgeklärt werden muss (Thematik wie Direktverdampfer). Ein ölfreier Kompressor könnte das Problem lösen, dessen Verfügbarkeit wird im zweiten Teil des Projektes abgeklärt. Prinzipiell ist auch denkbar, dass die Wärmepumpe derart modifiziert wird, dass kein zusätzlicher Kältekreis notwendig ist. Dies erfordert einen ölfreien Kompressor in der Wärmepumpe sowie entsprechende Verrohrungen und Komponenten.

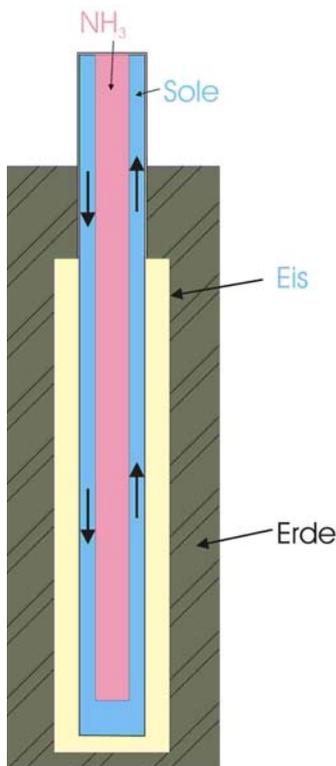


Abbildung 8-2 Prinzipskizze Sonde mit Kühlmöglichkeit

Wie unter dem Kapitel bekannte Anlagen geschildert, hat die Firma AmoTherm AG den Kühlbetrieb auf eine andere Art gelöst.

Während der Heizperiode wird der Boden um die Erdwärmesonde derart ausgekühlt, dass sich in den wasserführenden Erdschichten eine Eisschicht um die Sonde bildet und der Boden gefroren ist (siehe Prinzipskizze Abbildung 8-2). Die Ammoniaksonde „schwimmt“ in der Sole d. h. die Sonde ist koaxial aufgebaut. Im Kühlbetrieb sind nur die Umwälzpumpen in Betrieb. Es wird Sole nach unten in die Sonde gepumpt, welche sich abkühlt und die Nutzung der während der Heizperiode im Boden gespeicherten Kälteenergie ermöglicht. Durch die Nutzung der Phasenumwandlung von Eis in Wasser in den Aquiferen steht eine verhältnismässig grosse Energiemenge für die Kühlung zur Verfügung, welche gem. Aussage der Firma AmoTherm AG für 3-4 Monate ausreicht, das entsprechende Gebäude zu kühlen. Im Kühlbetrieb, solange noch Eis aufgeschmolzen werden kann, sollen Kühlleistungen von 100 bis 250 W/m erreicht werden.

## 9. Konstruktiver Aufbau einer pumpenlosen Erdwärmesonde

Damit eine Erdwärmesonde, basierend auf dem Thermosiphon-Effekt, eingesetzt wird, muss sie auch von den Kosten (Material und Einbau) her gesehen in einem vernünftigen Rahmen zu der konventionellen Erdwärmesonde liegen.

Die Anforderungen an das Material sind wie folgt:

- Lebensdauer in der Grössenordnung eines Gebäudes (> 50 Jahre)
- Einfacher, robuster Aufbau, werkseitiger Sondenfuss, geprüft
- Kleine Bohrdurchmesser (ca. 110 mm bis 135mm)
- Einbau ab Rolle (Haspel)
- Injektion nach BUWAL / FWS Gütesiegelrichtlinien
- Sicherer und einfacher Anschluss des Kopfes

Für die Beurteilung der Machbarkeit wurden zudem die folgenden Randbedingungen berücksichtigt :

Randbedingung	Kohlendioxid	Ammoniak
Sondenrohlänge [m]	300	300
Temperaturbereich [°C]	-10....20	-10....20
Flüssigkeitsfüllhöhe (70% bei -10 °C) [m]	210	210
Flüssigkeitsdichte (-10....20 °C) [kg/m <sup>3</sup> ]	984....776	652....610
Druck der Flüssigkeitssäule (70 % Füllung) [bar]	20.3	13.4
Druck der Flüssigkeitssäule (100 % Füllung) [bar]	29	19.2
Druckbereich im Rohr aufgrund des Temperaturbereichs [bar]	26.5....57.2	2.9....8.6
Gesamtdruckbereich im Rohr bei 70 % Füllung [bar]	46.8....77.5	16.3....22
Gesamtdruckbereich im Rohr bei 100 % Füllung [bar]	55.5....86.2	22.1....27.8

Damit alle Punkte und Randbedingungen erreicht werden, scheiden metallene Rohre eher aus. Wir haben uns darum auf PE basierende Rohre gestützt. Gemäss einer Produktebeschreibung [Lit. 20] der Firma BASELL (ehemals Hoechst) hat das zur Familie der Polyolefine gehörende Hostalen (Handelsname von Polyethylen 100) eine unipolare Struktur mit einem sehr hohen Molekulargewicht. Dadurch weist es eine ausgezeichnete Beständigkeit gegenüber Chemikalien aus. Mit einer Füllung von Ammoniak und CO<sub>2</sub> in flüssiger und gasförmiger Form ist bei Raumtemperatur keine Quellung (<3%) und auch keine Änderung der Reissdehnung zu erwarten [Lit. 21]. Elektrochemische Vorgänge finden im PE-100 nicht statt. Gegenüber Erdalkalien ist PE-100 inert. Somit bietet sich PE-100 als Basismaterial für Erdwärmesonden analog konventioneller Erdwärmesonden an. Um die notwendige Festigkeit (siehe Kapitel 6.2 Druckprofil in der Sonde) zu erhalten, müssen aber die Rohre verstärkt werden. Dies wird z. B. durch Metallverbundrohre ermöglicht. Weitere Abklärungen der Firma Haka-Gerodur haben ergeben, dass eine CO<sub>2</sub>-Sonde für die erwähnten Anforderungen an das Material machbar ist. Über die Kosten kann zum gegebenen Zeitpunkt jedoch noch keine Aussage gemacht werden. Bei Ammoniak sind die Drücke geringer, damit wäre der Bau einer Erdwärmesonde ebenso möglich. Der Sondenfuss und Kopf muss entsprechend konzipiert und konstruiert werden. Technisch gesehen sollte dies mit handelsüblichen Komponenten ohne grosse Anpassungen möglich sein. Diese Arbeiten sind im weiter führenden Teil des Projektes vorgesehen.

Am Rohrende ist der Gesamtdruck von der Füllhöhe abhängig. Dem Gesamtdruck am Rohrende wirkt als Gegendruck die Injektion der EWS entgegen [Lit. 19], was gemäss Messungen mindestens etwa 12 bar ausmacht. Somit ist der höchste Druck, welcher auf das Rohrmaterial wirkt am Sondenkopf (57.2 bar). Am Fuss beträgt der Druck auf das Rohrmaterial als Beispiel im Falle von flüssigem CO<sub>2</sub> und einer Füllhöhe von 84.7 m (laut Berechnung Kapitel 6.1) noch  $57.2+7.7 \cdot 12 \rightarrow 52.9$  bar.

## 9.1 Gewässerschutztechnische Aspekte

CO<sub>2</sub> oder Ammoniak stellen eine sehr geringe Belastung für das Grundwasser dar (Telefon mit Hanspeter Gehring, AWEL Zürich, 27. Mai 2004). Wenn die Konstruktion des Wärmetauscher entsprechend ausgelegt wird, ist gegenüber konventionellen Erdwärmesonden keine Verschärfung der Bewilligungspraxis zu erwarten.

## 9.2 Sicherheitstechnische Aspekte

Ammoniak ist toxisch. Nur geringe Mengen können einfach bewilligt werden. Grosse Mengen fallen unter die Störfallverordnung.

Bei CO<sub>2</sub> ist der Druck sehr hoch. Die Konstruktion muss darum sicherheitstechnische Massnahmen beinhalten, damit bei einem Defekt keine Gefährdung der Umwelt entstehen kann. Insbesondere ist abzuklären, wie schnell das CO<sub>2</sub> aus der Erdwärmesonde verdampfen kann und welche Gasgeschwindigkeit sich dadurch ergibt. Wird die Erdwärmesonde im Haus installiert (resp. unter dem Haus), ist die maximal austretende CO<sub>2</sub> Gasmenge zu berechnen, um abschätzen zu können, ob eine Gefährdung der Bewohner entstehen kann (CO<sub>2</sub> sammelt sich am Boden) und ob eine einfache Signalanlage die Gefahr entschärfen kann. Diese Arbeiten sind im weiterführenden Teil des Projektes vorgesehen.

Der CO<sub>2</sub> Kreis besteht nur aus Leitungen. Gemäss telefonischen Abklärungen beim SVTI (Kesselinspektorat, 8304 Wallisellen) fallen CO<sub>2</sub> gefüllte Druckleitungen nicht in die Bewilligungspflicht, d.h. sind zugelassen.

# 10. Ausblick, Phase 2 des Projektes

Zweck dieser Studie war die Abschätzung des Energiesparpotentials einer pumpenlosen Erdwärmesonde gegenüber einer klassischen Glykol-Erdwärmesonde und deren Machbarkeit.

Die Abklärungen haben ergeben, dass mit einem Energiesparpotential von etwa 12.6...15% gerechnet werden kann, wobei hier bereits eine optimierte Glykol-Wärmesonde als Referenz zu Grunde gelegt wurde. „Optimiert“ heisst, dass für die elektrische Leistungsaufnahme der Solepumpe nicht der in FA-WA ermittelte Durchschnitt von 13 % der Kompressorleistung, sondern nur die 6 % einer optimal ausgelegten Umwälzpumpe zugrunde gelegt wurden.

Die Machbarkeit und Wirtschaftlichkeit kann als gegeben betrachtet werden, da bereits solche Anlagen zu konkurrenzfähigen Preisen dem Markt angeboten werden. Die Autoren sind daher der Ansicht, dass dieses Konzept unbedingt weiter verfolgt werden sollte.

Allerdings sollte das Konzept in verschiedener Hinsicht weiter entwickelt werden.

1. Längere Sonden erwünscht.

Ein Nachteil der bestehenden pumpenlosen Erdwärmesonden liegt in der begrenzten Wärmeentnahme. Um die Sonde ab Haspel einbauen zu können, bleibt der Innerdurchmesser der Kupferrohre auf etwa 14 mm beschränkt. Damit bleibt die maximale Wärmeentnahme bei einer 4-Rohrsonde, wie sie heute bei Glykol-Erdwärmesonden eingebaut werden, auf etwa 4 kW beschränkt, was einer Sondenlänge von etwa 65 m entspricht (Annahme: spezifische Wärmeentnahme 50 W/lfm). Da die Einbauphilosophien in der Schweiz längere Einbautiefen bis 350 m vorsehen, werden grössere Rohrdurchmesser benötigt, um den anfallenden Wärmestrom transportieren zu können. Diese haben den Nachteil, dass zumindest Kupferrohre wegen der Steifigkeit nicht mehr ab Haspel eingebaut werden können. Sie müssten auf Platz aus einer Anzahl kurzer Rohre zusammen gelötet werden, was aufwendig ist. Flexibler wären Kunststoff-

rohre, die allerdings gasdicht sein müssen. Erste Abklärungen zu diesem Thema sind im Gange. Dies ist eines der Themen, die in einer 2.Phase des Projektes untersucht werden müsste.

## 2. Separate Rückführung des Kondensates

Bei den bisher verwendeten pumpenlosen Erdwärmesonden ist der Verdampfer der Kälteanlage am Kopfende der Sonde angebracht und das Kondensat fliesst direkt ins Rohr zurück. Wenn man das Kondensat durch ein koaxial zur Erdwärmesonde eingebautes Rohr zurückführt, kann die maximale Wärmeleistung erhöht werden. W. Janach hat dazu einen sehr interessanten Vorschlag gemacht, der unseres Erachtens weiter verfolgt werden sollte. Da hier möglicherweise patentrechtliche Ansprüche vorhanden sind, wird zum gegenwärtigen Zeitpunkt auf eine Darstellung des Vorschlages verzichtet.

## 3. Füllgrad

Der Füllgrad ist eine wichtige Grösse der pumpenlosen Erdwärmesonde. Die publizierten Ansichten zu diesem Punkt gehen auseinander, so dass vertiefte Untersuchungen erforderlich sind. Es ist von grosser Wichtigkeit, den Füllgrad so gering wie möglich zu halten, um den Gesamtdruck am unteren Ende der Sonde und damit auch die mechanische Beanspruchung der Sonde gering zuhalten. Hierzu sind noch vertiefte Untersuchungen notwendig.

## 4. Wärmeübergangszahlen

Der Wärmetransport, vor allem bei separater Rückführung des Kondensates, muss genauer untersucht werden, um gesicherte Auslegkriterien auch bei grösseren Sondenlängen bis zu 350 m zu erhalten. Die in der Literatur untersuchten Rohrlängen gehen nur bis etwa 30 m. Hier besteht wegen des notwendigen geringen Füllgrades und der notwendigen gleichmässigen Bedeckung des ganzen Rohres mit Flüssigkeit vor allem Forschungsbedarf bei der Filmverdampfung.

## 5. Vermeidung des Splittens der Anlage

Wie im Bericht erwähnt, muss bei den heute angebotenen Anlagen der Verdampfer über dem Sondenkopf eingebaut werden, was ein Splitten der Wärmepumpe bedingt. In der Praxis ist das Splitten vor allem kleiner Wärmepumpen unbeliebt, da die Maschine vor Ort zusammengebaut und gefüllt werden muss. Mit einer kleinen Kondensatrückförpumppe könnte das Problem umgangen werden. Dies müsste aber an einer Versuchsanlage verifiziert werden.

## 6. Kühlung

“Normale“ pumpenlose Erdwärmesonden verhalten sich wie thermische Dioden, d.h. sie leiten Wärme nur in einer Richtung. Damit wäre die Verwendung der gleichen Sonde für passive oder mechanische Kühlung nicht möglich. Wir haben in diesem Bericht zwei theoretische Möglichkeiten für die Kühlung unter Verwendung der pumpenlosen Erdwärmesonde skizziert. Auch dieser Fall müsste anhand eines Prototypen auf seine Realisierbarkeit untersucht werden.

## 7. Sondenkonstruktion

Wie in Punkt 1 erwähnt, werden längere Einbautiefen mit grösseren Innendurchmesser bis ca. 38 mm abgestrebt, die am Stück ab Haspel eingebaut werden können. Hier ist noch einige Entwicklungsarbeit nötig.

Im Bericht wurde auch aufgezeigt, dass vom wärmetechnischen Standpunkt betrachtet, Ammoniak der ideale Kälteträger wäre. Auch die Drücke sind viel tiefer als bei CO<sub>2</sub>. Damit wäre die mechanische Beanspruchung der Rohre viel geringer. Leider ist Ammoniak materialfeindlich, es würde sich jedoch lohnen, im Zusammenhang mit der Sondenkonstruktion auch dieses Problem anzugehen.

## 8. Direktverdampfung

In Prototypenform bestehen bereits ölfreie CO<sub>2</sub>-Kompressoren. Solche Kompressoren würden es erlauben, Direktverdampfungswärmepumpen ohne Konflikt mit den Gewässerschutzbestimmungen zu bauen. Damit könnte der Wirkungsgrad nochmals etwas verbessert werden.

# 11. SYMBOLVERZEICHNIS

Symbol	Grösse	Einheit
$A_{W1}$	Verdampferfläche	[m <sup>2</sup> ]
$A_{W2}$	Kondensatorfläche	[m <sup>2</sup> ]
$A_F$	Flüssigkeitsfilm-Fläche stirnseitig (Fläche eines Kreisrings)	[m <sup>2</sup> ]
$C$	Konstante zur Berücksichtigung der Rauigkeit	[-]
$d$	Aussendurchmesser des Kondensatorrohrs, bzw. Innendurchmesser der Sonde abzüglich des Flüssigkeitsfilms welcher an der Rohrwand zurückfliesst	[m]
$D$	Innendurchmesser der Sonde	[m]
$dp$	infinitesimale Druckerhöhung	[Pa]
$FA$	Auftriebskraft	[N]
$FG$	Gewichtskraft	[N]
$FW$	Widerstandskraft	[N]
$F(\pi_k)$	Funktion, berücksichtigt Abhängigkeit d. Wärmeübergangszahl v. Dampfdruck	[-]
$g$	Erdbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
$n(\pi_k)$	druckabhängiger Exponent	[-]
$\dot{q}_{Verd}$	übertragene spezifische Wärmemenge pro m <sup>2</sup> Verdampferfläche	[W/m <sup>2</sup> ]
$\dot{q}_{Kond}$	übertragene spezifische Wärmemenge pro m <sup>2</sup> Kondensatorfläche	[W/m <sup>2</sup> ]
$\dot{Q}_{Verd}$	bei der Verdampfung übertragener Wärmestrom	[W]
$\dot{Q}_{Kond}$	bei der Kondensation übertragener Wärmestrom	[W]
$r$	Verdampfungsenthalpie	[J/kg]
$T_{W1}$	Wandtemperatur der Sonde im Verdampfungsbereich	[°C]
$T_{W2}$	Wandtemperatur der Sonde im Kondensatorbereich	[°C]
$T_{CO2}$	CO <sub>2</sub> -Temperatur in der Sonde	[°C]
$z$	Anzahl übereinanderliegender Rohre	[-]
$\alpha_{Verd}$	Wärmeübergangszahl im Verdampfer	[W/m <sup>2</sup> /K]
$\alpha_{Kond}$	Wärmeübergangszahl im Kondensator	[W/m <sup>2</sup> /K]
$\alpha_0$	Bezugswärmeübergangszahl für $\dot{q}_0 = 20000 [W / m^2]$	[W/m <sup>2</sup> /K]
$\zeta$	Rohrreibungsbeiwert	[-]
$\xi$	Widerstandszahl der Dampfblase	[-]
$\pi_k$	Druckverhältnis zwischen dem Dampfdruck und dem kritischen Druck v. CO <sub>2</sub>	[-]
$\lambda_f$	Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit	[W/m/K]
$\eta_f$	Dynamische Zähigkeit der Flüssigkeit	[kg/m/s]
$\rho_f$	Dichte des flüssigen CO <sub>2</sub>	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_D$	CO <sub>2</sub> -Dampfdichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$	Schubkraft	[N/m <sup>2</sup> ]

## 12. Quellenverzeichnis

Die Literaturrecherche wurde mit Hilfe der folgenden Datenbanken durchgeführt :

- FRIDOC, Datenbank des „International Institute of Refrigeration“, [www.iifir.org](http://www.iifir.org)
- NEBIS, Netzwerk der Bibliotheken und Informationsstellen in der Schweiz
- Eidgenössisches Institut für Geistiges Eigentum, [www.ige.ch](http://www.ige.ch)
- [Compendex Plus](#) (engl. Abstracts aus allen Gebieten des Ingenieurwesens)

Die folgenden Veröffentlichungen wurden gefunden und in die Rubriken Bücher, Fachzeitschriftenartikel sowie Patente und Gebrauchsmusteranmeldungen unterteilt.

### Bücher

Lit. 1 Technische Thermodynamik	Ehrbar, M.	Vorlesungsmanuskript NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, 1. Auflage , 2001
Lit. 2 Kälte- und Wärmepumpentechnik	Ehrbar, M.	Vorlesungsmanuskript NTB Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, 9. Auflage , 2001
Lit. 3 VDI-Wärmeatlas	VDI	Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 2002, 9. Auflage, 2002

**Fachzeitschriftenartikel, Diplomarbeiten und Dissertationen**

Lit. 4 Entwicklung einer CO <sub>2</sub> -Erdwärmesonde nach dem Prinzip des Wärmerohres	H. Kruse H. Rüssmann C. Stadländer	KI – Klima-Kälte-Heizung 2/2004, S 54-61, Deutsch, Verlag Hüthig GmbH & Co. KG Im Weiher 10 D-69121 Heidelberg
Lit. 5 Betriebsfüllhöhe eines geschlossenen Zweiphasen-Thermosiphons	J. Unk	KI – Klima-Kälte-Heizung 7-8/1989, S 353-356, Deutsch
Lit. 6 CO <sub>2</sub> HEAT PIPE FOR HEAT PUMPS	H. Halozan K. Mittermayr R. Rieberer	E2-Guangzhou 5/2002, S 205-220, Englisch
Lit. 7 Maximum heat transfer in thermosiphons with separated uptake and down-take flows	M. K. Bezrodnyy S. S. Volkov D. V. Alekseyenko	Heat Transfer, Sov. Res. US., volume 15, n. 2, S 108-114, Englisch
Lit. 8 Flooding limit in closed, two-phase flow thermosyphons	M. S. El-Genk H. H. Saber	International Journal Heat and Mass Transfer, vol. 40, No. 9, Seite 2147 – 2164, 1997, Englisch
Lit. 9 Thermal characteristics of double-tube two-phase thermosiphon	K. Fukuda et. al.	Heat Transfer, Jap. Res. US., volume 21, n. 2, S 187-198, Englisch
Lit. 10 Ground-coupled heat pipe as heat source system for heat pumps	H. Halozan R. Rieberer K. Mittermayr	Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik, Inffeldgasse 25 / B, A-8010 Graz, M-Tec D+K Mittermayr GmbH A-4122 Anreith 29, Österreich
Lit. 11 Entrainment limits in heat pipes	C. L. Tien K. S. Chung	Proc. 3rd Int. Heat Pipe Conf., Palo Alto, California, S 36-40 (1978), Englisch
Lit. 12 Generalized method for maximum heat transfer performance in two-phase closed Thermosyphon	I. Golobic B. Gaspersic	Facility of Mechanical Engineering, University of Ljubljana, Slovenia
Lit. 13 Heat Transfer Characteristics in Two-Phase Closed Conventional and Concentric Annular Thermosyphons	A. Faghri M.-M. Chen M. Morgan	Journal of Heat Transfer, vol. 111, August 1989, S 611-618, Englisch
Lit. 14 Betriebsfüllhöhe eines geschlossenen Zweiphasen-Thermosiphons	J. Unk	Dissertation, TU Berlin, 1988
Lit. 15 A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation	Z. Liu, R. H. S. Winterton	Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 34, No. 11, pp. 2759-2766, 1991
Lit. 16 Heat removal characteristics of a combined system of concentric tube thermosyphon and heat pump	S. FUKUSAKO N. SEKI M. YAMADA	JSME int. J. , JP, vol. 30, n. 264, 936-944, 12 fig., 22 ref. Englisch

Lit. 17 "FRACTure" a simulation code for forced fluid flow and transport in fractured porous rock	Kohl T. Hopkirk R. J.	1995, Geothermics, 24(3), pp. 345-359.
Lit. 18 Modellsimulation gekoppelter Vorgänge beim Wärmeentzug aus heissem Tiefengestein	Kohl T.	1992, Diss. ETHZ Nr. 9802
Lit. 19 Lebensdauer von Erdwärmesonden in Bezug auf Druckverhältnisse und Hinterfüllung	Rohner E. Rybach L.	2001, BFE Projekt 20'536
Lit. 20 Hostalen Werkstoffeigenschaften		Interne Schrift von Hoechst
Lit. 21 Chemikalienbeständigkeit von Polyethylen-Rohren		Haka Gerodur 1991
Lit. 22 Feldanalyse von Wärmepumpen-Anlagen FAWA, Schlussbericht	Erb Markus Hubacher Peter Ehrbar Max	Bezug ENET-Nr. 240016, <a href="mailto:enet@temas.ch">enet@temas.ch</a> , WPZ-Bulletin Nr. 37, 2003 Bezug: Interstaatliche Hochschule für Technik Buchs, Wärmepumpentestzentrum, <a href="mailto:wpz@ntb.ch">wpz@ntb.ch</a>
Lit. 23 Wärmepumpengekoppelte Erdreichwärmetauscher mit CO <sub>2</sub> (R744) als Wärmeträger	Reinitzhuber Bernhard	Diplomarbeit, Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik, Inffeldgasse 25 / B, A-8010 Graz, Erscheinungsjahr 2000
Lit. 24 CO <sub>2</sub> -Wärmerohr für Heizungs-wärmepumpen	Brunner Mario	Diplomarbeit, Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik, Inffeldgasse 25 / B, A-8010 Graz, Erscheinungsjahr 2001
Lit. 25 CO <sub>2</sub> -Erdsondenversuchsstand	Tausz Christian	Diplomarbeit, Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik, Inffeldgasse 25 / B, A-8010 Graz, Erscheinungsjahr 2003
Lit. 26 CO <sub>2</sub> heat pipe for heat pumps	René Rieberer Hermann Halozan Karl Mittermayr	Technische Universität Graz, Institut für Wärmetechnik, Inffeldgasse 25 / B, A-8010 Graz, M-Tec D+K Mittermayr GmbH A-4122 Arnreit 29, Österreich
Lit. 27 Wattwerk: Produziert mehr Energie als selber gebraucht wird	Franz Stohler	Spektrum Gebäude Technik – SGT3/20004, Robe Verlag AG, Bollackerweg 2, CH 5024 Küttigen

Lit. 28 <a href="http://www.amotherm.de">www.amotherm.de</a> , Direktverdampfung in geothermischen Tiefensonden - Erfahrungen mit der Anlage Coswig 1	Wagner, Steffen, Hamann, Jochen & Frieder Häfner	AmoTherm AG Friedewaldstr. 12 01640 Coswig, 2002
Lit. 29 Entwicklung einer CO <sub>2</sub> -Pumpsonde für Erdreich-Wärmequellen	Keine Angaben	FKW Forschungszentrum für Kältetechnik und Wärmepumpen GmbH, Weidendam 14, D-30167 Hannover, <a href="http://www.fkw-hannover.de">www.fkw-hannover.de</a>
Lit. 30 ME506: Two-Phase Flow Modeling of a CO <sub>2</sub> -Thermosyphon for a Ground Source Heat Pump Application	Stefan Bertsch, Kevin Whitacre, 2004	Purdue University, Herrick Labs, Prof. Mudawar, West Lafayette, IN 47906
Lit. 31 EWP Pilotheizungsanlage Kaiseraugst, Zwischenbericht vom 15.10.95	Jack Eggenberger 1995	BEW Projektnr.: 10953
Lit. 32 VDI Richtlinie Thermische Nutzung des Untergrundes Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen Blatt 2	VDI 1998	VDI Gesellschaft Energietechnik Postfach 10 11 39 40002 Düsseldorf
Lit. 33 Messungen an der Wärmepumpen-Heizanlage im Kindergarten Brunnadern	Ehrbar M., Spitzli E.	BEW Projektnr.: 13836, Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärmenutzung, Wärme-Kraft-Kopplung (UAW)

### Patente und Gebrauchsmusteranmeldungen

Lit. 34 Patentanmeldung Nr. DE19860328A1 beim Deutschen Patentamt (24.12.1998), offenbart sind ein Wärmeübertrager und ein mit einem derartigen Wärmeübertrager ausgeführtes Wärmepumpensystem, bei welchen eine Erdwärmesonde eingesetzt wird, bei der Kohlendioxid	H. Kruse	Anmelder FKW HANNOVER, Forschungszentrum für Kältetechnik und Wärmepumpen GmbH
Lit. 35 Gebrauchsmusteranmeldung Nr. DE20120401U1 beim Deutschen Patent und Markenamt Deutschland, 17.12.2001, Anlage zur Gewinnung von Heizungsenergie aus Erdwärme	K. Mittermayr	

# 13. Abbildungs- und Tabellenverzeichnis

## 13.1 Abbildungen

Abbildung 1-1 Prinzipskizze Wärmequelle Luft, Vorwärmung der Luft über einen Schotterkoffer .....	8
Abbildung 1-2 Prinzipskizze Wärmequelle Grundwasser .....	9
Abbildung 1-3 Prinzipskizze Wärmequelle Glykol- bzw. Wassererdwärmesonde .....	9
Abbildung 1-4 Prinzipskizze Wärmequelle Direktverdampfungserdwärmekollektor .....	10
Abbildung 1-5 Prinzipskizze, Wärmequelle Pumpenlose Erdwärmesonde.....	10
Abbildung 1-6 Prinzipskizze Einrohrsonde .....	12
Abbildung 1-7 Prinzipskizze Zweirohrsonde .....	12
Abbildung 1-8 Prinzipskizze CO <sub>2</sub> -EWS mit Split-Wärmepumpe.....	13
Abbildung 1-9 Prinzipskizze CO <sub>2</sub> -EWS mit Kompaktwärmepumpe .....	13
Abbildung 1-10 Prinzipskizze Zweirohrerd-wärmesonde mit Kühlmöglichkeit .....	13
Abbildung 2-1 Zur Erläuterung der Temperaturverlaufes in der Sonde. Die angegebenen Temperaturen sind nur als Beispiele zu betrachten. ....	17
Abbildung 2-2 Temperaturverläufe in der Sonde und im Erdreich. Bei Filmverdampfung ist kein Flüssigkeitssumpf vorhanden. Ein kleiner Druckabfall ergibt sich einzig von der aufsteigenden Dampfströmung .....	18
Abbildung 2-3 Erdwärmesonde mit CO <sub>2</sub> -Druckverlauf und CO <sub>2</sub> -Dampfdichteverlauf.....	19
Abbildung 2-4 Temperaturdifferenz TW1-TW2 als Funktion des übertragenen Wärmestroms Q <sub>punkt</sub> .....	23
Abbildung 2-5 Temperaturdifferenz TW1-TW2 als Funktion des übertragenen Wärmestroms Q <sub>punkt</sub> bei verschiedenen Mediumtemperaturen, Wärmeträgermedium Kohlendioxid (TW1 = Wandtemp. der Sonde, TW2 = Wandtemperatur des Kondensator/Verdampfers.....	24
Abbildung 2-6 Wärmestrom Q <sub>pkt</sub> aufgetragen über der Wandtemperatur TW1-TW2.....	25
Abbildung 2-7 Zusammenhang zwischen der Temperaturdifferenz (Innenmantel Sonde und Aussenmantel Verdampfer) und dem übertragenen Wärmestrom.....	26
Abbildung 2-8 Skizze eines Sondenabschnittes in der neutralen Zone .....	27
Abbildung 2-9 maximaler Wärmestrom in Abhängigkeit des Rohrrinnendurchmessers bei einem Wärmestrom von 50 W/m aus dem Boden in die Sonde Lit. 4 .....	28
Abbildung 2-10 maximale Entzugsleistung in Abhängigkeit des Rohrrinnendurchmessers .....	29
Abbildung 2-11 maximale Entzugsleistung in Abhängigkeit des Rohrrinnendurchmessers für verschiedene Medien. Quelle [Lit. 11] zur Berechnung von Q <sub>max</sub> .....	32
Abbildung 2-12 Temperaturabhängigkeit des maximal übertragbaren Wärmestromes.....	33
Abbildung 2-13 Temperaturabhängigkeit des maximal übertragbaren Wärmestromes.....	34
Abbildung 3-1 gesamtes 3D-Modell und Detail des Sondenbereichs in der Mitte des Modells. ....	36
Abbildung 3-2: Druckverlauf für die drei verschiedenen Anfangstemperaturen T <sub>0</sub> bei Filmverdampfung.....	38
Abbildung 3-3: Temperaturdifferenz bezüglich der jeweiligen Anfangstemperatur T <sub>0</sub> in Funktion der Tiefe bei Filmverdampfung. Die Temperaturabhängigkeit ergibt sich aufgrund des Gasgewichtes, das über die Sondentiefe den Druck erhöht. ....	38
Abbildung 3-4 Eintrittstemperatur in die EWS Tin (entspricht Verdampferaustrittstemperatur) und Austritts-temperatur aus der EWS Tout (entspricht Verdampfer Eintrittstemperatur) und Temperatur der CO <sub>2</sub> EWS.....	39
Abbildung 3-5 Fluidtemperaturprofil nach 150 h Betrieb.....	40
Abbildung 3-6 Absoluter Wärmestrom in Abhängigkeit der Wandtemperaturdifferenz zwischen der Sondeninnenwand im Verdampfungsbereich (TW1) und der Kondensatorwand (TW2).....	41
Abbildung 4-1 Installationsskizze EWP mit Sonde .....	43
Abbildung 4-2 Temperaturverhältnisse der verschiedenen Erdwärmesysteme .....	45
Abbildung 4-3 Prinzipskizze, Verdampfer-WP im Freien .....	46
Abbildung 4-4 Prinzipskizze, Kompaktwärme- pumpe, Lösung mit Kondensatpumpe .....	46

---

Abbildung 4-5 Verdampfungstemperatur von R407C beim Eintritt in die Primärseite des Verdampfers in Abhängigkeit der Soleeintrittstemperatur auf der Sekundärseite bei einer Sole-Spreizung von 3K, 20% Ethylenglykol und einer Abgabetemperatur von 35°C .....	47
Abbildung 4-6 Leistung der BW 110 bezogen auf die Freon-Eintrittstemperatur in den Verdampfer.....	47
Abbildung 4-7 Einfluss der Temperaturspreizung auf der Sekundärseite des Verdampfers auf die Verdampfeintrittstemperatur (Primärseite). .....	48
Abbildung 4-8 COP Änderung einer (Satag BW 110) pro K Soletemperaturerhöhung in Abhängigkeit der Soleeintrittstemperatur .....	54
Abbildung 4-9 ungestörte Erdreichtemperatur im Februar. Z=0 liegt bei der Verlegetiefe von 1.4m. Die Temperatur beträgt 4.8°C .....	59
Abbildung 4-10 Temperaturverlauf Horizontalkollektor mit und ohne Eisbildung.....	59
Abbildung 4-11 Temperaturverteilung um ein horizontales Kollektorrohr. Fall A mit Eisbildung.....	60
Abbildung 4-12 Temperaturverteilung um ein horizontales Kollektorrohr. Fall B ohne Eisbildung .....	60
Abbildung 4-13 Vergleich der JAZ der verschiedenen Anlagentypen.....	62
Abbildung 5-1 Kostenzusammenstellung von 20 MWh/a Erdwärmesondenanlagen.....	63
Abbildung 5-2 Aufteilung des Wärmegestehungspreises bei einer 20 MWh/a Erdwärmesondenanlagen.....	65
Abbildung 6-1 Einfluss der Sondenbefüllung auf die Sättigungstemperatur einer CO <sub>2</sub> -Erdsonde (100 % = Optimalfüllung), Länge 65 m, Quelle Lit. 10 .....	68
Abbildung 6-2 CO <sub>2</sub> -Temperaturzunahme mit der Sondentiefe, Quelle Lit. 10 .....	69
Abbildung 6-3 Temperaturen in der CO <sub>2</sub> -Erdsonde, Quelle Lit. 26.....	70
Abbildung 7-1 Prinzipskizze Rezirkulation im koaxialen Thermosiphon, .....	71
Abbildung 8-1 Prozessumkehr mittels Verdichter .....	72
Abbildung 8-2 Prinzipskizze Sonde mit Kühlmöglichkeit .....	72

## 13.2 Tabellen

Tabelle 1-1 Übersicht zur Literaturrecherche.....	8
Tabelle 2-1 Maximaler Wärmestrom in Abhängigkeit der Wandtemperaturdifferenz, Sondenrohrinnendurchmesser 26 mm .....	26
Tabelle 3-1 Modellabmessungen für FRACTure Simulation.....	35
Tabelle 3-2 Materialparameter für die Simulation. ....	36
Tabelle 3-3 Randbedingungen Ethylenglykol Erdwärmesonde. ....	37
Tabelle 3-4 Eckdaten CO <sub>2</sub> EWS für ein Sondenrohr.....	41
Tabelle 4-1 Verbesserungspotential der Jahresarbeitszahl der EWP .....	43
Tabelle 4-2 Randbedingungen für den Fall a), maximale Temperaturdifferenz und minimale Verdampfungstemperatur.....	50
Tabelle 4-3 Resultate Fall a).....	50
Tabelle 4-4 Randbedingungen für den Fall b), der Tauscher wird als Wand betrachtet, dies ergibt die maximal möglich Verdampfungstemperatur. ....	50
Tabelle 4-5 Resultate Fall b).....	51
Tabelle 4-6 Hydraulikdaten der 150 m ø 32 mm EWS mit Solldurchfluss durch die WP Satag BW 110.1 .....	52
Tabelle 4-7 Daten der Umwälzpumpe (Nassläufer) bei Nenndurchfluss .....	52
Tabelle 4-8 Betriebsdaten der Anlage mit Nassläufer bei Nenndurchfluss.....	52
Tabelle 4-9 Daten der Umwälzpumpe (Trockenläufer) bei Nenndurchfluss .....	53
Tabelle 4-10 Betriebsdaten der Anlage mit Trockenläufer.....	53
Tabelle 4-11 Daten der Umwälzpumpe (Nassläufer) bei reduziertem Durchfluss .....	53
Tabelle 4-12 Betriebsdaten der Anlage mit Nassläufer bei reduziertem Durchfluss.....	53
Tabelle 4-13 Hydraulikdaten und Resultate einer auf Wasser basierenden Erdwärmesonde. 225 m ø 40 mm EWS mit WP Satag BW 110.1 .....	56
Tabelle 4-14 Hydraulikdaten und Resultate einer Grundwasseranlage mit WP Satag BW 110.1.....	57
Tabelle 4-15 Hydraulikdaten und Resultate einer Grundwasseranlage mit Zwischenkreis (WP Satag BW 110.1) .....	58
Tabelle 4-16 Resultate Direktverdampfer auf Basis einer WP Satag BW 110.1 im Fall A (Wärmeleitfähigkeit und Eisbildung, d.h. Phasenwechsel).....	61
Tabelle 4-17 Resultate Direktverdampfer auf Basis einer WP Satag BW 110.1 im Fall B (nur Wärmeleitfähigkeit).....	61
Tabelle 5-1 Jahreskosten und Wärmegestehungspreis für eine 20 MWh/a Anlage mit Erdwärmesonden .....	64

## Anhang\_1

Zwischenrechnung für die Temperaturdifferenz zwischen der CO<sub>2</sub>-Dampf­temperatur und der Wandtemperatur im Kondensatorbereich (Formel 14). In diesem Anhang sind die Zwischenschritte zur Umformung der nachstehenden Gleichung dargestellt.

$$T_{CO_2} - T_{W2} = \frac{\dot{q}_{Kond}}{\alpha_{Kond}} = \frac{\dot{q}_{Kond}}{0.725 * K * \sqrt[4]{\frac{1}{z * d * (T_{CO_2} - T_{W2})}}} \quad (A01)$$

Durch Umformung erhält man

$$(T_{CO_2} - T_{W2}) * 0.725 * K * \sqrt[4]{\frac{1}{z * d * (T_{CO_2} - T_{W2})}} = \dot{q}_{Kond} \quad (A02)$$

Dies kann man auch wie folgt anschreiben

$$\dot{q}_{Kond} = \frac{0.725}{\sqrt[4]{z * d}} * K * (T_{CO_2} - T_{W2})^{0.75} \quad (A03)$$

Durch Multiplikation mit der Kondensatorfläche A<sub>2</sub> auf beiden Seiten erhält man den gesamten Wärmestrom

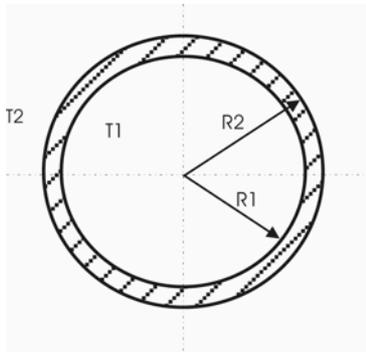
$$\dot{Q}_{Kond} = \frac{0.725}{\sqrt[4]{z * d}} * K * (T_{CO_2} - T_{W2})^{0.75} * A_2 \quad (A04)$$

Durch Umformung folgt schliesslich für T<sub>CO<sub>2</sub></sub>-T<sub>W<sub>2</sub></sub> in Abhängigkeit des Wärmestromes Q\_punkt

$$T_{CO_2} - T_{W2} = \left( \frac{\dot{Q} * \sqrt[4]{z * d}}{0.725 * K * A_2} \right)^{\frac{1}{0.75}} \quad (A05)$$

## Anhang\_2

Die Wärmestromdichte für ein Rohr wird bei gegebenen Rohrabmessungen und bei gegebenen Temperaturen wie folgt berechnet. Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  durch einen Zylinder ist lt. [Lit. 1]



$$\dot{Q} = \frac{\lambda * 2\pi * b}{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} * (T_1 - T_2) \quad (\text{A06})$$

$b$  Länge des Zylinders senkrecht zur Bildebene  
 $\lambda$  Wärmeleitfähigkeit [W/(m\*K)]

Die Wärmestromdichte  $\dot{q}$  des Zylinders ist dann

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\lambda * 2\pi * b}{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right) * A} * (T_1 - T_2)$$

wobei

$$A = 2\pi * r_{\text{mittel}} * b$$

$r_{\text{mittel}}$  mittlerer Radius  $(R_1 + R_2)/2$

## Anhang\_3

Abschätzung der Druckerhöhung durch die stehende Dampf bzw. Flüssigkeitssäule im Falle einer CO<sub>2</sub>-EWS. Mit der Druckzunahme durch die Sondentiefe geht eine Verdampfungstemperaturzunahme einher.

$$\text{Dampfdichte bei } 0 \text{ °C : } \rho_D = 97.19 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Flüssigkeitsdichte bei } 0 \text{ °C : } \rho_F = 926.97 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Nutzbare Sondentiefe : 65 m

Mit diesen Angaben folgt für die Druckerhöhung durch eine stehende Dampfsäule  $\Delta p_D$  :

$$\Delta p_D = \frac{F}{A} = \frac{m * g}{A} = \frac{V * \rho * g}{A} = \frac{A * h * \rho * g}{A} = \rho * g * h = 97.19 * 9.81 * 65 = 61970 \text{ Pa (A07)}$$

CO<sub>2</sub>-Druckdifferenz bei der Erhöhung von 0°C auf 1 °C : 0.93 bar  
bzw. CO<sub>2</sub>-Druckdifferenz bei der Erhöhung von 8°C auf 9 °C : 1.08 bar

Daher folgt für die Temperaturerhöhung durch die Dampfsäule:

$$\begin{array}{l} 93000 \text{ Pa} - 1 \text{ °K} \\ \underline{61970 \text{ Pa} - ?} \end{array}$$

Eine Druckerhöhung von 61970 Pa durch die Dampfsäule entspricht daher einer Temperaturerhöhung von ca. 0,7 °K.

Die Differenz von ca. 0,3 K auf 1 K, wie in der Simulation Lit. 10 angegeben, wird z. B. durch eine Flüssigkeitssäule gemacht, oder aber die CO<sub>2</sub>-Temperatur in der Sonde wurde für die Simulation höher angenommen, woraus eine höhere Dampfdichte folgen würde (z. B. bei 8 °C CO<sub>2</sub>-Dampf Temperatur beträgt die Dampfdichte 125.95 kg/m<sup>3</sup>).

Unter der Annahme eines Flüssigkeitspools mit der Höhe von 4,2 m ergibt sich folgende Druckerhöhung durch die stehende Flüssigkeitssäule (CO<sub>2</sub>-Temperatur 0 °C):

$$\Delta p_F = \rho * g * h = 926.97 * 9.81 * 4.2 = 38193 \text{ Pa}$$

Der Druckerhöhung durch die Flüssigkeitssäule von 38193 Pa entspricht eine Verdampfungstemperaturerhöhung von ca. 0,3 K.