



*Bundesamt für Energie  
Office fédéral de l'énergie  
Ufficio federale dell'energia  
Uffizi federal d'energia*

---

**Forschungsprogramm  
Umgebungs- und Abwärme,  
Wärme-Kraft-Kopplung (UAW)**

# **Gekoppelte Kälte- und Wärme- erzeugung mit Erdwärmesonden**

## **Handbuch zum Planungsvorgehen**

ausgearbeitet durch

**Jürgen Good**, Ingenieurbüro Verenum, 8006 Zürich, verenum@access.ch

**Arthur Huber**, Huber Energietechnik, 8032 Zürich, huber@igjzh.com

**Petra Widmer**, Huber Energietechnik, 8032 Zürich, widmer@igjzh.com

**Thomas Nussbaumer**, Ingenieurbüro Verenum, 8006 Zürich, verenum@access.ch

**Daniel Trüssel**, Kälte-Wärme-Technik AG, 3123 Belp, trd@kwt.ch

**Christoph Schmid**, Büro für Energietechnik, 8400 Winterthur, ch.h.schmid@bluewin.ch

im Auftrag des

**Bundesamtes für Energie**

## Zusammenfassung

Für Gewerbebetriebe wie Gastwirtschaften, Bäckereien, Metzgereien oder Verkaufslokale ist charakteristisch, dass in der Regel sowohl Wärmebedarf als auch Kältebedarf vorhanden ist. Bis anhin wurden in solchen Betrieben neben einer klassischen Wärmeerzeugung eine oder mehrere separate Kältemaschinen installiert, meist mit einer klassischen Rückkühlung ohne Abwärmenutzung auf dem Dach. Diese Lösung ist zwar einfach, aber aus energetischer und auch aus ökonomischer Sicht nicht optimal.

Bei gleichzeitigem Kälte- und Wärmebedarf ist eine gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung mit einer Wärmepumpe prüfungswert. Bei den möglichen Systemvarianten schneiden dabei Anlagen mit Direktverdampfung und Direktkondensation gegenüber den indirekten Systemen mit einem Zwischenkreislauf energetisch eindeutig besser ab, sie sind aber anspruchsvoller in der Planung. Da keine Serien-Wärmepumpen eingesetzt werden können, ist der Kälteanlagenlieferant in die Planung mit einzubeziehen. Die in diesem Handbuch vorgestellte Lösung einer gekoppelten Kälte- und Wärmeerzeugung mit Erdwärmesonden ist in der Praxis durchführbar und wurde bereits in mehreren Objekten erfolgreich angewendet. Das Planungsvorgehen (cf. Bild 2.14) wird im Handbuch ausführlich erklärt und anhand einer Beispielanlage aufgezeigt.

Eine Kernfrage bei gekoppelten Systemen ist die Gleichzeitigkeit von Kälte- und Wärmebedarf. Eine Verschiebung im Tagesverlauf kann mit konventionellen Wärme- und Kältespeichern ausgeglichen werden (Warmwasserspeicher, Heizungs-Wärmespeicher). Zum Ausgleichen saisonaler Verschiebungen sind solche Speicher dagegen ungeeignet. Gut geeignet sind hingegen Erdwärmesonden oder kleine Erdwärmesondenfelder. Die Dimensionierung solcher Erdwärmesonden sowie der Speicher wird im vorliegenden Handbuch vertieft behandelt.

Um einen energetischen Vergleich zwischen Anlagen mit und ohne gekoppelter Kälte- und Wärmeerzeugung zu ermöglichen, werden die Kenngrößen "Gesamtleistungszahl" GLZ sowie "Gesamtarbeitszahl" GAZ definiert. Ein energetischer Vergleich wurde zwischen folgenden Anlagentypen durchgeführt:

- Konventionelle Anlage: Ölheizung für Warmwasser und Heizung, Kältemaschine für Klimakälte und Kältemaschine für Gewerbekälte.
- Ungekoppelte Anlage: Separate Wärmepumpe für Heizen, Kältemaschine für Klimakälte und Kältemaschine für Gewerbekälte.
- Gekoppelte Anlage: Wärmepumpe mit Erdwärmesonde für Heizen und Kühlen.

Der Vergleich zeigt folgendes Resultat:

- Konventionelle Anlage: GAZ = 1.1
- Ungekoppelte Anlage: GAZ = 2.4
- Gekoppelte Anlage: GAZ = 2.9

Die gekoppelte Anlage erreicht die höchste Gesamtarbeitszahl, obwohl die Leistungszahl COP der Wärmepumpe etwas niedriger gewählt wurde als bei der ungekoppelten Anlage. Bei der gekoppelten Anlage wird im untersuchten Beispiel die Nutzwärme mit 4.5 mal weniger Endenergie erzeugt!

Dieses Handbuch richtet sich in erster Linie an Planer von Heizungs- und Kälteanlagen, Bauherren und Entscheidungsträger. Nach einem kurzen Theorieteil in Kapitel 1 wird der Planungsablauf sowie ein Anlagenbeispiel in den Kapiteln 2 - 5 beschrieben. Ein ausführlicher Anhang rundet das Handbuch ab.

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

## Abstract

In restaurants, bakeries and a lot of grocery stores, there is very often at the same time a need for heating as well as cooling. Normally, this problem was solved by using a traditional heating system (with oil or gas burners) and by one or several cooling devices. Often, the waste heat of the refrigeration was not recovered, or worse, was even let into the rooms that needed to be cooled down by an air conditioning system.

In such situations the use of a single heat pump system that meets the needs of all cooling and heating demands should be considered. This system can be used for heating, production of domestic hot water, air conditioning and cooling of storage rooms at different temperature levels. When different heat pump layouts are compared, the systems with direct evaporation are preferable to systems with an intermediate, hydraulic heat distribution. Since standard heat pumps cannot be used for this direct evaporation, the heat pump supplier should be involved in the planning as early as possible. The described solution is already several times installed and successfully tested. The planning process (cf. Bild 2.14) is described in detail in this handbook and with an example explained.

One of the key points of such systems is the simultaneity of heat and cooling demand. Within the period of a day, heat storage tanks can compensate a certain temporal difference in demands. The demands of a seasonal fluctuation can be met by a ground coupling of the heat pump system: Vertical boreholes are very suited to yield the needed heat in the winter and to absorb the waste heat in the summer. The designing of such a field of vertical boreholes and of the heat storage tank is one of the main issues of this report.

For an energetically comparison of different systems, the energy efficiency ratio for heating and cooling (GLZ) and the performance efficiency ratio for heating and cooling (GAZ) are introduced. The comparison of different systems shows, that even with a moderate performance of 2.5 of the heat pump, the combined heat and cooling generation is more efficient than a solution with separate heating and cooling. In the described example, the combined solution needs 4.5 times less energy for the heat production than the traditional solution with an oil heating does.

This handbook is written for engineers, but not especially for heat pump manufacturers. A theoretical part can be found in chapter 1, the planning proceed as well as examples are located in chapters 2 to 5. A detailed appendix finishes the handbook.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1	Motivation.....	1
1.2	Gewerbekälte / Klimakälte .....	1
1.3	Wärmepumpe / Kältemaschine.....	2
1.4	Erdwärmesonde .....	3
1.5	Kennzahlen .....	4
1.5.1	Definitionen.....	4
1.5.2	Getrennte Kälte- und Wärmeerzeugung (Zwei-Maschinen-Lösung) .....	5
1.5.3	Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung (Ein-Maschinen-Lösung) .....	5
1.5.4	Systemoptimierung .....	6
1.6	Energetischer Systemvergleich .....	7
<b>2</b>	<b>Systemwahl</b> .....	<b>8</b>
2.1	Systematik der Kälte- und Wärmeerzeugung.....	8
2.2	Einbindung der Erdwärmesonde in die Haustechnik .....	9
2.2.1	Erdwärmesonde zum Kühlen ohne Wärmepumpe .....	9
2.2.2	Erdwärmesonde zum Kühlen und Heizen mit Wärmepumpe.....	9
2.2.3	Regeneration der Erdwärmesonden.....	10
2.3	Systemauswahl.....	12
2.4	Planungsvorgehen .....	13
<b>3</b>	<b>Wärme- und Kältebedarf</b> .....	<b>15</b>
3.1	Wärmebedarf .....	15
3.1.1	Wärmeleistungsbedarf Gebäude.....	15
3.1.2	Wärmeleistungsbedarf Warmwasser.....	15
3.1.3	Gesamter Wärmeleistungsbedarf.....	15
3.2	Kältebedarf.....	16
3.2.1	Kühlleistungsbedarf Gebäude .....	16
3.2.2	Kühlenergiebedarf Gebäude .....	16
3.2.3	Kühlleistungsbedarf Gewerbekälte.....	16
3.2.4	Kühlenergiebedarf Gewerbekälte.....	17
3.2.5	Gesamter Kühlleistungsbedarf.....	17
3.2.6	Wärme- und Kühlleistungsbedarf in Funktion der Aussentemperatur .....	18
3.3	Bilanz der Erdwärmesonde.....	19
3.3.1	Leistungsbilanz der Erdwärmesonde .....	19
3.3.2	Wärmeentzug aus der Erdwärmesonde .....	19
3.3.3	Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde .....	19
3.3.4	Energiebilanz der Erdwärmesonde .....	20
<b>4</b>	<b>Komponentenauslegung</b> .....	<b>22</b>
4.1	Wärmepumpe.....	22
4.2	Erdwärmesonden.....	23
4.2.1	Quellen- und Rücklauftemperaturen.....	23
4.2.2	Dimensionierung von Erdwärmesondenfeldern .....	24
4.3	Warmwasser- und Heizungsspeicher .....	28
4.3.1	Warmwasserspeicher .....	28
4.3.2	Heizungsspeicher .....	28
4.4	Wärmeübertrager .....	30
4.5	Umwälzpumpe .....	31
<b>5</b>	<b>Beispiel Autobahnraststätte Grauholz</b> .....	<b>33</b>
5.1	Anlagedaten.....	33
5.2	Zusammenfassung des Planungsvorgehens .....	35
<b>6</b>	<b>Schlussfolgerungen</b> .....	<b>36</b>
6.1	Kennwerte .....	36
6.1.1	Gesamtleistungszahl GLZ.....	36
6.1.2	Gesamtarbeitszahl GAZ.....	36
6.2	Planungsvorgehen .....	36
6.2.1	Beispielanlage Grauholz .....	36
6.2.2	Systemauslegung .....	36
6.3	Dimensionierung .....	37
6.3.1	Wärmepumpe .....	37
6.3.2	Erdwärmesonden.....	37
6.3.3	Wärmespeicher.....	37
6.3.4	Umwälzpumpen.....	37
<b>7</b>	<b>Symbolverzeichnis</b> .....	<b>39</b>
<b>8</b>	<b>Literatur</b> .....	<b>41</b>

---

<b>9 Anhang</b> .....	<b>42</b>
9.1 Simulationstools .....	42
9.2 Vergleich Modell – Messungen der Autobahnraststätte Grauholz .....	44
9.3 Warmwasserbedarf .....	46
9.4 Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung.....	47
9.5 Ähnlichkeitsgesetze von Erdwärmesonden .....	50
9.6 Temperatur-Sprungantworten.....	54
9.7 Kühlleistung und Energieverbrauch von Kühl- und Tiefkühlmöbeln.....	55
9.8 Umwälzpumpen .....	56
<b>10 Stichwortverzeichnis</b> .....	<b>59</b>

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Das Erdreich als Wärmequelle für Heizsysteme ist mittlerweile eine bekannte Anwendung. Dass das Erdreich jedoch auch zur Gebäude- und Objektkühlung genutzt werden kann, ist allgemein eher unbekannt. Dabei ist es aber einleuchtend, dass die Wärme, die dem Erdreich zum Heizen entzogen wird, bestenfalls in gleicher Menge durch die Wärme, die beispielsweise in Kühlanwendungen anfällt, dem Erdreich wieder zugeführt werden sollte. Auf diese Weise findet lediglich eine minimale Änderung der Erdreichtemperatur statt, die eine langfristige Nutzung beider Anwendungsgebiete – Heizen und Kühlen – garantiert.

Das vorliegende Handbuch setzt einen Schwerpunkt auf die Anwendung von Gewerbe- und Klimakälte mit Erdwärmesonden. Dabei soll die Planung der Kühlanwendung nicht für sich allein betrachtet, sondern mit der ebenfalls notwendigen Bereitstellung der Wärme in Zusammenhang gebracht werden. Die erforderlichen Kälte- und Heizleistungen sollten sorgfältig berechnet und mögliche Synergien abgeklärt werden. So kann es sich beispielsweise lohnen, die Kälte und die Wärme mit derselben Wärmepumpe, resp. Kältemaschine zu erzeugen. Damit dieses System funktioniert, ist eine sorgfältige Dimensionierung der Wärmepumpe / Kältemaschine und der Erdwärmesonde unerlässlich. In den folgenden Kapiteln werden die verschiedenen Komponenten erklärt und eine Systemauswahl gegeben. Die Berechnungen der Anlagedaten werden aufgezeigt und durch einfache Kennzahlen können verschiedene Systemtypen miteinander verglichen werden. Mit Hilfe von einer Beispielanlage wird die Vorgehensweise der Planung und Dimensionierung konkret angewendet. Ein umfangreicher Anhang mit Angaben zu Computersimulationsprogrammen, gebräuchlichen Warmwasserbedarfsmengen etc. rundet das Handbuch ab.

## 1.2 Gewerbe- / Klimakälte

### Gewerbe- / Klimakälte

Der Begriff Gewerbe- / Klimakälte umfasst im vorliegenden Handbuch den Einsatz von Kühlräumen und Kühlmöbeln in gewerblichen Betrieben, beispielsweise in Lebensmittelgeschäften wie Metzgereien, Bäckereien und Konditoreien. Je nach Temperaturniveau spricht man von Kühlobjekten (Kühlräume und -möbel bei 20 °C / 10 °C / 5 °C) oder Tiefkühlobjekten (Tiefkühlräume und -möbel bei 0 °C / -5 °C / -10 °C / -20 °C). Der Bedarf an Gewerbe- / Klimakälte ist in der Regel ganzjährig und kaum beeinflusst von der Aussentemperatur.

### Klimakälte

Die Klimakälte umfasst die drei Bereiche Luftkühlung (Kühlung der Aussenluft), Raumkühlung mit Kühldecken, Struktur- oder Kernkühlung und Maschinenkühlung. Der Bedarf an Klimakälte besteht in der Regel nur im Sommer und ist direkt von der Aussentemperatur beeinflusst.

#### ☞ Gewerbe- / Klimakälte

- Kühlobjekte (10 / 5 °C) (Kühlräume, -möbel); Pluskühlung
- Tiefkühlobjekte (0 / -5 / -10 / -20 °C) (Tiefkühlräume, -möbel); Minuskühlung

#### ☞ Klimakälte

- Luftkühlung; Kühlung der Aussenluft (Zuluft) im Sommer, adiabate Kühlung
- Raumkühlung mit Kühldecken
- Strukturkühlung (Kernkühlung); Bauteilkühlung im Sommer, Betonkernkühlung
- Maschinen- oder Geräte- / Bauteilkühlung (Maschinen mit Abwärme, z. B. Computer, Webmaschinen etc.)

### 1.3 Wärmepumpe / Kältemaschine

Die Wärmepumpe (WP) ist eine Maschine, die einen Wärmestrom bei niedriger Temperatur aufnimmt und mittels Zufuhr hochwertigerer Energie (z. B. Strom) bei höherer Temperatur wieder abgibt. Umwelt- oder Abwärme kann dadurch auf einem höheren Temperaturniveau zum Heizen verwendet werden. Die häufigste Bauart ist die Kompressionswärmepumpe. In dieser Maschine zirkuliert ein Arbeitsmedium, das Kältemittel, in einem Kreisprozess, in dem es seinen Aggregatzustand ändert. Durch Verdampfung des Kältemittels wird im Verdampfer bei niedrigem Druck und niedriger Temperatur der Wärmequelle Wärme entzogen. Der dabei entstehende Dampf wird vom Kompressor auf hohen Druck und hohe Temperatur verdichtet und in den Kondensator befördert. Dort kondensiert das Kältemittel und gibt dabei die Nutzwärme an einen Heizkreis ab. Das flüssige Kältemittel gelangt nun via Expansionsventil wieder in den Verdampfer (Bild 1.1).

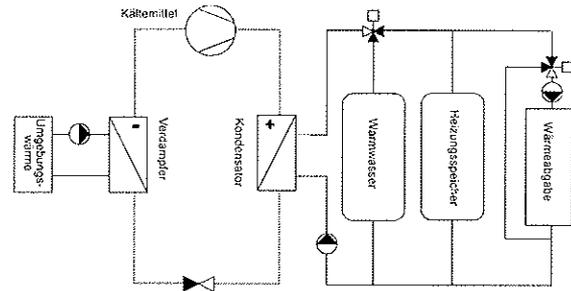
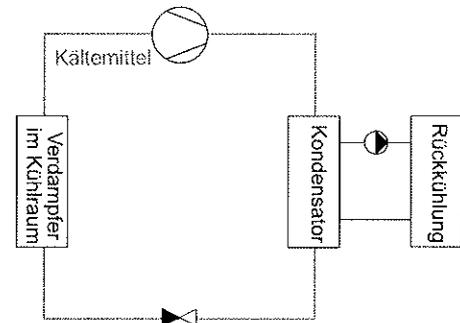


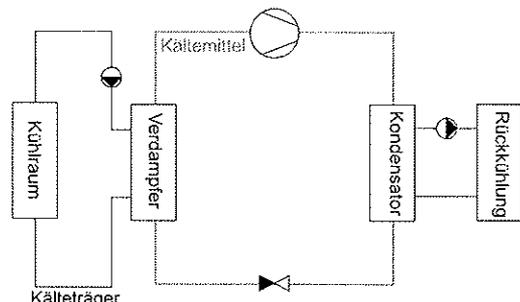
Bild 1.1 Wärmepumpenanwendung.



Wärmequelle zum Kühlen      Wärmesenke

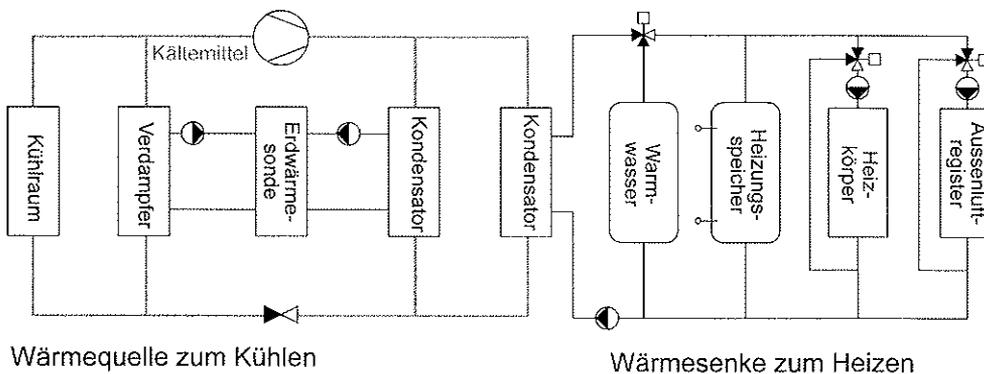
Bild 1.2 Kältemaschinenanwendung mit direkter Kühlung.

Dieselbe Maschine mit demselben Kreisprozess kann sowohl zum Heizen als auch zum Kühlen eingesetzt werden. Kältemaschinen (KM) und Wärmepumpen sind identische Geräte. Bei Wärmepumpen wird die Nutzleistung (Heizleistung) vom Kondensator ans Heiznetz abgegeben. Bei Kältemaschinen hingegen wird die Nutzleistung (Kühlleistung) vom Verdampfer aus dem Kühlraum zugeführt (Bild 1.2 und Bild 1.3).



Wärmequelle zum Kühlen      Wärmesenke

Bild 1.3 Kältemaschinenanwendung mit indirekter Kühlung.



Wärmequelle zum Kühlen

Wärmesenke zum Heizen

Bild 1.4 Gekoppelte Wärme- und Kältemaschinenanwendung: Nutzleistung wird bei Wärmesenke zum Heizen und bei Wärmequelle zum Kühlen erbracht.

Eine Wärmeübertragung allein mit einem Wärmeübertrager ist nur dann möglich, wenn die Temperatur der Wärmequelle höher ist als diejenige der Wärmeabgabe. Aber auch die Energie einer niederwertigen Wärmequelle kann genutzt werden, indem diese mit Hilfe einer Wärmepumpe auf ein höheres Temperaturniveau angehoben wird.

**Leistungszahl (COP) in Abhängigkeit der Temperatur der Wärmequelle**

Bild 1.5 stellt die Leistungszahl von verschiedenen Wärmepumpen in Abhängigkeit der Temperatur der Wärmequelle dar. Die schwarze Linie zeigt den Mittelwert, das graue Band umfasst den Streubereich der Messwerte. Die Daten stammen aus (WPZ-Bulletin, 2000) und beinhalten alle in diesem Bulletin veröffentlichten Wärmepumpen.

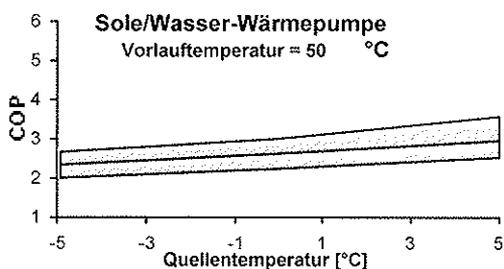
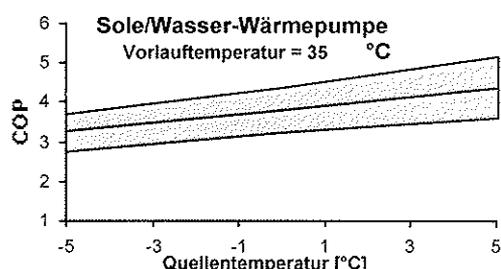


Bild 1.5: Leistungszahl von Sole/Wasser-Wärmepumpe in Abhängigkeit der Quelltemperatur. Schwarze Linie: Mittelwert, graues Band: Streubereich (Quelle: WPZ-Bulletin, 2000).

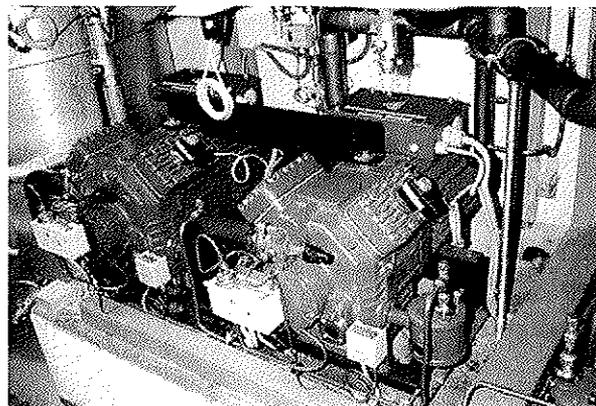


Bild 1.6 Kompressoren einer Kältemaschine/ Wärmepumpe (KWT AG, Foto: Verenum).

**1.4 Erdwärmesonde**

Erdwärmesonden nutzen die Wärmeleitfähigkeit des Bodens in Tiefen von 70 m – 250 m. Dabei wird Wasser durch ein erdverlegtes Leitungssystem bestehend aus einem oder mehreren in bis zu 250 m tiefe Bohrlöcher versenkte Doppelrohre gepumpt.

Erdwärmesonden sind besonders interessant, weil sie zum Kühlen und Heizen eingesetzt werden können. Je nach Saison wird dabei Wärme an das Erdreich abgegeben oder Wärme vom Erdreich aufgenommen.

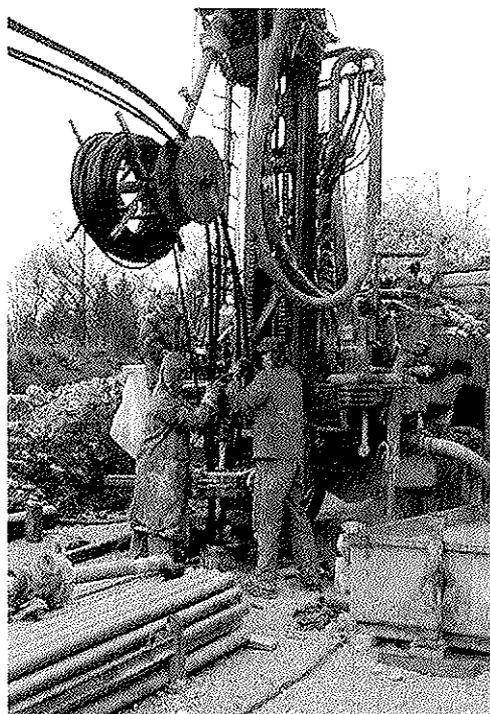


Bild 1.7 Einbau einer Erdwärmesonde (Foto: Grundag AG, Gossau).

Im Sommer ist eine direkte Nutzung der Erdwärmesonde zur Raum- und Strukturkühlung möglich, indem das Erdreich als Wärmesenke resp. Kältequelle wirkt. Die Kühlung erfolgt dabei normalerweise über einen direkten Kreislauf zwischen Erdwärmesonde und Kühlregister. Im Sommer kann die Erdwärmesonde auch zur Erzeugung von Gewerbekälte eingesetzt werden, indem sie die Abwärme einer Wärmepumpe bzw. Kältemaschine ins Erdreich abführt. Im Winter dienen Erdwärmesonden als Wärmequellen für monovalent betriebene Wärmepumpen oder für Aussenluftvorwärmung. Die Erdwärmesonden können im Winter gleichzeitig auch als Wärmesenke bzw. Kältequelle zur Erzeugung von Gewerbekälte eingesetzt werden.

### Bezeichnungen

Bild 1.8 stellt einen Querschnitt durch eine Doppel-U-Sonde dar.

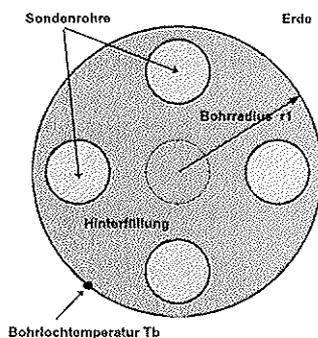


Bild 1.8: Sondenquerschnitt (Huber, 1999).

Bei diesem Sondentyp wird zunächst eine Bohrung mit dem Radius  $r_1$  erstellt. Darin werden vier Sondenrohre eingeführt und mit einer Zement-Bentonit-Mischung hinterfüllt. In zwei dieser Sondenrohre fließt das Sondenfluid hinunter und in den anderen beiden wieder hinauf. Die Rohre sind am unteren Ende verbunden, es existiert also ein geschlossener Sondenkreislauf, siehe Bild 1.9. Die mittlere Temperatur am Rand der Bohrung, auf dem Radius  $r_1$ , wird als Bohrlochtemperatur  $T_b$  bezeichnet. Die Temperatur, mit welcher das Sondenfluid die Sonde verlässt, ist die sogenannte Quelltemperatur  $T_{Quelle}$ . Weitere Ausführungen und Berechnungen sind in Anhang 9.5 zu finden

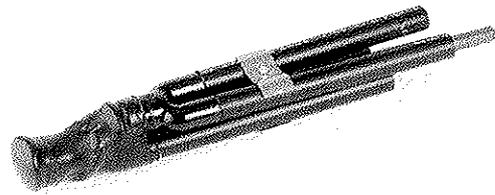


Bild 1.9: Endstück einer Doppel-U-Sonde (Foto: HAKA-GERODUR AG).

## 1.5 Kennzahlen

### 1.5.1 Definitionen

Mit Hilfe einer einfachen Berechnung von einigen typischen Kennzahlen können verschiedene Wärmepumpen- und Kältemaschinensysteme miteinander verglichen werden. Klassischerweise werden zu diesem Vergleich die Leistungszahlen COP (Coefficient of Performance) bei der Wärmepumpe und EER (Energy Efficiency Ratio) bei der Kältemaschine verwendet. Damit die Vergleichbarkeit aber bei Einzel- und Kombimaschinen gegeben ist, muss eine zusätzliche Gesamtleistungszahl GLZ definiert werden.

Alle Kennzahlen sind definiert als gemittelte Nutzleistung zu elektrischer Leistungsaufnahme. Je höher der Wert der Kennzahl, um so geringer ist der Strombedarf  $P_{el}$  bei einer gegebenen Nutzleistung.

Wird als Nutzleistung der Wärmepumpe die Wärmeabgabeseite verwendet, muss also ein Heizleistungsbedarf  $\dot{Q}_{H,tot}$  gedeckt werden, so wird die Kennzahl COP verwendet. Mit den zeitlich gemittelten Momentanwerten kann die Leistungszahl COP definiert werden als:

$$\text{Def.: } COP = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{H,tot}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 1.1}$$

Wird die Wärmepumpe andererseits als Kältemaschine verwendet, ist damit also ein Kühlleistungsbedarf  $\dot{Q}_{K,tot}$  zu decken, so wird die Kennzahl EER verwendet:

$$\text{Def.: } EER = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{K,tot}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 1.2}$$

Anstelle EER wird häufig auch der Begriff  $COP_{Kühlen}$  verwendet. Bei einer Anwendung mit gleichzeitigem Wärme- und Kühlleistungsbedarf kann die Heizleistung mit einer Wärmepumpe und

die Kühlleistung mit einer separaten Kältemaschine erbracht werden (Zwei-Maschinen-Lösung). Die Nutzleistung warm- und kaltseitig kann aber auch mit einer einzelnen Maschine gleichzeitig erbracht werden (Einzel-Maschinen-Lösung). Für diesen Fall müssen die Kennzahlen erweitert werden.

Analog COP und EER wird ein gemittelter Momentanwert GLZ (Gesamtleistungszahl) definiert:

$$\text{Def.: } GLZ = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 1.3}$$

Analog der üblichen Arbeitszahlen wird die Gesamtarbeitszahl GAZ definiert:

$$\text{Def.: } GAZ = \frac{Q_{Nutz}}{W_{el}} = \frac{Q_{H_{tot}} + Q_{K_{tot}}}{W_{el}} \quad \text{Gl. 1.4}$$

Aus der Sicht der Wärmepumpe sieht die vereinfachte Leistungsbilanz wie folgt aus:

$$\dot{Q}_{Kühlen} + P_{el} = \dot{Q}_{Heizen} \quad \text{Gl. 1.5}$$

wenn die Verdampferleistung als  $\dot{Q}_{Kühlen}$  und die Kondensatorleistung als  $\dot{Q}_{Heizen}$  bezeichnet werden. Durch Kürzen mit der elektrischen Leistungsaufnahme  $P_{el}$  der Wärmepumpe folgt:

$$\frac{\dot{Q}_{Kühlen}}{P_{el}} + 1 = \frac{\dot{Q}_{Heizen}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 1.6}$$

Sofern die gesamte Verdampfer- und Kondensatorleistung der Wärmepumpe auch genutzt werden kann, lässt sich die Leistungsbilanz Gl. 1.5 mit den Kennzahlen COP (Gl. 1.1) und EER (Gl. 1.2) auch wie folgt schreiben:

$$EER + 1 = COP \quad \text{Gl. 1.7}$$

### 1.5.2 Getrennte Kälte- und Wärmeerzeugung (Zwei-Maschinen-Lösung)

Bei gleichzeitigem Wärme- und Kühlleistungsbedarf, der mit einer separaten Wärmepumpe und Kältemaschine gedeckt wird (Zwei-Maschinen-Lösung), ergibt sich für die GLZ somit:

$$GLZ = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{P_{WP} + P_{KM}} \quad \text{Gl. 1.8}$$

Ersetzt man in Gl. 1.8 die elektrische Leistungsaufnahme der Heizwärmepumpe  $P_{WP}$  durch Gl. 1.1 und der Kältemaschine  $P_{KM}$  durch Gl. 1.2, so erhält man für die Gesamtleistungszahl GLZ:

$$\underline{GLZ} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{\frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{COP} + \frac{\dot{Q}_{K_{tot}}}{EER}} = \frac{COP \cdot EER \left(1 + \frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{\dot{Q}_{K_{tot}}}\right)}{EER \frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{\dot{Q}_{K_{tot}}} + COP} \quad \text{Gl. 1.9}$$

In Bild 1.10 ist Gl. 1.9 in Abhängigkeit des Heizleistungsbedarfs  $\dot{Q}_{H_{tot}}$  zum Kühlleistungsbedarf  $\dot{Q}_{K_{tot}}$  für ein COP von 2.75 und ein EER von 1.75 dargestellt (untere Kurve).

### 1.5.3 Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung (Ein-Maschinen-Lösung)

**Fall A):** Die Antriebsleistung der Wärmepumpe  $P_{el}$  wird durch den Heizleistungsbedarf  $\dot{Q}_{H_{tot}}$  bestimmt, d.h.  $\dot{Q}_{H_{tot}} > \dot{Q}_{K_{tot}} + P_{el}$ . In diesem Fall gilt nach Gl. 1.1:

$$P_{el} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{COP} \quad \text{Gl. 1.10}$$

Die Gesamtleistungszahl GLZ berechnet sich somit in diesem Fall aus Gl. 1.3 wie folgt:

$$\underline{GLZ} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{\frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{COP}} = COP \left(1 + \frac{\dot{Q}_{K_{tot}}}{\dot{Q}_{H_{tot}}}\right) \quad \text{Gl. 1.11}$$

**Fall B):** Die Antriebsleistung der Wärmepumpe  $P_{el}$  wird durch den Kühlleistungsbedarf  $\dot{Q}_{K_{tot}}$  bestimmt, d.h.  $\dot{Q}_{H_{tot}} < \dot{Q}_{K_{tot}} + P_{el}$ . In diesem Fall gilt nach Gl. 1.2:

$$P_{el} = \frac{\dot{Q}_{K_{tot}}}{EER} \quad \text{Gl. 1.12}$$

Die Gesamtleistungszahl GLZ berechnet sich somit in diesem Fall aus Gl. 1.3 wie folgt:

$$\underline{GLZ} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{K_{tot}}}{\frac{\dot{Q}_{K_{tot}}}{EER}} = EER \left(1 + \frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{\dot{Q}_{K_{tot}}}\right) \quad \text{Gl. 1.13}$$

In Bild 1.10 sind Gl. 1.11 und Gl. 1.13 in Abhängigkeit des Heizleistungsbedarfs  $\dot{Q}_{H,tot}$  zum Kühlleistungsbedarf  $\dot{Q}_{K,tot}$  für ein COP von 2.75 und ein EER von 1.75 dargestellt (obere Kurve).

**Fall C):** Der optimale Betriebszustand – und damit die maximale GLZ – ist dann erreicht, wenn gleichzeitig der Heizleistungsbedarf  $\dot{Q}_{H,tot}$  und Kühlleistungsbedarf  $\dot{Q}_{K,tot}$  exakt gedeckt werden können, d. h. wenn

$$\dot{Q}_{H,tot} = \dot{Q}_{K,tot} + P_{el} \quad \text{Gl. 1.14}$$

In diesem Fall gilt:

$$\underline{GLZ}_{Max} = \frac{\dot{Q}_{H,tot} + \dot{Q}_{K,tot}}{P_{el}} = \frac{\dot{Q}_{H,tot}}{P_{el}} + \frac{\dot{Q}_{K,tot}}{P_{el}} = \underline{COP} + \underline{EER} \quad \text{Gl. 1.15}$$

Durch Kürzen von Gl. 1.14 mit dem Kühlleistungsbedarf  $\dot{Q}_{K,tot}$  und Einsetzen von Gl. 1.7 folgt für den optimalen Betriebspunkt:

$$\frac{\dot{Q}_{H,tot}}{\dot{Q}_{K,tot}} = 1 + \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{K,tot}} = 1 + \frac{1}{\underline{EER}} = \frac{\underline{COP}}{\underline{EER}} \quad \text{Gl. 1.16}$$

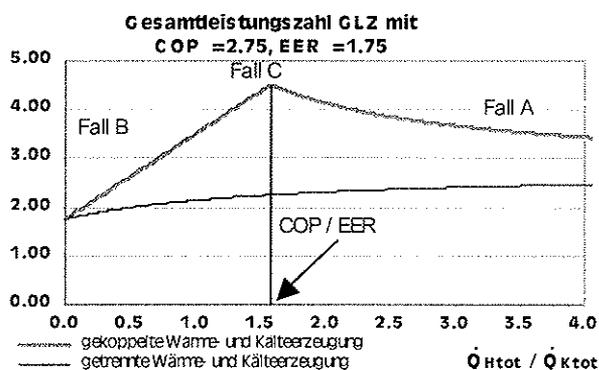


Bild 1.10: Vergleich der GLZ für gekoppelte und getrennte Erzeugung bei COP = 2.75 und EER = 1.75.

### 1.5.4 Systemoptimierung

Aus der Betrachtung der Kennlinie in Bild 1.10 wird sofort klar, dass es beim Betrieb einer gekoppelten Wärmepumpe einen optimalen Betriebspunkt gibt: Das Verhältnis der Heiz- zur Kühlleistung sollte so nah wie möglich beim Verhältnis von COP/EER der Wärmepumpe liegen. Je weiter weg man von diesem Betriebspunkt liegt, um so geringer ist der energetische Nutzen einer gekoppelten Anlage. Aber selbst im Tagesverlauf bewegt man sich in der Regel in einem breiten Bereich auf dieser Wärmepumpen-Kennlinie. Hier setzt die Systemoptimierung ein, indem mit Tagesspeichern (Wassertanks) diese Schwankungen aufgefangen werden können. Eine komplizier-

te Regelung der Anlage ist dabei meist nicht nötig: Wenn die ganze Wärme- und Kälteproduktion direkt benötigt wird oder in die Tagesspeicher abgegeben werden kann, befindet man sich aus der Sicht der Wärmepumpe im optimalen Betriebspunkt mit der maximalen GLZ. Ausserhalb dieses optimalen Betriebspunktes ist eine zusätzliche Wärmequellen- bzw. eine Rückkühlanlage mit den entsprechenden Verlusten notwendig.

Die Kennlinie in Bild 1.10 lässt einen weiteren Schluss zu: Speicher bringen nur dann einen energetischen Nutzen, wenn über eine gewisse Periode ein Verhältnis von Wärmebedarf zu Kältebedarf  $\dot{Q}_{H,tot}/\dot{Q}_{K,tot} = \underline{COP}/\underline{EER}$  erreicht werden kann. Oder anders formuliert:

Nur wenn eine gekoppelte Wärmepumpe in einer Zeitperiode zwischen dem Betriebszustand Fall A ( $\dot{Q}_{H,tot}/\dot{Q}_{K,tot} > \underline{COP}/\underline{EER}$ ) und dem Betriebszustand Fall B ( $\dot{Q}_{H,tot}/\dot{Q}_{K,tot} < \underline{COP}/\underline{EER}$ ) wechselt, kann ein über den technischen Speicher hinausgehendes Speichervolumen eine energetische Einsparung bringen.

Ist dies nicht der Fall, so läuft die Wärmepumpe auf zwei Betriebszuständen:

- Speicher laden gemäss Fall C
- wenn der Speicher voll ist, produziert die Wärmepumpe nur Wärme ( $\dot{Q}_{H,tot}/\dot{Q}_{K,tot} = \infty$ ) oder nur Kälte ( $\dot{Q}_{H,tot}/\dot{Q}_{K,tot} = 0$ ).

Im Mittel resultiert aus diesen beiden Betriebszuständen keine Energieeinsparung.

Die Grösse des Speichers ist so zu bemessen, dass ein Wechsel vom Betriebszustand Fall A zum Betriebszustand Fall B oder umgekehrt verhindert werden kann (meist sind dies Tagesspeicher).

Bei den bisherigen Betrachtungen wurde von konstanten Leistungszahlen der Wärmepumpe ausgegangen, um das grundsätzliche Systemverhalten aufzuzeigen. In Realität schwanken die Leistungszahlen natürlich in Abhängigkeit der benötigten Systemtemperaturen. Zwei-Maschinen-Lösungen weisen in der Regel die besseren Leistungszahlen COP und EER auf als gekoppelte Systeme. Trotzdem wird das gekoppelte System in der Regel die bessere Gesamtleistungszahl GLZ aufweisen. Der Vorteil des gekoppelten Systems ist um so grösser, je näher der Betriebszustand dem Optimalpunkt C kommt.

## 1.6 Energetischer Systemvergleich

Im folgenden wird ein energetischer Vergleich zwischen einer konventionellen Anlage, einer ungekoppelten und einer gekoppelten Anlage durchgeführt. Bei der Anlage handelt es sich um eine Autobahnraststätte mit Heiz- und Warmwasserbedarf sowie Kühl-, Tiefkühl- und Klimakältebedarf. Basis für die Berechnungen bilden die Kennwerte der Beispielanlage (siehe auch Kapitel 5, Kasten im Abschnitt 2.4 und Kasten im Abschnitt 4.1). Die Energiebezugsfläche der Anlage (beheizte Geschossfläche  $EBF_0$ ) beträgt  $1600 \text{ m}^2$ , die Klimaregion ist das Schweizerische Mittelland, Auslegungstemperatur ist  $-8 \text{ }^\circ\text{C}$ . Die Heizgrenze liegt bei  $12 \text{ }^\circ\text{C}$ , die Kühlgrenze bei  $20 \text{ }^\circ\text{C}$ . Der Gleichzeitigkeitsfaktor bei der Gewerbekälte beträgt 0.4. Die Anlage hat folgenden Bedarf an Nutzwärme und –kälte:

	Nutzwärme [MJ]	Nutzkälte [MJ]	Summe [MJ]
Januar	77'201	33'574	110'775
Februar	67'312	30'324	97'636
März	61'037	33'614	96'651
April	46'776	32'600	79'376
Mai	31'929	35'926	67'855
Juni	20'970	41'044	62'013
Juli	15'651	56'514	72'165
August	16'916	50'064	66'980
September	23'400	37'358	60'758
Oktober	41'201	33'915	75'116
November	61'676	32'490	94'167
Dezember	71'910	33'574	105'483
Jahr	535'979	450'996	986'975

Der berechnete Wert der Nutzkälte und –wärme von rund  $987'000 \text{ MJ}$  stimmt mit dem gemessenen Wert von Huber (2000) von  $974'000 \text{ MJ}$  sehr gut überein.

Bei der konventionellen Anlage nach Bild 2.3 werden die Heizwärme und das Warmwasser durch eine Ölheizung mit einem Wirkungsgrad von 80 % bereitgestellt. Die Klima- und die Gewerbekälte werden durch je eine Kältemaschine mit einem EER von 2 hergestellt. Die Abwärme wird jeweils über Dach fortgeführt. Für die Hilfsaggregate (Pumpen etc.) wird eine zusätzliche Leistung von 3 kW berücksichtigt.

Die ungekoppelte Anlage verfügt über eine Wärmepumpe mit einem COP von 3.0 für die Heizung und das Warmwasser sowie über eine Kältema-

schine mit einem EER von 2 für die Klima- und die Gewerbekälte (siehe auch Bild 2.4). Für Hilfsaggregate (Pumpen etc.) wird eine zusätzliche Leistung von 4 kW dazugezählt.

Bei der gekoppelten Anlage nach Bild 2.1 werden die Heizwärme, das Warmwasser, die Klima- sowie die Gewerbekälte durch eine einzige Wärmepumpe bereitgestellt. Für die Berechnung wurde mit Hilfe der Werte aus dem Kasten in Abschnitt 4.1 ein energiegemittelter COP von 2.47 bestimmt. Für die Hilfsaggregate (Erdwärmesondenpumpe etc.) wird eine zusätzliche Leistung von 4 kW berücksichtigt.

Aufgrund dieser Bedingungen ergeben sich für die drei Varianten folgende Bedarfe:

	Öl- / Strom-Bedarf Wärme [MJ]	Strom-Bedarf Kälte [MJ]	Endenergiebedarf [MJ]
Konventionell	669'974	225'498	990'080
Ungekoppelt	178'660	225'498	532'721
Gekoppelt			464'939

Die Gesamtarbeitszahlen der drei Varianten betragen somit:

	Gesamtarbeitszahl GAZ	
	ohne Hilfsaggregate	mit Hilfsaggregaten
Konventionell	1.1	1.0
Ungekoppelt	2.4	1.9
Gekoppelt	2.9	2.1

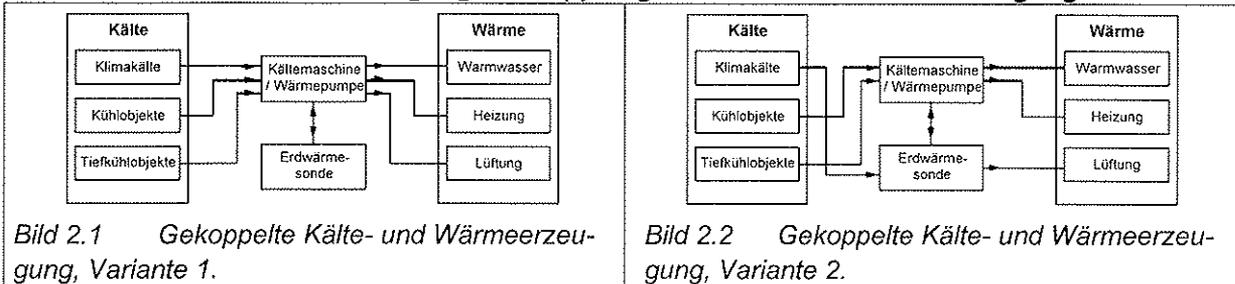
Aus diesen Werten ist ersichtlich, dass die gekoppelte Anlage, die mit einem eher schlechten COP von 2.47 läuft, die beste Gesamtarbeitszahl erreicht. Wenn man bedenkt, dass die Kälte in jeder der drei betrachteten Variante von einer Kältemaschine geliefert wird, kann man vom Endenergiebedarf der gekoppelten Anlage den Kältebedarf sowie die Energie für die Hilfsaggregate der konventionellen Variante subtrahieren und erhält einen Wert von rund  $144'800 \text{ MJ}$ . Die Wärme wird in der gekoppelten Anlage also durch  $144'800 \text{ MJ}$  bereitgestellt, während sie bei der konventionellen Anlage 4.5 mal mehr Energie, nämlich  $670'000 \text{ MJ}$  benötigt!

## 2 Systemwahl

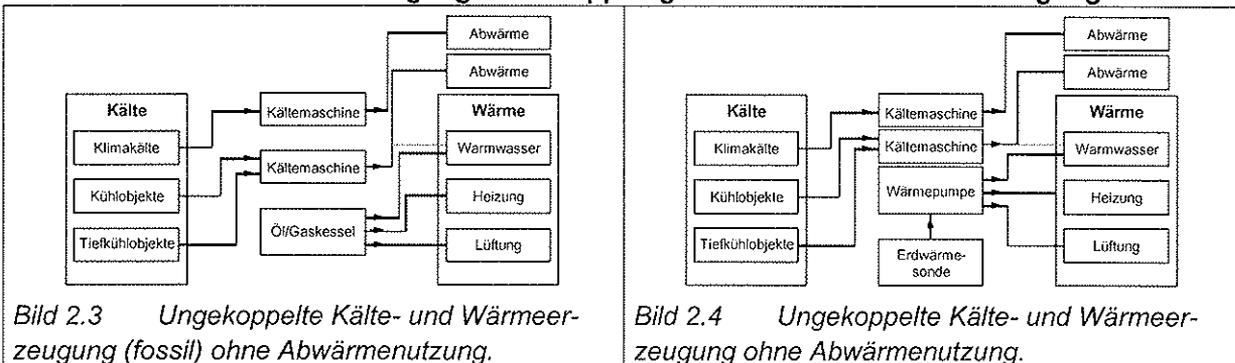
### 2.1 Systematik der Kälte- und Wärmeerzeugung

Die folgende Übersicht zeigt grundsätzliche Möglichkeiten der Kälteerzeugung für Gewerbe- und Klimakälte. Die Kälte- und Wärmeerzeugung, die bisher in der Regel nicht gekoppelt waren, werden gekoppelt.

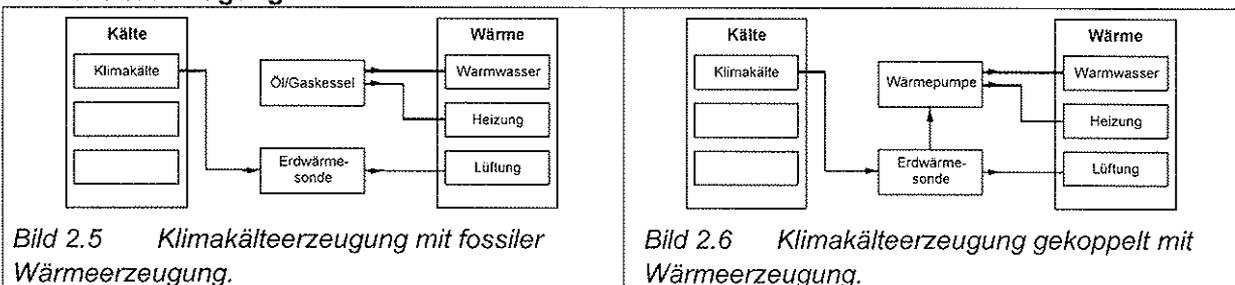
#### Klima- und Gewerbekälteerzeugung mit Kopplung von Kälte- und Wärmeerzeugung



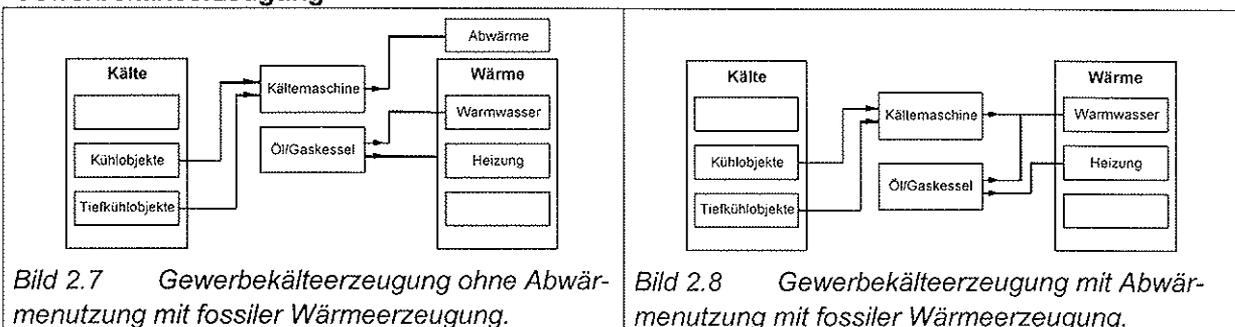
#### Klima- und Gewerbekälteerzeugung ohne Kopplung von Kälte- und Wärmeerzeugung



#### Klimakälteerzeugung



#### Gewerbekälteerzeugung



Die gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung nach Bild 2.1 und Bild 2.2 bietet einige Vorteile:

- Hohe Gesamtleistungszahl GLZ
- Geringer Platzbedarf (kein Tankraum)
- Geringe Investitionskosten (kein Rückkühler auf dem Dach notwendig, weil Abwärme genutzt wird)
- Geringe Betriebskosten

Auch im Sanierungsfall ergeben sich Vorteile, weil das Ersetzen von alten Kältemitteln (R12, R502) meist eine neue Kältemaschine bedingt:

- Geringer Platzbedarf (Tankraum kann als Lagerraum genutzt werden)
- Geringe Kosten (kein neuer Heizkessel notwendig)

## 2.2 Einbindung der Erdwärmesonde in die Haustechnik

### 2.2.1 Erdwärmesonde zum Kühlen ohne Wärmepumpe

Für die sommerliche Gebäudekühlung ist es von Bedeutung, wie und bei welchem Temperaturniveau die Wärme aus dem Gebäude abgeführt wird. Die Erfahrung zeigt, dass eine optimale Wärmeabfuhr dann erreicht wird, wenn sowohl über die Lüftung als auch über die Struktur gekühlt wird. Wegen der grossen Trägheit der Bauteilkühlung, über die kurzfristig sehr viel Wärme abgeführt werden kann, kann auf eine zusätzliche Spitzenkühlung verzichtet werden. Der gesamte Sondenkreislauf kann mit Wasser geführt werden (Bild 2.9). Auf der Lüftungsseite hingegen muss wegen Frostgefahr im Winter ein Wasser/Glykolkreislauf eingefügt werden. Das Kältenetz der Bauteilkühlung kann vom Sondenkreis getrennt werden, so dass ein möglicher Sauerstoffeintrag über die Erdwärmesonden im Gebäude nicht zu Korrosion oder Verschlammung führt.

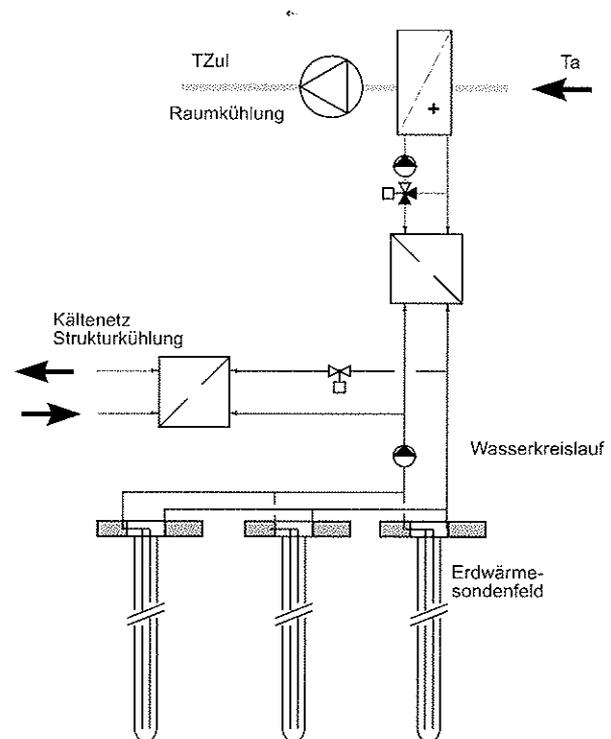


Bild 2.9 Einbindung der Erdwärmesonde für Klimakälte (Raum- und Strukturkühlung ohne Wärmepumpe).

### 2.2.2 Erdwärmesonde zum Kühlen und Heizen mit Wärmepumpe

Die Erdwärmesonde kann entweder Wärme liefern oder aufnehmen. Im Kühlfall (Sommerbetrieb) entzieht die Wärmepumpe durch die Verdampfung des Kältemittels den zu kühlenden Aggregaten Wärme. Die Wärme sowie der Betriebsstrom der Wärmepumpe müssen auf der Warmseite wieder abgegeben werden. Die Wärmeabgabe erfolgt an das Warmwasser und bei Heizbetrieb an die Heizung. Wenn kein Heizbedarf vorhanden ist, nimmt die Erdwärmesonde die Restwärme auf (Bild 2.10). Im Heizfall (Winterbetrieb) dienen die zu kühlenden Aggregate wiederum als Wärmequellen für die Wärmepumpe. Wenn der Wärmeleistungsbedarf durch die Wärmequellen nicht gedeckt werden kann, gibt die Erdwärmesonde die erforderliche Wärme ab (Bild 2.11).

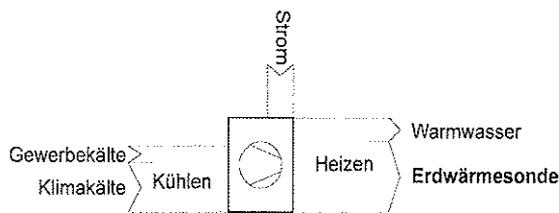


Bild 2.10 Wärmeeintrag in Erdwärmesonden im Sommerbetrieb.

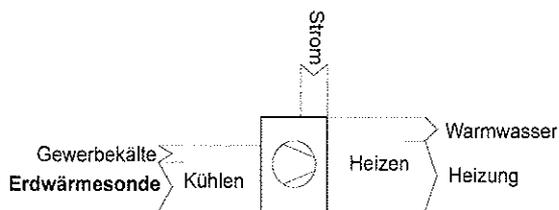


Bild 2.11 Wärmeentzug aus Erdwärmesonden im Winterbetrieb.

Die Verdampfung des Kältemittels zur Kühlung kann entweder direkt beim Kühlobjekt (Bild 2.12) oder indirekt über ein Kältenetz erfolgen (Bild 2.13).

#### ☞ Direkte Verdampfung

- Kältemittelleitungen zu allen Kühlobjekten; viel Kältemittel erforderlich
- Verdampfer in jedem Kühlobjekt
- Verdampfung nur bei Kühlbedarf
- geringe Verluste
- Kompressoren für jedes Temperaturniveau
- Leistungsanpassung durch mehrere Kompressoren pro Temperaturniveau

#### ☞ Indirekte Verdampfung über Kältenetz

- Verdampfer bei Kältemaschine / Wärmepumpe
- wenig Kältemittel
- Kältenetz ausgelegt auf niedrigste Temperatur oder mehrere Kältenetze für jedes Temperaturniveau

#### Kältenetze:

- 6 / 12 °C Klimakälte
- -8 / -5 °C Kühlobjekte
- -30 / -25 °C Tiefkühlobjekte
- gute Isolation notwendig
- Umwälzpumpe für Kälte­träger
- Kältespeicher sofern notwendig, hydraulisch entkoppelt

### 2.2.3 Regeneration der Erdwärmesonden

Nehmen Heizen und Kühlen durch die Erdwärmesonde verschiedene Ausmasse an und liegt entsprechend eine unausgeglichene Entzugsbilanz der Erdwärmesonde vor, bestehen Möglichkeiten, die Erdwärmesonden zu regenerieren. Dazu müssen im Sondenkreislauf weitere Wärmeübertrager integriert werden.

Eine Sondenentladung zur Regeneration im Sommerbetrieb, d. h. die Vermeidung einer weiteren Erwärmung des Erdreichs, ist möglich z. B. durch nächtliche Erwärmung der Fortluft mittels Wärmeübertrager. Eine Sondenladung zur Regeneration im Winterbetrieb, d. h. die Vermeidung einer weiteren Abkühlung des Erdreichs, ist beispielsweise möglich durch nächtliche Kühlung der Fortluft mittels Wärmeübertrager.

Die Regeneration von Erdwärmesondenfeldern bei Anlagen mit Wärmepumpen ist gemäss Hässig et al. (1998) erst für grössere Felder interessant (> 50 Sonden). Bei der Direktkühlung mit Erdwärmesonden ohne Wärmepumpe (Bild 2.9) ist eine ausgeglichene Jahresenergiebilanz der Sonden besonders wichtig, weil das Temperaturniveau des Erdreichs direkt für die Kühlleistung massgeblich ist. In diesem Fall kann die Regeneration der Erdwärmesonden durch Vorwärmung der Aussenluft erfolgen, wobei diese Vorwärmung vor einer allfälligen WRG-Anlage geschaltet sein soll.

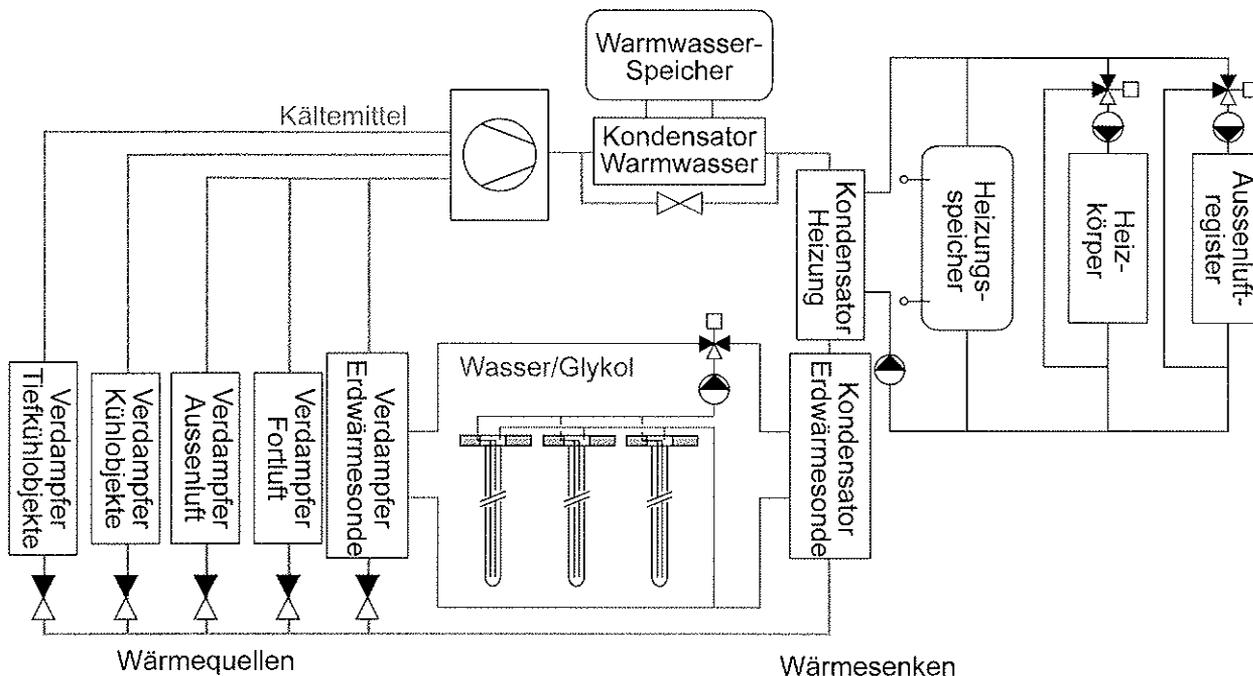


Bild 2.12 Einbindung von Erdwärmesonden zu Kühl- und Heizzwecken mit Wärmepumpe mit Direktverdampfung (Kompressor für jedes Temperaturniveau).

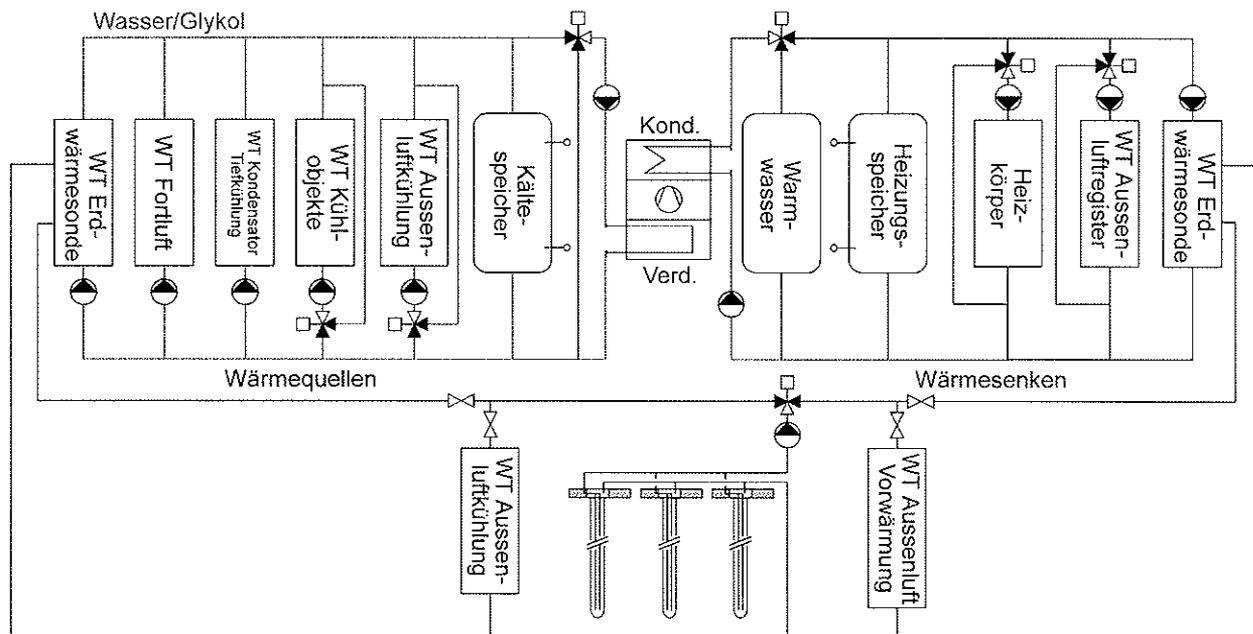


Bild 2.13 Einbindung von Erdwärmesonden zu Kühl- und Heizzwecken mit Wärmepumpe mit indirekter Verdampfung (WT: Wärmeüberträger).

## 2.3 Systemauswahl

Die folgende Übersicht zeigt Vor- und Nachteile von vier typischen Anwendungsfällen, welche die Systemauswahl beeinflussen.

Systemkonfiguration	Vorteile	Nachteile
System 1: Konventionelle, nicht gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung ohne Abwärmenutzung gemäss Bild 2.3	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Einfache Planung</li> <li>• Unabhängige Kälte- und Wärmeplanung</li> <li>• Standardprodukte verwendbar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hoher Energiebedarf</li> <li>• Grosser Raumbedarf</li> <li>• Rückkühlung erforderlich</li> <li>• Fossile Wärmeerzeugung</li> </ul>
System 2: Konventionelle Klimakälteerzeugung gemäss Bild 2.5	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Geringer Energiebedarf für Kälteerzeugung</li> <li>• Keine Rückkühlung erforderlich</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Keine Gewerbekälte möglich</li> <li>• Exakte Dimensionierung der Erdwärmesonde notwendig</li> <li>• Kälteleistung durch Temperaturniveau eingeschränkt</li> <li>• Strukturkühlung in der Regel erforderlich</li> </ul>
System 3: Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung, Variante Indirekte Verdampfung gemäss Bild 2.1; Bild 2.13	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Konventioneller Planungsablauf</li> <li>• Standardprodukte verwendbar</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Niedrigstes Nutz-Temperaturniveau bestimmt die Systemtemperatur des Kältenetzes und damit des Wirkungsgrades</li> <li>• Hohe Verteilverluste (Kälte)</li> </ul>
System 4: Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung, Variante Direktverdampfung gemäss Bild 2.1; Bild 2.12	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Geringer Energiebedarf</li> <li>• Keine Rückkühlung erforderlich</li> <li>• geringe Verteilverluste (Kälte) wegen direkter Verdampfung beim Kälteverbraucher</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sorgfältige Kälteplanung</li> <li>• Grosse Kältemittelmengen</li> </ul>

## 2.4 Planungsvorgehen

Zur Dimensionierung von Wärmepumpe, Erdwärmesondenfeld, Speicher für Warmwasser und Heizung, Wärmeübertrager und Umwälzpumpen müssen folgende Anlagedaten bekannt sein:

- Wärmeleistungsbedarf Gebäude
- Heizwärmebedarf Gebäude
- Kühlleistungsbedarf Gebäude
- Kühlleistungsbedarf Gewerbekälte
- Temperaturniveau
- Gleichzeitigkeitsfaktor

Dabei sind im Begriff "Heizen" die Prozesse Heizung und Warmwasseraufbereitung enthalten, im Begriff "Kühlen" die Prozesse Klimatisierung des Gebäudes und Kühlung, resp. Tiefkühlung sämtlicher Kühlmöbel. Bild 2.14 stellt den Planungsablauf schematisch dar, auf den in den folgenden Kapiteln näher eingegangen wird. Die Theorie wird ergänzt mit dem Berechnungsgang für eine Beispielanlage. Als Beispiel dient die Anlage in der Autobahnraststätte Grauholz.

### Beispielanlage: Kennwerte (siehe auch Kap. 5)

Bei der Beispielanlage handelt es sich um eine Autobahnraststätte mit Heiz- und Warmwasserbedarf sowie Kühl-, Tiefkühl- und Klimakältebedarf. Die Lüftung enthält eine Wärmerückgewinnung. Der Bedarf an Warmwasser, Kühl- und Tiefkühlkälte ist konstant. Der Bedarf an Wärme und Klimakälte hingegen ist von der Aussentemperatur abhängig.

Beheizte Geschossfläche EBF <sub>0</sub> :	1600 m <sup>2</sup>
Klimaregion:	Schweizerisches Mittelland
Auslegungstemperatur:	-8 °C
Heizgrenze:	12 °C
Kühlgrenze:	20 °C
Wirkungsgrad WRG:	0.6
Gleichzeitigkeit Kälte:	0.4
Leistungsbedarf bei Auslegetemperatur:	
Kälteleistung Tiefkühlkälte:	6.5 kW
Kälteleistung Kühlkälte:	25 kW
Kälteleistung Klimakälte:	62 kW
Wärmeleistung Warmwasser:	5 kW
Wärmeleistung Heizung:	40 kW

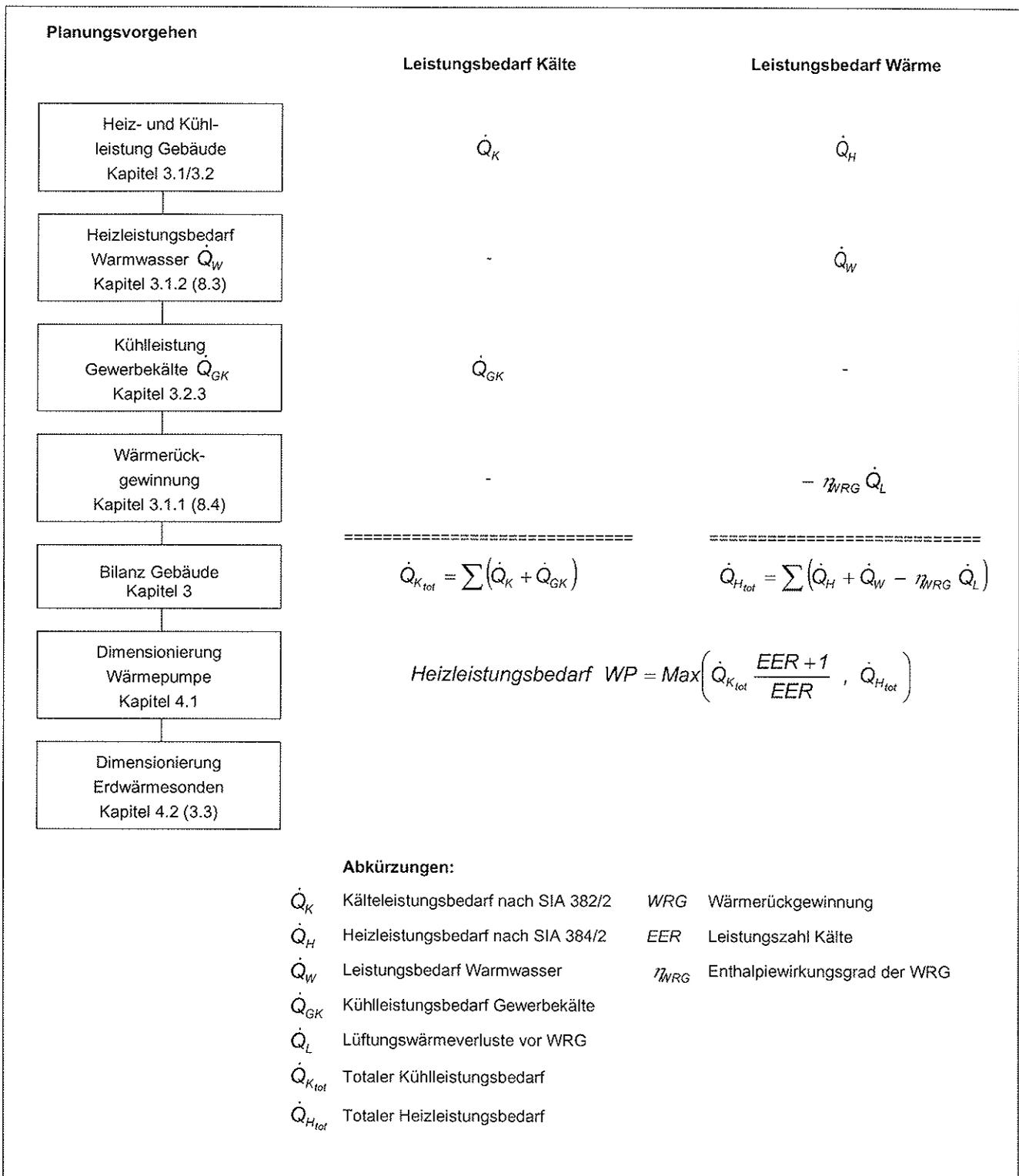


Bild 2.14 Planungsvorgehen (Zusammenfassung des Planungsvorgehens für Beispiel siehe Kapitel 5.2).

## 3 Wärme- und Kältebedarf

### 3.1 Wärmebedarf

#### 3.1.1 Wärmeleistungsbedarf Gebäude

##### ☞ Wärmeleistungsbedarf Gebäude

Wärmeleistungsbedarf: SIA 384/2

Heizwärmebedarf: SIA 380/1

Der Wärmeleistungsbedarf  $\dot{Q}_H$  für das Gebäude lässt sich mit Hilfe der SIA-Norm 384/2 berechnen, der Heizwärmebedarf mit der SIA-Norm 380/1. Der Wärmeleistungsbedarf des Gebäudes  $\dot{Q}_H$  beträgt:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{Q}_T \quad \text{Gl. 3.1}$$

bzw.

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{LWRG} + \dot{Q}_T \quad \text{Gl. 3.2}$$

#### Lüftungswärmeleistungsbedarf $\dot{Q}_L$

Der Wärmeleistungsbedarf für Lüftung  $\dot{Q}_L$  berechnet sich aus:

$$\dot{Q}_L = \dot{V}_L \Delta T_L c_{pL} \rho_L \quad \text{Gl. 3.3}$$

Durch den Einsatz einer Wärmerückgewinnungsanlage (WRG) wird der Wärmeleistungsbedarf und dadurch auch die Länge der Erdwärmesonden massgeblich vermindert, weil die Fortluft zum Vorwärmen der Aussenluft verwendet wird. Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung (AWN) sind im Anhang 9.4 beschrieben. Der Wirkungsgrad einer Wärmerückgewinnungsanlage beträgt in der Regel 60 % – 70 %. Der Lüftungswärmeleistungsbedarf mit Wärmerückgewinnung  $\dot{Q}_{L\text{mitWRG}}$  beträgt somit:

$$\dot{Q}_{LWRG} = (1 - \eta_{WRG}) \dot{Q}_L \quad \text{Gl. 3.4}$$

#### Transmissionswärmeleistungsbedarf $\dot{Q}_T$

Der Wärmeleistungsbedarf für Transmission  $\dot{Q}_T$  berechnet sich aus:

$$\dot{Q}_T = \sum A U \Delta T_T \quad \text{Gl. 3.5}$$

#### 3.1.2 Wärmeleistungsbedarf Warmwasser

Der Wärmeleistungsbedarf für Warmwasser  $\dot{Q}_W$  ist abhängig vom Warmwasserverbrauch. Der Warmwasserverbrauch in einem Gebäude muss abgeschätzt werden. Im Anhang 9.3 befindet sich eine Zusammenstellung über typische Warmwasserverbräuche. In einer ersten Näherung genügt die Annahme, dass sowohl die Aufbereitung als auch der Verbrauch über das Jahr gesehen konstant sind. Daraus können die erforderliche Leistung und der Energiebedarf berechnet werden.

$$\dot{Q}_W = \dot{m}_W \Delta T_W c_{pW} \quad \text{Gl. 3.6}$$

Auf der warmen Seite fällt die erforderliche Heizleistung  $\dot{Q}_W$  an. Bei der Aufbereitung des Warmwassers entsteht eine Wärmequelle, die auf der kalten Seite mit einem hohen Wirkungsgrad genutzt werden kann. Es empfiehlt sich, diese Wärmequelle bei der Gewerbekälte, also für Kühl- und Tiefkühlmöbel einzusetzen, weil diese im Jahresverlauf ebenfalls konstant in Betrieb sind.

#### 3.1.3 Gesamter Wärmeleistungsbedarf

Der gesamte Wärmeleistungsbedarf  $\dot{Q}_{H\text{tot}}$  beträgt:

$$\dot{Q}_{H\text{tot}} = \dot{Q}_H + \dot{Q}_W \quad \text{Gl. 3.7}$$

#### Beispielanlage im Auslegefall ( $T_a = -8 \text{ }^\circ\text{C}$ ):

$$\dot{Q}_L = 13.3 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{L\text{mitWRG}} = (1 - 0.6) \cdot 13.3 = 5.3 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_T = 26.7 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{LWRG} + \dot{Q}_T = 32.0 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_W = 5.0 \text{ kW}$$

Gesamter Wärmeleistungsbedarf

$$\dot{Q}_{H\text{tot}} = 37.0 \text{ kW}$$

### 3.2 Kältebedarf

- ☞ **Kältebedarf Gebäude**  
 Kühlleistungsbedarf: SIA 382/2  
 Kühlenergiebedarf: keine SIA-Norm vorhanden
- ☞ **Kältebedarf Gewerbekälte**  
 Kühlleistungsbedarf: Herstellerangaben zu Kühl-  
 möbeln  
 Kühlenergiebedarf: Herstellerangaben zu Kühl-  
 möbeln

#### 3.2.1 Kühlleistungsbedarf Gebäude

Der Kühlleistungsbedarf  $\dot{Q}_K$  für das Gebäude lässt sich mit Hilfe der SIA-Norm 382/2 berechnen. Falls der Kühlleistungsbedarf nur über die Lüftung gedeckt werden soll, so ergibt sich daraus die folgende Bilanzgleichung:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_K &= \dot{V}_L \Delta T_{KL} c_{pL} \rho_L \\ &= nV \Delta T_{KL} c_{pL} \rho_L \end{aligned} \quad \text{Gl. 3.8}$$

**Beispielanlage:**

$$\dot{Q}_K = \frac{18'600 \cdot 10 \cdot 1000 \cdot 1.2}{3600} = 62 \text{ kW}$$

#### 3.2.2 Kühlenergiebedarf Gebäude

Für die Bestimmung des Kühlenergiebedarfs eines Gebäudes existiert keine SIA-Norm. Der Energiebedarf für die Klimatisierung bei einer Lüftung mit Raumtemperaturregelung lässt sich aber mit einer dynamischen Simulation wie TRNSYS, DOE-2 oder Helios oder bei einer Lüftung mit Zulufttemperaturregelung vereinfacht mit einem Energieverbrauch berechnen, der stündlich über ein Normjahr ermittelt und anschliessend summiert wird.

#### 3.2.3 Kühlleistungsbedarf Gewerbekälte

Der Kühlleistungsbedarf von Kühl- und Tiefkühlmöbeln ist auf den Herstellerlisten angegeben. Der erforderliche Leistungsbedarf aller Kühlmöbel muss mit einem benutzerabhängigen Gleichzeitigkeitsfaktor  $f_{GI}$  multipliziert werden. Dieser Faktor liegt zwischen 0.4 und 0.8. Der Kühlleistungsbedarf für Gewerbekälte  $\dot{Q}_{GK}$  beträgt somit:

$$\dot{Q}_{GK} = f_{GI} \sum \text{Kühlleistung Kühl- und Tiefkühlobjekte} \quad \text{Gl. 3.9}$$

$f_{GI}$  Gleichzeitigkeitsfaktor Kälte (Leistung)  
 0.4 ... 0.8

**Beispielanlage:**

$$\dot{Q}_{GK} = 0.8 (25 + 6.5) = 25 \text{ kW}$$

Für die Berechnung der Leistungsspitzen wird üblicherweise  $f_{GI} = 0.8$  gesetzt (Maximalwert), für alle energetischen Betrachtungen muss der zeitgemittelte Gleichzeitigkeitsfaktor Kälte (Energie)  $f_{GI}$  genommen werden, der in der Regel zwischen 0.25 und 0.5 liegt.

Somit fällt auf der kalten Seite die Leistung  $\dot{Q}_{GK}$  an. Ein Teil der Abwärme dieses Prozesses erlaubt seinerseits das Aufheizen des Warmwassers. Die entsprechende Rückkühlleistung auf der warmen Seite  $\dot{Q}_{R_{GK}}$  beträgt:

$$\dot{Q}_{R_{GK}} = \dot{Q}_{GK} \frac{EER + 1}{EER} \quad \text{Gl. 3.10}$$

**Beispielanlage:**

$$\dot{Q}_{R_{GK}} = 25 \frac{1.75 + 1}{1.75} = 39 \text{ kW}$$

- ☞ **Abwärme der Gewerbekälte**  
 In der Regel wird versucht, die Abwärme der Gewerbekälte primär zur Warmwasserproduktion zu nutzen und damit den Energiebedarf für Warmwasser zu reduzieren.

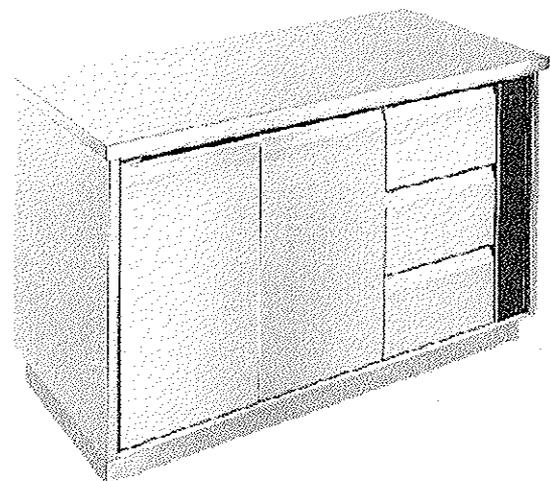


Bild 3.1: Kühlunterbauten (Foto: Electrolux Professional AG, Aarau).

**3.2.4 Kühlenergiebedarf Gewerbekälte**

Der Kühlenergieverbrauch von Kühlmöbeln lässt sich durch die Annahme der Laufzeiten berechnen: In der Nacht, wenn die Geräte nicht geöffnet und keine zimmerwarme Waren hineingebracht werden, ist der Energieverbrauch tiefer als am Tag.

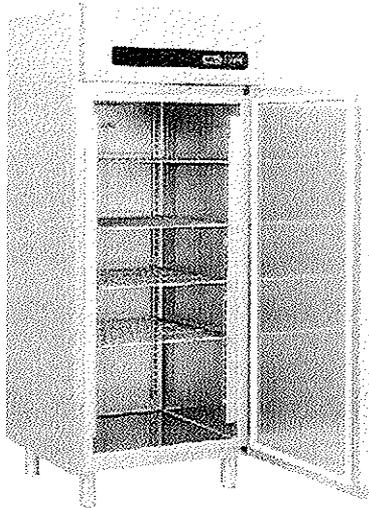


Bild 3.2: Tiefkühlschrank (Foto: Electrolux Professional AG, Aarau).

Die tägliche Laufzeit der Kühl- und Tiefkühlmöbel liegt zwischen 6 bis 12 Stunden. Dies entspricht einem zeitlich gemittelten Gleichzeitigkeitsfaktor  $f_{GI}$  zwischen 0.25 und 0.5.

Typische Kühlleistungen und Energieverbräuche von gebräuchlichen gewerblichen Kühl- und Tiefkühlmöbeln sind im Anhang 9.7 in Tabelle 9.3 und Tabelle 9.4 aufgeführt.



Bild 3.3: Kühlmöbel in der Beispielanlage (Foto: KWT AG).

**Kühl- und Tiefkühlgeräte**

- Kühlleistungsbedarf = Angaben aus Herstellerlisten · Gleichzeitigkeitsfaktor  $f_{GI}$
- Gleichzeitigkeitsfaktor (Leistung)  
 $f_{GI} \approx 0.4$  bis  $0.8$
- Kühlenergiebedarf = Kühlleistung · tägliche Laufzeit
- Beispiel: Tägliche Laufzeit  $\approx 6 - 12$  h/Tag entspricht Gleichzeitigkeitsfaktor (Energie)  
 $f_{GI} \approx 0.25$  bis  $0.5$

Kühl- und Tiefkühlmöbel verursachen in Lebensmittelgeschäften beträchtliche (bis zu 60 %) Stromkosten. Die Dokumentation "Kühlmöbel und Kälteanlagen in Lebensmittelgeschäften" (Ravel, 1994) zeigt, was es bei der Möbelwahl, der Ausrüstung und der Platzierung im Verkaufsraum zu beachten gilt, damit die vorgeschriebene Produkttemperatur mit kleinstmöglichem Energieaufwand sichergestellt werden kann.

**3.2.5 Gesamter Kühlleistungsbedarf**

Der gesamte Kühlleistungsbedarf  $\dot{Q}_{K_{tot}}$  beträgt:

$$\dot{Q}_{K_{tot}} = \dot{Q}_K + \dot{Q}_{GK} \tag{Gl. 3.11}$$

**Beispielanlage im Auslegefall ( $T_a = -8 \text{ °C}$ ):**

Für die Beispielanlage ergeben sich somit folgende Werte:

- $\dot{Q}_K = 62 \text{ kW}$  Klimakälte
- $\dot{Q}_{GK} = 25 \text{ kW}$  Gewerbekälte
- $\dot{Q}_{RGK} = 39 \text{ kW}$  Rückkühlleistung der Gewerbekälte nach Gl. 3.10

Gesamter Kühlleistungsbedarf :

$$\dot{Q}_{K_{tot}} = 87 \text{ kW}$$

### 3.2.6 Wärme- und Kühlleistungsbedarf in Funktion der Aussen-temperatur

Der Lüftungswärmeleistungsbedarf, der Transmissionswärmeleistungsbedarf sowie der Kühlleistungsbedarf für Klimakälte sind von der Aussen-temperatur abhängig. Der Wärmeleistungsbedarf für Warmwasser und der Kühlleistungsbedarf für Gewerbekälte sind in erster Näherung unabhängig von der Aussen-temperatur. Bild 3.4 zeigt einen typischen Wärme- und Kühlleistungsbedarf in Funktion der Aussen-temperatur.

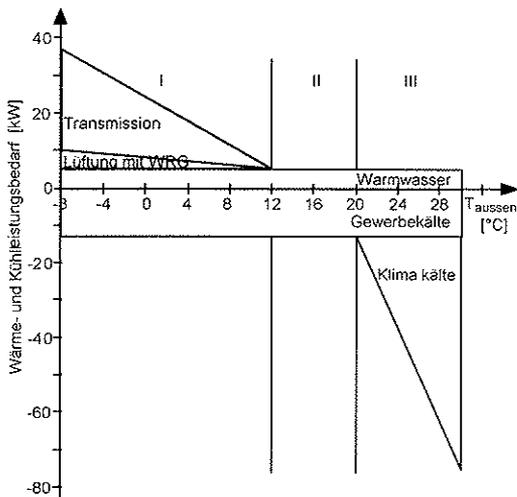


Bild 3.4 Wärme- und Kühlleistungsbedarf in Funktion der Aussen-temperatur (24 h-Mittelwert, Beispiel-anlage).

- Bereich I: Heizleistungsbedarf vorhanden
- Bereich II: Weder Heiz- noch Klimakälteleistungsbedarf vorhanden
- Bereich III: Klimakälteleistungsbedarf vorhanden

#### Beispielanlage:

Die Kennwerte für Bild 3.4 lauten:

	Aussen-temperatur [°C]			
	-8	12	20	30
$\dot{Q}_H$	32 kW	0	0	0
$\dot{Q}_W$	5 kW	5 kW	5 kW	5 kW
$\dot{Q}_K$	0	0	0	62 kW
$\dot{Q}_{GK}^*$	12.6 kW	12.6 kW	12.6 kW	12.6 kW
$P_{el}$	13.5 kW	7.2 kW	7.2 kW	42.6 kW

\* Für die Gewerbekälte wurde der 24 h-Mittelwert verwendet für eine Laufzeit von 12 Stunden pro Tag. Ein Tagesspeicher ist vorhanden.

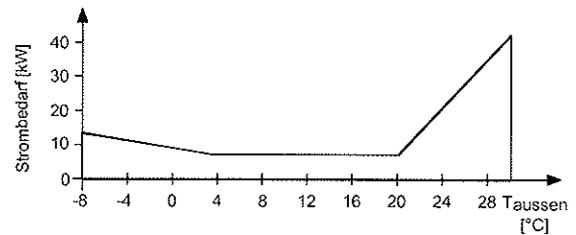


Bild 3.5 Strombedarf in Funktion der Aussen-temperatur (Beispielanlage).

#### Heiz- und Kühlenergien für die Beispielanlage:

Für die Beispielanlage gelten die folgenden Nutz-energiebezüge pro Jahr:

- Heizenergiebezug:  
105'300 kWh = 379'100 MJ ~ 237 MJ/m<sup>2</sup>
- Warmwasserenergiebezug:  
43'800 kWh = 157'700 MJ ~ 99 MJ/m<sup>2</sup>
- Klimakälteenergieverbrauch:  
15'500 kWh = 55'800 MJ ~ 35 MJ/m<sup>2</sup>
- Kühl- und Tiefkühlenergiebezug:  
110'400 kWh = 397'400 MJ ~ 248 MJ/m<sup>2</sup>

Diese Energiebezüge lassen sich aus den stündlich über ein Normjahr ermittelten Bezügen aufsummieren.

### 3.3 Bilanz der Erdwärmesonde

#### 3.3.1 Leistungsbilanz der Erdwärmesonde

Beim Einsatz einer gekoppelten Wärme- und Kälteerzeugung wird immer gleichzeitig Kälte und Wärme produziert. Übersteigt dabei die Rückkühlleistung der Kälteerzeugung den momentanen Wärmebedarf für Heizung und Warmwasser, so muss diese Differenz über die Erdwärmesonden ins Erdreich gespeichert werden. Ist andererseits die Rückkühlleistung der Kälteerzeugung geringer als der momentane Wärmebedarf, so kann die noch fehlende Wärme mit der Wärmepumpe wieder aus den Erdwärmesonden geholt werden. Dabei ist zu beachten, dass in diesem Fall nicht die ganze fehlende Wärme aus den Erdwärmesonden gezogen werden muss, weil in der Energiebilanz der grösste Teil der zusätzlichen, elektrischen Antriebsleistung ( $P_{el} - P_{elR}$ ) ebenfalls auf der Wärmeseite bilanziert werden kann.

Formelmässig kann die Rückkühlleistung  $\dot{Q}_R$  der Kälteproduktion geschrieben werden als:

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_{K_{tot}} + P_{elR} = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{EER + 1}{EER} = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{COP}{EER} \quad \text{Gl. 3.12}$$

Ersetzt man in dieser Beziehung EER durch die Leistungszahl COP, so erhält man:

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{COP}{COP - 1} \quad \text{Gl. 3.13}$$

Die Leistungsbilanz ergibt einen Wärmeentzug aus der Erdwärmesonde, wenn der Wärmeleistungsbedarf  $\dot{Q}_{H_{tot}}$  die Rückkühlleistung  $\dot{Q}_R$  übersteigt. Überwiegt die Rückkühlleistung  $\dot{Q}_R$ , erfolgt ein Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde (Bild 3.6).

#### 3.3.2 Wärmeentzug aus der Erdwärmesonde

Bei einem Wärmeentzug aus der Erdwärmesonde, also für  $\dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R > 0$  lautet die Leistungsbilanz:

$$\dot{Q}_{H_{tot}} = \dot{Q}_R + (P_{el} - P_{elR}) + \dot{Q}_{EWS\_Entzug} \quad \text{Gl. 3.14}$$

Aufgelöst nach der Erdwärmesonden-Entzugsleistung  $\dot{Q}_{EWS\_Entzug}$  ergibt dies:

$$\dot{Q}_{EWS\_Entzug} = \dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R - (P_{el} - P_{elR}) \quad \text{Gl. 3.15}$$

Ersetzt man nun die elektrische Leistungsaufnahme  $P_{elR}$  zur Kälteproduktion  $\dot{Q}_{K_{tot}}$  und die elektrische Leistungsaufnahme  $P_{el}$  zur Bereitstellung des Wärmebedarfs  $\dot{Q}_{H_{tot}}$ , so erhält man daraus:

$$\dot{Q}_{EWS\_Entzug} = \dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{EER + 1}{EER} - \left( \frac{\dot{Q}_{H_{tot}}}{COP} - \frac{\dot{Q}_{K_{tot}}}{EER} \right) \quad \text{Gl. 3.16}$$

Für  $\dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R > 0$  kann der Wärmeentzug aus der Erdwärmesonde mit Gl. 3.12, Gl. 3.13 und Gl. 3.16 somit auch geschrieben werden als:

$$\dot{Q}_{EWS\_Entzug} = \dot{Q}_{H_{tot}} \frac{EER}{EER + 1} - \dot{Q}_{K_{tot}} \quad \text{Gl. 3.17}$$

$$\dot{Q}_{EWS\_Entzug} = \dot{Q}_{H_{tot}} \frac{COP - 1}{COP} - \dot{Q}_{K_{tot}} \quad \text{Gl. 3.18}$$

#### 3.3.3 Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde

Bei einem Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde, also für  $\dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R < 0$  lautet die Leistungsbilanz:

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_{H_{tot}} + \dot{Q}_{EWS\_Eintrag} \quad \text{Gl. 3.19}$$

Aufgelöst nach der Erdwärmesonden-Eintragsleistung  $\dot{Q}_{EWS\_Eintrag}$  ergibt dies:

$$\dot{Q}_{EWS\_Eintrag} = \dot{Q}_R - \dot{Q}_{H_{tot}} \quad \text{Gl. 3.20}$$

Ersetzt man nun die Rückkühlleistung  $\dot{Q}_R$  der Kälteproduktion  $\dot{Q}_{K_{tot}}$ , so erhält man daraus für  $\dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R < 0$ :

$$\dot{Q}_{EWS\_Eintrag} = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{EER + 1}{EER} - \dot{Q}_{H_{tot}} \quad \text{Gl. 3.21}$$

$$\dot{Q}_{EWS\_Eintrag} = \dot{Q}_{K_{tot}} \frac{COP}{COP - 1} - \dot{Q}_{H_{tot}} \quad \text{Gl. 3.22}$$

#### Beispielanlage:

Wärmeentzug bei  $\dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R > 0$ .

Wärmeeintrag bei  $\dot{Q}_{H_{tot}} - \dot{Q}_R < 0$ .

	Aussentemperatur [°C]			
	-8	12	20	30
$\dot{Q}_R$	20 kW	20 kW	20 kW	118 kW
$\dot{Q}_{H_{tot}}$	37 kW	5 kW	5 kW	5 kW
$\dot{Q}_{K_{tot}}$	12.6 kW	12.6 kW	12.6 kW	74.6 kW
$\dot{Q}_{EWS\_Entzug}$	11 kW			
$\dot{Q}_{EWS\_Eintrag}$		15 kW	15 kW	113 kW

Berechnet mit COP = 2.75 bzw. EER = 1.75.

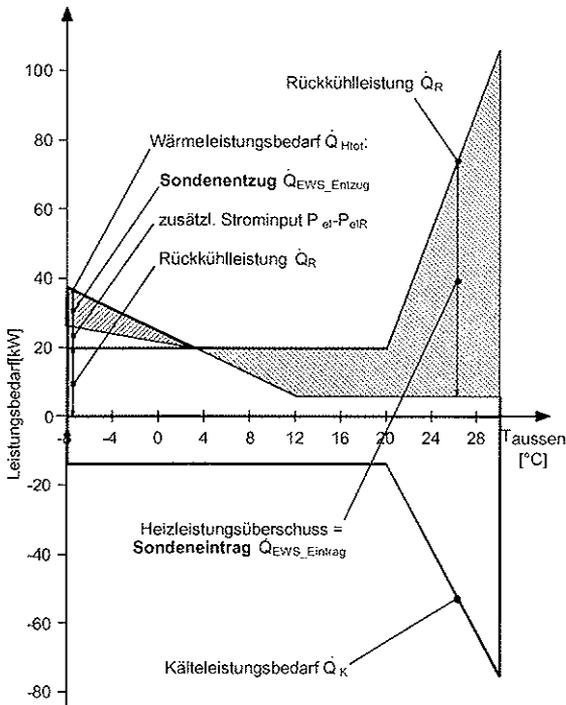


Bild 3.6 Entzugs- und Eintragsleistung der Erdwärmesonde in Funktion der Aussentemperatur (Beispielanlage).

3.3.4 Energiebilanz der Erdwärmesonde

Bei Energiebilanzen stellt sich nun generell die Frage, über welchen Zeitraum zweckmässigerweise zu bilanzieren ist. Die Formeln Gl. 3.17 und Gl. 3.21 zeigen klar, dass man bei gleichem Heiz- und Kühlenergiebedarf immer einen Wärmeeintrag in die Erdwärmesonden erhält. Es ist somit aus der Sicht der Erdwärmesonden nicht zulässig, einfach mit Tages- oder Monatsmitteln des Heiz- oder Kühlbedarfs zu rechnen. Man muss vielmehr stündlich bilanzieren und den Wärmeeintrag und den Wärmeentzug separat aufsummieren.

Zur Bestimmung der Energiebilanz der Erdwärmesonde müssen somit zuerst die Lastprofile für Heizen und Kühlen des Gebäudes als Stundenmittelwerte für ein ganzes Jahr erstellt werden. Dazu wird in einem ersten Schritt ein Lastdiagramm mit dem Wärme- und Kühlleistungsbedarf in Funktion der Aussentemperatur bestimmt (cf. Bild 3.4). Vereinfacht muss bei diesem Vorgehen davon ausgegangen werden, dass sich auch die Wärmegewinne proportional zur Aussentemperatur verhalten. Dies ist streng genommen nicht der Fall, beeinflusst aber das Endergebnis kaum. In einem zweiten Schritt wird mit Hilfe von Gl. 3.17 und Gl. 3.21 die Leistungsbilanz in Funktion der

Aussenlufttemperatur für die Erdwärmesonden aufgestellt (cf. Bild 3.6). Im dritten Arbeitsschritt wird der Jahresverlauf der Aussentemperaturen für den geplanten Anlagenstandort ermittelt. Dies kann beispielsweise aus den Meteodaten (z. B. aus Meteonorm: Remund, Salvisberg, Kunz, 1995) eines Normjahres oder mit entsprechenden statistischen Methoden (Markovketten) erfolgen. Daraus kann der stündliche Wärmeeintrag bzw. Wärmeentzug der Erdwärmesonden berechnet werden. Bild 3.7 zeigt berechnete Lastprofile für Heizen und Kühlen für verschiedene typische Tage unter Bezug der effektiven Heizgradtage eines Normjahres. Daraus können Jahres-, Monats- oder Wochenenergiebilanzen des Heizwärme- und Kühlenergiebedarfs für das Gebäude und die Erdwärmesonden berechnet werden.

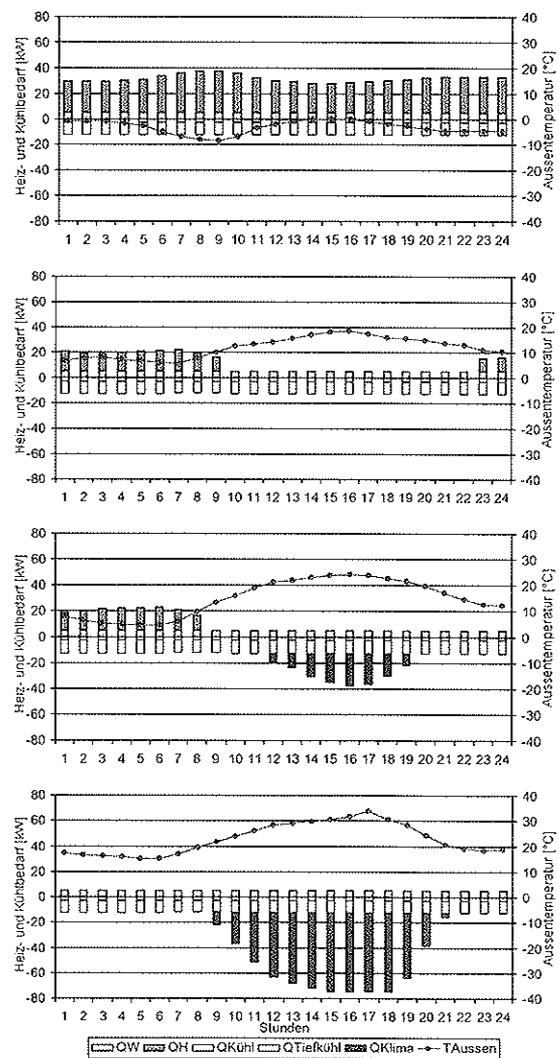


Bild 3.7 Berechnete Tagesgänge von Wärme- und Kühlleistungsbedarf (Beispielanlage).  
 Von oben nach unten: 7.1. kalter Tag  
 26.3. Übergangszeit  
 6.5. Übergangszeit  
 28.7. heissester Tag

Die Jahresenergiebilanz des Gebäudes ist im vorliegenden Fall nicht ausgeglichen (siehe Bild 3.8), sondern ergibt einen Überschuss beim Heizenergiebedarf von 53 MJ/m<sup>2</sup>. Dies entspricht einem Heizleistungsüberschuss von ca. 2.7 kW.

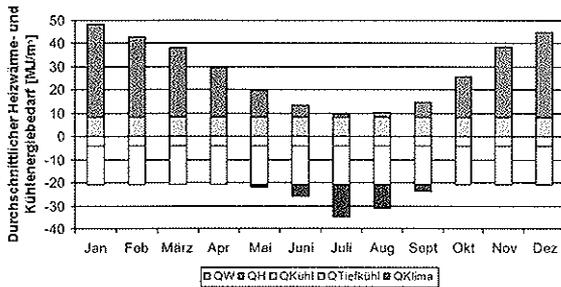


Bild 3.8 Durchschnittlicher Heizwärme- und Kühlenergiebedarf in MJ pro m<sup>2</sup> EBF (Beispielanlage).

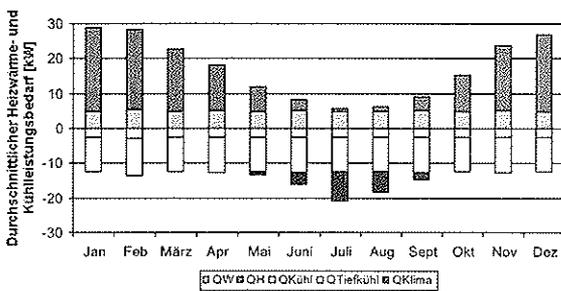


Bild 3.9 Durchschnittlicher Heizwärme- und Kühlleistungsbedarf des Gebäudes (Beispielanlage).

**Energiebilanz Erdwärmesonde**

Ausgehend von den für ein ganzes Jahr berechneten Stundenmittelwerten des Wärme- und Kälteleistungsbedarfs des Gebäudes wird die Energiebilanz der Erdwärmesonde bestimmt. Im Beispiel heben sich Wärmeleistungsbedarf für Warmwasser und Kälteleistungsbedarf für Gewerbekälte auf und werden nicht berücksichtigt. Im vorliegenden Fall zeigt sich ein deutlicher Wärmeintragsüberschuss in die Erdwärmesonde (Bild 3.10). Der jährliche Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde beträgt ca. 39 MWh, was einer durchschnittlichen Eintragsleistung von 4.5 kW entspricht.

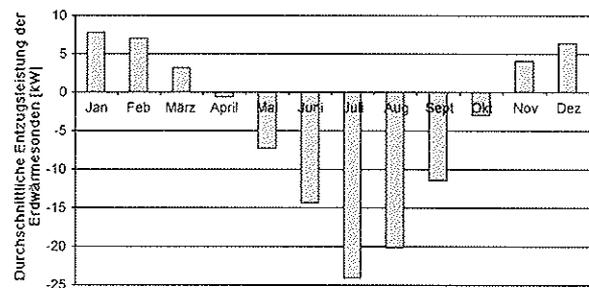


Bild 3.10 Durchschnittliche Entzugsleistung der Erdwärmesonden (Beispielanlage).

**Schlussfolgerung**

Selbst bei annähernd gleichem Heizwärme- und Kälteenergiebedarf eines Gebäudes (Bild 3.8) zeigt die Energiebilanz der Erdwärmesonde einen deutlichen Eintragsüberschuss während des Kühlbetriebs im Sommer (Bild 3.10). Dies bedeutet, dass die Erdwärmesonde in diesem Beispiel auf den Kühlfall im Sommerbetrieb ausgelegt werden muss.

Im Anhang 9.2 befindet sich ein Energieflussdiagramm der Beispielanlage. Die berechneten Werte werden mit den Messungen, die im Rahmen eines P+D-Projektes (Huber, 2000) in der Autobahnraststätte Grauholz durchgeführt wurden, verglichen.

# 4 Komponentenauslegung

## 4.1 Wärmepumpe

Bei der Dimensionierung der Wärmepumpe muss zunächst abgeklärt werden, ob auf den Heizfall im Winter oder auf den Kühlfall im Sommer ausgelegt werden muss. Im Heizfall bedeutet dies, dass der Heizleistungsbedarf  $\dot{Q}_H$  nach SIA 384/2 und der mittlere Leistungsbedarf Warmwasser  $\dot{Q}_{WV}$  zusammengezählt werden müssen (Gl. 3.7). Tagesschwankungen im Warmwasserbedarf sind dabei im Brauchwasserspeicher aufzufangen. Beim Kühlfall wird die Klimakälte  $\dot{Q}_K$  nach SIA 382/2 zur Gewerbekälte  $\dot{Q}_{GK}$  addiert (Gl. 3.11). Für die Berechnung des Leistungsbedarfs für die Gewerbekälte wird typischerweise von einem Gleichzeitigkeitsfaktor der einzelnen Kühl- und Tiefkühlgeräte von 0.8 ausgegangen (Gl. 3.9).

Als nächster Schritt wird nun die Rückkühlleistung im Kühlfall (Gl. 3.10) mit dem maximalen Heizleistungsbedarf  $\dot{Q}_{Htot}$  (Gl. 3.7) verglichen:

$$\text{Heizleistung WP} = \text{Max}\left(\dot{Q}_{Ktot} \frac{COP}{EER}, \dot{Q}_{Htot}\right) \quad \text{Gl. 4.1}$$

COP und EER sind keine Konstanten, sondern Grössen, die vom Temperaturniveau der Nutzwärme und der Gewerbekälte abhängig sind. Bei der Dimensionierung der Wärmepumpe muss man vom Betriebszustand mit dem grössten Temperaturhub ausgehen. Dies ist in der Regel dann der Fall, wenn mit der Abwärme der Tiefkühlräume Warmwasser erzeugt werden soll.

Bei mehrstufigen Wärmepumpen mit Direktverdampfung empfiehlt es sich jedoch, die einzelnen Stufen getrennt zu behandeln.

Für jede Stufe muss somit in einem ersten Schritt der COP der geplanten Anlage geschätzt werden. Für diese Schätzung muss zunächst einmal ermittelt werden, wie hoch der thermodynamisch maximal mögliche Wirkungsgrad, der Carnot-Wirkungsgrad  $\eta_c$  ist.  $\eta_c$  berechnet sich mit

$$\eta_c = \frac{\Delta T}{T_H} \quad \text{Gl. 4.2}$$

In Gl. 4.2 ist  $\Delta T$  die Temperaturerhöhung der jeweiligen Wärmepumpen-Stufe (Kondensationstemperatur minus Verdampfungstemperatur) und

$T_H$  die Kondensationstemperatur der Wärmepumpe in [K].

Wie weit man vom maximal möglichen Wirkungsgrad einer Wärmepumpe entfernt ist, wird mit dem Gütegrad  $\eta_G$  bestimmt. Gute Wärmepumpen erreichen heute Gütegrade von 40 % - 50 %. Daraus lässt sich dann der COP für die jeweilige Wärmepumpenstufe abschätzen mit:

$$COP = \frac{\eta_k}{\eta_c} = \eta_G \cdot \frac{T_H}{\Delta T} \approx 0.45 \cdot \frac{T_H}{\Delta T} \quad \text{Gl. 4.3}$$

Zu beachten ist, dass der Gütegrad mit der Verdampfungs- und Kondensationstemperatur gebildet wird und nicht mit der Quellen- und Senktemperatur.

Der durchschnittliche COP ist der mit den Heizleistungen gewichtete Durchschnitt aller parallel geschalteten Einzelstufen. Dieser durchschnittliche COP ist in Gl. 4.1 einzusetzen.

### Beispielanlage Grauholz (cf. Bild 5.2)

Transmission $Q_T$	26.7 kW	
Lüftung $Q_L$	13.3 kW	
Heizung $Q_H$ (SIA 384/2)	40.0 kW	
Wirkungsgrad $\eta$ der WRG	0.6	
Lüftung mit WRG $Q_{LWRG}$	5.3 kW	
Heizleistungsbedarf $Q_{HWRG}$	32.0 kW	32.0 kW
Warmwasser $Q_{WV}$	5.0 kW	5.0 kW
<b>Wärmeleistungsbedarf <math>Q_{Htot}</math></b>		<b>37.0 kW</b>
Tiefkühlstellen $Q_{TK}$ bei $-28$ °C	6.5 kW	
Kühlstellen $Q_K$ bei $-7$ °C	25 kW	
Gewerbekälte total:	31.5 kW	
Gleichzeitigkeit Gewerbekälte $f_{GK}$	0.8	25 kW
Klimakälte (SIA 382/2) bei $T_a=30$ °C	62 kW	62 kW
<b>Kühlleistungsbedarf <math>Q_{Ktot}</math></b>		<b>87 kW</b>
Kondensationstemperatur $T_H$ (50 °C)	323 K	
Temperaturhub $\Delta T$ Tiefkühlung (-28 / 50 °C)	78 K	
COP Tiefkühlung Gewerbekälte nach Gl. 4.3	1.86	
Temperaturhub $\Delta T$ Kühlung (-7 / 50 °C)	57 K	
COP Kühlung Gewerbekälte nach Gl. 4.3	2.55	
Temperaturhub $\Delta T$ Klimakälte (0 / 50 °C)	50 K	
COP Klimakälte nach Gl. 4.3	2.90	
Leistungsgemittelter COP	2.75	
Leistungsgemittelter EER (nach Gl. 1.7)	1.75	
Rückkühlleistung $Q_R$ nach Gl. 3.12		137 kW
Heizleistung WP nach Gl. 4.1		137 kW

## 4.2 Erdwärmesonden

### 4.2.1 Quellen- und Rücklauftemperaturen

Bei der Planung von Erdwärmesonden interessieren vor allem die Quellen- und Rücklauftemperaturen. Diese können mit Hilfe der Erdwärmesondengleichung (Gl. 4.4 und Gl. 4.5) berechnet werden: Wenn die Temperatur-Sprungantwort ( $g$ -function) bekannt ist, kann die zeitliche Entwicklung der durchschnittlichen Bohrlochtemperatur  $T_b$  (cf. Bild 1.8) berechnet werden. Ansätze für die Berechnung der Temperatur-Sprungantwort  $g$  sind im Anhang 9.5 und 9.6 zu finden. Mit Hilfe der Bohrlochtemperatur lässt sich die Quelltemperatur  $T_{\text{Quelle}}$ , d. h. die durchschnittliche Temperatur der Sole, die aus der Sonde kommt, bestimmen.

Für die Verdampfungstemperatur (und somit für die Leistungszahl der Wärmepumpe) ist im wesentlichen die Rücklauftemperatur  $T_{\text{Rücklauf}}$  massgebend. Für eine maximale Leistungszahl der Wärmepumpe (COP) muss der Solemassenstrom hoch gewählt werden. Dies ist auch der Grund, weshalb die meisten Wärmepumpen in den Herstellerangaben einen (physikalisch nicht begründbaren) hohen Solemassenstrom fordern. Das Ziel sollte es aber nicht sein, die Wärmepumpenleistungszahl (COP), sondern die Gesamtleistungszahl (GLZ) der Gesamtanlage, die auch den Strombedarf der Solepumpe beinhaltet, zu maximieren. Bei dieser Betrachtungsweise liegt das Optimum in der Regel bei weit geringeren Solemassenströmen. Für die Bestimmung des minimal nötigen Solemassenstroms müssen die folgenden Bedingungen eingehalten werden:

- Die Rücklauftemperatur  $T_{\text{Rücklauf}}$  muss über der Frostgrenze des Sondenfluids sein
- Die Rücklauftemperatur  $T_{\text{Rücklauf}}$  muss in jedem Fall über der minimalen Verdampfungstemperatur der Wärmepumpe liegen
- Die Quelltemperatur  $T_{\text{Quelle}}$  kann nicht über der Temperatur des ungestörten Erdreiches  $T_m$  liegen.

### Erdwärmesondengleichung

Ein Ansatz für die Berechnung der Quelltemperatur ist in Anhang 9.5 zu finden.

Grundsätzlich ist die Quelltemperatur eine Funktion der spezifischen Entzugsleistung  $\dot{q}$  und von vier thermischen Widerständen (des Erdreiches, der Hinterfüllung in der Bohrung, des Wärmeübergangs ans Sondenfluid und des Transportes in der Erdwärmesonde). Zu Beginn eines Entzugszyklus ist der Wärmeübergang ans Sondenfluid dominant, aber bereits nach kurzer Entzugszeit wird der thermische Widerstand des Erdreiches grösser und somit zum eigentlichen Flaschenhals beim Wärmeentzug. Es ist somit nicht notwendig, auf eine turbulente Strömung in der Erdwärmesonde zu achten.

Unter der Annahme genügend grosser Sonden-durchsätze  $\dot{m}_{\text{Sole}}$  (was bei den üblichen Auslegungen der Fall ist) kann die Quelltemperatur bei Doppel-U-Sonden mit der folgenden Erdwärmesondengleichung berechnet werden:

$$T_{\text{Quelle}} = T_m - \left[ \frac{g(t, H)}{2 \pi \lambda_{\text{Erde}}} + \frac{1}{8 \pi \alpha r_o} + R_c - \frac{H}{2 \dot{m} c_p} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 4.4}$$

Dabei ist  $H$  die Sondenlänge,  $\dot{q}$  der Wärmeentzug aus der Sonde pro Bohrlänge.  $\alpha$  ist der Wärmeübergangskoeffizient des Sondenfluids an die Sonde und  $r_o$  der Innenradius der Sondenrohre. Die Funktion  $g$  ist die dimensionslose Temperatursprungantwort für eine Einzelsonde oder ein ganzes Erdwärmesondenfeld. Typische Temperatursprungantworten sind in Anhang 9.6 zu finden.

Für die Sonden-Rücklauftemperatur  $T_{\text{Rücklauf}}$  (massgebend für die Frostsicherheit) gilt:

$$T_{\text{Rücklauf}} = T_m - \left[ \frac{g(t, H)}{2 \pi \lambda_{\text{Erde}}} + \frac{1}{8 \pi \alpha r_o} + R_c + \frac{H}{2 \dot{m} c_p} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 4.5}$$

Die Gleichung Gl. 4.4 ist in Bild 4.1 bis Bild 4.4 grafisch dargestellt.

**4.2.2 Dimensionierung von Erdwärmesondenfeldern**

**Dimensionierung mit Handrechenmethode**

In Kapitel 3.3 wurde gezeigt, wie die Sondenbelastung im Stundenschnitt berechnet und dann zu Monatsbilanzen und kurzzeitigen Leistungsspitzen zusammengefasst wird. Nachfolgend soll nun daraus mit Hilfe der Erdwärmesondengleichung (Gl. 4.4) das thermische Verhalten der Erdwärmesonden aufgezeigt werden.

Dazu muss zuerst das langfristige Verhalten des Erdreiches untersucht werden. Die Jahresbilanz zeigt, ob dem Boden durchschnittlich mehr Wärme entzogen oder zugeführt wird. Je nach Resultat erfolgt eine langsame Abkühlung oder Erwärmung des Erdreiches. Als nächstes wird mit Gl. 9.3 die Zeitkonstante des Sondenfeldes aus der Bohrtiefe und der Temperaturleitfähigkeit der Erde bestimmt. Mit Hilfe der Erdwärmesondengleichung Gl. 4.4 kann dann das zu erwartende, nachhaltige Temperaturniveau berechnet werden. Bild 4.1 zeigt ein Beispiel, bei dem bei einer durchschnittlichen Rückkühlleistung von 10 W pro Meter Sondenlänge nach fünf Jahren mit einer Erwärmung des Erdreiches um ca. 5 °C zu rechnen ist. Bei einer entsprechenden Entzugsleistung ändert sich einzig das Vorzeichen, d. h. es wäre mit einer Abkühlung von 5 °C zu rechnen.

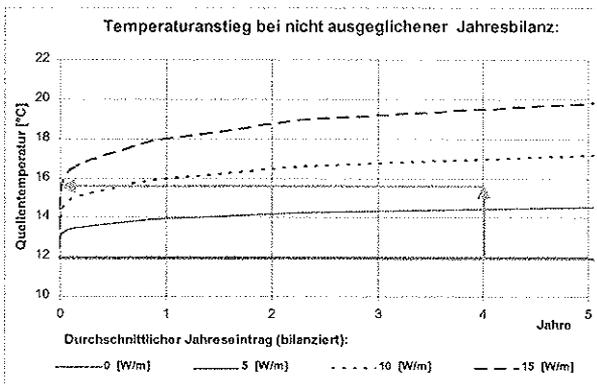


Bild 4.1: Temperaturanstieg über 5 Jahre für ein Sondenfeld mit 4 Erdwärmesonden im Quadrat, 80 m Bohrtiefe, 8 m Sondenabstand,  $\lambda_{\text{Erde}} = 2.7 \text{ W/(mK)}$ , 32 mm Doppel-U-Sonde mit Sondendurchsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde.

Wie stark dieses Resultat von der Wärmeleitfähigkeit der Erde abhängt, zeigt Bild 4.2 am Beispiel einer durchschnittlichen Sondenbelastung von 10 W/m.

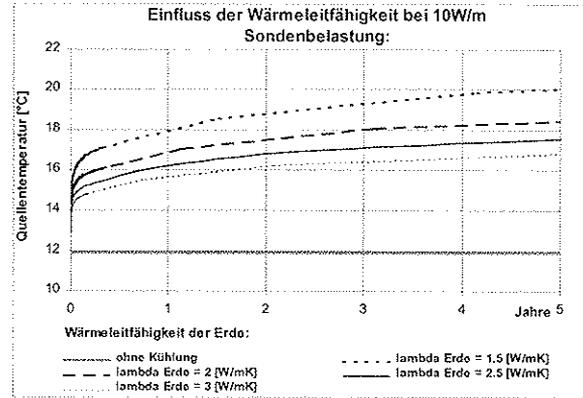


Bild 4.2: Langfristige Erhöhung der Quelltemperatur für ein Sondenfeld mit 4 Erdwärmesonden im Quadrat, 80 m Bohrtiefe, 8 m Sondenabstand, Einspeisleistung 10 W/m im Jahresdurchschnitt, 32 mm Doppel-U-Sonde mit Sondendurchsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde.

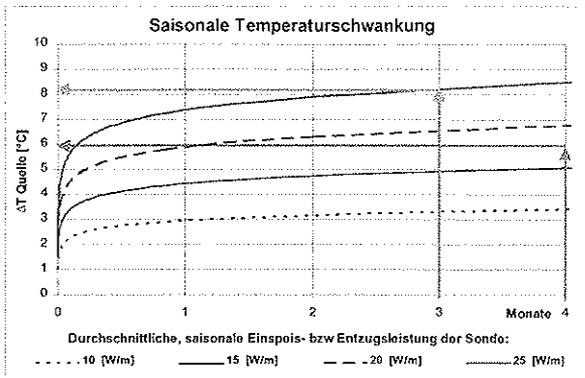
Saisonal kann die Sondenbelastung ein Mehrfaches der Jahresbelastung betragen. Das Superpositionsprinzip erlaubt es, neben der durchschnittlichen Jahresbelastung die saisonalen Schwankungen für sich alleine zu berechnen und die Resultate zu überlagern.

**Beispielanlage: Monatliche Sondenbelastungen**

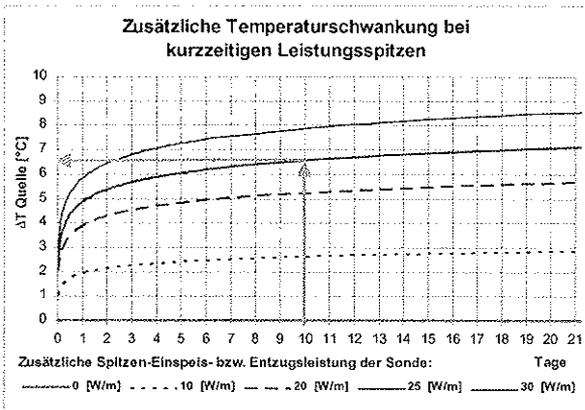
	Absolute Belastung	Saisonale Belastung	
Januar	12.5 W/m	+7.4	= 19.9 W/m
Februar	11 W/m	+7.4	= 18.4 W/m
März	6 W/m	+7.4	= 13.4 W/m
April	-1 W/m	+7.4	= 6.4 W/m
Mai	-12 W/m	+7.4	= -4.6 W/m
Juni	-23 W/m	+7.4	= -15.6 W/m
Juli	-40 W/m	+7.4	= -32.6 W/m
August	-34 W/m	+7.4	= -26.6 W/m
September	-20 W/m	+7.4	= -12.6 W/m
Oktober	-5 W/m	+7.4	= 2.4 W/m
November	7 W/m	+7.4	= 14.4 W/m
Dezember	10 W/m	+7.4	= 17.4 W/m
<b>Durchschnitt:</b>	<b>-7.4 W/m</b>	<b>+7.4</b>	<b>= 0 W/m</b>

Die absolute Belastung kann für obiges Beispiel aus Bild 3.10 herausgelesen werden. Die Rückkühlleistung der Sonde bzw. die Eintragsleistung ins Erdreich beträgt für dieses Beispiel im Jahresdurchschnitt 7.4 W/m. Mit diesem Wert wird das nachhaltige, langfristige Temperaturniveau im

Erdreich bestimmt. Um die saisonalen Schwankungen zu erhalten, wird die Jahresdurchschnittsleistung von der monatlichen Durchschnitts-Rückkühlleistung der Erdwärmesonden subtrahiert. Damit wird das saisonale Verhalten der Erdwärmesonden bestimmt (cf. Bild 4.3) und dazu das nachhaltige, langfristige Temperaturniveau addiert.



**Bild 4.3:** Mittelfristige, zusätzliche Erhöhung bzw. Senkung der Quellentemperatur für ein Sondenfeld mit 4 Erdwärmesonden im Quadrat, 80 m Bohrtiefe, 8 m Sondenabstand,  $\lambda_{Erde} = 2.7 \text{ W/(mK)}$ , 32 mm Doppel-U-Sonde mit Sondendurchsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde.



**Bild 4.4:** Kurzfristige, zusätzliche Erhöhung bzw. Senkung der Quellentemperatur für eine beliebige Sondenanordnung,  $\lambda_{Erde} = 2.7 \text{ W/(mK)}$ , 32 mm Doppel-U-Sonde mit Sondendurchsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde.

Das gleiche Vorgehen wählt man auch für die kurzzeitigen Leistungsspitzen (Bild 4.4), wobei bei diesen keine Rücksicht mehr auf die Sondenkonfiguration genommen werden muss, weil sich die kurzzeitigen Leistungsspitzen nur noch im Sondenbereich auswirken.

**Beispiel: Abschätzung der Quellentemperatur im Sommer und Winter**

Für ein Erdwärmesondenfeld von vier Erdwärmesonden (Anordnung 2 x 2 im Quadrat) mit 80 m Bohrtiefe und einem Sondenabstand von 8 m im Erdreich mit einer Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{Erde} = 2.7 \text{ W/(mK)}$  bei einem Sondendurchsatz von 0.3 kg/s pro Erdwärmesonde soll bei folgendem Entzugsprofil die Quellentemperatur der Erdwärmesonden berechnet werden:

**Sommerbetrieb:**

- Durchschnittliche Jahresentzugsleistung: - 7.5 W/m
- Zusätzliche saisonale Belastung (Durchschnitt Juni – August): - 25.0 W/m
- Zusätzliche 10-Tages-Spitze: - 25.0 W/m
- Sommer-Leistungsspitze total: - 57.5 W/m

Quellentemperatur im vierten Betriebsjahr

- Jahresdurchschnitt (Bild 4.1): 15.6 °C
- Saisonale Temperaturerhöhung (Juni – August, Bild 4.3): + 8.2 °C
- 10-Tages-Spitze (Bild 4.4): + 6.7 °C
- Sommer-Temperaturspitze (Max.): 30.5 °C

**Winterbetrieb:**

- Durchschnittliche Jahresentzugsleistung: - 7.5 W/m
- Zusätzliche saisonale Belastung (Durchschnitt Nov – Feb): + 17.5 W/m
- Zusätzliche 10-Tages-Spitze: + 25.0 W/m
- Winter-Leistungsspitze total: + 35.0 W/m

Quellentemperatur im vierten Betriebsjahr

- Jahresdurchschnitt (Bild 4.1) 15.6 °C
- Saisonale Temperaturerhöhung (Nov – Feb, Bild 4.3) - 6.0 °C
- 10-Tages-Spitze (Bild 4.4): - 6.7 °C
- Winter-Temperaturspitze (Min.) + 2.9 °C

Bis anhin wurde gezeigt, wie das Temperatur-niveau in der Erdwärmesonde berechnet werden kann. Etwas aufwendiger ist eine Aussage über den anzustrebenden Zielwert für die Dimensionierung. Dazu müssen die folgenden Randbedingungen eingehalten werden:

- ☞ Die Frostgrenze des Sondenfluids darf nicht unterschritten werden
- ☞ Die Rückkühlspitzen dürfen nicht zu unzulässigen Druckspitzen in der Wärmepumpe führen ("Hochdruck")
- ☞ Der Sondendurchsatz sollte nicht so hoch gewählt werden, dass mehr als 10 % der benötigten Energie in die Umwälzpumpen gesteckt wird.

Neben diesen Randbedingungen ist ein klassisches Optimierungsproblem zwischen Investitionskosten (Sondenlänge) und Betriebskosten (COP/EER der Wärmepumpe) zu lösen.

**Dimensionierung mit PC-Programm EWS**

Auch bei der Dimensionierung von Erdwärmesondenfeldern mit einem PC-Programm ist, wie bei der Handrechenmethode, die Berechnung der Sondenbelastung im Stundenschritt (cf. Kapitel 3.3) notwendig. Als Eingaben für das Erdwärmesondenprogramm EWS (siehe auch Anhang 9.1) dienen die Werte der aufsummierten Monatsbilanzen dieser stündlich berechneten Sondenbelastungen (Bild 4.5).

Der nächste Schritt besteht darin, die maximale Entzugs- und Einspeiseleistung in die Erdwärmesonden während des Wärmepumpenbetriebs zu berechnen. Bei diesem Schritt ist zu beachten, dass das Programm von einem Ein-Aus-Betrieb ausgeht und dass das Maximum nicht direkt aus der installierten Wärmepumpenleistung abgeleitet werden kann. Dies deshalb, weil bei vernünftiger Anlagensteuerung immer ein Teil der Gewerkekälte zur Warmwasserproduktion verwendet werden kann und die Erdwärmesonden somit dadurch nicht belastet werden.

Angaben über die Bodeneigenschaften und Wahl der Temperatursprungantwort, damit die gegenseitige Beeinflussung von mehreren Erdwärmesonden berücksichtigt wird, vervollständigen die Grundeingaben im Programm.

Im letzten Schritt wird die Optimierung der Bohrtiefe und Anzahl Erdwärmesonden durchgeführt. Die physikalischen Grenzen liegen nach oben in der maximalen Kondensationstemperatur der Wärmepumpe und nach unten beim Gefrieren des Sondenfluids oder der Sondenhinterfüllung. Aus energetischen und ökonomischen Gründen wird man aber nicht an diese Grenzen herangehen und sich sinnvollerweise vornehmen, nicht tiefer als -5 °C und nicht höher als 45 °C – 50 °C bei der Rücklauftemperatur zu gehen (Bild 4.6).

Neues Lastprofil mit den folgenden Werten erzeugen?  ja  nein  
 (bei 'nein' werden die Daten aus dem Eingabefeld übernommen)

Definition des Lastprofils mit monatlicher Entzugsenergie?  ja  nein  
 (bei 'nein' muss die tägliche Sondenlaufzeit vorgegeben werden)

**Monatliche Entzugsenergie**

im Januar	4320 [kWh]	im Juli	16200 [kWh]
im Februar	3360 [kWh]	im August	16200 [kWh]
im März	2160 [kWh]	im September	8100 [kWh]
im April	0 [kWh]	im Oktober	2700 [kWh]
im Mai	5400 [kWh]	im November	2160 [kWh]
im Juni	-10800 [kWh]	im Dezember	3600 [kWh]

Entzugsleistung Sonde bei Heizbetrieb [kW] 24,0 (positives Vorzeichen)  
 Einspeisleistung Sonde bei Kühlbetrieb [kW] 30,0 (positives Vorzeichen)  
 Dauerbetrieb der Sonden Erde Februar [Tage] 0  
 Entzugsleistung im Dauerbetrieb [kW] 24,00 (Spitzenwert Februar)

Bild 4.5: Eingabe der monatlichen Entzugsenergie im Programm EWS.

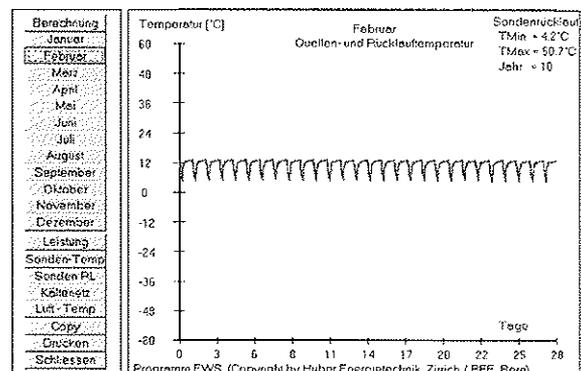


Bild 4.6: Erdwärmesondentemperatur der Beispielanlage im Winter.

**Beispielanlage: Optimierung der Anzahl Erdwärmesonden**

Als Randbedingungen für die Berechnung der Quellen- und Rücklauftemperaturen der Erdwärmesonden gelten folgende Werte:

- Auslegungsmassenstrom: 4.4 kg/s \*
- $\lambda_{\text{Erde}}$ : 2.6 W/(mK) \*\*
- Sondenabstand: 10 m
- Sondendurchmesser: 32 mm
- Simulationszeit: 10 Jahre

\* Der Auslegungsmassenstrom der Wärmepumpe kann mit Hilfe des Programms EWS-DRUCK (siehe Anhang 9.1) berechnet werden.

\*\* Plausible Annahme für durchschnittliche Stoffdaten (siehe Bild 9.14).

Die Anlage ist so gesteuert, dass das Warmwasser immer mit der Rückkühlung für die Gewerbekälte erzeugt werden kann. Für die Sondendimensionierung kann somit in diesem Fall die Gewerbekälte und die Warmwasserproduktion vernachlässigt werden. Es folgt also:

- Max. Entzugsleistung:  $32 \cdot \frac{2.7}{3.7} = 23.4 \text{ kW}$
- Max. Eintragsleistung:  $62 \cdot \frac{3.2}{2.2} = 90 \text{ kW}$

Eine Simulation im Programm EWS ergibt bei verschiedenen Sondenanzahlen die folgenden Quellen- und Rücklauftemperaturen:

Anzahl Sonden à 100 m	T <sub>max</sub> (Rücklauf) [°C]	T <sub>min</sub> (Rücklauf) [°C]
6	50.7	4.2
5	57.1	3.1
4	67.5	0.7

Setzt man für die Rücklauftemperatur einen Grenzwert von maximal 50 °C und minimal 0 °C, so sind in der Beispielanlage 6 Erdwärmesonden à 100 m notwendig.

**Modellüberprüfung**

Zur Überprüfung des verwendeten Modells wurde eine Messung der Rücklauftemperatur der Erdwärmesonden in der Autobahnraststätte Grauholz zwischen dem 28. Juli und 19. September 2000 durchgeführt. Die Aussentemperaturen schwankten während dieser Zeit zwischen 8.0 °C (8.9.00, 4.00 Uhr) und 32.5 °C (20.8.00, 16.00 Uhr). Die Rücklauftemperaturen nahmen Werte zwischen 20.2 °C (8.9.00, 7.00 Uhr) und 47.4 °C (18.8.00, 17.30 Uhr) an. Bild 4.7 zeigt den Verlauf der Rücklauftemperatur.

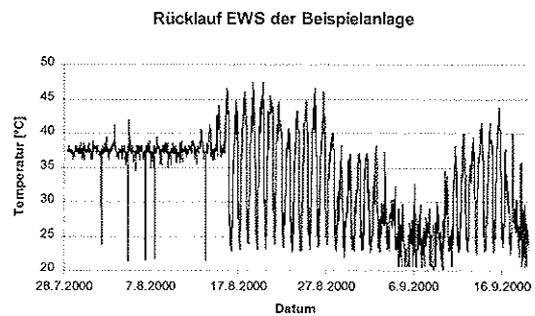


Bild 4.7: Gemessene Rücklauftemperaturen der Erdwärmesonden in der Beispielanlage während dem 28.7. bis 19.9.2000.

Ein Vergleich zwischen Messung und Modell zeigt, dass Modellannahmen und Wirklichkeit sehr nahe beieinander liegen: Die Modellannahmen ergeben eine maximale Sondenrücklauftemperatur von 50.7 °C (Bild 4.8), in der Messung wurde ein Maximalwert von 47.4 °C erreicht.

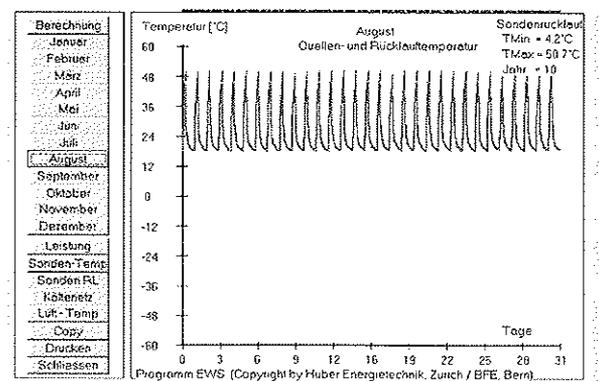


Bild 4.8: Berechnete Sondenrücklauftemperatur für den Monat August der Erdwärmesonden der Beispielanlage mit Modellannahmen.

### 4.3 Warmwasser- und Heizungsspeicher

Durch den Einsatz von Warmwasser- und Heizungsspeichern kann der Betrieb einer gekoppelten Anlage optimiert werden (cf. Kapitel 1.5.4). In der Regel wird versucht, die anfallende Wärme der Rückkühlung für die Aufbereitung des Warmwassers zu verwenden. Im Tagesverlauf ist jedoch nicht konstant die selbe Warmwassermenge notwendig, deshalb sollte die Verwendung der Wärme aus der Rückkühlung etwas differenzierter angeschaut werden. Grundsätzlich können zwei Betriebsfälle unterschieden werden:

$$\text{A) } \dot{Q}_{H_{tot}} > \dot{Q}_R \qquad \text{B) } \dot{Q}_{H_{tot}} < \dot{Q}_R$$

Kann bei A) der Heizbedarf nicht aus der Rückkühlung gedeckt werden, so sollte der Warmwasserspeicher nicht geladen werden, sofern dieser noch nicht leer ist. Reicht die Rückkühlleistung immer noch nicht aus, muss zusätzlich der Heizungsspeicher entladen werden, um den Heizbedarf decken zu können. Erst im letzten Schritt sollte die Wärme der Erdwärmesonde entzogen werden.

Ist im Fall B) die Rückkühlung grösser als der Heiz- und Warmwasserbedarf, so sollten in erster Priorität mit der überschüssigen Wärme die Warmwasser- und Heizungsspeicher geladen werden. Erst wenn diese voll geladen sind, sollte die restliche Wärme an die Erdwärmesonden abgegeben werden.

☞ Fällt bei einer Anlage mit Heiz- und Kühlbedarf die Rückkühlleistung  $\dot{Q}_R$  an, so sollte die entstehende Wärme in folgender Reihenfolge gebraucht werden.

1. Deckung des erforderlichen Heizbedarfs
2. Beladung der Warmwasser- und Heizungsspeicher
3. Beladung der Erdwärmesonden.

#### 4.3.1 Warmwasserspeicher

Das Volumen des Warmwasserspeichers lässt sich aus dem täglichen Warmwasserverbrauch und der Rückkühlleistung der Gewerbekälte ermitteln. Im Anhang 9.3 befindet sich eine Zusammenstellung über typische Warmwasserverbräuche.

#### Beispielanlage:

Anzahl Sitzplätze im Restaurant =	225 P
Tägl. Warmwasserbedarf pro Person =	20 l/(d P)
Tägl. Warmwasserbedarf =	4500 l

$$\text{Speichervolumen Warmwasser} = 2 * 1500 \text{ l}$$

#### 4.3.2 Heizungsspeicher

##### Technischer Speicher

Ein Heizungsspeicher ist aus zwei Gründen notwendig: Einerseits weil auf der Wärmepumpenseite und auf der Verbraucherseite Kreisläufe mit unterschiedlichen Durchflüssen bestehen. Diese müssen voneinander entkoppelt werden. Andererseits, weil der Kondensator in der Wärmepumpe nur einen sehr kleinen Wasserinhalt hat. Seine Verhaltensweise gleicht einem Durchlauferhitzer und würde, wegen Überleistung während der meisten Zeit der Heizperiode, zu einer viel zu hohen Schalthäufigkeit führen. Dies verkürzt einerseits die Lebensdauer des Verdichters, andererseits stellen die Elektrizitätswerke bestimmte Anforderungen an die maximal zulässige Schalthäufigkeit pro Stunde. Durch einen technischen Speicher, der eine maximal zulässige Schalthäufigkeit gewährleistet, lässt sich dieses Problem lösen. Dabei handelt es sich um kleine Wasserspeicher, die mit der zeitweise vorhandenen Überschusswärme aufgeheizt werden.

##### Wärmespeicher

Der Hauptzweck von Wärmespeichern ist die Energiespeicherung auf einem nutzbaren Temperaturniveau. Das Erdreich kann somit nur dann als Wärmespeicher betrachtet werden, wenn die Wärme direkt zur Kühlung und zum Heizen Verwendung findet, wie beispielsweise in Bild 2.9. Mit Wärmespeichern kann erreicht werden, dass im Tagesverlauf Überschusswärme aus der Rückkühlung der täglichen Kälteproduktion zum Heizen in der Nacht verwendet werden kann. Dadurch muss die Wärmepumpe total weniger lang laufen und es kann somit elektrische Energie eingespart werden. Während der Speicherladung und der Speicherentladung läuft die Wärmepumpe in ihrem optimalen Betriebszustand (gemäss Kapitel 1.5.3,  $GLZ = COP/EER$ ).

- ☞ **Technischer Speicher:**
  - Hydraulische Entkopplung
  - Reduzierte Schalzhäufigkeit (Max. n = 2...3 / Stunde)
- ☞ **Wärmespeicher (zusätzlicher Nutzen):**
  - Erhöhung der Gesamtleistungszahl GLZ und damit Stromersparung (siehe Kapitel 1.5.4)
  - Grösserer Anteil Niedertarifstrom

**Speicherdimensionierung**

Speicher werden generell für die Übergangszeit, also Perioden mit zeitlich verschobenem Heiz- und Kühlbedarf dimensioniert.

- ☞ Der Speicher soll so gross sein, dass darin der Anteil an Rückkühlwärme aufgenommen werden kann, der
  - 1) momentan nicht für Heizzwecke benötigt wird
  - 2) innerhalb der Dimensionierungsperiode wieder zu Heizzwecken verwendet werden kann.

Typischerweise wird als Dimensionierungsperiode für die Wärmespeicher 1 Tag genommen, weil die grössten, speicherbaren Schwankungen zwischen Heiz- und Kühlbedarf in der Regel innerhalb eines Tages auftreten.

Es hat sich bewährt, für die Dimensionierung der Speicher einen typischen Auslegungstag in der Übergangszeit heranzuziehen. Am idealsten sollte der Tag ein Verhältnis von totalem Heizenergiebedarf zu Kühlenergiebedarf von COP/EER aufweisen (cf. Gl. 1.16). An diesem Tag wird die stündliche Bilanz aufgestellt und die speicherbare Energie bestimmt. Energetisch ist der Speicher dann optimal, wenn die durchschnittliche Gesamtleistungszahl GLZ (cf. Gl. 1.3) maximal ist. Typischerweise liegt der Speicherbedarf bei ca. 10 % des Rückkühlenergiebedarfs des Auslegungstages.

**Beispielanlage: Auslegungstag 1. Mai:**

Der 1. Mai der Beispielanlage weist die folgende, stündliche Energiebilanz auf (Bild 4.9):

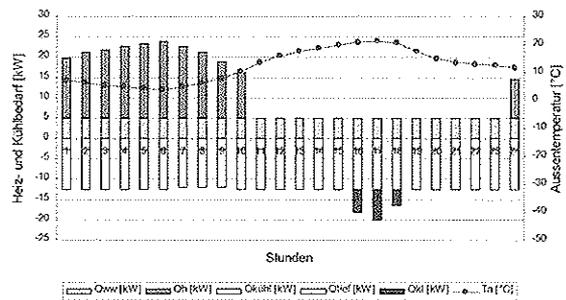


Bild 4.9: Heiz- und Kühlbedarf der Beispielanlage am 1. Mai.

Ohne Speicher sieht die GLZ in der stündlichen Bilanz wie folgt aus (Bild 4.10):

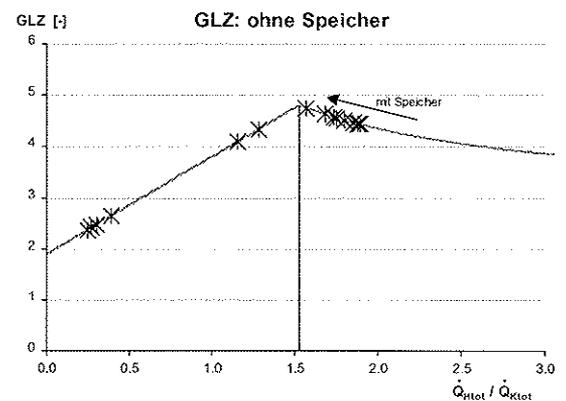


Bild 4.10: Gesamtleistungszahl GLZ der Beispielanlage am 1. Mai im Stundenmittel ohne Speicher. COP=2.9 / EER=1.9 .

Der COP Klimakälte wird nach Gl. 4.3 berechnet. Durch den Einsatz von 2 x 1'500 Litern Speichern, die im Mittel mit ca. 10 °C Temperaturdifferenz zwischen Ladung und Entladung betrieben werden, sieht die stündliche Bilanz wie folgt aus (Bild 4.11):

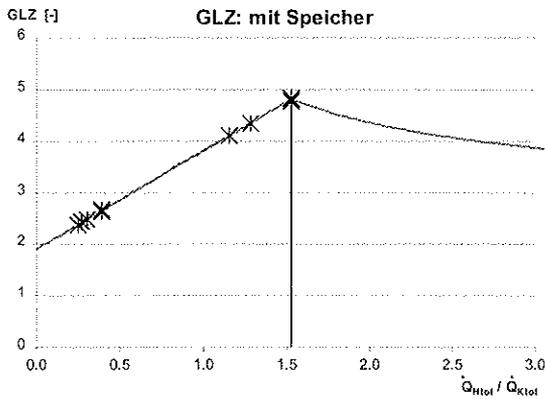


Bild 4.11: Gesamtleistungszahl GLZ der Beispielanlage am 1. Mai im Stundenmittel mit 3000 Liter Speichervolumen. COP=2.9 / EER=1.9.

Die GLZ kann mit Gl. 1.11 und Gl. 1.13 berechnet werden. Wie aus Bild 4.11 sofort ersichtlich wird, gibt es bei der vorliegenden Speichergroße nur noch eine Stunde, in der der optimale Punkt überschritten wird. Daraus kann zwingend geschlossen werden, dass eine Speichervergrößerung an diesem Tag keinen energetischen Nutzen mehr bringen würde (cf. Kapitel 1.5.4).

## 4.4 Wärmeübertrager

Im Anhang 9.4 befindet sich ein ausführliches Kapitel über Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung. An dieser Stelle wird nur kurz auf die wichtigsten Grundlagen und Erkenntnisse eingegangen.

An der Grenze zweier Systeme mit verschiedenen Temperaturen findet ein Wärmeaustausch statt. Die Größe des Wärmestromes ist abhängig von der wärmeübertragenden Fläche, dem Temperaturunterschied und von der Strömungsgeschwindigkeit. Unterschieden wird zwischen den Stromführungen: Gleichstrom, Gegenstrom und Kreuzstrom.

Die Überwindung der Druckverluste in Wärmeübertragern, Leitungen, Formstücken, Filtern usw. fordert zusätzliche elektrische Energie. Somit muss bei der Auslegung einer Anlage zwischen Wärmeübergang und Druckverlust optimiert werden (Ravel, 1993c).

### ☞ Auslegung Wärmeübertrager

Die Größe eines Wärmeübertragers sollte vor allem auf die Temperaturdifferenz und nicht nur auf die Leistung ausgelegt werden.

## 4.5 Umwälzpumpe

### Umwälzpumpe der Erdwärmesonden

Für die im vorliegenden Handbuch beschriebenen Anlagen hat die Umwälzpumpe des Erdwärmesondenkreislaufs den grössten Strombedarf. Deshalb wird die Dimensionierung dieser Pumpe näher betrachtet.

Generell wird bei den vorgestellten Anlagentypen bei korrekt funktionierender Steuerung nie gleichzeitig Wärme ins Erdreich abgegeben und Wärme aus der Erde entzogen. Es ist somit immer möglich, nur mit einer einzigen Sondenpumpe und einem Umschaltventil die Erdwärmesonden zu laden und zu entladen (Bild 4.12). In diesem Abschnitt wird somit generell von einer Sondenpumpe gesprochen, auch wenn aus praktischen Gründen oft je eine separate Pumpe für den Ladekreislauf und den Entladekreislauf installiert wird (Bild 4.13).

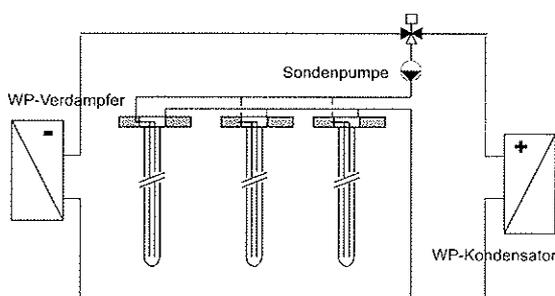


Bild 4.12 Erdwärmesondenkreislauf mit einer einzigen Sondenpumpe.

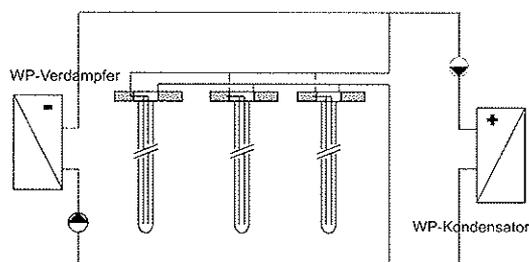


Bild 4.13 Erdwärmesondenkreislauf mit separater Lade- und Entladepumpe.

### Druckabfall

Der Druckabfall des Erdwärmesondenkreislaufs wird durch Addition des Druckabfalls in den folgenden Teilabschnitten berechnet:

- Druckabfall in den Erdwärmesonden
- Druckabfall in den Sondenzuleitungen
- Druckabfall in den beiden Sondenverteilern
- Druckabfall im Kondensator bzw. Verdampfer
- Druckabfall in ev. vorhandenen Messgeräten.

Messungen an ausgeführten Anlagen haben gezeigt, dass der Druckabfall in den Erdwärmesonden selbst oft nur 50 % des gesamten Druckabfalls im Erdwärmesondenkreislauf ausmacht (Huber, 1999).

### Grob-Abschätzung des Druckabfalls

$$\text{Druckabfall Erdwärmesondenkreislauf} = 2 \times \text{Druckabfall Erdwärmesonden}$$

Der Druckabfall in der Erdwärmesonde wird gemäss Anhang 9.8 berechnet. Der dort beschriebene Rechnungsgang setzt voraus, dass die optimale Temperaturspannung  $\Delta T$  bereits bekannt ist. Dies ist in der Regel nicht der Fall und hängt von den folgenden Faktoren ab:

- Frostgrenze Sondenfluid
- Stoffeigenschaften Sondenfluid
- Bodeneigenschaften ( $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $c_p$ )
- Klimabedingungen Standort
- Sondenbelastung (Durchschnitt, Spitze)
- Bohrtiefe
- Anzahl Sonden
- Sondengeometrie
- Sondenanordnung
- Hinterfüllung der Bohrung
- Kennlinie Wärmepumpe

Um trotzdem sehr schnell zu einer vernünftigen Auslegung der Sondenpumpe zu gelangen, wurden zwei Hilfsprogramme EWSDRUCK und EWS erstellt (siehe Anhang 9.1).

**Beispielanlage: Auslegung der Sondenpumpe**

Wie bereits bei der Erdwärmesondendimensionierung (siehe Kapitel 4.2.2) wurde die Warmwasser- und Gewerbekälteproduktion für die Dimensionierung der Sondenpumpe nicht berücksichtigt. Die Anlage muss entsprechend für den Kühlfall ausgelegt werden, dies bedeutet für die Beispielanlage eine Leistung von 90 kW.

Für die Erdwärmesondenpumpe der Beispielanlage ergibt sich eine Leistungsaufnahme von rund 1800 W. Dies ergibt einen Anteil der Sondenpumpenenergie am Stromverbrauch von 6.6 %. Die Kennwerte der Beispielanlage wurden in das Programm EWSDRUCK eingefüllt (Bild 4.14):

### Pumpen-Auslegungsprogramm für Erdsonden

**Objekt: Beispielanlage**

**Gebäude und Standort**

Wärmebedarf	90 kW
Warmwasserbedarf	kW
Andere	kW
Gebäude Total	90 kW
Lage	Mittelland 500m
Jahresmitteltemperatur	10 °C
Wärmeleitfähigkeit der Erde	2.5 W/mK Info
mittlere Erdreichtemperatur	12.6 °C

**Wärmepumpe** (Informationen über WP (Internet))

Fabrikat:	Typ:
Nennleistung Wärmepumpe	90 kW
COP bei obiger Nennleistung	3.7 -
Nenndruckverlust Verdampfer	10 kPa
Nennvolumenstrom Verdampfer	15000 kg/h
Ertzugsprofil / Schaltintervall	Mittel (5 Tage)
Leistungsaufnahme (elektrisch)	24.3 kW
Massenstrom Wärmepumpe	15555 kg/h

**Sondenparameter**  
*sehr grosse Sondenbelastung!*

spez. Sondenleistung	109 W/m
Bohrtiefe	100 m
Anzahl Sonden	6
Temperaturspreizung VL-RL	4 K
Bohrlochdurchmesser	12 cm
Rohrdimension	32 mm doppel-U

**Strömungswerte (für Doppel U-Rohr)**

Massenstrom Sonde(n) (mittel)	1296 kg/h
Geschwindigkeit Sonde(n) -//-	0.64 m/s
Hydraulisch glattes Rohr	turbulente Strömung
mittlerer spez. Druckverlust	333 Pa/m
mittlerer Druckabfall einer Sonde	66.7 kPa

Bundesamt für Energie  
Office fédéral de l'énergie  
Ufficio federale dell'energia  
Uffizi federal d'energia

**Stoffwerte Sondenfluid**

Monoethylenglykol 25%	0 °C
Dichte ρ	1053 kg/m³
Kinematische Viskosität ν	4.15 mm²/s
spez. Wärmekapazität cp	3.8 kJ/(kg·K)
Frost bei	-14 °C
Wärmeübergangskoeffizient	1041 W/m²K

**Druckverluste im Verteiler und Zuleitung**

Nenndruckverlust Verteiler	10 kPa
Nennvolumenstrom Verteiler	15000 kg/h
Nenn-V Volumenstrommesser	kPa
Nenn-V Vol.strommesser	kg/h
Nenndruckverlust Rest	5 kPa
Nennvolumenstrom Rest	15000 kg/h
Innendurchmesser Anschluss	26 mm
Länge horizontaler Anschluss	30 m
Bogen 90° (ζ = 0.3)	Stk.
Tauchhülsen (ζ = 0.2)	Stk.
andere ζ-Werte oder Σζ	-

**Sonden - Umwälzpumpe**  
(Informationen über UWP (Internet))

Fabrikat:	Typ:
<b>Totaler Druckabfall</b>	<b>104.5 kPa</b>
	10.11 m
<b>Volumenstrom</b>	0.00410 m³/s
	14.77 m³/h
benötigte Leistung der Pump	428.6 W
Wirkungsgrad der Pumpe	25 %
Leistungsaufnahme Pumpe	1714 W

**Anteil der Pumpenenergie am Stromverbrauch**

<b>Anteil Sondenpumpe</b>	<b>6.6 %</b>
---------------------------	--------------

Bild 4.14: Pumpenauslegung für die Beispielanlage mit dem Programm EWSDRUCK.

## 5 Beispiel Autobahnraststätte Grauholz

### 5.1 Anlagedaten

Tabelle 5.1 Anlagedaten Grauholz.

<b>Energie</b>		
Beheizte Geschossfläche EBF <sub>0</sub>	1600 m <sup>2</sup>	
Wärmebedarf nach Sanierung	340 MJ/m <sup>2</sup> a	
Kältebedarf nach Sanierung	281 MJ/m <sup>2</sup> a	
Heizgrenze	T <sub>a</sub> = 12 °C	
Kühlgrenze Klimakälte	T <sub>a</sub> = 20 °C	
Zulufttemperaturregelung	T <sub>zul</sub> = 20 °C	
<b>Leistung</b>		
Transmission Q <sub>T</sub>	26.7 kW	
Lüftung Q <sub>L</sub>	13.3 kW	
Heizung Q <sub>H</sub> (SIA 384/2)	40.0 kW	
Wirkungsgrad η der WRG	0.6	
Lüftung mit WRG Q <sub>LWRG</sub>	5.3 kW	
Heizleistungsbedarf Q <sub>HWRG</sub>	32.0 kW	32.0 kW
Warmwasser Q <sub>W</sub>	5.0 kW	5.0 kW
<b>Wärmeleistungsbedarf Q<sub>Htot</sub></b>		<b>37.0 kW</b>
<b>Kühlleistung</b>		
Tiefkühlstellen Q <sub>TK</sub>	6.5 kW	
Kühlstellen Q <sub>K</sub>	25 kW	
Gewerbekälte total:	31.5 kW	
Gleichzeitigkeit Gewerbekälte f <sub>GR</sub>	0.8	25 kW
Klimakälte (SIA 382/2) bei T <sub>a</sub> =30°C	62 kW	62 kW
<b>Kühlleistungsbedarf Q<sub>Ktot</sub></b>		<b>87 kW</b>
<b>Installierte Wärmepumpe</b>		
Installierte Heizleistung		137 kW
Installierte Kühlleistung		87 kW
COP nur Heizbetrieb (ohne Warmwasser)	2.9	
EER nur Klimakälte (ohne Gewerbekälte)	1.9	
COP (leistungsgemittelt)	2.75	
EER (leistungsgemittelt)	1.75	
COP (energiegemittelt)	2.47	
GAZ	2.9	
<b>Speicher</b>		
Heizungsspeicher	3 m <sup>3</sup>	
Wassererwärmer	3 m <sup>3</sup>	
<b>Erdwärmesonden</b>		
Anzahl 32 mm Doppel-U-Sonde	6	
Bohrtiefe	100 m	

Bis 1998 erfolgte die Wärme- und Kälteerzeugung in der Autobahnraststätte Grauholz mit einem Ölkessel für Warmwasser, Heizung und Lüftung und einer Kältemaschine für Klima- und Gewerbekälte (Kühl- und Tiefkühlräume). Die Abwärme der Käl-

temaschine wurde dabei ungenutzt an die Umgebungsluft abgegeben. Einige Kühl- und Tiefkühlmöbel im Einkaufsbereich verfügten ausserdem über integrierte Kältemaschinen, deren Abwärme teilweise in die klimatisierten Räume gelangte. Mangel an Lagerraum und eine bevorstehende Sanierung der Ölkessels und der Kältemaschine drängten 1998 nach einer neuen Lösung. Zwei Varianten standen zur Diskussion:

- Konventionelle Sanierung mit Ersatz der Kälte- und Wärmeerzeugung sowie Einbau einer Wärmerückgewinnungsanlage (WRG) bei der Lüftungsanlage,
- Sanierung ohne Ölkessel durch Erneuerung der Kälte- und Wärmeerzeugung mittels Wärmepumpe und Erdwärmesonden sowie Einbau einer WRG-Anlage.

Der Entscheid fiel zugunsten der zweiten Variante. Zwei Kostenargumente spielten dabei eine wesentliche Rolle: Die innovative Lösung wurde aus dem Investitionsprogramm des Bundes gefördert, und der bestehende Tankraum konnte zum Lagerraum umgenutzt werden.

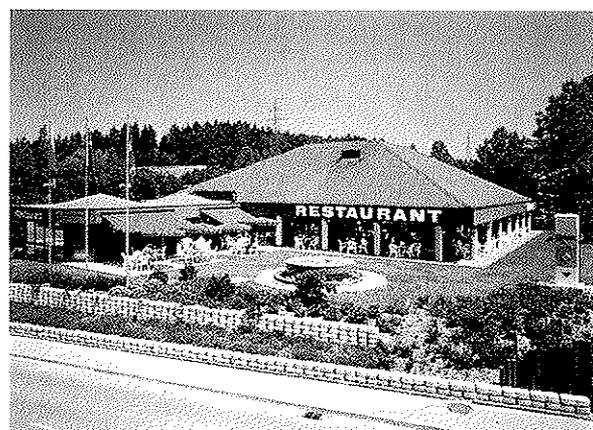


Bild 5.1 Autobahnraststätte Grauholz.

Der entscheidende Ansatz beim gewählten System liegt darin, die bei der Kälteerzeugung anfallende Abwärme als Nutzwärme zu gewinnen. Die Kopplung von Kälte- und Wärmeerzeugung wird ermöglicht durch den Einsatz einer Wärmepumpe. Reicht die Abwärme der Kälte- und Klimaanlage zur Beheizung und Wassererwärmung nicht aus (unterhalb von rund 8 °C Aussentemperatur), wird als zusätzliche Wärmequelle eine Erdwärmesonde zugeschaltet. Im Sommer dient diese Sonde dazu, die Überschusswärme der Kälteanlagen

ans Erdreich abzugeben. Zur Erhöhung der Effizienz weist die Wärmepumpe/Kältemaschine drei Besonderheiten auf:

Erstens kann die Leistung der Anlage variiert werden. Dafür stehen insgesamt 6 Kompressoren zur Verfügung – je zwei pro Kälteniveau.

Zweitens erfolgt die Wärmeentnahme mehrstufig. Das höchste Druckniveau (Überhitzung) dient der Wasserwärmung, das mittlere (Kondensation) der Raumheizung und das tiefste (Unterkühlung) der Abgabe der Überschusswärme.

Und drittens erfolgt die Verdampfung des Kältemittels direkt in den Kühlobjekten.

Während die Qualität einer Wärmepumpe üblicherweise durch das Verhältnis von Wärmenutzen zu Elektrizitätseinsatz definiert wird (COP bzw. EER), muss für die gekoppelte Erzeugung von Wärme und Kälte die Summe von Wärme- und Kältenutzen ins Verhältnis zum Stromverbrauch gesetzt werden. Die so bestimmte Gesamtleistungszahl (GLZ) erreicht für die vorgestellte Anlage im Jahresmittel einen Wert von rund 3.5. Im Vergleich zu einer konventionellen Anlage, bei der die Wärmepumpe und die Kältemaschine getrennt funktionieren, kann die Energieeffizienz damit massgeblich verbessert werden.

Wenn Erdwärmesonden für Kühl- und Heizzwecke eingesetzt werden, geschieht die Dimen-

sionierung der Sonden nach den Kondensator- und Verdampfertemperaturen: Die Sole darf weder gefrieren noch die Kondensationstemperatur der Wärmepumpe übersteigen. Bei der Dimensionierung der Wärmepumpe hingegen muss die höhere der beiden Lasten berücksichtigt werden. Im Grauholz ist dies der Kühlleistungsbedarf. Er beträgt rund 87 kW. Massgebend für die Sondenbemessung war aber nicht der volle Kälteleistungsbedarf, sondern nur derjenige Anteil, der nicht zur Wassererwärmung verwendet wird. Die Raststätte weist einen hohen Verbrauch an Warmwasser auf, zu dessen Bereitstellung permanent Energie benötigt wird.

Vergleicht man nun den Wärmeeintrag ins Erdreich im Sommer mit der Wärmeentnahme im Winter, so ergibt sich ein Eintragsüberschuss von 144 GJ/a. Dies entspricht immerhin einer Dauerleistung von 4.5 kW, mit der das Erdreich erwärmt wird. Langfristig könnte dies die Kühlfunktion des Erdreiches beeinträchtigen. Aus diesem Grund verfügt die Anlage über ein System zur Regeneration des Erdreichspeichers: In der Nacht wird den Erdwärmesonden im Sommer Wärme entnommen und mittels eines Wärmeübertragers über die Gebäudefortluft abgeführt.

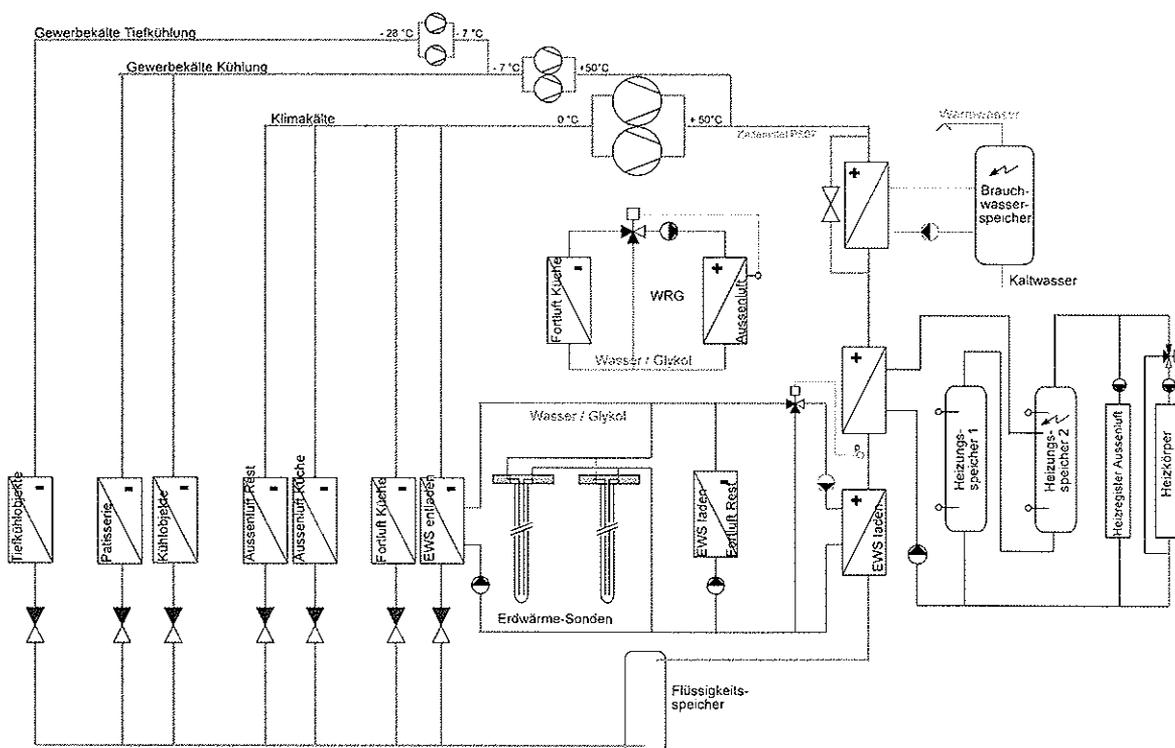


Bild 5.2 Autobahnraststätte Grauholz (Planung und Ausführung KWT, Schema mit Auslegetemperaturen, thermostatische geregelte Expansionsventile direkt bei Kühlstellen).

## 5.2 Zusammenfassung des Planungsvorgehens

Mit Hilfe von Tabelle 5.1 und dem Planungsablauf in Bild 2.14 kann die Wärmepumpe dimensioniert werden. Zur Berechnung des Erdwärmesondenfeldes sind zusätzlich noch Computerprogramme notwendig. Im Folgenden wird der Rechengang Schritt für Schritt aufgeführt:

### Leistungsbedarf Kälte

Zuerst wird der Leistungsbedarf Kälte bestimmt. Die Kühlleistung der Autobahnraststätte Grauholz (Klimakälte) beträgt:

$$\dot{Q}_K = 62 \text{ kW}$$

Unter Berücksichtigung der Gleichzeitigkeit  $f_{Gt}=0.8$  erhält man einen Gewerbekältebedarf von:

$$\dot{Q}_{GK} = 31.5 \text{ kW} \times 0.8 = 25 \text{ kW}$$

Der totale Kälte-Leistungsbedarf der Raststätte Grauholz nimmt somit einen Wert an von:

$$\dot{Q}_{K_{\text{tot}}} = 62 \text{ kW} + 25 \text{ kW} = 87 \text{ kW}$$

### Leistungsbedarf Wärme

Zur Bestimmung des Leistungsbedarfes Wärme muss der Heizleistungsbedarf des Gebäudes bekannt sein. Im Grauholz beträgt dieser (Transmission und Lüftung ohne WRG):

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_T + \dot{Q}_L = 26.7 \text{ kW} + 13.3 \text{ kW} = 40 \text{ kW}$$

Für Warmwasser wird zusätzlich benötigt

$$\dot{Q}_W = 5 \text{ kW}$$

In diesem Wert ist der Warmwasserspeicher bereits berücksichtigt, so dass von einem Durchschnittswert ausgegangen werden kann.

Die Lüftung in der Autobahnraststätte Grauholz ist mit einer Wärmerückgewinnung ausgestattet, die einen Wirkungsgrad von 0.6 aufweist. Die Lüftung mit WRG nimmt einen Wert an von:

$$\dot{Q}_{L_{\text{WRG}}} = (1 - 0.6) \cdot 13.3 \text{ kW} = 5.3 \text{ kW}$$

Somit ergibt sich für den Leistungsbedarf Wärme:

$$\dot{Q}_{H_{\text{tot}}} = 40 \text{ kW} - 0.6 \cdot 13.3 \text{ kW} + 5 \text{ kW} = 37 \text{ kW}$$

### Dimensionierung Wärmepumpe

Für COP und EER werden die Mittelwerte den Heiz- und Kühlbetrieb verwendet, also 2.75 für

COP und 1.75 für EER. Daraus ergibt sich die minimal nötige Wärmepumpenleistung:

$$\dot{Q}_{WP} = \text{Max} \left( 87 \text{ kW} \cdot \frac{2.75}{1.75}, 37 \text{ kW} \right) = 137 \text{ kW}$$

Die Heizleistung der Wärmepumpe in der Anlage Grauholz muss demnach nach dem Kälte-Leistungsbedarf ausgelegt werden.

### Dimensionierung Erdwärmesonde

Zur Berechnung der Anzahl und Länge der erforderlichen Erdwärmesonden sind Computerprogramme hilfreich. Mit Hilfe des Programms EWS-DRUCK (siehe Anhang 9.1) kann der Auslegungsmassenstrom der Wärmepumpe berechnet werden. In der Anlage Grauholz nimmt dieser einen Wert von 4.4 kg/s an. Im Programm EWS können dann die Quellen- und Rücklauftemperaturen bei verschiedener Sondenanzahl simuliert werden (Tabelle 5.2):

Tabelle 5.2: Rücklauftemperaturen bei verschiedenen Sondenlängen in der Anlage Grauholz.

Anzahl Sonden à 100 m	$T_{\text{max}}$ (Rücklauf) [°C]	$T_{\text{min}}$ (Rücklauf) [°C]
6	50.7	4.2
5	57.1	3.1
4	67.5	0.7

Als Randbedingungen gelten folgende Werte:

- Auslegungsmassenstrom: 4.4 kg/s
- $\lambda_{\text{Erde}}$ : 2.6 W/(mK)
- Sondenabstand: 10 m
- Sondendurchmesser: 32 mm
- Simulationszeit: 10 Jahre

Die Anlage ist so gesteuert, dass das Warmwasser immer mit der Rückkühlung für die Gewerbekälte erzeugt werden kann. Für die Sonden-dimensionierung kann somit in diesem Fall die Gewerbekälte und die Warmwasserproduktion vernachlässigt werden. Es folgt also

- Max. Entzugsleistung:  $32 \cdot \frac{2.7}{3.7} = 23.4 \text{ kW}$
- Max Eintragsleistung:  $62 \cdot \frac{3.2}{2.2} = 90 \text{ kW}$

Das Entzugsprofil der Erdwärmesonde muss über ein Normjahr im Stundenschritt bilanziert werden. Setzt man für die Rücklauftemperatur einen Grenzwert von maximal 50 °C und minimal 0 °C an, so sind in der Anlage Grauholz 6 Erdwärmesonden à 100 m notwendig.

## 6 Schlussfolgerungen

Die in diesem Handbuch vorgestellte Lösung einer gekoppelten Kälte- und Wärmeerzeugung mit Erdwärmesonden ist in der Praxis durchführbar und wurde bereits in mehreren Objekten erfolgreich angewendet. Eine sorgfältige Planung ist allerdings notwendig, damit solche Anlagen zuverlässig funktionieren und energetisch besser abschneiden als ungekoppelte Anlagen.

### 6.1 Kennwerte

#### 6.1.1 Gesamtleistungszahl GLZ

- Als Gesamtleistungszahl GLZ wird das momentane Verhältnis zwischen Nutzleistung (Wärmeleistung plus Kälteleistung) und elektrischer Leistungsaufnahme definiert.
- Die maximal mögliche Gesamtleistungszahl GLZ ist die Summe von COP (Coefficient of Performance) und EER (Energy Efficiency Ratio).
- Mit Hilfe der Gesamtleistungszahl kann die Speichergösse optimiert werden.

#### 6.1.2 Gesamtarbeitszahl GAZ

- Als Gesamtarbeitszahl GAZ wird das Verhältnis zwischen Nutzenergiebedarf (Kälte plus Wärme) und Endenergiebedarf (z. B. Strombedarf) definiert.
- Die GAZ ist eine Systemkenngrösse, die abhängig ist vom Wirkungsgrad der Wärmepumpe, der Speichergösse und der Speicherbewirtschaftung (Regelung der Anlage).
- Je höher die GAZ ist, desto tiefer ist der Stromverbrauch einer Anlage.
- Der Energiebedarf für Hilfsaggregate (Umwälzpumpen etc.) hat einen wesentlichen Einfluss auf die GAZ.

### 6.2 Planungsvorgehen

#### 6.2.1 Beispielanlage Grauholz

- Das Planungsvorgehen wird am Beispiel der Anlage in der Autobahnraststätte Grauholz vorgestellt. Die vom Institut Bau und Energie ibe (Huber, 2000) durchgeführten Messungen zeigen gute Übereinstimmung mit den aus den Planungswerten abgeleiteten Bilanzen.

#### 6.2.2 Systemauslegung

- Mit einer gekoppelten Anlage wird Energie gespart (siehe Tabelle 6.1, Beispielanlage Grauholz). Die Energieverbräuche der Hilfsaggregate dürfen nicht vernachlässigt werden und müssen bei der Planung unbedingt berücksichtigt werden.
- Vergleicht man eine gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugungsanlage mit einer Ölheizung und einer luftgekühlten Kälteanlage, so kann im untersuchten Beispiel bei der gekoppelten Anlage die Wärme mit 4.5 mal weniger Energie erzeugt werden (145 GJ Strom ersetzen 670 GJ Heizöl (18'600 Liter)).

## 6.3 Dimensionierung

### 6.3.1 Wärmepumpe

- Anlagen mit Direktkühlung sind energetisch besser als Anlagen mit Kälte-Zwischenkreisläufen, benötigen aber grössere Mengen an Kältemitteln.
- Gekoppelte Anlagen erreichen in der Regel höhere GAZ, selbst wenn die Leistungszahlen COP und EER tiefer sind.
- Bei gekoppelten Anlagen muss die Wärmepumpe so dimensioniert werden, dass sie sowohl die Auslegungs-Kälteleistung als auch die Auslegungs-Wärmeleistung erbringen kann. Dazu werden Heizleistungsbedarf und Rückkühlleistung verglichen.

### 6.3.2 Erdwärmesonden

- Die Erdwärmesonden sind so auszulegen, dass die Sonden-Rücklauftemperatur nie höher als die Kondensationstemperatur und nie tiefer als die Verdampfertemperatur oder die Frostgrenze des Sondenfluids liegt.
- Für die Abschätzung der Sonden-Rücklauftemperatur eignet sich die in diesem Handbuch vorgestellte Handrechenmethode. Die Methode benützt die analytische Erdwärmesondengleichung, die auf der Theorie der dimensionslosen Sprungantworten von Eskilson (1987) basiert. Damit lassen sich Einzelsonden oder ganze Sondenfelder berechnen.
- Für die Dimensionierung der Erdwärmesonden mit Hilfe eines PCs eignet sich das Programm EWS (Huber und Pahud, 1999b).
- Vergleiche mit Messungen (cf. Bild 4.7) zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Auslegung mit der Handrechenmethode bzw. dem Programm EWS.

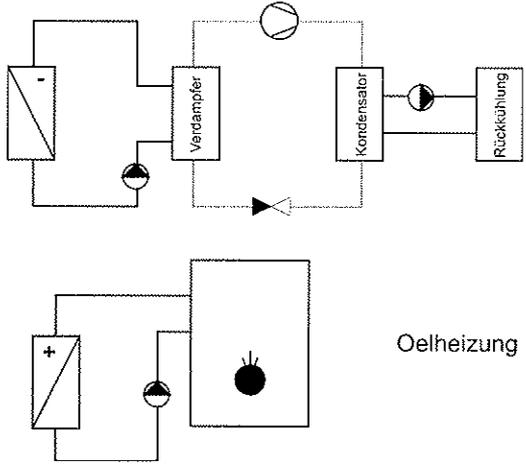
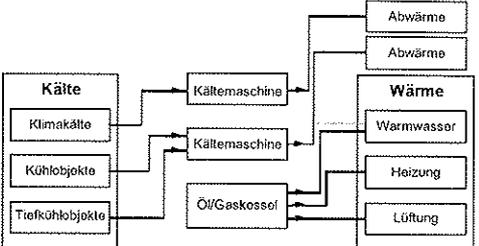
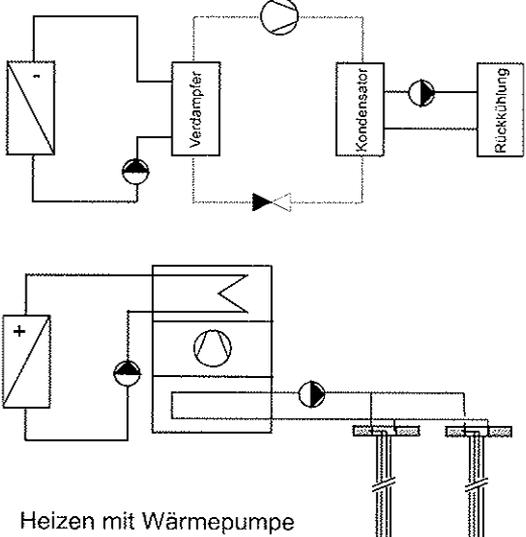
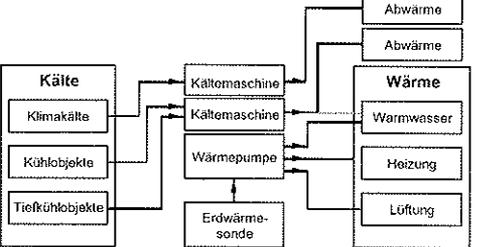
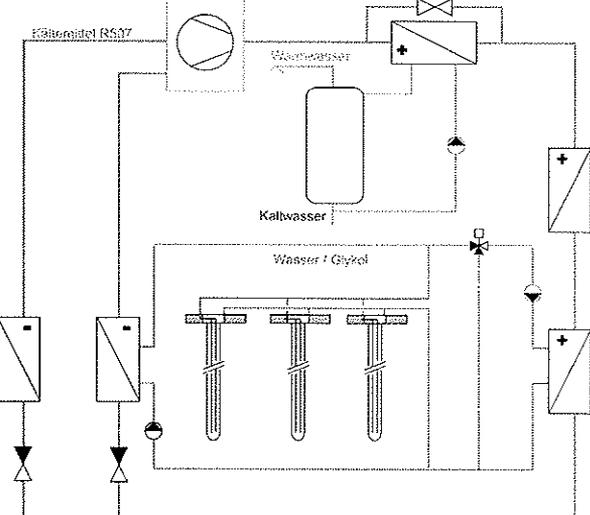
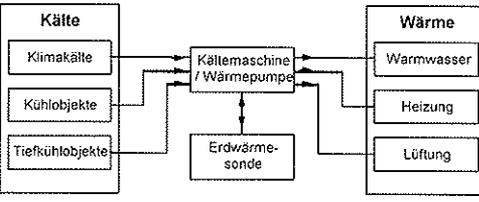
### 6.3.3 Wärmespeicher

- Bei gekoppelten Anlagen lässt sich, im Gegensatz zu ungekoppelten Anlagen, mit Hilfe von Wärmespeichern Endenergie einsparen.
- Der Wärmespeicher sollte derart dimensioniert werden, dass im Speicher der Anteil der Rückkühlwärme aufgenommen werden kann, der momentan nicht für Heizzwecke benötigt wird, aber innerhalb der Dimensionierungsperiode wieder zu Heizzwecken verwendet werden kann. Als Dimensionierungsperiode für Speicher wird in der Regel 1 Tag genommen.
- Die Speicher sind energetisch dann optimal ausgelegt, wenn die Gesamtleistungszahl GLZ innerhalb einer Betrachtungsperiode nicht mehr über den optimalen Punkt hinaus pendelt (cf. Kap. 4.3.2).
- Im optimalen Betriebspunkt wird die ganze "produzierte" Kälte und Wärme genutzt oder für eine spätere Verwendung gespeichert.
- Pendelt in der Betrachtungsperiode der Betriebspunkt nicht mehr über den optimalen Punkt hinaus, so bringt eine Speichervergrößerung keine Energieeinsparung mehr, erhöht aber die Speicherverluste.

### 6.3.4 Umwälzpumpen

- Bei den Hilfsaggregaten benötigen die Umwälzpumpen am meisten Energie. Im untersuchten Beispiel senken die Hilfsaggregate die GAZ von 2.9 auf 2.1. Der Einfluss der Umwälzpumpen auf den Strombedarf wird generell unterschätzt.
- Gekoppelte Anlagen benötigen nicht mehr Hilfsenergie als ungekoppelte Anlagen.
- Umwälzpumpen haben ein grosses Energiesparpotential.
- Die Umwälzpumpen im Sondenkreislauf können mit Hilfe des Programms EWSDRUCK (Huber, 1999) optimiert werden.

Tabelle 6.1: Energetischer Systemvergleich zwischen konventioneller Anlage, ungekoppelter und gekoppelter Anlagen.

<p><b>Konventionelle Anlage:</b> Ölheizung für Warmwasser und Heizung, Kältemaschine für Klimakälte und Kältemaschine für Gewerbekälte</p>	<p>Luftgekühlte Kälteanlage</p>  <p>Ölheizung</p>	 <table border="0"> <tr> <td>Heizenergiebedarf:</td> <td>536 GJ</td> </tr> <tr> <td>Kühlenergiebedarf:</td> <td>451 GJ</td> </tr> <tr> <td>Ölbedarf (18'600 Liter):</td> <td>670 GJ</td> </tr> <tr> <td>Strombedarf Kälte:</td> <td>225 GJ</td> </tr> <tr> <td>Strombedarf Hilfsaggregate:</td> <td>95 GJ</td> </tr> <tr> <td>Endenergiebedarf total: **</td> <td>990 GJ</td> </tr> <tr> <td>EER Kälteanlage:</td> <td>2.0</td> </tr> <tr> <td>Wirkungsgrad Ölheizung:</td> <td>80%</td> </tr> <tr> <td><b>Gesamtarbeitszahl GAZ:</b></td> <td><b>1.1</b></td> </tr> <tr> <td>(GAZ mit Hilfsaggregaten:</td> <td>1.0)</td> </tr> </table>	Heizenergiebedarf:	536 GJ	Kühlenergiebedarf:	451 GJ	Ölbedarf (18'600 Liter):	670 GJ	Strombedarf Kälte:	225 GJ	Strombedarf Hilfsaggregate:	95 GJ	Endenergiebedarf total: **	990 GJ	EER Kälteanlage:	2.0	Wirkungsgrad Ölheizung:	80%	<b>Gesamtarbeitszahl GAZ:</b>	<b>1.1</b>	(GAZ mit Hilfsaggregaten:	1.0)
Heizenergiebedarf:	536 GJ																					
Kühlenergiebedarf:	451 GJ																					
Ölbedarf (18'600 Liter):	670 GJ																					
Strombedarf Kälte:	225 GJ																					
Strombedarf Hilfsaggregate:	95 GJ																					
Endenergiebedarf total: **	990 GJ																					
EER Kälteanlage:	2.0																					
Wirkungsgrad Ölheizung:	80%																					
<b>Gesamtarbeitszahl GAZ:</b>	<b>1.1</b>																					
(GAZ mit Hilfsaggregaten:	1.0)																					
<p><b>Ungekoppelte Anlage:</b> separate Wärmepumpe für Heizen, Kältemaschine für Klimakälte und Kältemaschine für Gewerbekälte</p>	<p>Luftgekühlte Kälteanlage</p>  <p>Heizen mit Wärmepumpe</p>	 <table border="0"> <tr> <td>Heizenergiebedarf:</td> <td>536 GJ</td> </tr> <tr> <td>Kühlenergiebedarf:</td> <td>451 GJ</td> </tr> <tr> <td>Strombedarf Wärme:</td> <td>179 GJ</td> </tr> <tr> <td>Strombedarf Kälte:</td> <td>225 GJ</td> </tr> <tr> <td>Strombedarf Hilfsaggregate:</td> <td>127 GJ</td> </tr> <tr> <td>Endenergiebedarf total: **</td> <td>531 GJ</td> </tr> <tr> <td>EER Kälteanlage:</td> <td>2.0</td> </tr> <tr> <td>COP Wärmepumpe:</td> <td>3.0</td> </tr> <tr> <td><b>Gesamtarbeitszahl GAZ:</b></td> <td><b>2.4</b></td> </tr> <tr> <td>(GAZ mit Hilfsaggregaten:</td> <td>1.85)</td> </tr> </table>	Heizenergiebedarf:	536 GJ	Kühlenergiebedarf:	451 GJ	Strombedarf Wärme:	179 GJ	Strombedarf Kälte:	225 GJ	Strombedarf Hilfsaggregate:	127 GJ	Endenergiebedarf total: **	531 GJ	EER Kälteanlage:	2.0	COP Wärmepumpe:	3.0	<b>Gesamtarbeitszahl GAZ:</b>	<b>2.4</b>	(GAZ mit Hilfsaggregaten:	1.85)
Heizenergiebedarf:	536 GJ																					
Kühlenergiebedarf:	451 GJ																					
Strombedarf Wärme:	179 GJ																					
Strombedarf Kälte:	225 GJ																					
Strombedarf Hilfsaggregate:	127 GJ																					
Endenergiebedarf total: **	531 GJ																					
EER Kälteanlage:	2.0																					
COP Wärmepumpe:	3.0																					
<b>Gesamtarbeitszahl GAZ:</b>	<b>2.4</b>																					
(GAZ mit Hilfsaggregaten:	1.85)																					
<p><b>Gekoppelte Anlage:</b> Wärmepumpe mit Erdwärmesonde für Heizen und Kühlen</p>		 <table border="0"> <tr> <td>Heizenergiebedarf:</td> <td>536 GJ</td> </tr> <tr> <td>Kühlenergiebedarf:</td> <td>451 GJ</td> </tr> <tr> <td>Strombedarf Wärme + Kälte:</td> <td>339 GJ</td> </tr> <tr> <td>Strombedarf Hilfsaggregate:</td> <td>127 GJ</td> </tr> <tr> <td>Endenergiebedarf total: **</td> <td>466 GJ</td> </tr> <tr> <td>EER Wärmepumpe:</td> <td>1.5</td> </tr> <tr> <td>COP Wärmepumpe:</td> <td>2.5</td> </tr> <tr> <td><b>Gesamtarbeitszahl GAZ:</b></td> <td><b>2.9</b></td> </tr> <tr> <td>(GAZ mit Hilfsaggregaten:</td> <td>2.1)</td> </tr> </table>	Heizenergiebedarf:	536 GJ	Kühlenergiebedarf:	451 GJ	Strombedarf Wärme + Kälte:	339 GJ	Strombedarf Hilfsaggregate:	127 GJ	Endenergiebedarf total: **	466 GJ	EER Wärmepumpe:	1.5	COP Wärmepumpe:	2.5	<b>Gesamtarbeitszahl GAZ:</b>	<b>2.9</b>	(GAZ mit Hilfsaggregaten:	2.1)		
Heizenergiebedarf:	536 GJ																					
Kühlenergiebedarf:	451 GJ																					
Strombedarf Wärme + Kälte:	339 GJ																					
Strombedarf Hilfsaggregate:	127 GJ																					
Endenergiebedarf total: **	466 GJ																					
EER Wärmepumpe:	1.5																					
COP Wärmepumpe:	2.5																					
<b>Gesamtarbeitszahl GAZ:</b>	<b>2.9</b>																					
(GAZ mit Hilfsaggregaten:	2.1)																					

\*\* inklusive Hilfsaggregate

## 7 Symbolverzeichnis

### Griechische Symbole

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient des Sondenfluids an die Sonde	[W/(m <sup>3</sup> K)]
$\rho$	Dichte von Luft	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\xi$	dimensionsloser Druckverlustkoeffizient (Rohrreibungszahl, oft auch $\lambda$ )	[-]
$\nu$	kinematische Viskosität der Sondenfüllung	[m <sup>2</sup> /s]
$\lambda_{\text{Erde}}$	Wärmeleitfähigkeit der Erde	[W/(mK)]
$\eta$	Wirkungsgrad	[-]
$\eta_c$	Carnot-Wirkungsgrad	[-]
$\eta_G$	Gütegrad	[-]

### Symbole

$A$	Aussenwände, Rohrquerschnittsfläche	[m <sup>2</sup> ]
$a$	Temperaturleitfähigkeit	[m <sup>2</sup> /s]
$c_{pL}$	spez. Wärmekapazität von Luft	[kJ/(kgK)]
$c_{pw}$	spez. Wärmekapazität von Wasser	[kJ/(kgK)]
$D_i$	Innendurchmesser der Sondenrohre	[m]
$E_s$	dimensionslose Zeit von Eskilson	[-]
$f_{Gl}$	Gleichzeitigkeitsfaktor Kälte (Leistung) 0.4 ... 0.8	[-]
$\bar{f}_{Gl}$	Gleichzeitigkeitsfaktor Kälte (Energie) 0.25 ... 0.5, zeitlich gemittelt	[-]
$g$	dimensionslose Temperatursprungantwort der Erde nach Eskilson	[-]
$H$	Erdwärmesondenlänge, Bohrtiefe	[m]
$\dot{m}$	Massenstrom	[kg/s]
$n$	Luftwechselrate	[1/s]
$\Delta p$	Druckabfall	[Pa]
$P_{el}$	elektrische Leistungsaufnahme	[W]
$P_{elR}$	Leistungsaufnahme der Wärmepumpe für Rückkühlung des Kälteleistungsbedarfs	[W]
$P_h$	hydraulische Förderleistung	[W]
$P_{tot}$	Leistungsaufnahme der Wärmepumpe	[W]
$\dot{q}$	Spezifische Wärmeentzugsleistung der Erdwärmesonde pro Länge	[W/m]
$\dot{Q}$	Leistung	[W]
$\dot{Q}_{EWS\_Entzug}$	Entzugsleistung aus Erdwärmesonde	[W]
$\dot{Q}_{EWS\_Eintrag}$	Eintragsleistung in Erdwärmesonde	[W]
$\dot{Q}_{Htot}$	totaler Heizleistungsbedarf	[W]
$\dot{Q}_H$	Wärmeleistungsbedarf für Lüftung und Transmission	[W]
$\dot{Q}_{HWRG}$	Wärmeleistungsbedarf mit Wärmerückgewinnung	[W]
$\dot{Q}_{Ktot}$	totaler Kühlleistungsbedarf	[W]
$\dot{Q}_K$	Kühlleistungsbedarf für Klima- und Gewerbekälte	[W]
$\dot{Q}_{GK}$	Kühlleistungsbedarf für Gewerbekälte	[W]
$\dot{Q}_{KK}$	Kühlleistungsbedarf für Klimakälte	[W]
$\dot{Q}_L$	Lüftungswärmeleistungsbedarf	[W]
$\dot{Q}_{LWRG}$	Lüftungswärmeleistungsbedarf mit Wärmerückgewinnung	[W]
$\dot{Q}_R$	Rückkühlleistung	[W]
$\dot{Q}_T$	Transmissionswärmeleistungsbedarf	[W]
$\dot{Q}_w$	Wärmeleistungsbedarf für Warmwasser	[W]
$r_0$	Innenradius des Sondenrohres	[m]

$r_1$	Bohrradius	[m]
$r_b$	radialer Abstand von der Sondenachse (Variable)	[m]
$R_\alpha$	Wärmeübergangswiderstand (vom Fluid zum Sondenrohr)	[Km/W]
$R_a$	interner Sondenwiderstand (von hinauf- zu hinabströmendem Fluid)	[Km/W]
$R_b$	thermischer Bohrlochwiderstand (von Fluid - bis Bohrradius)	[Km/W]
$R_c$	thermischer Sondenwiderstand (von Sondenrohr- bis Bohrradius)	[Km/W]
$T_b$	Bohrlochtemperatur (auf $r_1$ )	[°C]
$T_{Grad}$	Temperaturgradient im Erdreich	[°C]
$T_f$	Fluidtemperatur	[°C]
$T_m$	ungestörte Erdreichmitteltemperatur (in der Tiefe $H/2$ )	[°C]
$T_{mo}$	Jahresmitteltemperatur der Erdoberfläche	[°C]
$T_{Quelle}$	Quellentemperatur (Temperatur des ausströmenden Sondenfluids)	[°C]
$T_{Rücklauf}$	Rücklauftemperatur (Temperatur des einströmenden Sondenfluids)	[°C]
$t$	Zeit	[s]
$t_s$	Sondenzeitkonstante	[s]
$\Delta T_L = T_{Zuluft} - T_{ausssen}$	Temperaturdifferenz Zuluft – Aussenluft (z. B. 23° - 0° C)	[°C]
$\Delta T_{KL} = T_{ausssen} - T_{Zuluft}$	Temperaturdifferenz Aussentemperatur – Zulufttemperatur (z. B. 0° - 20° C)	[°C]
$\Delta T_T = T_{ausssen} - T_{Raum}$	Temperaturdifferenz Aussentemperatur – Raumtemperatur (z. B. 0° - 20° C)	[°C]
$\Delta T_w = T_{WW} - T_{KW}$	Temperaturdifferenz Warmwasser – Kaltwasser (z. B. 60° - 10° C)	[°C]
$U$	Wärmedurchgangskoeffizient	[W/(m <sup>2</sup> K)]
$v$	Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]
$V$	beheiztes Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}_L$	Volumenstrom Lüftung	[m <sup>3</sup> /s]
$W_{el}$	elektrische Energieaufnahme	[kJ]

**Abkürzungen und Indizes**

<i>COP</i>	Coefficient of Performance, Leistungszahl Wärmepumpe
<i>EER</i>	Energy Efficiency Ratio, Leistungszahl Kältemaschine
<i>el</i>	elektrisch
<i>Erde</i>	Erde
<i>EWS</i>	Erdwärmesonde
<i>g-function</i>	dimensionslose Temperatursprungantwort
<i>H</i>	Heizwärme
<i>h</i>	hydraulisch
<i>i</i>	innen
<i>K</i>	Kühl
<i>KL</i>	Klimakälte
<i>KM</i>	Kältemaschine
<i>GAZ</i>	Gesamtarbeitszahl
<i>GLZ</i>	Gesamtleistungszahl
<i>L</i>	Luft
<i>Nutz</i>	Nutzleistung
<i>R</i>	Rückkühlung
<i>Re</i>	Reynoldszahl
<i>S</i>	Sonde
<i>Sole</i>	Sole, Sondenfluid
<i>T</i>	Transmission
<i>tot</i>	total
<i>W</i>	Warmwasser
<i>WP</i>	Wärmepumpe
<i>WRG</i>	Wärmerückgewinnungsanlage

## 8 Literatur

- Afjei, Th.; Bühring, A.; Dürig, M.; Huber, A.; Keller, P.; Shafai, E.; Widmer, P.; Zweifel, G. (2000):** Kostengünstige Wärmepumpenheizung für Niedrigenergiehäuser. Technisches Handbuch: Grundlagen, Planungsvorgehen und Praxisbeispiele. Schlussbericht. Bundesamt für Energie (BFE), Bern. ENET-Nr. 98161187
- Claesson, J.; Eskilson, P. (1987):** Conductive Heat Extraction by a Deep Borehole. Analytical Studies. Dep. of Mathematical Physics, University of Lund.
- Eskilson, P. (1987):** Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes. Department of Mathematical Physics, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden. ISBN 91-7900-298-6
- Füglister, E.; Sigg, R. (1991):** Umwälzpumpen. Auslegung und Betriebsoptimierung. Impulsprogramm RAVEL. Bundesamt für Konjunkturfragen, Bern. EDMZ 724.330
- Hässig, W.; Sutter, D.; Bigler, R.; Huber, A.; (1998):** Regeneration von Erdwärmesonden. Phase I: Potentialabschätzung. Schlussbericht. Bundesamt für Energie (BFE), Bern. ENET-Nr. 9722601/1
- Hellström, G. (1991):** Ground Heat Storage. Thermal Analyses of Duct Storage Systems. Theory. Dep. of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden. ISBN 91-628-0290-9
- Huber, A.; Schuler, O. (1997):** Berechnungsmodul für Erdwärmesonden. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung (UAW). Bundesamt für Energie (BFE), Bern. ENET-Nr. 9658807/1
- Huber, A.; Remund, S.; Bürgler, A. (1998):** WKM. Programm zur Auslegung von Luft-Erdregistern. 10. Schweizerisches Status-Seminar 1998. Energieforschung im Hochbau. EMPA-KWH, CH-8600 Dübendorf. S. 323.
- Huber, A.; Pahud, D. (1999a):** Untiefe Geothermie: Woher kommt die Energie? Forschungsprogramm Geothermie. Bundesamt für Energie (BFE), Bern.
- Huber, A.; Pahud, D. (1999b):** Erweiterung des Programms EWS für Erdwärmesondenfelder. Schlussbericht. Bundesamt für Energie (BFE), Bern. ENET-Nr. 9658807/2, gratisdownload ab [www.waermepumpe.ch/fe](http://www.waermepumpe.ch/fe)
- Huber, A. (1999):** Hydraulische Auslegung von Erdwärmesondenkreisläufen. Schlussbericht. Bundesamt für Energie (BFE), Bern. ENET-Nr. 9934023/1, gratisdownload ab [www.waermepumpe.ch/fe](http://www.waermepumpe.ch/fe)
- Huber, R. (2000):** Kälte- und Wärmeerzeugung mit Wärmepumpen und Erdwärmesonden im Restaurant Grauholz. Schlussbericht P+D Projekt. Bundesamt für Energie (BFE), Bern. Projekt-Nr. 31544.
- Leu, W.; Keller, G.; Mégel, Th.; Schärli, U.; Rybach, L. (1999):** Programm SwEWS-99. Berechnungsprogramm für geothermische Eigenschaften der Schweizer Molasse (0-500m). Schlussbericht. Bundesamt für Energie, Bern. ENET-Nr. 9723763
- Leu, W.; Keller, G.; Matter, A.; Schärli, U.; Rybach, L. (1999):** Geothermische Eigenschaften Schweizer Molassebecken (Tiefenbereich 0-500m). Schlussbericht. Bundesamt für Energie, Bern.
- Ravel (1993a):** Wärmepumpen. Planung, Bau und Betrieb von Elektrowärmepumpen-Anlagen. Bundesamt für Konjunkturfragen, Bern.
- Ravel (1993c):** Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung. Planung, Bau und Betrieb von Wärmerückgewinnungs- und Abwärmenutzungsanlagen. Bundesamt für Konjunkturfragen, Bern.
- Ravel (1994):** Kühlmöbel und Kältemittelanlagen in Lebensmittelgeschäften. Bundesamt für Konjunkturfragen, Bern.
- Remund, J.; Salvisberg, E.; Kunz, S. (1995):** METEONORM. Bundesamt für Energie, Bern.
- Schmid, Chr.; Nipkow, J.; Vogt, Chr. (1999):** Heizung, Lüftung, Elektrizität. Bau und Energie, Bd. 5, vdf, Zürich.
- WPZ-Bulletin (2000):** Mitteilungsblatt des Wärmepumpentest- und Ausbildungszentrums Winterthur-Töss. Nr. 22, Januar 2000.
- Widmer, P.; Huber, A. (2000):** Passiv kühlen mit Erdwärmesonden. Gebäudetechnik 3/00. AZ Fachverlage AG, Aarau.
- Zimmermann, M. (1999):** Handbuch der passiven Kühlung. EMPA (ZEN)/ Bundesamt für Energie BFE, Bern. ISBN 3-905594-06-4
- Zweifel, G.; Hess, S.; Schütz, B. (1998):** IDEA Haustechnik – Programm zur Bedarfsermittlung SIA 382/3. 10. Status-Seminar Energieforschung im Hochbau. EMPA-KWH, CH-8600 Dübendorf. S. 331.

## 9 Anhang

### 9.1 Simulationstools

#### Übersicht

Problem	Programm-Name	Kurzbeschreibung	Bezugsquelle
Wetter- und Klimadatenätze zur Sonnenenergienutzung	Meteonorm	Berechnung der Sonnen-Strahlung auf beliebig orientierte Flächen für beliebige Standorte in der Schweiz und ausgewählte Standorte in Europa	INFOENERGIE, c/o Nova Energie Schachenallee 29, 5000 Aarau Tel: 062 / 834 03 00, Fax: 062 / 834 03 23
Heizenergiebedarf nach SIA 380/1	ENTECH 380/1	Berechnung des Heizenergiebedarfs für eine Baubewilligung nach SIA 380/1 mit Excel	Huber Energietechnik Jupiterstrasse 26, 8032 Zürich Tel: 01 / 422 79 78, Fax: 01 / 422 79 53 www.igjzh.com/huber
Heizleistungsbedarf SIA 384/2 Kühlleistungsbedarf SIA 382/2	IDEA SIA38X	Heizleistungsbedarf von Gebäuden Kühlleistungsbedarf (Klimakälte)	Download von www.pinbord.ch (Hochschule Technik + Architektur Luzern)
Dimensionierung der Erdwärmesondenpumpen	EWSDRUCK	Druckabfallberechnung im Erdwärmesonden-Kreislauf	Download von www.waermepumpe.ch/fe (Forschungsprogramm UAW des BFE, Bern)
Verhalten des Erdreichs bei Erdwärmesondenanlagen	EWS	Berechnung der Vor- und Rücklauftemperaturen sowie der Leistungen von Erdwärmesonden Dimensionierung von Erdwärmesondenfeldern	Huber Energietechnik Jupiterstrasse 26, 8032 Zürich Tel: 01 / 422 79 78, Fax: 01 / 422 79 53 www.igjzh.com/huber
Verhalten des Erdreichs bei Erdwärmesondenanlagen	EED	Berechnung der Rücklauftemperaturen von Erdwärmesonden und Erdwärmesondenfeldern	Prof. Dr. Knoblich & Partner GmbH Virchowstrasse 4, D-35578 Wetzlar
Geothermische Eigenschaften im Schweizerischen Mittelland	SwEWS-99	Abschätzungen der Wärmeleitfähigkeiten der Schweizer Molasse (0 – 500 m)	INFOENERGIE, c/o Nova Energie Schachenallee 29, 5000 Aarau Tel: 062 / 834 03 00, Fax: 062 / 834 03 23
Systemverhalten von Haustechnikanlagen	TRNSYS	Modulares, transientes Systemsimulationsprogramm mit offenen Schnittstellen in FORTRAN	Transsolar Energietechnik GmbH Nobelstrasse 15, D-70569 Stuttgart Tel. 0049 / 711 677 12 00
Erdwärmesondenfelder	TRNSBM	TRNSYS-Modul für Erdwärmesondenfelder, geeignet für die Berechnung der g-funcions	Dr. Daniel Pahud, LEEE-SUPSI 6952 Canobbio, Email: pahud@dct.supsi.ch
Erdwärmesondenmodul	Type 250	TRNSYS-Modul für Erdwärmesonden	Transsolar Energietechnik GmbH
Wärmepumpenmodul	Type 204	TRNSYS-Modul für Wärmepumpen	Transsolar Energietechnik GmbH
Luft - Erdregister	WKM	Dimensionierung von Luft-Erdregistern zur Luftvorwärmung und Kühlung der Frischluft	Huber Energietechnik, Zürich oder INFOENERGIE, c/o Nova Energie, Aarau
Expansionsventile und Kühlräume	DANVEN	Dimensionierung von Expansionsventilen und Leistungsbedarfsberechnung von Kühlräumen	Download von www.werner-kuster.ch

#### PC-Programme zur Sondendimensionierung

##### Programm SwEWS

Für die korrekte Berechnung des thermischen Verhaltens von Erdwärmesonden und Sondenfeldern sind die Stoffeigenschaften (Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{Erde}}$ , Wärmekapazität  $c_{p, \text{Erde}}$ , Dichte  $\rho_{\text{Erde}}$ ) und die Temperaturen des ungestörten Erdreiches von entscheidender Bedeutung. Im Auftrag des Bundesamtes für Energie wurde deshalb das Programm SwEWS entwickelt, das auf der Basis von 230 Messungen im Schweizer Molassebecken Vorschlagswerte für diese Stoffeigenschaften in verschiedenen Schichten bis 500 m Tiefe gene-

riert (Leu et al., 1999). Als Eingabeparameter wird die geografische Länge und Breite, die Schichtdicke und die Zuordnung zu einer geologischen Schicht des Molassebeckens verlangt. Diese Angaben sind oft aus Bohrprofilaufnahmen von Erdwärmesonden in der Nähe abschätzbar. Diese sind erhältlich bei den kantonalen Bewilligungsbehörden, bei den Bohrfirmen oder den lokalen Geologiebüros.





Bild 9.6 zeigt einen Vergleich zwischen den Energieverbräuchen der Modellrechnung und der Messung der Anlage Grauholz. Die Genauigkeit der Messresultate liegt gemäss Huber (2000) im Bereich  $\pm 10\%$ .

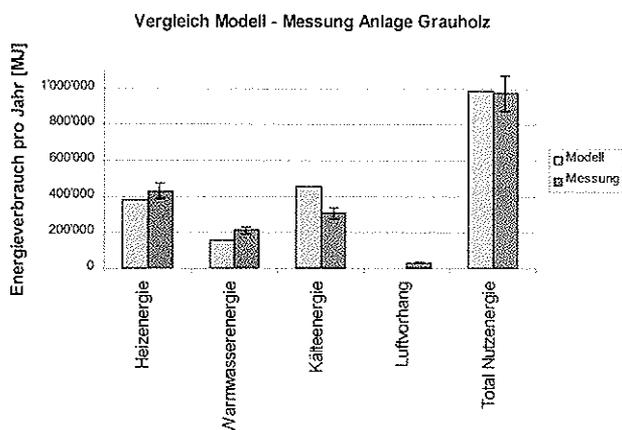


Bild 9.6: Vergleich der Energieverbräuche des Modells mit der Messung der Anlage Grauholz.

Aus Bild 9.6 erkennt man, dass die Resultate des Modells sehr nahe bei den Werten der Messung liegen: Die totale Nutzenergie beträgt laut Modell 990'000 MJ, bei der Messung 974'300 MJ pro Jahr. In diesem Wert der Messung ist ein Energieverbrauch von 29'700 MJ für den Luftvorhang miteinberechnet. Beim verwendeten Modell hingegen wurde der Luftvorhang nicht berücksichtigt.

Die Kälteenergie (Gewerbe- und Klimakälte) liegt im Modell um rund ein Drittel höher als bei der Messung. Einerseits könnte die ausgewiesene Kälteenergie bei der Messung zu klein sein, weil sie als Restglied einer Energiebilanz ermittelt wurde, in der Strahlungsverluste, Motorenabwärme und Messfehler nicht berücksichtigt sind. Andererseits, da der Anteil der Kühl- und Tiefkühlenergie um einen Faktor Sieben höher ist als der Anteil der Klimakälte, könnte es sein, dass die Laufzeit der Kühl- und Tiefkühlmöbel im verwendeten Modell mit 6 Stunden pro Tag zu hoch gewählt wurde.

Der gesamte Stromverbrauch für die Anlage (Tiefkühlanlagen, Kühlanlagen, Klimakälte, Wärmepumpen mit Hilfsaggregaten) beträgt laut Messung 469'800 MJ. Dieser Stromverbrauch ist recht hoch, weil der Verbrauch für die Hilfsaggregate (Pumpen, Kühlstellen-Ventilatoren, Abtauheizungen) für die ca. 60 Kühlstellen, an denen anlässlich der Sanierung nichts verändert wurde, sehr hoch ist. Huber (2000) schätzt den mittleren Leistungsbedarf dieser Hilfsaggregate auf ca. 5 kW und den Jahresstromverbrauch auf 157'680 MJ. Der Anteil der Hilfsaggregate am gesamten Stromverbrauch für Kälte, Klima, Wärmepumpen liegt demzufolge bei 33 %!

### 9.3 Warmwasserbedarf

Tabelle 9.1 Warmwasserbedarfstabelle (aus SIA 385/3, 1991)

Einheit	Gebäudeart	Zweckbestimmung	Warmwasserbedarf in Liter von 60 °C/Tag [dm <sup>3</sup> /d] Durchschnittswerte pro Einheit **			
			Einheit	1	2	3
personenbezogene Einheit	<b>Wohn- und analoge Gebäude</b>					
	Einfamilienhaus	einfacher Standard	P	30	35-40	
	Eigentumswohnungen	mittlerer Standard	P	35	40-50	
		gehobener Standard	P	40	50-60	
	Mehrfamilienhaus	allgem. Wohnungsbau	P	30	35-45	
		gehobener Wohnungsbau	P	35	40-50	
	<b>Gewerbeküchen</b>	Kochen, Spülen, Geschirrabwaschen				
	Caféstuben	Besetzung mässig	S	15	20-30	
	Tea Rooms	Besetzung stark	S	20	30-40	
	Gaststätten	Besetzung mässig	S	10	15-25	
	Restaurants	Besetzung mittel	S	20	25-35	
		Besetzung stark	S	25	30-45	
		Standard (ohne Küche und Waschküche)				
	Gasthöfe	einfach	B	30	40-50	
	Hotels	2. Klasse	B	40	50-70	
Appartementshäuser	1. Klasse	B	60	80	100	
	Luxus	B	80	100	150	
Kinderheime	einfacher Standard	B	40	50-60		
Altersheime	einfacher Standard	B	30	40-50		
Krankenhäuser	medizinische Einrichtungen:					
Kliniken	einfach	B	50	60-80		
	durchschnittlich	B	70	80	100	
	umfangreich	B	100	120	150	
sachbezogene Einheit	Speiserestaurant	Essen einfach, Tellergerichte	E / M	6	8-10	
		Essen bis 3 Gänge	E / M	8	10-12	
		Essen 4 und mehr Gänge	E / M	12	15-20	
	Duschenbad	Annahme Mischtemp. 45 °C an der Entnahmestelle				
		Schüler	D / P	30	35-40	
		Sportler	D / P	35	40-50	
	Fabrikarbeit:					
	schwach schmutzig	D / P	45	50-60		
	stark schmutzig	D / P	50	60-70		
Wannenbad	Normale Wannen	B / P	120	150	180	
	Grosswannen	B / P	150	180	200	
	Hydrotherapiewannen	B / P	250	300	400	
	Grossraumwannen	B / P	400	500	600	

#### Legende:

Personenbezogene Einheiten:

P = Person

B = Bett

S = Sitzplatz

Sachbezogene Einheiten:

E / M = Essen pro Mahlzeit

D / P = Duschenbad \*

B / P = Wannenbad\*

\* pro einmalige Benützung

1 Mindestwert, der bei der Bemessung von Wassererwärmungsanlagen keinesfalls zu unterschreiten ist

2 Durchschnittswert als Grundlage für die Berechnung des Jahresgesamtbedarfs an Wasser und Wärmeenergie

3 Spitzenbedarf als Grundlage für die Berechnung von Wassererwärmervolumen und Erwärmerleistungen

\*\* Je nach der konkret bestimmten, von 60 °C abweichenden Warmwassertemperatur sind die Literwerte (L/d) mit dem entsprechenden Korrekturfaktor zu ermitteln.

## 9.4 Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung

Wärmerückgewinnung (WRG) und Abwärmenutzung (AWN) erlauben Prozesse wirtschaftlicher zu führen und tragen zur Umweltschonung bei. WRG und AWN unterscheiden sich durch die Führung des Abwärmestroms bezüglich der Systemgrenzen. Die Abwärme kann innerhalb eines Systems oder die Systemgrenzen überschreitend genutzt werden. Im ersten Fall wird von Wärmerückgewinnung, im zweiten Fall von Abwärmenutzung gesprochen.

### Wärmerückgewinnung (WRG)

Die bei einem Prozess anfallende unvermeidbare Abwärme wird dem gleichen Prozess ohne wesentliche Zeitverschiebung wieder als Nutzwärme zugeführt (siehe Bild 9.7). Mit dieser Massnahme wird ein höherer Anlagenutzungsgrad erreicht. Ideal bei dieser Anwendung ist, dass der zeitliche und mengenmässige Anfall der Abwärme mit dem entsprechenden Wärmebedarf weitgehend übereinstimmt (Ravel, 1993c).

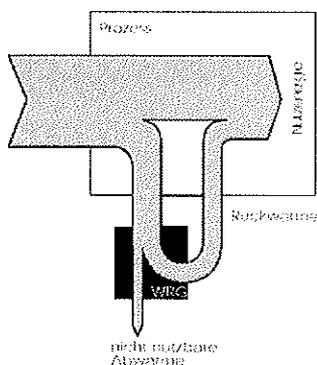


Bild 9.7: Funktionsweise der Wärmerückgewinnung (WRG) (Bild: Ravel, 1993b).

### Abwärmenutzung (AWN)

Die bei einem Prozess anfallende unvermeidbare Abwärme wird bei anderen Prozessen gleichzeitig oder zeitverschieben weiter genutzt (siehe Bild 9.8). Besondere Aufmerksamkeit ist der Anpassung von Wärmeangebot und Wärmebedarf zu widmen; oft sind Wärmespeicher notwendig. Die Wärmequelle muss während der gesamten Dauer der Wärmeabnahme zur Verfügung stehen, damit die Investitionen amortisiert werden können. Die Gesamtenergienutzung wird durch die Verbundbildung verbessert, der Einzel-Anlagenutzungsgrad bleibt aber unangetastet. Hinsichtlich dem Verwendungsort der Abwärme ist zu unterscheiden zwischen der Nutzung betriebsintern in einem anderen Prozess (interne AWN) und der Nutzung durch Dritte ausserhalb des Betriebes (externe AWN) (Ravel, 1993c).

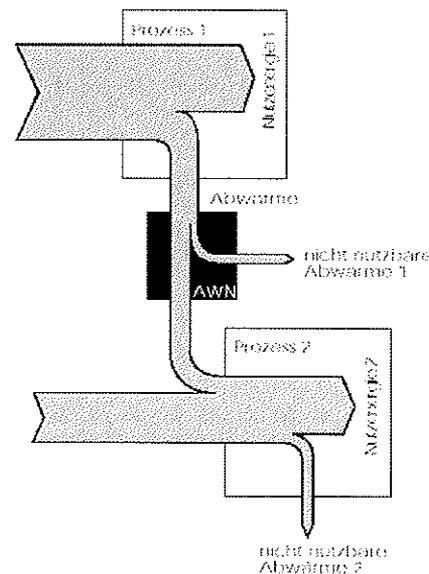


Bild 9.8: Funktionsweise der Abwärmenutzung (AWN) (Bild: Ravel, 1993b).

#### ☞ **Wärmerückgewinnung WRG:**

- Abwärme eines Prozesses wird dem gleichen Prozess wieder zugeführt
- Keine wesentliche Zeitverschiebung
- Ergibt höheren Anlagenutzungsgrad

#### ☞ **Abwärmenutzung AWN:**

- Abwärme eines Prozesses wird anderen Prozessen zugeführt
- Gleichzeitige oder zeitverschiebende Nutzung möglich
- Nutzungsgrad der Einzelanlagen bleibt gleich
- Verbesserung der Gesamtenergienutzung aller beteiligten Anlagen

### Kenngrößen

Die Wirkungsgrade von Temperatur und Enthalpie dienen der vergleichenden Bewertung im entsprechenden Auslegungsfall und zur Berechnung der Wirtschaftlichkeit. Mit der Elektro-Thermo-Verstärkung wird der Einsatz der Elektrizität in der WRG/AWN-Anlage beurteilt.

Die Wirkungsgrade sind immer auf den wärmeaufnehmenden Massenstrom, also auf die Zuluft, zu beziehen. Für den Temperaturwirkungsgrad ergibt sich:

$$\eta_{t2} = \frac{v_{Zuluft} - v_{Aussenluft}}{v_{Abluft} - v_{Aussenluft}} \quad \text{Gl. 9.1}$$

Für den Enthalpiewirkungsgrad ergibt sich:

$$\eta_{h2} = \frac{h_{Zuluft} - h_{Aussenluft}}{h_{Abluft} - h_{Aussenluft}} \quad \text{Gl. 9.2}$$

### Verfahren zur Wärmerückgewinnung

Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung bedienen sich prinzipiell der gleichen Komponenten. Liegt die Temperatur der Wärmequelle über der Temperatur des Verbrauchers, so werden Wärmeübertrager oder Wärmeübertragersysteme eingesetzt. Liegen die Temperaturverhältnisse umgekehrt, so kommen Wärmepumpen zum Einsatz. Die Wärmeübertrager werden von Wärmeträgern (gasförmig oder flüssig) durchströmt. Dabei sind die physikalischen Vorgänge "Wärmeübertragung durch Leitung" und "Wärmeübertragung durch Konvektion" beteiligt. Treten Phasenänderungen auf, so wird latente Wärme frei bzw. sensible Wärme gebunden. Der Wärmetausch kann direkt (Rekuperator) oder durch Zwischenspeicherung in einem Medium erfolgen (Regenerator).

Beim Wärmeaustausch können drei Stromführungen unterschieden werden:

- Gleichstrom
- Gegenstrom
- Kreuzstrom

Für den Gleichstrom gilt immer, dass die Austrittstemperatur des warmen Mediums höher ist als die Austrittstemperatur des kalten Mediums. Bei Gegenstrombedingungen kann unter günstigen Bedingungen erreicht werden, dass die Austrittstemperatur des kalten Mediums höher als die Austrittstemperatur des warmen Mediums ist. Der Wärmerückgewinn besteht aus dem Verhältnis

von ausgetauschter Wärme zur Differenz der Wärmeströme vor dem Wärmeübertrager (Ravel, 1993b).

Bild 9.9 zeigt schematisch einen Rekuperator in Form eines Plattenwärmeübertragers.

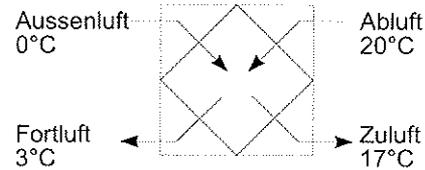


Bild 9.9: Schema Plattenwärmeübertrager mit einem Zulufttemperatur-Wirkungsgrad von 85 %.

Bei dieser Funktionsweise kreuzen sich die Luftströme und geben auf diese Weise Wärme ab, resp. nehmen Wärme auf: Warme und kalte Luftströme, getrennt durch Metallplatten, werden fein gefächert aneinander vorbeigeführt. Eine Übertragung von Verunreinigungen, Gerüchen, Bakterien und Feuchtigkeit findet in der Regel nicht statt, ist aber bei extremen Druckverhältnissen oder schadhafte Wärmeübertrager möglich. Die Leistungsregelung erfolgt über Massenstromänderungen mittels Bypass und entsprechender Regelklappe.

Durch den Kreuzstrom ist die Vereisungsgefahr relativ hoch. Die Steuerung des Luftstromes mit einer Bypassklappe ist daher notwendig. Der Temperaturwirkungsgrad liegt zwischen 0.5 bis 0.85. Bei einem Plattenwärmeübertrager wird keine Hilfsenergie benötigt. Bild 9.10 zeigt einen Plattenwärmeübertrager.

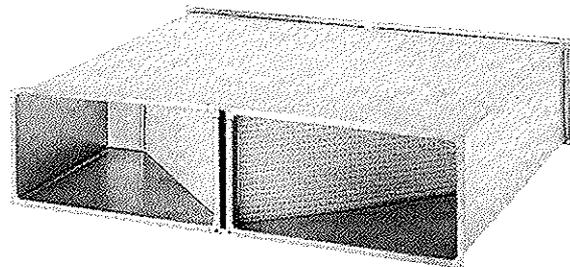


Bild 9.10: Plattenwärmeübertrager (Foto: Maico Ventilatoren).

Als Gegensatz dazu stellt Bild 9.11 schematisch einen Regenerator in Form eines Kreislaufverbundes dar.

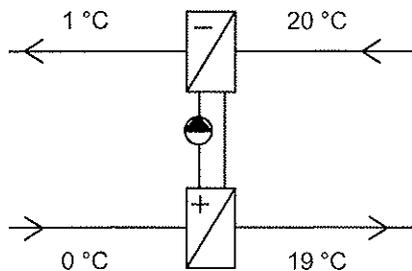


Bild 9.11: Schema Kreislaufverbund, ungeregelt.

Die indirekte Wärmeverschiebung mittels Kreislaufverbund ist mit anderen Systemen in verschiedener Weise kombinierbar. Die Überschusswärme kann zu mehreren Abnahmestellen unterschiedlicher Distanz gebracht werden. Typisch für das Arbeitsprinzip dieses Systems ist der Zwischenkreislauf für den Transport der Wärme von der kalten zu der warmen Seite. Über Wärmeübertrager werden die zwei Wärmeströme an den Zwischenkreislauf rekuperativ angekoppelt. Der umgewälzte Wärmeträger im Zwischenkreis bewirkt ein regeneratives Verhalten. Er speichert und transportiert Wärme. Der Kreislaufverbund benötigt Hilfsenergie in Form einer Pumpe. Die Regelung erfolgt durch Änderung des Wärmeträgerstroms (Veränderung der Drehzahl der Umwälzpumpen, Steuerung mit Dreiwegventil). Die übertragene Leistung ändert ebenfalls mit der Grösse des Luftstroms (z. B. bei Anlagen mit variablem Volumenstrom). Der Durchfluss im Zwischenkreis muss bezüglich der übertragenen Leistung optimiert werden (Ravel, 1993c). Der Temperaturwirkungsgrad liegt zwischen 0.4 bis 0.7. Beim Prinzip eines Gegenstromtauschers kann der Wirkungsgrad erhöht werden (> 90 %), wenn genügend Rohrreihen installiert sind.

WRG- und AWN-Massnahmen sind – selbst bei hohen Investitionskosten – in vielen Fällen wirtschaftlich, so dass sowohl bei Neuanlagen als auch bei Sanierungen immer entsprechende Vorabklärungen notwendig sind.

#### ☞ Wärmeübertrager:

- Preisgünstig in der Anschaffung
- Integrierbar in Monoblocks
- Kompakte Bauweise
- Gefahr des Einfrierens bei tiefen Aussentemperaturen (< -5 °C)

#### ☞ Kreislaufverbund:

- Luft- oder Gasströme können auseinander liegen
- keine Kontaminationsgefahr
- keine Leckverluste
- Zusammenfassen mehrerer Anlagen möglich
- Periodische Überwachung des Zwischenkreislaufs notwendig

## 9.5 Ähnlichkeitsgesetze von Erdwärmesonden

Die analytische Erdwärmesondengleichung wird mit der Methode der Antwortfunktion gelöst. Konkret wird die dimensionslose Temperatursprungantwort "g-function" von Eskilson eingesetzt, die als dimensionslose Zeit für Sondenfelder und Einzelsonden betrachtet werden kann. Dabei ist die g-function einzig eine Funktion der dimensionslosen Zeit und des dimensionslosen Sondenabstandes (Eskilson, 1987). Der spezifische Wärmeentzug pro Sondenlänge ist bei dieser Berechnungsmethode konstant.

Sowohl Einzelsonden als auch Sondenfelder weisen bei geometrischer Ähnlichkeit auch ähnliche Temperatur-Sprungantworten auf (Claesson und Eskilson, 1987). Der Zeitmassstab muss dabei mit dem Quadrat der Erdwärmesondenlänge  $H$  und der Temperaturleitfähigkeit  $a$  dimensionsbefeit werden. Die Sondenzeitkonstante  $t_s$  ist definiert als:

$$t_s = \frac{H^2}{9a} \quad \text{Gl. 9.3}$$

Die dimensionslose Zahl  $Es$  von Eskilson

$$Es = \frac{t}{t_s} = \frac{9a}{H^2} t \quad \text{Gl. 9.4}$$

kann somit als dimensionslose Zeit für Sondenfelder und Einzelsonden betrachtet werden.

Die Kenntnis der Zeitkonstanten ist vor allem bei nicht ausgeglichener jährlicher Entzugsbilanz wesentlich. Bis zum Zeitpunkt  $Es = 0.1$  muss mit einer merklichen Abkühlung bzw. Erwärmung des Erdreiches gerechnet werden. Danach erfolgt nur noch eine sehr geringe Temperaturänderung im Erdreich. Der Gleichgewichtszustand zwischen Wärmeentzug und nachhaltigem Nachfließen der Wärme ist dann ab ca.  $Es = 10$  erreicht.

### Zeithorizont

Der Zeithorizont für die Dimensionierung einer Erdwärmesonde bzw. eines Erdwärmesondenfeldes muss mindestens  $Es = 0.1$  betragen.

Zahlenbeispiel:

- Bohrtiefe der Erdwärmesonden  $H = 180$  m
- Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{\text{Erde}} = 2.4$  W/mK
- Wärmekapazität  $c_{p \text{ Erde}} = 900$  J/kgK
- Dichte  $\rho_{\text{Erde}} = 2500$  kg/m<sup>3</sup>

Mit Gl. 9.3 erhält man eine Zeitkonstante von

$$t_s = \frac{H^2}{9a} = \frac{H^2 c_{p \text{ Erde}} \rho_{\text{Erde}}}{9 \lambda_{\text{Erde}}} = 3.37510^9 [\text{s}] = 107 [\text{Jahre}]$$

Der Zeithorizont für die Dimensionierung der vorliegenden Erdwärmesonden muss somit auf 11 Jahre ( $Es = 0.1$ ) angesetzt werden.

Im Gleichgewichtszustand fließt im Jahresdurchschnitt die gleiche Energiemenge, die mit der Sonde dem Erdreich entzogen wird, zusätzlich von der Erdoberfläche wieder nach. Es findet somit keine weitere Auskühlung bzw. Erwärmung mehr statt.

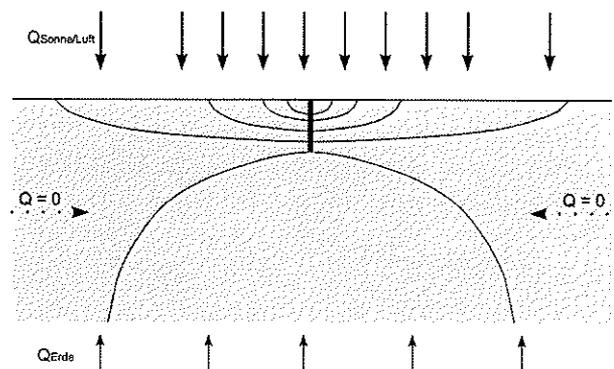


Bild 9.12: Wärmeflusslinien für Einzelsonden im Gleichgewichtszustand (ohne Jahreszeiten-Transienten).

Die Dimensionsbefreiung der Temperaturabsenkung  $\Delta T$  erfolgt mit  $\dot{q}$ , der Wärmeleitfähigkeit der Erde  $\lambda_{\text{Erde}}$  und der Sondenlänge  $H$ . Damit kann die dimensionslose Temperaturabsenkung  $g$  definiert werden als

$$g(Es, \frac{r_b}{H}) = \frac{\Delta T}{\dot{q}} \frac{2\pi \lambda_{\text{Erde}}}{H} \quad \text{Gl. 9.5}$$

Die dimensionslose Temperatursprungantwort  $g$  ("g-function") ist nach Eskilson (1987) sowohl für Einzelsonden als auch für Sondenfelder einzig eine Funktion der dimensionslosen Zeit  $Es$  und des dimensionslosen Sondenabstandes  $r_b/H$ . Man geht dabei von einem konstanten, spezifischen Wärmeentzug pro Sondenlänge  $\dot{q}$  aus.

Für eine Einzelsonde im Bereich  $5r_b^2/a < t < t_s$  kann die Funktion  $g$  bei einem maximalen Fehler von 7 % angenähert werden mit

$$g(Es, r_b / H) = \ln\left(\frac{H}{2r_b}\right) + 0.5 \ln(Es) \quad \text{Gl. 9.6}$$

Für Zeiten grösser als  $t_s$  strebt die Einzelsonde dem folgenden Gleichgewichtszustand zu:

$$g(r_b / H) = \ln\left(\frac{H}{2r_b}\right) \quad \text{Gl. 9.7}$$

In Bild 9.13 sind als Beispiel die dimensionslosen Temperatur-Sprungantworten ("g-function") von zwei Erdwärmesonden im Abstand B eingezeichnet. Im Vergleich dazu ist gestrichelt die g-function einer Einzelsonde dargestellt. Weitere Temperatur-Sprungantworten für verschiedene Erdwärmesondenfelder sind in Anhang 9.6 zu finden.

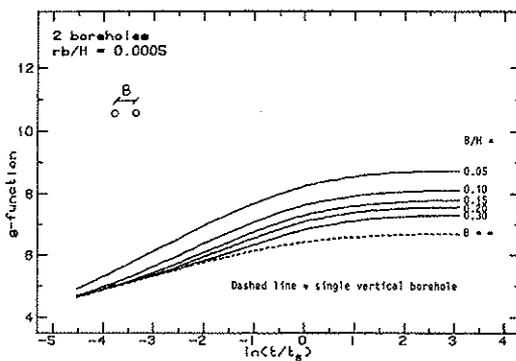


Bild 9.13: Dimensionslose Sprungantwort "g-function" für zwei Erdwärmesonden mit dem Abstand B nach Eskilson (1987).

**Der radiale Temperatur-Trichter**

Für die Abhängigkeit der g-Funktion vom Sondenabstand  $r_1$  gilt nach Eskilson der folgende, logarithmische Zusammenhang:

$$g(Es, r_1 / H) = g(Es, r_b / H) - \ln(r_1 / r_b) \quad \text{Gl. 9.8}$$

Diese Formel ist im Sonden-Nahbereich gültig und erlaubt es, mit einer einzigen Sprungantwort g das Temperaturverhalten im ganzen Sonden-Nahbereich zu bestimmen.

**Berechnung der Quellentemperatur mit der Erdwärmesondengleichung**

Um die Temperatur im Erdreich zu erhalten, kann nun die Sprungantwort  $\Delta T$  von der ungestörten Anfangstemperatur  $T_m$  abgezählt werden (Superpositionsprinzip). Die Bohrlochtemperatur  $T_b$  kann beispielsweise aus g und  $T_m$  wie folgt berechnet werden:

$$T_b = T_m - \frac{\dot{q}}{2 \pi \lambda_{\text{Erde}}} g(Es, r_1 / H) \quad \text{Gl. 9.9}$$

$T_m$  ist die mittlere Erdreichtemperatur im ungestörten Zustand in halber Sondentiefe. Sie berechnet sich aus der durchschnittlichen Jahres-Erdoberflächentemperatur  $T_{mo}$  und dem Temperaturgradienten  $T_{Grad}$ :

$$T_m = T_{mo} - T_{Grad} \frac{H}{2} \quad \text{Gl. 9.10}$$

Die durchschnittliche Jahres-Erdoberflächentemperatur  $T_{mo}$  ist gleich der durchschnittlichen Jahres-Lufttemperatur plus einer mittleren Bodenerwärmung von 0.8 bis 2 °C, der Temperaturgradient  $T_{Grad}$  schwankt von 0.03 bis 0.04 K/m.

Mit Gl. 9.9 kann die zeitliche Entwicklung der durchschnittlichen Bohrlochtemperatur berechnet werden, sofern die Temperatur-Sprungantwort g bekannt ist. In diesem Abschnitt wird nun gezeigt, wie sich damit die Quellentemperatur  $T_{Quelle}$ , d. h. die durchschnittliche Temperatur der Sole, die aus der Sonde kommt, bestimmen lässt.

Mit der mittleren Fluidtemperatur  $T_f$  in der Sonde und der Bohrlochtemperatur  $T_b$  kann der Bohrlochwiderstand  $R_b$  definiert werden als

$$R_b = \frac{T_b - T_f}{\dot{q}} \quad \text{Gl. 9.11}$$

Der Bohrlochwiderstand  $R_b$  setzt sich zusammen aus dem Bohrloch-Hinterfüllungswiderstand  $R_c$  (typischer Wert 0.08 Km/W) und dem Wärmeübergangswiderstand  $R_\alpha$  von der Hinterfüllung ans Sondenfluid:

$$R_b = R_\alpha + R_c \quad \text{Gl. 9.12}$$

Bei Doppel-U-Sonden kann der Wärmeübergangswiderstand  $R_\alpha$  berechnet werden mit

$$R_\alpha = \frac{1}{8 \pi \alpha r_o} \quad \text{Gl. 9.13}$$

Ansätze für die Berechnung von  $R_b$  sind zum Beispiel bei Hellström (1991) oder Huber und Schuler (1997) zu finden. Vereinfachend wird angenommen, dass die mittlere Fluidtemperatur  $T_f$  in der Sonde dem arithmetischen Mittel der Quellentemperatur  $T_{Quelle}$  und der Rücklauftemperatur  $T_{Rücklauf}$  entspricht

$$T_f \cong \frac{T_{Quelle} + T_{Rücklauf}}{2} \quad \text{Gl. 9.14}$$

Mit der Energiebilanz für die Rücklauftemperatur

$$T_{\text{Rücklauf}} = T_{\text{Quelle}} - \frac{\dot{q} H}{c_{p\text{Sole}} \cdot \dot{m}_{\text{Sole}}} \quad \text{Gl. 9.15}$$

und den Gleichungen Gl. 9.11 und Gl. 9.14 kann die Quelltemperatur berechnet werden nach

$$T_{\text{Quelle}} = T_b - \left[ R_b - \frac{H}{2 \dot{m}_{\text{Sole}} c_{p\text{Sole}}} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 9.16}$$

Dabei ist  $H$  die Sondenlänge,  $\dot{q}$  der Wärmeentzug aus der Sonde pro Bohrlänge und  $\dot{m}_{\text{Sole}}$  der Massenstrom der Sole pro Sonde. Der thermische Bohrloch-Widerstand  $R_b$  (Hellström, 1991) kann aufgeteilt werden in den Wärmeübergangswiderstand zwischen der Sole und der Sonde und den thermischen Widerstand  $R_c$  (typischer Wert: 0.08 Km/W) bis zum Bohrlochradius. Damit erhält man für Doppel-U-Sonden die Erdwärmesondengleichung:

$$T_{\text{Quelle}} = T_m - \left[ \frac{g(t,H)}{2 \pi \lambda_{\text{Erde}}} + \frac{1}{8 \pi \alpha r_o} + R_c - \frac{H}{2 \dot{m} c_p} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 9.17}$$

$\alpha$  ist der Wärmeübergangskoeffizient des Sondenfluids an die Sonde und  $r_o$  der Innenradius der Sondenrohre (z. B. 26 mm für eine 32 mm-Doppel-U-Sonde). Ansätze für  $\alpha$  sind z. B. in (Huber und Schuler, 1997) zu finden.

Für die Sonden-Rücklauftemperatur  $T_{\text{Rücklauf}}$  (massgebend für die Frostsicherheit) gilt damit:

$$T_{\text{Rücklauf}} = T_m - \left[ \frac{g(t,H)}{2 \pi \lambda_{\text{Erde}}} + \frac{1}{8 \pi \alpha r_o} + R_c + \frac{H}{2 \dot{m} c_p} \right] \dot{q} \quad \text{Gl. 9.18}$$

### Bodeneigenschaften

Böden besitzen sehr unterschiedliche Wärmeleitfähigkeiten. Bei den Erdwärmesonden kommt der Widerstand der Hinterfüllung (Füllmaterial zwi-

schen den Sondenrohren und dem Bohrloch) hinzu. Diese Hinterfüllung besteht in der Regel aus Bentonit, das eine bedeutend kleinere Wärmeleitfähigkeit als das Erdreich besitzt (ca. 0.81 W/mK). Bild 4.2 zeigt die Quelltemperaturen bei Böden mit unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeiten.

### Ungestörte Erdreichtemperaturen

Die jahreszeitlichen Temperaturschwankungen im ungestörten Erdreich sind bis in Tiefen von 10 – 15 m messbar, darunter herrschen konstante Temperaturen. In 10 m Tiefe ist das Erdreich etwa 1 °C wärmer als die Lufttemperaturen im Jahresdurchschnitt. In städtischen Gebieten liegt dieser Wert bei 2 °C, in schneereichen Gegenden beträgt er bis 4 °C. Die Temperaturen nehmen um 2.5 – 4 °C pro 100 m Tiefe zu.

Tabelle 9.2 gibt einen Überblick über die Temperaturverhältnisse in verschiedenen Gegenden.

Tabelle 9.2: Ungestörte Erdreichtemperaturen in verschiedenen Tiefen und Gegenden (Huber, 1999).

Tiefe [m]	freie Lage Mittelland	Zürich Basel	Davos (mit Schnee)
-25	11.3	12.5	8.0
-50	12.0	13.5	8.7
-75	12.8	14.5	9.5
-100	13.5	15.5	10.2
-125	14.3	16.5	11.0
-150	15.0	17.5	11.7
-175	15.8	18.5	12.5
-200	16.5	19.5	13.2

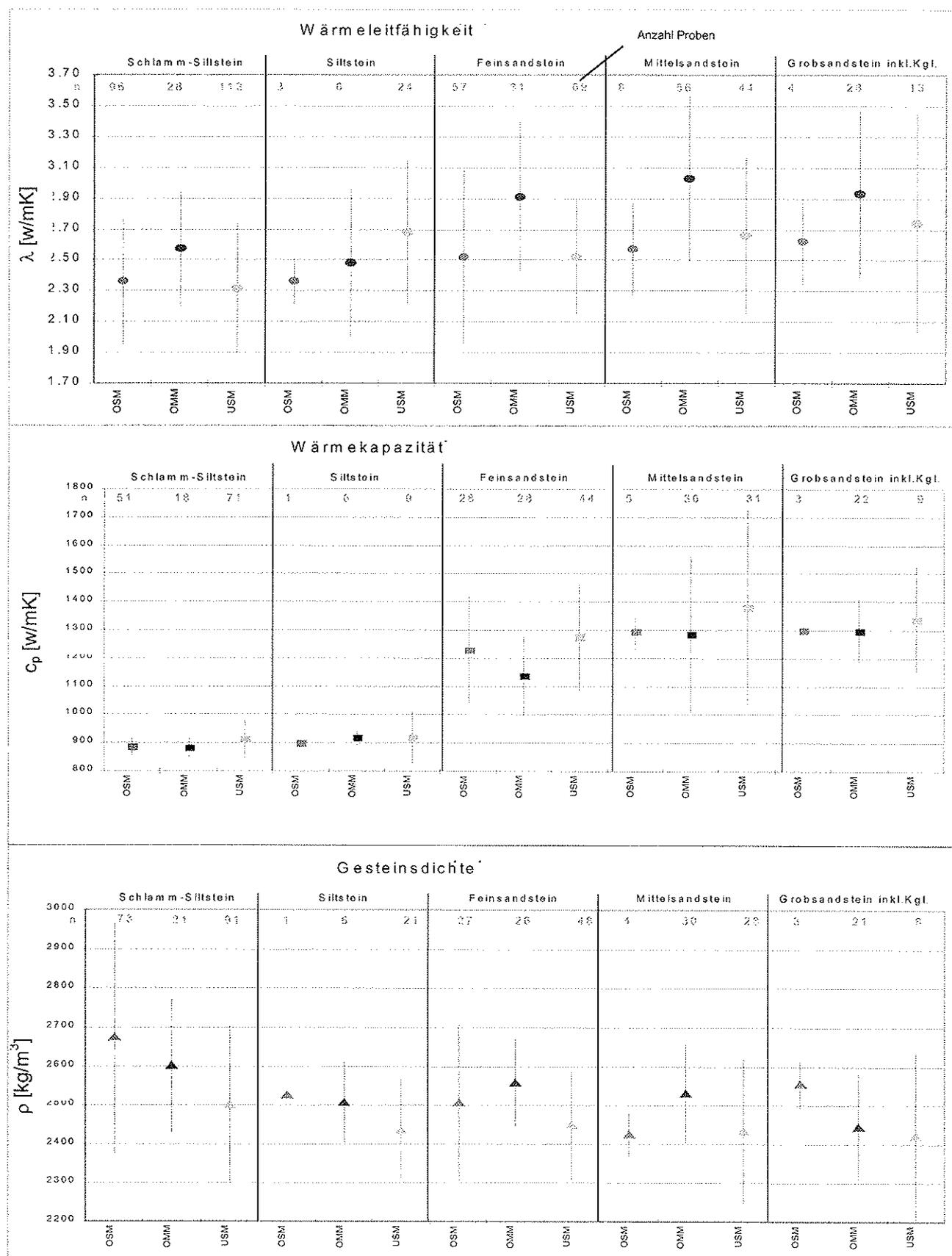


Bild 9.14: Arithmetischer Mittelwert und Standardabweichung der Stoffwerte des Bodens im Molassebecken des Schweizerischen Mittellandes nach Leu et al. (1999).

OSM: Obere Süswwassermolasse, OMM: Obere Meeressmolasse, USM: Untere Süswwassermolasse

### 9.6 Temperatur-Sprungantworten

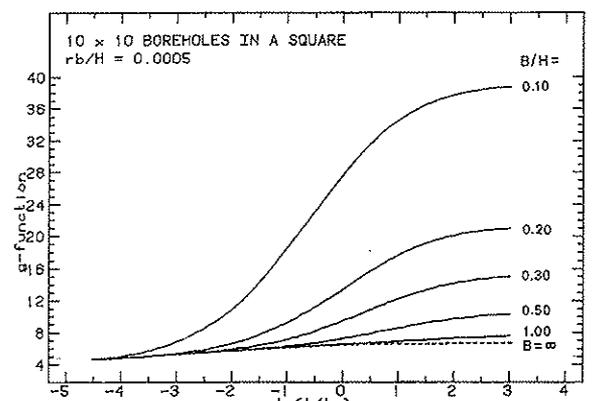
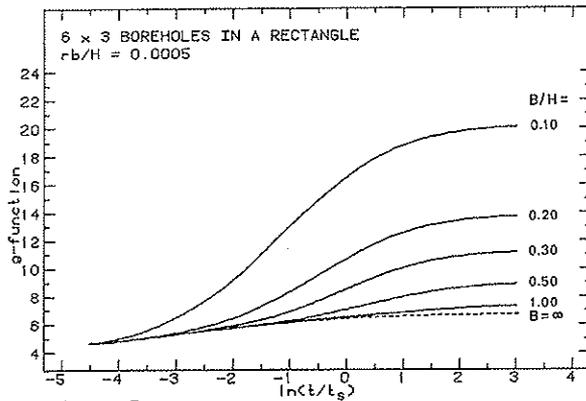
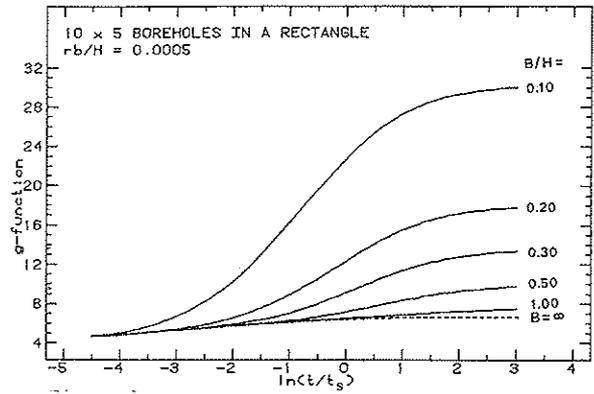
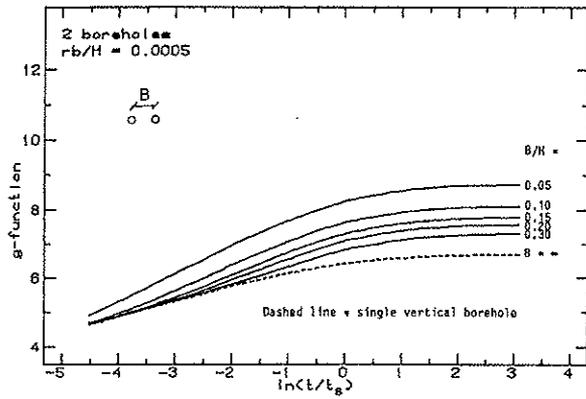


Figure 7

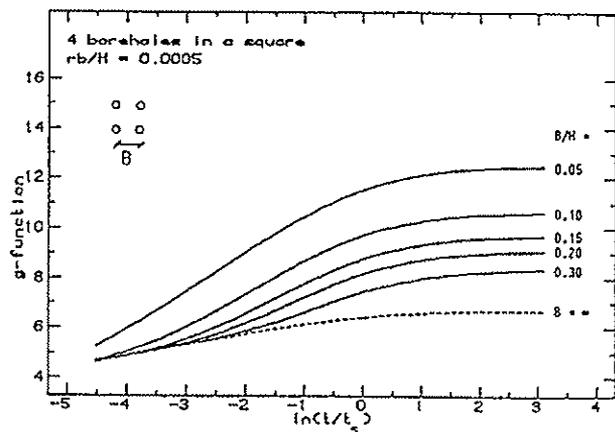
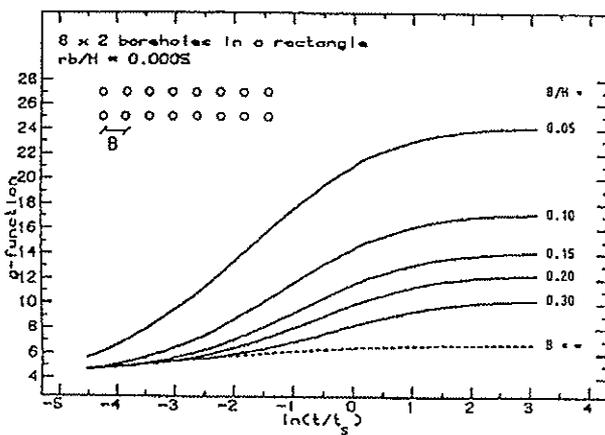


Bild 9.15 Ausgewählte Temperatursprungantworten (g-functions) für Erdwärmesondenfelder aus Eskilson (1987).

## 9.7 Kühlleistung und Energieverbrauch von Kühl- und Tiefkühlmöbeln

Der Kühlenergieverbrauch von Kühlmöbeln lässt sich durch die Angabe der Laufzeiten berechnen: Dies ist notwendig, weil der Energieverbrauch beispielsweise in der Nacht, wenn die Geräte nicht geöffnet und keine zimmerwarme Waren hineingebracht werden, tiefer ist als am Tag. Durch eine Verkürzung der täglichen Laufzeit lassen sich diese Differenzen ausgleichen.

Die tägliche Laufzeit der Kühl- und Tiefkühlmöbel liegt zwischen 6 bis 10 Stunden.

In der folgenden Zusammenstellung wurde der Energieverbrauch ausgehend von einer Laufzeit von 8 Stunden pro Tag berechnet.

Typische Kühlleistungen und Energieverbräuche von gebräuchlichen gewerblichen Kühl- und Tiefkühlmöbeln sind in Tabelle 9.3 und Tabelle 9.4 aufgeführt.

Tabelle 9.3: Typische Kühlleistungen und Energieverbräuche von gebräuchlichen gewerblichen Kühlmöbeln (Quellen: Electrolux Professional AG, Aarau; Franke AG, Aarburg).

Bezeichnung	Inhalt [l]	Betriebstemperatur [°C]	Kühlleistung [W]	Energieverbrauch pro Tag [MJ/d] *
Kühlschrank	650	-2/+10	378	10.9
Kühlschrank	1400	-2/+10	512	14.7
Kühlschrank	600	+2/+8	380	10.9
Kühlschrank	1300	+2/+8	560	16.1
Kühlschrank	580	-2/+8	760	21.9
Kombischrank	650	-2/+10; -2/+10	500	14.4
Kombischrank	580	-2/+8; -18/-24	860	24.8
Glastürschrank	650	+0/+10	445	12.8
Glastürschrank	1400	+0/+10	640	18.4
Einfahrschrank	750	+2/+14	490	14.1
Kühlunterbau	145	+2/+8	155	4.5
Kühlunterbau	295	+2/+8	195	5.6
Kühlunterbau	445	+2/+8	295	8.5
Kühlunterbau	255	+2/+8	180	5.2
Kühlunterbau	525	+2/+8	350	10.1
Kühlunterbau	220	+2/+6	290	8.4

\* bei einer täglichen Laufzeit von 8 Stunden

Tabelle 9.4: Typische Kühlleistungen und Energieverbräuche von gebräuchlichen gewerblichen Tiefkühlmöbeln (Quellen: Electrolux Professional AG, Aarau; Franke AG, Aarburg).

Bezeichnung	Inhalt [l]	Betriebstemperatur [°C]	Kühlleistung [W]	Energieverbrauch pro Tag [MJ/d] *
Kombischrank	650	-2/+10; -15/-24	840	24.2
Tiefkühlschrank	650	-15/-24	780	22.5
Tiefkühlschrank	1400	-15/-24	1150	33.1
Tiefkühlschrank	600	-18/-24	735	21.2
Glastürschrank	650	-15/-20	980	28.2
Tiefkühlunterbau	145	-10/-20	210	6.0
Tiefkühlunterbau	295	-10/-20	290	8.4
Tiefkühlunterbau	255	-10/-20	250	7.2

\* bei einer täglichen Laufzeit von 8 Stunden

### ☞ Kühlleistungs- und Kühlenergiebedarf eines Verkaufsraums

Bild 9.16 stellt schematisch einen Verkaufsraum mit drei verschiedenen Kühlmöbeln dar.

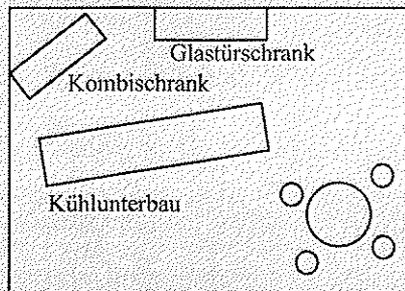


Bild 9.16: Schematische Darstellung eines Verkaufsraumes mit drei verschiedenen Kühlmöbeln.

In diesem Verkaufsraum stehen folgende Geräte:

- Glastürschrank mit 650 l Inhalt und der Betriebstemperatur 0/+10 °C
- Kombischrank mit 650 l Inhalt und den Betriebstemperaturen -2/+10 und -15/-24 °C
- Kühlunterbau mit 445 l Inhalt und der Betriebstemperatur +2/+8 °C

Der totale Kühlleistungsbedarf berechnet sich aus der Summe der Kühlleistungsbedarfe der einzelnen Geräte multipliziert mit dem Gleichzeitigkeitsfaktor  $f_{Gl}$ . Die Kühlleistungsbedarfe können aus Tabelle 9.3 und Tabelle 9.4 herausgelesen werden:

$$\dot{Q}_{GK} = 445 + 295 + 840 \text{ W} = 1580 \text{ W}$$

Multipliziert mit einem Gleichzeitigkeitsfaktor  $f_{Gl}$  von 0.5 ergibt sich für den Kühlleistungsbedarf:

$$\dot{Q}_{GK_{\text{total}}} = 1580 \cdot 0.5 = 790 \text{ W}$$

Der totale Kühlenergiebedarf ergibt sich aus der Summe der Kühlenergiebedarfe der einzelnen Geräte. Diese können aus

Tabelle 9.3 und Tabelle 9.4 herausgelesen werden, wenn mit einer täglichen Laufzeit von 8 h/d gerechnet wird:

$$Q_{GK} = 12.8 + 8.5 + 24.2 \text{ MJ/d} = 45.5 \text{ MJ/d}$$

## 9.8 Umwälzpumpen

Der Energiebedarf für die Umwälzpumpen wird gern unterschätzt. Es ist nicht selten, dass weit mehr als 10 % des gesamten Strombedarfs zur Bereitstellung des Wärme- und Kältebedarfs dafür aufgewendet wird. Es wurden sogar schon Anlagen angetroffen, bei denen der Strombedarf für die Umwälzpumpen gleich hoch war wie der Strombedarf für die Kompressoren in der Wärmepumpe.

Um den Strombedarf für Umwälzpumpen niedrig zu halten, müssen der Pumpenwirkungsgrad  $\eta$  und die Strömungsgeschwindigkeit  $v$  in den Rohren beachtet werden. Dazu werden in der Folge Zusammenhänge in Rohrnetzen aufgezeigt:

Die hydraulische Förderleistung  $P_h$  ist die physikalisch minimale Leistung, die zur Förderung des Volumenstroms  $\dot{V}$  [m<sup>3</sup>/s] bei einem Druckabfall  $\Delta p$  [Pa] aufgebracht werden muss:

$$P_h = \Delta p \dot{V} = \Delta p v A \quad [\text{W}] \quad \text{Gl. 9.19}$$

Die Stromaufnahmeleistung  $P_{el}$  ergibt sich dann mit dem Wirkungsgrad  $\eta$  der Umwälzpumpe aus

$$P_{el} = \frac{\Delta p \dot{V}}{\eta} \quad [\text{W}] \quad \text{Gl. 9.20}$$

Der Druckabfall  $\Delta p$  wird durch die Auslegung der Umwälzpumpe bestimmt. Er ist bei vollturbulenter Strömung proportional zum Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit  $v$  in den Rohren:

$$\Delta p \sim v^2 \sim \frac{\dot{V}^2}{A^2} \quad [\text{Pa}] \quad \text{Gl. 9.21}$$

und somit primär von der gewählten Rohrquerschnittsfläche  $A$  abhängig. Aus den beiden Formeln Gl. 9.20 und Gl. 9.21 ist ersichtlich, dass die Aufnahmeleistung der Pumpe proportional zur dritten Potenz der Strömungsgeschwindigkeit  $v$  ist:

$$P_{el} \sim \frac{v^3}{\eta} \quad [\text{W}] \quad \text{Gl. 9.22}$$

### Wirkungsgrade von Umwälzpumpen

Werden die Umwälzpumpen im optimalen Betriebspunkt eingesetzt, kann man zur Zeit mit den Wirkungsgraden gemäss Bild 9.17 rechnen (Füglistner und Sigg, 1991). Für kleine Förderleistungen stehen momentan Stromspar-Umwälzpumpen vor

der Markteinführung, die auch bei hydraulischen Förderleistungen von nur 10 W Wirkungsgrade bis 40 % erreichen.

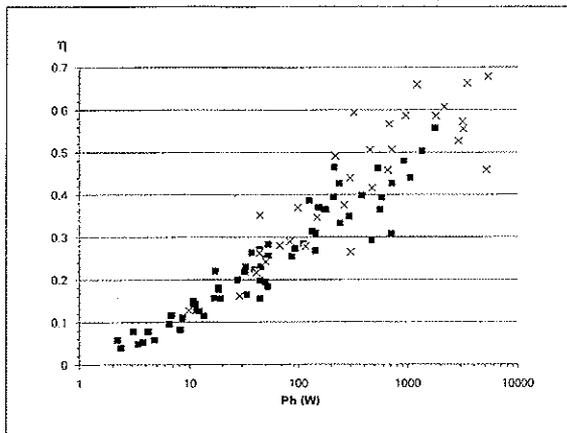


Bild 9.17 Wirkungsgrade von Umwälzpumpen in Abhängigkeit der hydraulischen Förderleistung nach Füglistler und Sigg (1991).

### Förderstrom der Umwälzpumpen

Die neben der Rohrquerschnittsfläche  $A$  zweite, wichtige Planungsgröße ist der Förderstrom  $\dot{V}$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]. Einerseits sollte der Förderstrom möglichst niedrig sein, damit auch bei kleinen Rohrquerschnitten ein geringer Druckabfall und somit niedrige Stromaufnahmeleistungen in den Umwälzpumpen erreicht werden. Andererseits verlangt die Forderung nach kleinen Temperaturdifferenzen  $\Delta T$  einen hohen Förderstrom, damit die Leistungsziffer von Wärmepumpen hoch ist und die Wärmeübertrager klein und günstig bleiben.

Die Auslegung des Förderstroms ist somit immer eine Systemoptimierung, die über die folgende Beziehung mit der Temperaturdifferenz  $\Delta T$  gekoppelt ist

$$\dot{Q} = \Delta T \dot{m} c_p = \Delta T \dot{V} \rho c_p \quad [\text{W}] \quad \text{Gl. 9.23}$$

wobei  $\dot{Q}$  die zu liefernde Wärme- oder Kälteleistung ist. Bei vorgegebener thermischer Leistung bedeutet eine Halbierung des Förderstroms somit immer auch eine Verdoppelung der Temperaturdifferenz  $\Delta T$  zwischen Vor- und Rücklauf!

### Druckabfall

Der Druckabfall des Erdwärmesondenkreislaufs wird durch Addition des Druckabfalls in den folgenden Teilabschnitten berechnet:

- Druckabfall in den Erdwärmesonden
- Druckabfall in den Sondenzuleitungen
- Druckabfall in den beiden Sondenverteilern
- Druckabfall im Kondensator bzw. Verdampfer
- Druckabfall in ev. vorhandenen Messgeräten.

Messungen an ausgeführten Anlagen haben gezeigt, dass der Druckabfall in den Erdwärmesonden selbst oft nur 50 % des gesamten Druckabfalls im Erdwärmesondenkreislauf ausmacht (Huber, 1999).

Der Druckabfall in den Erdwärmesonden hängt davon ab, ob laminare Strömung in den Rohren vorherrscht. Huber (1999) und Afjei et al. (1998) haben gezeigt, dass es nicht nötig ist, immer turbulente Strömung anzustreben, weil der Flaschenhals bei länger dauernder Einspeisung und länger dauerndem Entzug nicht der Wärmeübergang vom Sondenfluid zum Sondenrohr, sondern das Nachfließen der Wärme aus dem Erdreich limitierend ist. Der Förderstrom  $\dot{V}$  hängt somit primär davon ab, welche Temperaturpreizung  $\Delta T$  im Verdampfer bzw. Kondensator noch zugelassen wird und ob eine Frostbedingung eingehalten werden muss. Bei  $n$  Erdwärmesonden ergibt sich somit pro Sonde ein Förderstrom von

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{n \Delta T \rho c_p} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad \text{Gl. 9.24}$$

Üblicherweise wird mit der spezifischen Entzugs- bzw. Einspeisleistung pro Meter Sonde  $q$  [ $\text{W}/\text{m}$ ] gerechnet. Somit kann mit der Bohrtiefe  $H$  der Förderstrom pro Sonde auch geschrieben werden als

$$\dot{V} = \frac{q}{H n \Delta T \rho c_p} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad \text{Gl. 9.25}$$

Soll die Temperaturpreizung  $\Delta T$  konstant gehalten werden, so muss folglich bei längeren Erdwärmesonden der Förderstrom erhöht werden. Dies ist der Grund, warum längere Erdwärmesonden ( $> 100 \text{ m}$ ) in der Regel turbulente Strömung, kürzere aber laminare Strömung aufweisen.

Um herauszufinden, ob die Strömung bei gegebenem Sondenquerschnitt und Förderstrom laminar oder turbulent ist, muss zunächst die Strömungsgeschwindigkeit  $v$  in den Sondenrohren berechnet

und daraus die Reynoldszahl  $Re$  bestimmt werden.

Die Strömungsgeschwindigkeit in einer üblichen Doppel-U-Sonde berechnet sich aus dem Förderstrom  $\dot{V}$  wie folgt:

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{2\dot{V}}{\pi D_i^2} \quad [\text{m/s}] \quad \text{Gl. 9.26}$$

Dabei ist  $D_i$  der Innendurchmesser der Sondenrohre. Meist werden die folgenden Sondendimensionen eingesetzt:

Tabelle 9.5 Typische Dimensionen von Sondenrohren.

Neandurchmesser	Innendurchmesser $D_i$
25 mm Doppel-U-Sonde	0.0204 m
32 mm Doppel-U-Sonde	0.026 m
40 mm Doppel-U-Sonde	0.0326 m

Damit kann die Reynoldszahl  $Re$  aus der Strömungsgeschwindigkeit  $v$  [m/s] und der kinematischen Viskosität der Sondenfüllung  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] bestimmt werden

$$Re = vD / \nu \quad \text{Gl. 9.27}$$

Damit kann nun der Druckverlustkoeffizient  $\xi$  berechnet werden. Er ist definiert als

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \xi \frac{\rho_{\text{Sole}} v^2}{2D_i} \quad [\text{Pa/m}] \quad \text{Gl. 9.28}$$

Im laminaren Bereich ( $Re < 2320$ ) gilt:

$$\xi = \frac{64}{Re} \quad \text{Gl. 9.29}$$

Im turbulenten Bereich ( $2320 < Re < 100'000$ ) kann bei hydraulisch glatten Rohren der folgende Ansatz verwendet werden:

$$\xi = \frac{0.3164}{Re^{1/4}} \quad \text{Gl. 9.30}$$

Für  $Re > 100'000$  gilt bei hydraulisch glatten Rohren:

$$\xi = 0.0032 + \frac{0.221}{Re^{0.237}} \quad \text{Gl. 9.31}$$

Um der Turbulenzproduktion in der Umwälzpumpe Rechnung zu tragen, wird für  $Re > 4'000$  von einem minimalen Wert des Druckverlustkoeffizienten ausgegangen:

$$\xi_{\text{Min}} = 0.045 \quad \text{Gl. 9.32}$$

Daraus berechnet sich der Druckabfall in der Erdwärmesonde mit:

$$\Delta p = \xi \frac{\rho_{\text{Sole}} v^2}{D_i} \quad [\text{Pa}] \quad \text{Gl. 9.33}$$

Der oben beschriebene Rechnungsgang setzt voraus, dass die optimale Temperaturspreizung  $\Delta T$  bereits bekannt ist. Dies ist in der Regel nicht der Fall und hängt von den folgenden Faktoren ab:

- Frostgrenze Sondenfluid
- Stoffeigenschaften Sondenfluid
- Bodeneigenschaften ( $\lambda$ ,  $\rho$ ,  $c_p$ )
- Klimabedingungen Standort
- Sondenbelastung (Durchschnitt, Spitze)
- Bohrtiefe
- Anzahl Sonden
- Sondengeometrie
- Sondenanordnung
- Hinterfüllung der Bohrung
- Kennlinie Wärmepumpe

Um trotzdem sehr schnell zu einer vernünftigen Auslegung der Sondenpumpe zu gelangen, wurden zwei Hilfsprogramme EWSDRUCK und EWS erstellt (siehe Anhang 9.1).

## 10 Stichwortverzeichnis

Abwärme .....	16	gesamt .....	17
Abwärmenutzung .....	47	Gewerbekälte .....	16
Ähnlichkeitsgesetze .....	50	Kühlmöbel .....	55
AWN .....	47	Leistungszahl .....	3, 4
Bauteilkühlung .....	9	Optimierung .....	26
Bodeneigenschaften .....	52	Planungsvorgehen .....	13, 14
COP .....	4	Programm	
Dimensionierung		EWS .....	43
Erdwärmesonde .....	23, 24	EWSDRUCK .....	43
Erdwärmesonde, Handrechenmethode .....	24	SWEWS .....	42
Erdwärmesonde, PC-Programm EWS .....	26	Quellentemperatur .....	23, 51
Speicher .....	29	Regeneration .....	10
Umwälzpumpe .....	31	Rückkühlleistung .....	19
Wärmepumpe .....	22	Rücklauftemperatur .....	23, 51
Wärmeübertrager .....	30	Schlussfolgerungen .....	36
Druckabfall .....	31	Simulationstools .....	42
EER .....	4, 36	Speicher .....	6
Energetischer Systemvergleich .....	7	Speicherdimensionierung .....	29
Erdreichtemperaturen .....	52	Systemauswahl .....	12
Erdwärmesonde		Systemkonfiguration .....	12
Energiebilanz .....	20	Systemoptimierung .....	6
Leistungsbilanz .....	19	Systemvergleich .....	7
Wärmeeintrag .....	19	Systemwahl .....	8
Wärmeentzug .....	19	technischer Speicher .....	28
Erdwärmesonden .....	3	Temperatursprungantwort .....	50
EWS .....	26	Temperatur-Sprungantworten .....	54
Frostgefahr .....	9	Tiefkühlmöbel .....	55
GAZ .....	5, 7, 33, 36	Umwälzpumpe .....	56
Gebäudekühlung .....	9	Verdampfung	
Gesamtarbeitszahl .....	5, 7, 36	direkt .....	10
Gesamtleistungszahl .....	4, 5, 29, 36	indirekt .....	10
Gewerbekälte .....	1	Wärmebedarf .....	15
g-function .....	50, 51	Wärmeleistungsbedarf	
Gleichzeitigkeitsfaktor .....	16	Gebäude .....	15
GLZ .....	4, 5, 29, 36	gesamt .....	15
Heizungsspeicher .....	28	Lüftung .....	15
Kältebedarf .....	16	Transmission .....	15
Kältemaschine .....	2	Warmwasser .....	15
Kennzahlen .....	4	Wärmepumpe .....	2
Klimakälte .....	1	Wärmerückgewinnung .....	47
Kühlenergiebedarf		Wärmespeicher .....	28
Gebäude .....	16	Warmwasserbedarf .....	46
Gewerbekälte .....	17	Warmwasserspeicher .....	28
Kühlleistungsbedarf		WRG .....	47
Gebäude .....	16		