



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für
Umwelt, Verkehr, Energie und Kommunikation UVEK
Bundesamt für Energie BFE

HEIZEN UND KÜHLEN MIT ERDGEKOPPELTEN WÄRMEPUMPEN

Schlussbericht

Ausgearbeitet durch

Afjei, Th.; Dott, R., Institut Energie am Bau – FHNW
St. Jakobs - Strasse 84, 4132 Muttenz,
thomas.afjei@fhnw.ch, www.fhnw.ch/habg/iebau

Huber A., Huber Energietechnik AG
Jupiterstrasse 26, 8032 Zürich,
huber@hetag.ch, www.hetag.ch

Impressum

Datum: 20. August 2007

Im Auftrag des Bundesamt für Energie, Forschungsprogramm REN

Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen

Postadresse: CH-3003 Bern

Tel. +41 31 322 56 11, Fax +41 31 323 25 00

www.bfe.admin.ch

BFE - Projektleiter: Ch. Filleux, Filleux.REN@bhz.ch

Projektnummer: 101367

Bezugsort der Publikation: www.energieforschung.ch

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen ist ausschliesslich der Autor dieses Berichts verantwortlich.

Inhaltsverzeichnis

1	Ausgangslage und Zielsetzung	6
1.1	Motivation für die Durchführung des Projekts	6
1.2	Lösungsansatz	7
2	Durchgeführte Untersuchungen	8
2.1	Vergleich Hydraulikschaltungen	8
2.1.1	Klassischer Heizbetrieb.....	8
2.1.2	Passiver Kühlbetrieb mit Erdwärmesonden ohne Warmwasserproduktion sowie alternativer Betrieb von Kühlen und Warmwasserproduktion	9
2.1.3	Paralleler Betrieb: Kühlung mit Verdampferkälte bei Warmwasserproduktion.....	11
2.1.4	Die Problematik der Leistungsregelung	11
2.1.5	Empfehlungen aus der Analyse der marktverfügbaren Hydraulikschaltungen	13
2.2	Simulationen.....	14
2.2.1	Simulation Gebäudelast	14
2.2.2	Simulation der Erdwärmesonde mit dem Programm EWS	19
2.2.3	Charakterisierung und Modellierung der Wärmeversorgung	22
2.3	Auswertemethodik und Gütekriterien	23
2.3.1	Energetische Bewertung	23
2.3.2	Behaglichkeitsbewertung	24
2.3.3	Anforderung an die Temperatur von beheizten oder gekühlten Fussbodenoberflächen..	26
2.3.4	Thermische Behaglichkeit der Fussbodenoberfläche.....	27
2.3.5	Empfehlungen zur Oberflächentemperaturen des gekühlten Fussbodens.....	28
3	Ergebnisse	29
3.1	Welche Hydraulik hat sich am besten bewährt	29
3.1.1	Warmwasserproduktion im alternativen Betrieb zur Kühlung	29
3.1.2	Warmwasserproduktion im parallelen Kühlbetrieb	30
3.1.3	Vergleich von Parallelbetrieb und Alternativbetrieb.....	32
3.1.4	Empfehlungen zur Hydraulikschaltung	34
3.2	Wie gross ist die Gefahr der Taupunktunterschreitung	35
3.2.1	Zu erwartende Oberflächentemperaturen im Raum	36
3.2.2	Empfehlungen zur Kondensatbildung auf gekühlten Fussbodenoberflächen.....	37
3.3	Wie gross ist das Aufwand-Nutzen-Verhältnis für die Kühlfunktion	38
3.3.1	Varianten zur Evaluation des Aufwand – Nutzen Verhältnisses	38
3.3.2	COP-Verbesserung dank passiver Kühlung mit Erdwärmesonden.....	40
3.3.3	Schlussfolgerungen	42
3.4	Wie hoch ist der Gewinn an thermischer Behaglichkeit	43
3.4.1	Empfehlungen zum Gewinn an thermischer Behaglichkeit.....	44
3.5	Wie hoch sind die Kosten für den Kühlzusatz?.....	45
3.6	Welche Regelmethode hat sich am besten bewährt	46
3.6.1	Träges Wärmeübergabesystem	46
3.6.2	Raumthermostat oder Selbstregeleffekt?.....	46
3.6.3	Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb	47
3.6.4	Erforderliche Totzeit zwischen Heiz- und Kühlbetrieb	47
3.6.5	Einfluss der Kühlkurve	50
3.6.6	Schlussfolgerung	52
3.7	Wie wirkt sich die Grösse des Kühlwärmetauschers aus	53
3.7.1	Kenngrosse Grädigkeit und Sonden-Rücklaufftemperaturen.....	53
3.7.2	Vergleich Grädigkeit Wärmetauscher 1 K und 3 K.....	53
3.7.3	Empfehlung zur Ankopplung der Erdwärmesonde an den Raumkühlkreis.....	55

4	Symbolverzeichnis.....	56
4.1	Lateinische Symbole.....	56
4.2	Griechische Symbole.....	56
5	Literaturverzeichnis.....	57
6	Anhang.....	58
6.1	Beschreibung des Gebäudes.....	58
6.1.1	Energetische Charakterisierung des Gebäudes nach Norm - Rechenverfahren.....	58
6.2	Überblick über die Hydrauliken der Wärmepumpenhersteller.....	60
6.2.1	Keine Möglichkeit für Kühlbetrieb bei Warmwasserproduktion (Alternativbetrieb).....	60
6.2.2	Schaltungen für Parallelbetrieb von Kühlung und Warmwasserproduktion.....	65
6.3	Thermisches Wandmodell in CARNOT (Beukenmodell).....	70
6.3.1	Ergänzung des Wandmodells mit einem Modell für Fussbodenheizung und thermische Bauteilaktivierung.....	71
6.4	Stationäres Modell für die Kühlung mit der Bodenheizung.....	73
6.4.1	Fussbodenheizungsmodell der EMPA.....	73
6.4.2	Kühlleistungsberechnung einer Fussbodenheizung.....	75
6.5	Ausschreibungstext.....	76
6.5.1	Schema.....	76
6.5.2	Ausschreibung der Kühloption bei einer Anlage mit Selbstregeleffekt.....	76
6.5.3	Ausschreibung der Kühloption bei einer Anlage mit Thermostatventilen.....	76

Zusammenfassung

Im BFE-Projekt „Heizen und Kühlen mit erdgekoppelten Wärmepumpen“ wurde untersucht, wie sich Nutzen und Aufwand verhalten, wenn eine Wärmepumpenheizanlage mit Erdwärmesonde mit einer zusätzlichen Kühlfunktion ausgestattet wird. Insbesondere Hydraulik, Dimensionierung, Regelkonzept und Benutzerverhalten waren von Interesse.

Mit MATLAB/SIMULINK und der Bibliothek CARNOT wurden das Gebäudeverhalten dynamisch simuliert und Lastprofile erzeugt, mit denen anschliessend im Programm EWS das Sondenverhalten simuliert wurde. Eine Parameterstudie mit verschiedenen Varianten von Verschattung, Kühlkurve, Grädigkeit (Temperaturdifferenz) des Wärmetauschers und Totzeit für Umschaltung Heiz/Kühlbetrieb wurde durchgeführt.

Es zeigte sich, dass sich ein einfach aufgebautes System mit Wärmepumpe und Erdwärmesonde für den Heiz- oder Warmwasser-Betrieb sowie passiver Kühlung über die Sonde am besten bewährt. Die gleichzeitige Nutzung der Kälte bei Warmwasser-Erzeugung lohnt sich im Vergleich zum Aufwand nicht. Wichtig ist, dass der Wärmetauscher zwischen Erdwärmesonde und Bodenheizung eine geringe Grädigkeit hat. Von Vorteil ist, wenn auch die Möglichkeiten der passiven Kühlung über die Aussenluft genutzt werden. Es zeigte sich, dass die Dimensionierung der Erdwärmesonde für den Heizbetrieb auch für den passiven Kühlbetrieb ausreicht.

Abstract

In the SFOE-project “Heating and cooling with ground coupled heat pumps” benefits and expenses were examined for a heat pump heating system with borehole heat exchanger, extended with a cooling option. Particularly hydraulics, dimensioning, control concept and user behavior were of special interest.

The thermal building behavior was simulated with MATLAB/SIMULINK and the extension CARNOT, and load profiles were generated. These load profiles served as an input for the borehole heat exchanger thermal behavior simulation with the software EWS. A parameter study has been carried out varying shading, cooling characteristic curves, temperature differences in the heat exchanger and dead time between heating and cooling mode.

The results showed that a simple build up system with heat pump and borehole heat exchanger for the heating or domestic hot water mode as well as for the passive cooling mode using the borehole heat exchanger proved to be the best choice. The parallel use of the heat pump cooling capacity during hot water generation does not pay off compared to the technical expense. A small temperature difference in the heat exchanger between borehole heat exchanger and floor heating circuit is of great importance. It is advisable to use also the passive cooling potential of the outdoor air. The dimensioning of the borehole heat exchanger for heating turned out to be sufficient for the passive cooling mode.

1 Ausgangslage und Zielsetzung

1.1 MOTIVATION FÜR DIE DURCHFÜHRUNG DES PROJEKTS

Die sommerliche Kühlung von Gebäuden stellt einen wachsenden Markt in den Gebäudedienstleistungen dar. Dies gilt sowohl für kommerzielle als auch für Wohngebäude. Hauptgründe für den zunehmenden Bedarf sommerlicher Kühlung sind höhere thermische Lasten intern wie extern, gesteigerter Lebensstandard und Behaglichkeitsansprüche, sowie architektonische Eigenschaften und Tendenzen im Bauen, wie ein zunehmendes Verhältnis von transparenten zu opaken Flächen in der Gebäudehülle bis hin zu den populären Glasfassaden. Daraus resultiert auf sehr niedrigem Niveau eine Verlagerung des Energiebedarfs energieeffizienter Gebäude vom Heizwärmebedarf zum Kühlbedarf.

Die Nachfrage nach einer Steigerung der Behaglichkeit durch Kühlung von besonders warmen Räumen wird vom Markt bestimmt und ist nur in geringem Masse beeinflussbar. Eine effiziente Bereitstellung behaglicher Bedingungen in Gebäuden ist also der Kernpunkt der notwendigen Aktivitäten. Dabei gilt es natürlich zuerst die entstehenden thermischen Lasten zu minimieren, beispielsweise durch eine Verschattung zum Schutz vor zu starker solarer Einstrahlung oder Reduktion der Abwärme elektrischer Geräte durch effiziente Technik oder Vermeiden von unnötigem Betrieb. Der verbleibende Kühlbedarf sollte dann mit möglichst geringem Aufwand gedeckt werden. Systeme, mit denen sowohl geheizt als auch gekühlt werden kann, versprechen einen geringen Investitionsbedarf und können mit einer integrierten Regelung sehr gute Effizienzen erreichen. Insbesondere bei Heizsystemen mit Niedertemperaturtechnik und Wärmepumpen wird die zusätzliche Nutzung der Kühlung immer interessanter.

Auf eine Ausschreibung des Bundesamtes für Energie im Programm „Rationelle Energienutzung in Gebäuden“ bildeten das Institut Energie am Bau der Fachhochschule Nordwestschweiz (IEBau - FHNW) und die Huber Energietechnik AG eine Arbeitsgemeinschaft für eine theoretische Untersuchung zum Thema „Heizen und Kühlen mit erdgekoppelten Wärmepumpen“.

Mit klassischen Heizwärmepumpensystemen sind dabei folgende Systemkonfigurationen für den Kühlbetrieb möglich: Die erzeugte Kälte kann passiv aus dem Erdreich über Erdwärmesonde, Erdkollektor oder der Grundwasserfassung einer Wärmepumpe gewonnen werden oder die kühlere Umgebungsluft wird, z.B. in der Nacht, direkt genutzt. Die Wärmeaufnahme im Gebäude erfolgt über statische Flächen (Fussbodenheizung (FBH), Kühldecke oder Bauteilaktivierung) oder Luft (Umluft oder Aussenluftzufuhr).

Von diesen möglichen Systemkonfigurationen beschränkt sich diese Studie darauf, dass

- das Erdreich im Heizbetrieb als Wärmequelle für eine Wärmepumpe dient und im Kühlbetrieb als Wärmesenke genutzt wird.
- die Wärmeabgabe & -aufnahme über eine Fussbodenheizung erfolgt.
- die gesamte Anlage auf den Heizfall ausgelegt ist, jedoch auch zur Kühlung eingesetzt wird.

Heizen und Kühlen mit Fussbodenflächen kombiniert mit erdgekoppelten Wärmepumpen ist zwar ein technisch bekanntes Konzept, jedoch bestehen hinsichtlich hydraulischer Schaltungen, Einsatzgrenzen, Regelung und der zu erwartenden Wirkung in Bezug auf Energieverbrauch und Verbesserung der thermischen Behaglichkeit noch Unsicherheiten, insbesondere bei Systemen mit Selbstregeleffekt. Um jedoch ein System mit möglichst hoher Effizienz zu erreichen wird ein Niedertemperaturfussbodenheizungssystem mit Selbstregeleffekt bei einer Auslegungsvorlauftemperatur von 30 °C betrachtet, auch wenn die Mehrheit der heute realisierten Fussbodenheizungssysteme mit Thermostatregelventil (TRV) und Auslegungsvorlauftemperaturen über 35 °C realisiert werden. Wie viel Wärme dabei über eine direkte Kopplung der Erdwärmesonde an den Fussboden abgeführt werden kann, ob es sinnvoll ist, mit der Wärmepumpe die Wärme aktiv aus dem Fussboden zu entziehen und zur Warmwasserbereitung zu nutzen, oder ob es notwendig ist, die Wärme aktiv in die Erdwärmesonde abzuführen, sind Fragestellungen dieses Projektes. Ebenso die Frage, ob oder wie viel Heizwärmemehrbedarf entstehen kann und mit welcher Effizienz die Kälte erzeugt werden kann.

Das Ziel ist also eine Behaglichkeitsverbesserung durch Kühlen ohne nennenswerten Energie-Mehrverbrauch

Die Arbeiten dieser theoretischen Untersuchung sollen Grundlagen für die Realisierung und Evaluation einer Pilotanlage sein, die jedoch nicht Bestandteil dieses Projektes ist.

1.2 LÖSUNGSANSATZ

Die Bearbeitung des Projektes gliedert sich entsprechend den bearbeiteten Themen in folgende Arbeitsschritte

- hydraulische Einbindung,
- Leistungsfähigkeit der Erdwärmesonde,
- Regelung und energetische Auswirkungen

Zuerst wurden die zu Projektbeginn erhältlichen erdgekoppelten Wärmepumpen mit Kühlfunktion und deren hydraulische Schaltungen evaluiert. Darauf aufbauend wurden sinnvolle Schaltungen sowohl für freie Kühlung als auch für aktive Kühlung bei gleichzeitiger Warmwasserproduktion als Grundlage für die weiteren Untersuchungen ausgewählt.

Zur Bewertung der Leistungsfähigkeit und Energieeffizienz dieser Kühlsysteme wurde anhand eines Referenzgebäudes in Simulationen ein Heiz- und Kühllastprofil in Stundenschritten erstellt. Das gewählte, theoretische Referenzgebäude entspricht weitgehend einem realisierten MINERGIE® [16] zertifizierten Einfamilienhaus in Gelterkinden (Kanton Basel-Landschaft). Es stellt, in der Architektur und von der Ausführung als MINERGIE® - Gebäude, eine typische Anwendung eines erdgekoppelten Wärmepumpensystems zur Heizung und Warmwasserbereitung im Einfamilienhausbereich dar und eine mögliche Anwendung für das System zum Heizen und Kühlen. Das reale Gebäude, welches abweichend vom theoretischen Referenzgebäude keine Kühlfunktion besitzt, war schon Gegenstand früherer Forschungsarbeiten [15]. Sowohl im theoretischen Referenzgebäude als auch im realen Gebäude übergibt eine Niedertemperatur – Fussbodenheizung unter Ausnutzung des Selbstregelleffektes die Wärme an die Räume. Diese effiziente Wärmeabgabe an den Raum bietet bei einer Heizungsvorlauftemperatur unter 30 °C mit der geringen Temperaturdifferenz zwischen Abgabesystem und dem Raum ein hohes Potenzial zur effizienten Ausnutzung von natürlichen Wärmequellen und -senken. Diese konsequente Niedertemperaturlösung ist entgegen den heute meist realisierten Fussbodenheizungsanlagen mit Vorlauftemperaturen über 35 °C und Thermostatregelventilen eher noch unüblich. Für die Untersuchung ebenso interessant ist die Aufteilung des Gebäudes in vier unterschiedlich thermisch charakterisierte Zonen, einen solar orientierten Südbereich und einen Nordbereich mit geringen Öffnungsflächen nach aussen.

Die dynamische Analyse des Systemverhaltens erfolgt mit Simulationen des thermischen Gebäude- und Anlagenverhaltens. Die meisten Simulationswerkzeuge bieten entweder leistungsfähige Gebäudemodelle oder Anlagenmodelle bzw. Speziallösungen für Anlagenteile. Das untersuchte System eines Gebäudes mit Fussbodenheizung und erdgekoppelter Wärmepumpe zum Heizen und Kühlen kann unter Berücksichtigung von unterschiedlichen Regelstrategien mit den verfügbaren Programmen nur getrennt in Gebäude und Wärmeversorgungssystem in zwei separaten Simulationsprogrammen abgebildet werden. In der vorliegenden Arbeit werden für die Abbildung des Gebäudeverhaltens inklusive der hydraulischen Wärmeverteilung das Programm Matlab/Simulink [24] mit der Toolbox CARNOT [20] und für die Simulation der Erdwärmesonde das Programm EWS [8] der Huber Energietechnik AG verwendet. Aufgrund der getrennten dynamischen Abbildung des Gebäude- und Sondenverhaltens sind in iterativen Schritten Anpassungen der jeweiligen Randbedingungen und des umgesetzten Regelkonzeptes und deren Bewertung notwendig. Das Simulationspaket Matlab/Simulink bietet auch das Potenzial, das gekoppelte System von Gebäude und technischer Anlage inklusive Regelungstechnik abzubilden, allerdings sind bisher nicht alle notwendigen Modelle implementiert.

Die Analyse erfolgt daher in zwei Schritten. Im ersten Schritt werden durch das IEBau - FHNW der Verlauf der Heiz- & Kühllasten in der Fussbodenheizung sowie der Verlauf der Temperaturen von Raum, Fussbodenoberfläche und des hydraulischen Wärmeverteilsystem ermittelt. Dabei ist das Gebäude in vier thermische Zonen unterteilt für die jeweils Stundenmittelwerte bzw. -summen protokolliert werden. Im zweiten Schritt erfolgt die Abbildung des Sondenverhaltens durch die Huber Energietechnik AG. Hierbei wird das Erdwärmesondenverhalten mit den aus der Gebäudesimulation ermittelten thermischen Lasten abgebildet. Im Heizfall belastet ein über ein Wärmepumpenkennfeld bestimmter Wärmeentzug die Erdwärmesonde, worauf sich die Temperatur in der Erdwärmesonde einstellt. Im passiven Kühlfall bestimmt die Austrittstemperatur der Fussbodenheizung den möglichen Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde, woraus sich die Kühlleistung ergibt.

2 Durchgeführte Untersuchungen

2.1 VERGLEICH HYDRAULIKSCHALTUNGEN

Als Grundlage für die Auswahl und Empfehlung einer hydraulischen Schaltung zum Heizen und Kühlen mit erdgekoppelten Wärmepumpen dient eine Evaluation der heute erhältlichen erdgekoppelten Wärmepumpen mit Kühlfunktion und deren hydraulischer Schaltungen. Auf dieser Basis wurden weitere Lösungsansätze mit freier Kühlung und aktiver Kühlung bei Warmwasserproduktion entwickelt und die daraus abgeleiteten sinnvollen Schaltungen evaluiert. Einen Überblick über die empfohlenen, hydraulischen Schaltungen verschiedener Wärmepumpenlieferanten gibt Kapitel 6.2, unterschieden in Schaltungen für den alternativen und solche für den parallelen Kühlbetrieb bei der Warmwasserproduktion.

In den folgenden Abbildungen sind die Betriebszustände „Heizen“, „passives Kühlen mit Erdwärmesonden“ und „Warmwasserproduktion“ im parallelen und alternativen Betrieb kurz vorgestellt. Dabei ist die warme Seite rot und die kalte Seite blau hervorgehoben. Alle in diesem Kapitel aufgeführten Schaltungen können sowohl mit einer klassischen Wärmepumpe eingesetzt werden, als auch mit Kompakt-Wärmepumpen („All-in-one“), bei denen die Umwälzpumpen, sowohl für den Sondenkreislauf als auch für den Heizungskreislauf, bereits in der Wärmepumpe eingebaut sind.

2.1.1 Klassischer Heizbetrieb

Die Wärmepumpe entzieht dem Erdreich über dem Verdampfer Wärme und gibt diese auf einem höheren Temperaturniveau über den Kondensator an den Heizkreislauf ab. Der Wärmetauscher zum Erdwärmesondenkreislauf wird über einen Umschalt-Kugelhahn umfahren. Im Sondenkreislauf ist zusätzlich ein Mischventil eingebaut. Dieses wird im Heizbetrieb auf Durchgang gestellt. Es ist dabei darauf zu achten, dass nicht jedes Mischventil dicht schliessend ist und für diesen Fall Vorkehrungen zur Verhinderung des Kurzschlusses zwischen Kondensator und Verdampfer getroffen werden müssen. Im Beispiel in Abb. 2.1 wird dies durch den Umschalt-Kugelhahn im Heizkreislauf gewährleistet.

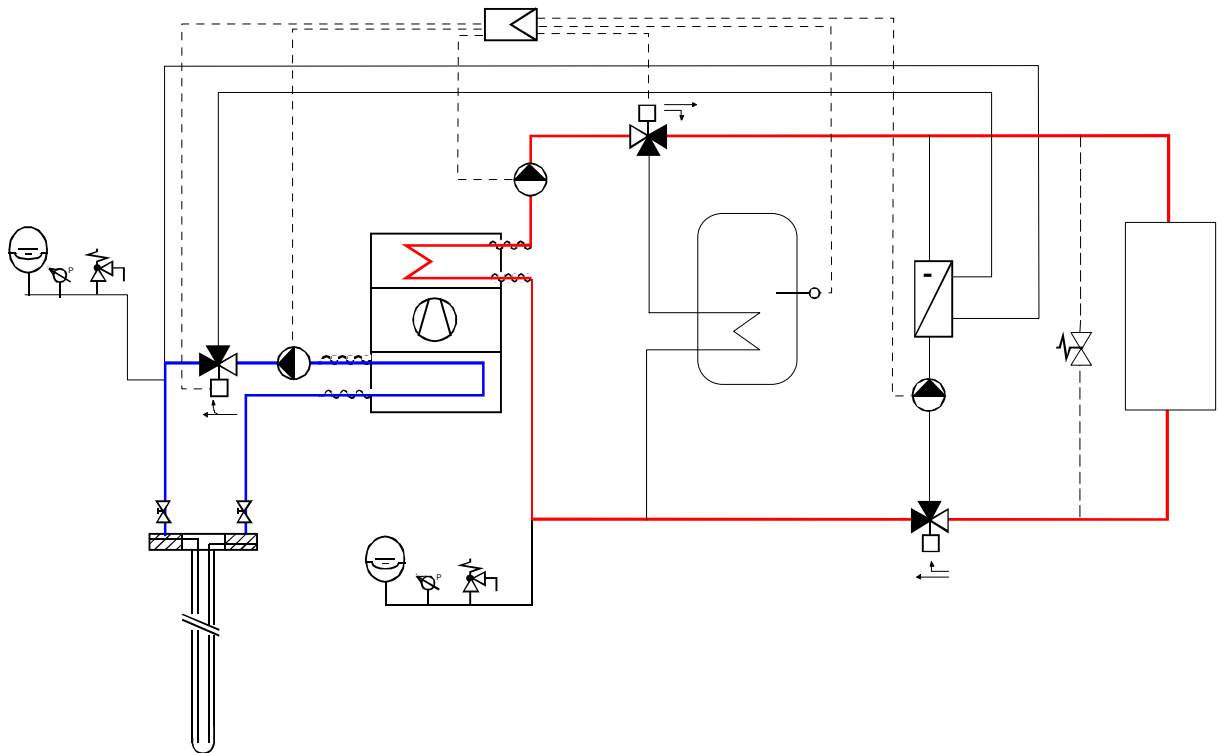


Abb. 2.1: Hydraulische Schaltung im klassischen Heizbetrieb

2.1.2 Passiver Kühlbetrieb mit Erdwärmesonden ohne Warmwasserproduktion sowie alternativer Betrieb von Kühlen und Warmwasserproduktion

Im Sommer wird die Wärme aus dem Raum in der Regel über die Fussbodenheizung abgeführt. Aus dem Heizungskreislauf wird die Wärme sodann über einen Wärmetauscher an den Sondenkreislauf übergeben und in den Erdwärmesonden ins Erdreich abgegeben (Abb. 2.2). Im passiven Kühlbetrieb (manchmal auch Sonden-Direktkühlung „Natural Cooling“ oder „Freecooling“ genannt) ist die Wärmepumpe nicht in Betrieb. Dass bei einigen hydraulischen Schaltungen der Verdampfer oder der Kondensator der Wärmepumpe trotzdem durchflossen ist, hängt mit der Anordnung der Umwälzpumpen zusammen.

Wird während der Warmwasserproduktion die Gebäudekühlung unterbrochen, so spricht man von alternativem Betrieb. Bei hydraulischen Schaltungen, bei denen die Warmwasserproduktion alternativ zur Gebäudekühlung betrieben wird, kann auf die separate Umwälzpumpe in der Wärmeverteilung verzichtet werden und die hydraulische Schaltung z.B. wie in Abb. 2.3 vereinfacht werden. In Kapitel 3.1.1 wird der alternative Betrieb näher dargestellt und in Kapitel 3.1.3 mit dem parallelen Betrieb quantitativ verglichen.

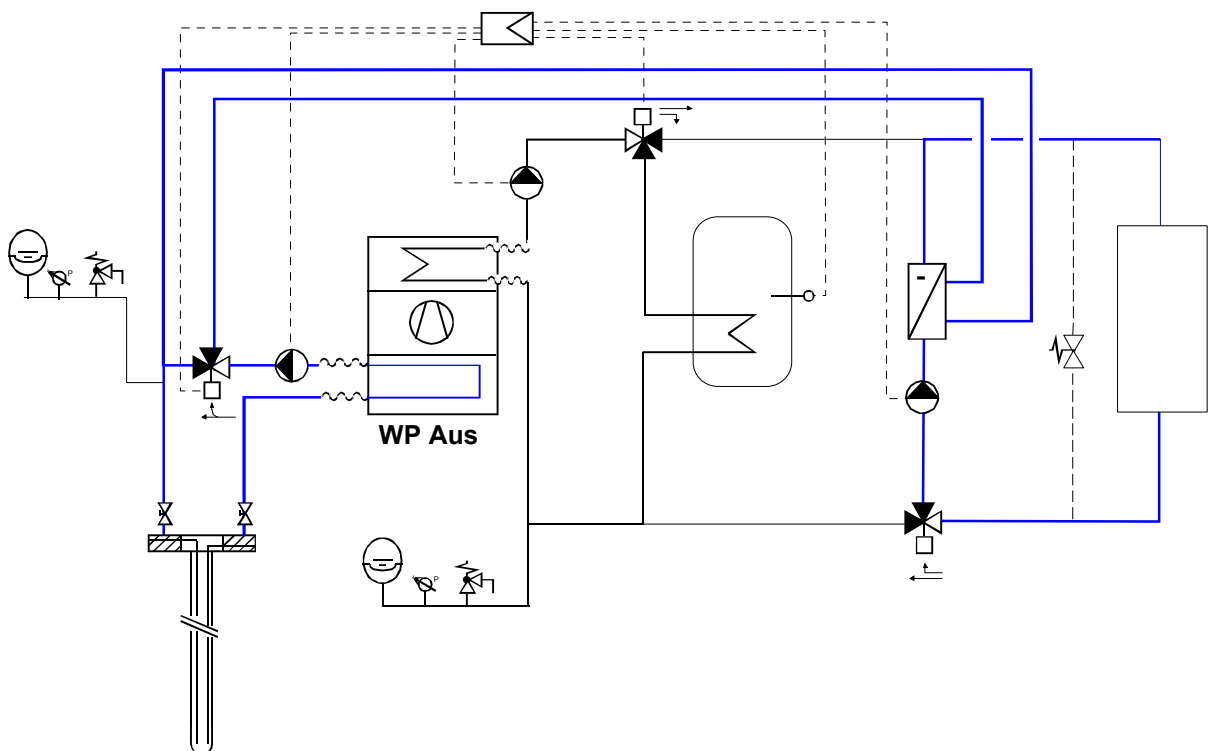


Abb. 2.2: passiver Kühlbetrieb mit Erdwärmesonde

In den meisten (aber durchaus nicht in allen) Schaltungen zur passiven Kühlung mit Erdwärmesonden wird ein Mischventil eingesetzt. Dieses dient der Temperaturregelung des Heizungsvorlaufs im Kühlfall oder der Temperaturbegrenzung des Heizungsvorlaufs nach unten (Verhinderung von Kondensation an den Verteilleitungen oder Taupunktregelung im Raum bei Einbau von entsprechenden Fühlern). In den meisten Fällen wird die Vorlauftemperatur aussentemperaturabhängig mit einer „Kühlkurve“, analog zur Heizkurve, gesteuert. Kann allerdings die Erdwärmesonde die im Regler eingestellte Wunsch-Vorlauftemperatur nicht erbringen, so öffnet sich das Mischventil vollständig und es stellt sich die Kühlleistung ein, die der momentanen Austrittstemperatur der Erdwärmesonde entspricht.

Zusätzlich können im Raum Thermostatventile eingebaut sein. Diese müssen als Umschalt-Thermostatventile für den Heiz- und den Kühlfall ausgerüstet sein, weil ein klassischer Raumthermostat bei zu hohen Raumtemperaturen den Durchfluss verhindert, also genau das Gegenteil von dem macht, was im Kühlfall beabsichtigt ist. Dies setzt also vom Bewohner eine aktive Handlung voraus (raumweise Umschaltung der Thermostatventile vom Heizbetrieb auf den Kühlbetrieb). Raumthermostaten sind zwar prinzipiell Raumtemperaturregler, aber dazwischen liegt eine sehr träge Fussbodenheizung. Die

im Kühlbetrieb, verglichen mit dem Heizbetrieb, wesentliche schnelleren Lastwechsel führen dann allerdings oft dazu, dass die Sollwerte der Thermostatventile recht tief eingestellt werden müssen, da sonst ein Grossteil des Kühlpotentials der Erdwärmesonden von den Raumthermostaten blockiert würde.

Die maximale Kühlleistung der Erdwärmesonden im passiven Kühlbetrieb hängt sehr stark von der Eintrittstemperatur in die Sonde ab. Je höher diese Eintrittstemperatur, umso grösser ist die maximal mögliche Kühlleistung der Sonden. Den grössten Einfluss auf die Eintrittstemperatur hat die Auslegung (Grädigkeit oder Temperaturabstand) des Wärmetauschers (s. Kapitel 3.7.2), eine eher untergeordnete Rolle spielt der Einbau-Ort der Mischventile und die hydraulische Einkopplung des Wärmetauschers (s. Kapitel 3.1), sofern dabei gewisse Randbedingungen beachtet werden (s. Kapitel 2.1.4).

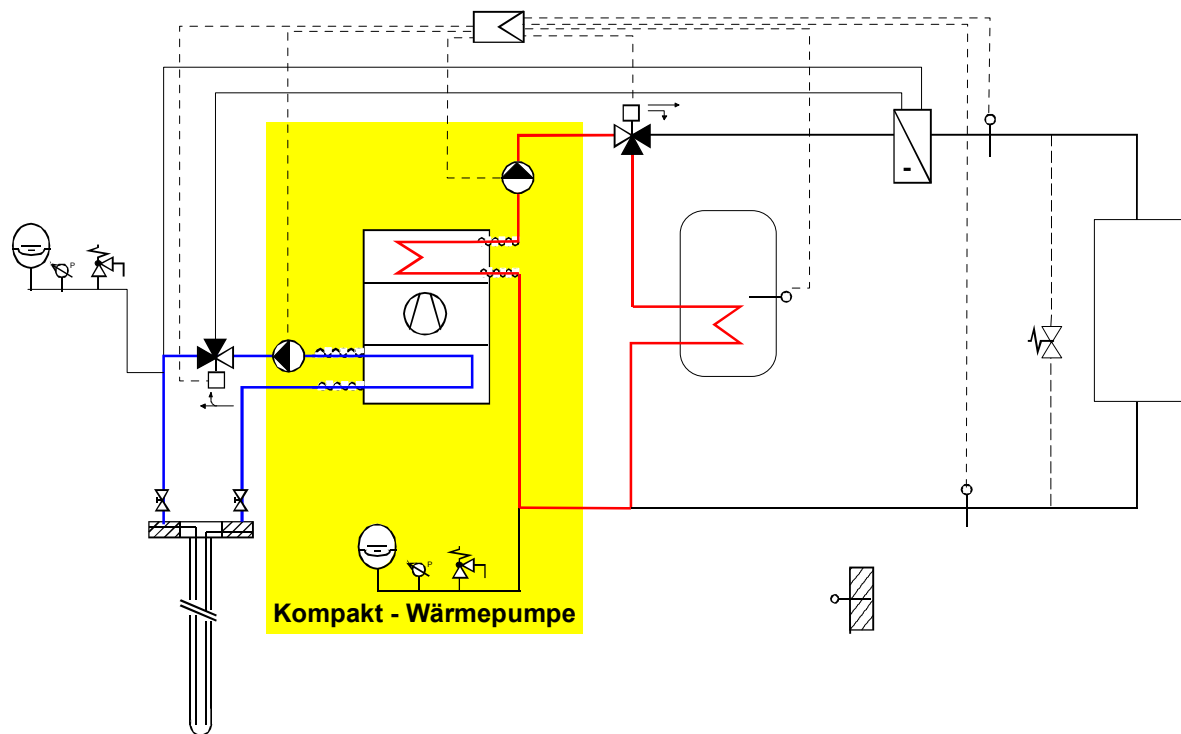


Abb. 2.3: *Hydraulische Vereinfachung beim Verzicht auf den Parallelbetrieb*

2.1.3 Paralleler Betrieb: Kühlung mit Verdampferkälte bei Warmwasserproduktion

Im parallelen Betrieb wird die Gebäudekühlung bei der Warmwasserproduktion nicht unterbrochen (s. Abb. 2.4). In Kapitel 3.1.2 wird der parallele Betrieb näher dargestellt und in Kapitel 3.1.3 mit dem alternativen Betrieb quantitativ verglichen. Ausserdem wird in diesem Kapitel auf den Einbindungsort des Wärmetauschers eingegangen (vor der Sonde (Abb. 3.3) oder nach der Sonde (Abb. 3.4)).

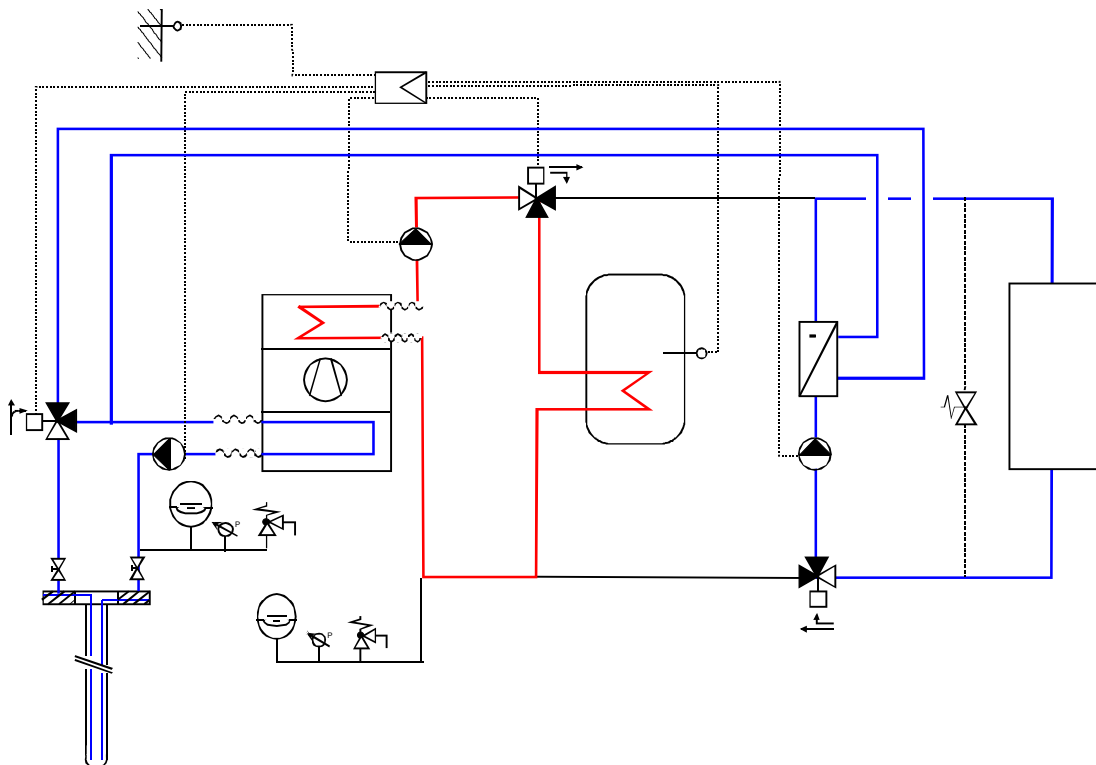


Abb. 2.4: *Paralleler Betrieb von Warmwasserproduktion und Gebäudekühlung, Wärmetauscher nach der Sonde eingekoppelt*

2.1.4 Die Problematik der Leistungsregelung

Alternative Schaltung von Sonde und Wärmetauscher

Sowohl die hydraulische Schaltung Abb. 3.3, als auch Abb. 3.4 sind aus der Sicht der Wärmepumpe problemlos, da der Sondenkreislauf vor dem Verdampfer immer mit voller Wassermenge durch die Erdwärmesonde fließt und somit immer genügend Wärme für die Wärmepumpe zur Verfügung steht. Problematisch ist hingegen die Schaltung Abb. 2.5. Hier fließt der Sondenkreislauf bei der Warmwasserproduktion im Kühlbetrieb nicht mehr durch die Erdwärmesonde. Eine solche Schaltung kann nur angewendet werden, wenn das Gebäude immer als Wärmequelle zur Verfügung steht und keine Leistungsregelung die Wärmezufuhr aus dem Gebäude verhindert. Die Leistungsregelung führt in diesem Fall dazu, dass nicht genügend Wärme für den Verdampfer der Wärmepumpe zur Verfügung steht und die Wärmepumpe deshalb mit einer Tiefdruckstörung ausfällt.

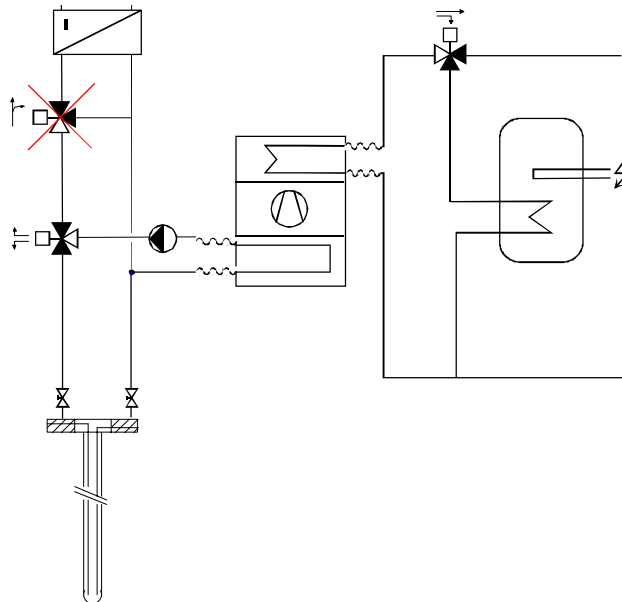


Abb. 2.5: Tiefdruckstörungen bei alternativer Einkopplung des Wärmetauschers im Sondenkreislauf

Serielle Schaltung von Sonde und Wärmetauscher

Zur Vermeidung von Tiefdruckstörungen sollte der Wärmetauscher gemäss Abb. 2.6 seriell in den Sondenkreislauf eingekoppelt werden.

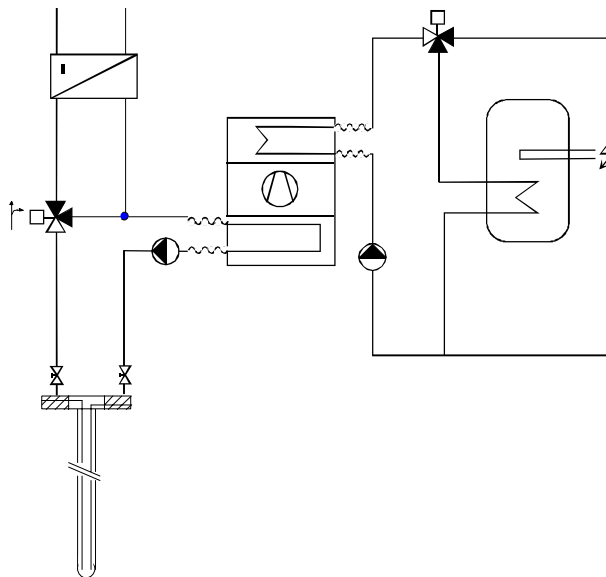


Abb. 2.6: Serielle Einkopplung des Wärmetauschers im Sondenkreislauf

2.1.5 Empfehlungen aus der Analyse der marktverfügbaren Hydraulikschaltungen

Die hydraulische Schaltung in Abb. 2.7 wird als Grundschialtung für die Betriebsmodi Heizen, Warmwasserbereitung, passive Erdwärmesondenkühlung, parallele Warmwasserbereitung und Kühlung empfohlen. Im Solekreis müssen die Wärmepumpe, die Sonde und die Anbindung an den Raumkühlkreis in Serie geschaltet sein. Ein gegebenenfalls vorhandener Heizspeicher muss ausserhalb des Kühlkreises liegen.

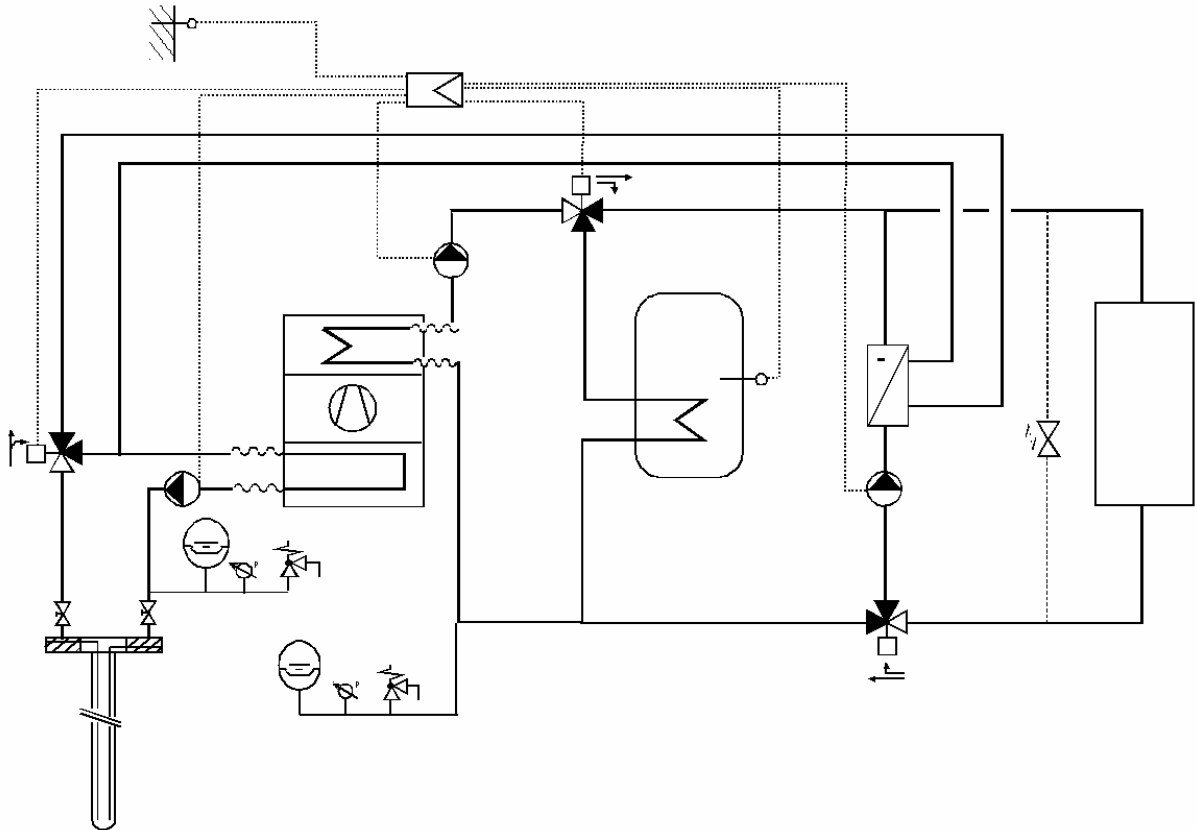


Abb. 2.7: *Empfohlene hydraulische Schaltung für Heizen, Warmwasser, passive Kühlung, parallele Warmwasserbereitung und Raumkühlung*

2.2 SIMULATIONEN

Zur Analyse des Systems zum Heizen und Kühlen mit erdgekoppelten Wärmepumpen und Fussbodenheizung werden in dieser Arbeit Untersuchungen und Berechnungen mit Simulationswerkzeugen durchgeführt. Die Arbeit enthält keine Messungen oder Laboruntersuchungen, stützt sich aber auf Erfahrungen aus der Praxis ab. Das Gebäude und die wärmetechnische Anlage werden in separaten Werkzeugen betrachtet. Die sich daraus ergebenden Schnittstellendefinitionen wie beispielsweise die maximale Kühlleistung der Erdwärmesonde im passiven Kühlbetrieb werden iterativ angepasst.

2.2.1 Simulation Gebäudelast

Die Simulation des Gebäudes im Projekt wurde mit der Simulationsumgebung Matlab/Simulink [24] und der Toolbox CARNOT [20] [25] durchgeführt. Dabei umfasst das Modell der Gebäudesimulation das thermische Verhalten der Räume und statischen Bauteile sowie die Abbildung der Fussbodenheizung mit dem dynamischen Verhalten des Wärmeträgermediums im Wärmeabgabesystem. Die Wärme- & Kälteerzeugung wird bei der Erzeugung der Lastverläufe als ideale Wärmequelle und -senke mit begrenzter Leistung modelliert, die nach der Regelgröße (z.B. Vorlauf- oder Rücklauftemperatur) kontinuierlich geregelt wird. Die Simulation rechnet mit dynamischer Zeitschrittweite abhängig von der zeitlichen Änderung der Zustandsgrößen. Die Speicherung der Rechenergebnisse erfolgt als Stundenmittelwerte bzw. Stundensummen.

Die verwendete Simulationsumgebung Matlab/Simulink & CARNOT

Matlab/Simulink [24] ist eine in den Ingenieurwissenschaften etablierte Simulationsumgebung, die häufig wiederkehrende Aufgaben wie die numerische Integration, die Nullstellensuche, graphische Darstellungen oder Aufbau und Verwaltung einer Modellbibliothek unterstützt. Matlab stellt eine leistungsfähige mathematische Entwicklungsumgebung dar, die auf Matrizenkalkulationen basiert. Sie verfügt über eine eigene Script-Sprache und umfangreiche mathematische Bibliotheken. Komponenten zur Erweiterung werden als Matlab-toolboxes bezeichnet. Eine besonders wichtige Toolbox stellt die graphische Entwicklungs- und Simulationsumgebung Simulink dar. Sie wird zur Systemmodellierung und Simulation unter Matlab genutzt, wobei die Modellspezifikation hierbei unter einer graphischen Entwicklungsoberfläche erfolgt. Eigene Blöcke können entweder durch Modifikation bestehender Blöcke oder durch Integration von Matlab m-code, C oder Fortran-code erzeugt werden.

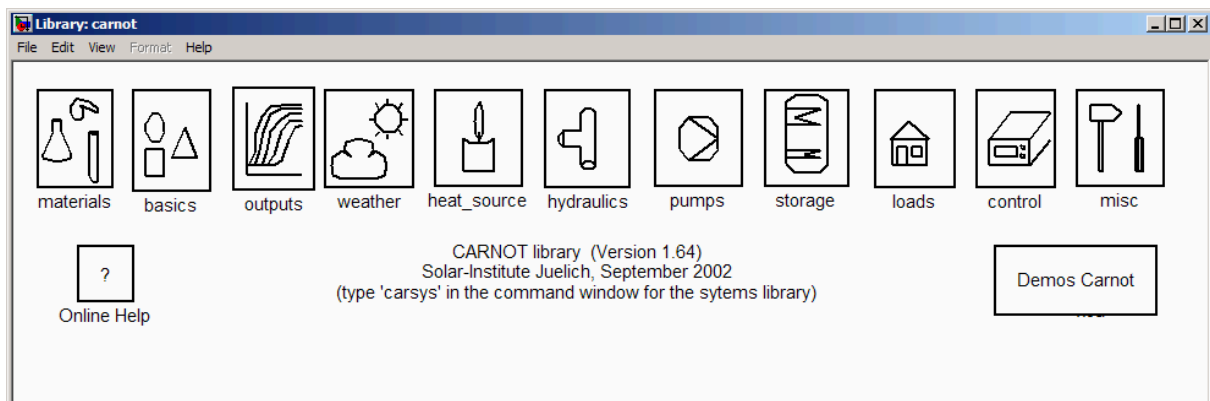


Abb. 2.8: Matlab/Simulink [24] Bibliothek CARNOT [20]

Die Toolbox *Carnot* [20] ist eine spezifische, massgeschneiderte Lösung für den Bereich Heizungs- und Klimatechnik. Sie enthält graphische *Simulink* Komponentenmodelle zur Simulation von konventionellen und solaren Heizsystemen (siehe Abb. 2.8). Das *Carnot* – Gebäudemodell dient dazu, den dynamischen Lastverlauf als Schnittstelle zu den *Carnot* - Modellen von Heizungsanlagen zu simulieren. Im Bereich Gebäudearchitektur existieren einfache vorgefertigte Zweiraumhausmodelle. Komplexere Modelle lassen sich durch Verknüpfung, aber auch aus einzelnen Raumknoten erstellen. Die Modelldarstellung ist aufgrund des Blockschaltbildcharakters intuitiv jedoch bei grösseren Gebäudestrukturen recht aufwändig.

Die Wände werden als eindimensionale, speichernde Wärmeleiter ähnlich dem Beuken - Modell [26] [27] beschrieben. Interner Strahlungsaustausch im Raum wird über das Zweisternmodell berücksichtigt. Im sogenannten Raumknoten werden neben der Bilanzierung der ein- und ausfliessenden Wärmeströme auch der Luftaustausch und damit Feuchte- sowie CO₂-Gehalt der Raumluft berechnet. Als Eingangsgrössen dienen die Wärmeströme durch die Raumbeheizung, durch solare Einstrahlung, durch technische Geräte oder Personen sowie die Wärmeströme von den Wänden. Hinzu kommen Massenflüsse von Luft, Feuchte oder CO₂. Ausgangsgrössen des Raumknotens sind neben der Raumlufttemperatur und der Empfindungstemperatur die Temperatur des Strahlungsknotens sowie die Feuchte, der CO₂-Gehalt und abgeleitete Grössen. Die Ausgangsgrössen werden in einem Gebäudevektor zusammengefasst, um sie anderen Komponenten verfügbar zu machen. So benötigen beispielsweise die Wände Informationen über die Raumtemperaturen, um die Wärmeströme berechnen zu können. Die Wände entsprechen Koppelbausteinen, welche die Raumknoten verbinden. Einem Zweisternmodell entsprechend finden sich innerhalb des Raumknotens ein konvektiver Knoten und ein Strahlungsknoten. Letztendlich wird im konvektiven Knoten die Änderung der Knotentemperatur als Ergebnis der Summe aller ein- und abfliessenden Wärmeströme berechnet.

Das im Gebäudemodell der Block-Bibliothek CARNOT enthaltene eindimensionale Modell für Wände, Böden und Decken bildet die Wärmeleitung und -speicherung mit einer sogenannten aktiven Schicht in einer definierten Tiefe im Bauteil ab, in die eine Wärmeleistung eingekoppelt werden kann. Die Betrachtung einer Fussbodenheizung oder Bauteilaktivierung mit der Ankopplung einer gebäudetechnischen Anlage erfordert darüber hinaus die Bestimmung der eingekoppelten Leistung in der aktiven Bauteilschicht und dem Wärme transportierenden Medium, in diesem Fall das Wasser in den Fussbodenheizungsrohren. Hierzu wurde von M. Koschencz & B. Lehmann [13] ein dynamisches Modell für den Wärmeübergang in thermisch aktiven Bauteilsystemen entwickelt, das unter Beachtung der Modellgrenzen auch für Fussbodenheizungssysteme eingesetzt werden kann. Dieses Modell wurde im Rahmen dieses Projektes implementiert und verwendet.

Charakterisierung und Modellierung des Referenzgebäudes

Als Referenzgebäude wurde ein Einfamilienhaus nach MINERGIE® - Standard in zweigeschossiger Massivbauweise mit Flachdach gewählt, ausgeführt als Ziegelwandkonstruktion mit Betondecken, Polystyrol - Isolation und seitlich angebautem Keller ausserhalb der Dämmebene,. Es ist mit 3-fach verglasten Fenstern (U_w -Wert 1.2 W/m²K, g-Wert 0.58), einer Niedertemperatur - Fussbodenheizung ohne Raumthermostaten und einer mechanische Lüftungsanlage mit Wärmerückgewinnung ausgestattet. Die Energiebezugsfläche beträgt 153 m² (Nettowoohnfläche 125 m², Nettoluftvolumen 305 m³), die Verhältnisse Gebäudehüllfläche zu Energiebezugsfläche $A_w/EBF = 2.14$ sowie Fensterfläche zu Energiebezugsfläche $A_w/EBF = 0.34$. Die Wärmeabgabe an das Gebäude erfolgt mit einer Fussbodenheizung. Diese ist auf Systemtemperaturen von 30°C Vorlauf und 25°C Rücklauf bei -8°C Aussenlufttemperatur ausgelegt. Damit entfällt in vielen Kantonen die Pflicht zur selbsttätigen Einzelraumregelung [23] und der Selbstregeleffekt des Systems [22] kann genutzt werden. Die mit Fussbodenheizungsrohren belegte Fläche beträgt 110 m² bei einem Rohrabstand von 0.10 m oder 0.15 m je nach Raumnutzung. Anhang 6.1 enthält eine Zusammenstellung der Konstruktionsbauteile des Gebäudes mit ihren grundlegenden thermischen Eigenschaften sowie eine energetische Charakterisierung des Gebäudes nach Norm - Rechenverfahren.

Die Modellierung des Referenzgebäudes basiert auf einer eindimensionalen Abbildung des thermischen Verhaltens der Böden und Wände. Das bedeutet, dass in der aktiven Schicht (Verlegeebene der Bodenheizungsrohre) eine einheitliche mittlere Temperatur angenommen wird. Die Randbedingungen entsprechen den Annahmen der Berechnung nach SIA380/1:2001 (interne Lasten, Luftwechsel). Darüber hinaus sind Werte angenommen, die in diesem Kapitel beschrieben werden.

Für die Simulationen wurden anstatt dem im realen Gebäude installierten Wärmepumpen/Lüftungs-Kompaktgerät die in den folgenden Kapiteln beschriebenen Hydraulikschaltungen verwendet. Das Gebäude wurde simuliert, aber mit der Kühlfunktion nicht gemessen.

Zonierung

Das Gebäude ist für die Simulation in 5 thermische Zonen eingeteilt, bestehend aus je einer Nord- und Südzone pro Stockwerk sowie einer unbeheizten Zone (s. Abb. 2.9 & Abb. 2.10). Davon werden die vier beheizten Zonen ausgewertet. Die Zone Süd EG umfasst den Wohn-/Essbereich, die Zone Nord EG Küche, WC und Büroraum. Das Obergeschoss ist ähnlich aufgeteilt mit den beiden südorientierten Zimmern in der Zone Süd OG sowie Treppenhaus, Bad und ein Zimmer in der Zone Nord OG. Die ausserhalb der Dämmebene liegenden Kellerräume und die Garage sind als eine unbeheizte Zone mit frei schwingender Temperatur abgebildet, die jedoch nicht ausgewertet wird. Besonderes Augenmerk liegt in dieser Untersuchung auf der aktiven Schicht der Fussbodenheizung, deren Temperatur für die 4 Zonen separat ausgewertet wird.

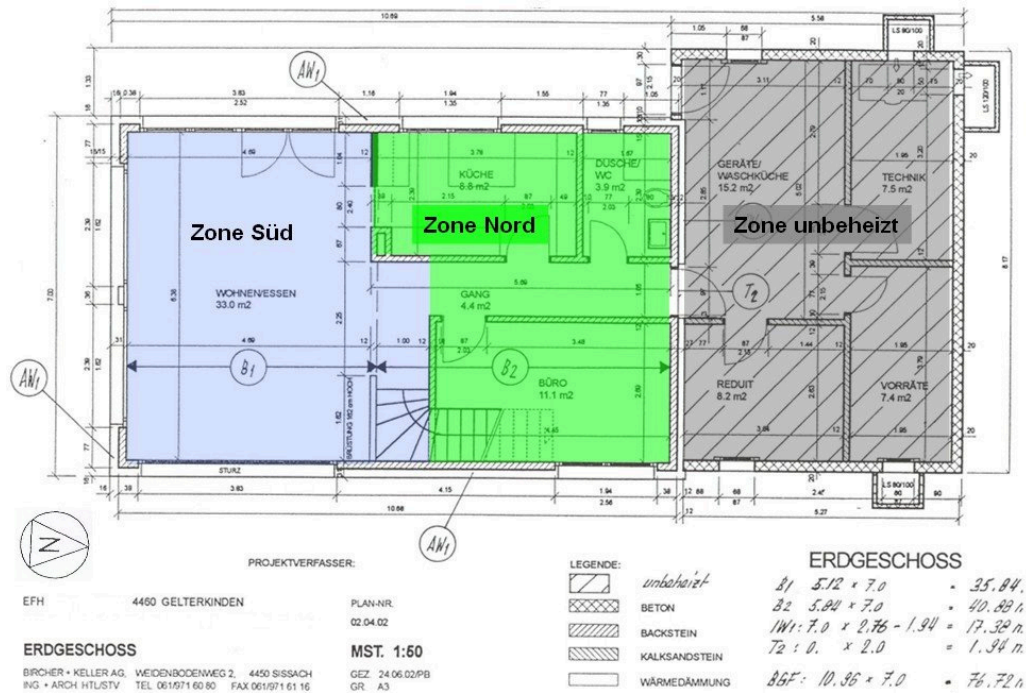


Abb. 2.9: Zonierung Erdgeschoss

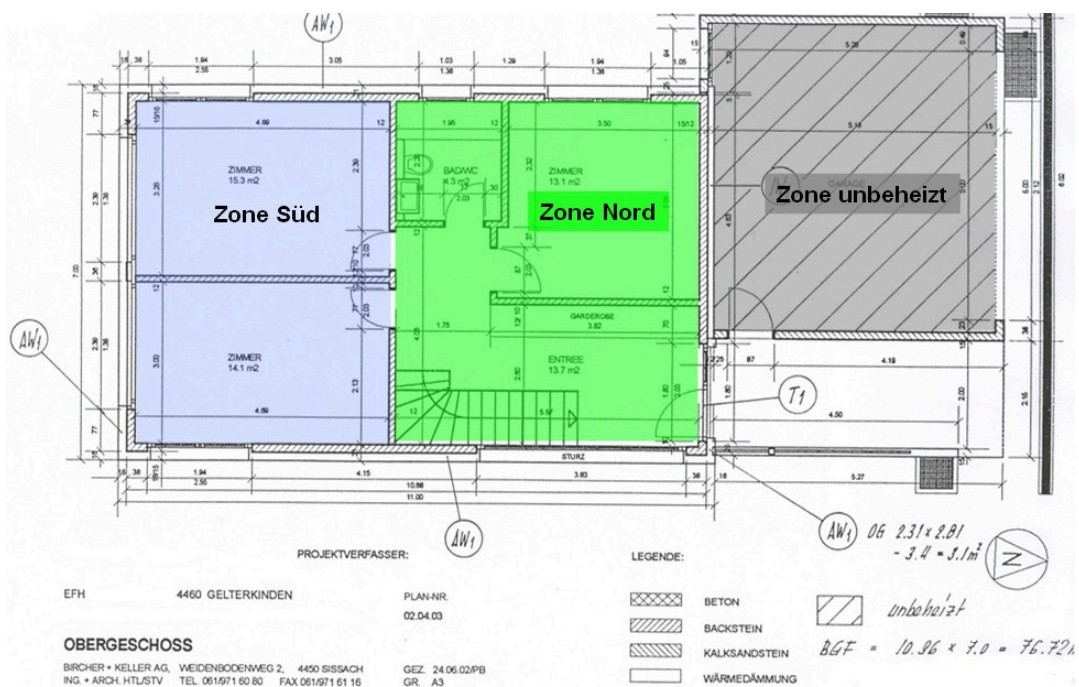


Abb. 2.10: Zonierung Obergeschoss

Randbedingungen der Gebäudesimulation

Aus der Berechnung nach SIA380/1:2001 ergeben sich für die Simulation die folgenden Randbedingungen:

- Soll - Innentemperatur 20°C
- Wetterdaten Basel - Binningen (DRY)
- Innerer Wärmegewinn Geräte und Beleuchtung 272 W \equiv 56 MJ/m²a
- Innerer Wärmegewinn Personen 0...242 W \equiv 25 MJ/m²a

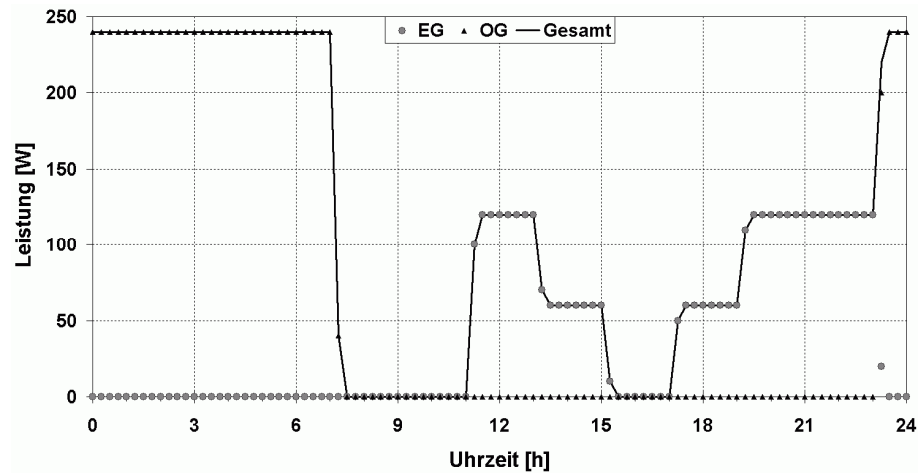


Abb. 2.11: Profil interner Wärmelasten durch Personen in Erdgeschoss und Obergeschoss

Die mechanische Lüftung mit Wärmerückgewinnung ist mit einem Wirkungsgrad der Wärmerückgewinnung in der Lüftung von 80% abgebildet.

- Luftwechsel 0.4 1/h
- thermisch wirksamer Aussenluftvolumenstrom mit WRG 0.28 m³/m²h

Regelungsansätze

Verschattung:

- oberhalb einer Raumlufttemperatur von 23°C werden alle Fenster je nach Variante zu 25%, 50% oder 75% verschattet
- (Fensterflächen: Ost 16 m² / Süd 14 m² / West 23 m² / Nord 0 m²)

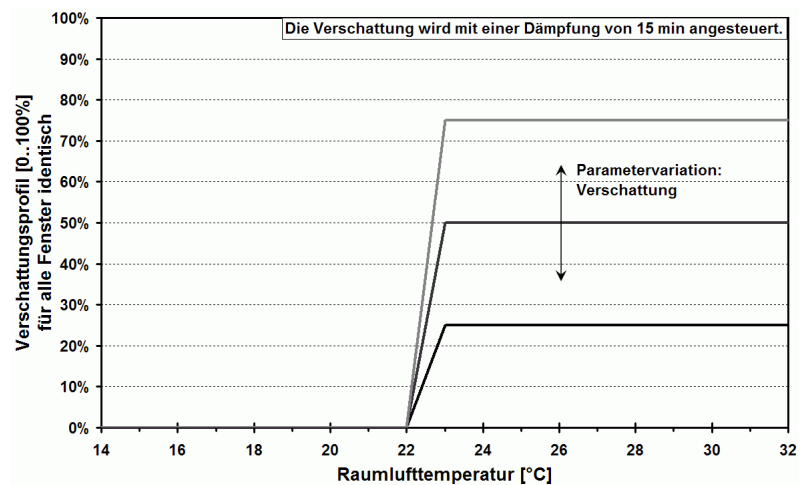


Abb. 2.12: Verschattungsfahrplan in drei Varianten abhängig von der Raumlufttemperatur

Lüftung:

- Die mechanische Lüftung wird im Winter mit und im Sommer ohne WRG betrieben. Warum?
- Eine passive Luftkühlung erhöht den Luftwechsel auf 1/h, wenn die mittlere Raumlufttemperatur der vier Zonen einerseits mindestens 2 K über der Aussenlufttemperatur liegt und andererseits weniger als 1.5 K unterhalb der Auslegungstemperatur gemäss SIA382/2 (entspricht 22.5 ... 24.5 C, s. Abb. 2.16).

Heizen:

- Die Freigabe zum Heizen erfolgt bei einer Aussenlufttemperatur < 12°C im 3h-Mittel.
- Die Heizkurve (Mischtemperatur aus 30% Vorlauf, 70% Rücklauf), dargestellt in Abb. 2.13, hat eine Steigung von 0.3 und eine Fusspunktverschiebung +1K.
- Der Wärmeerzeuger zur Raumheizung ist auf eine Leistung von 4.8 kW begrenzt.

Kühlen:

- Die Freigabe zum Kühlen erfolgt bei einer Aussenlufttemperatur > 20°C im 3h-Mittel
- Die Kühlkurve gibt die Soll-Temperatur in der aktiven Schicht im Boden in Abhängigkeit der Aussenlufttemperatur gemäss Abb. 2.13 an.
- Der Kälteerzeuger zur Raumkühlung ist auf eine Leistung 5 kW begrenzt. Diese Begrenzung ist bedingt durch die separate Abbildung des Gebäudeverhaltens und des Sondenverhaltens in verschiedenen Simulationsprogrammen. Da in der Gebäudesimulation die Erdwärmesonde nicht abgebildet ist, muss eine maximale Leistung des Kälteerzeugers abgeschätzt werden. Für die hier betrachteten Varianten ist dies für die passive Kühlung die Kälteleistung der Erdwärmesonde und für den kombinierten Warmwasserbetrieb die Verdampferleistung der Wärmepumpe. Im passiven Kühlbetrieb mit der Erdwärmesonde wird für den Wärmetauscher zwischen Erdwärmesonden- und Fussbodenkreis eine Grädigkeit von 1 K angesetzt.

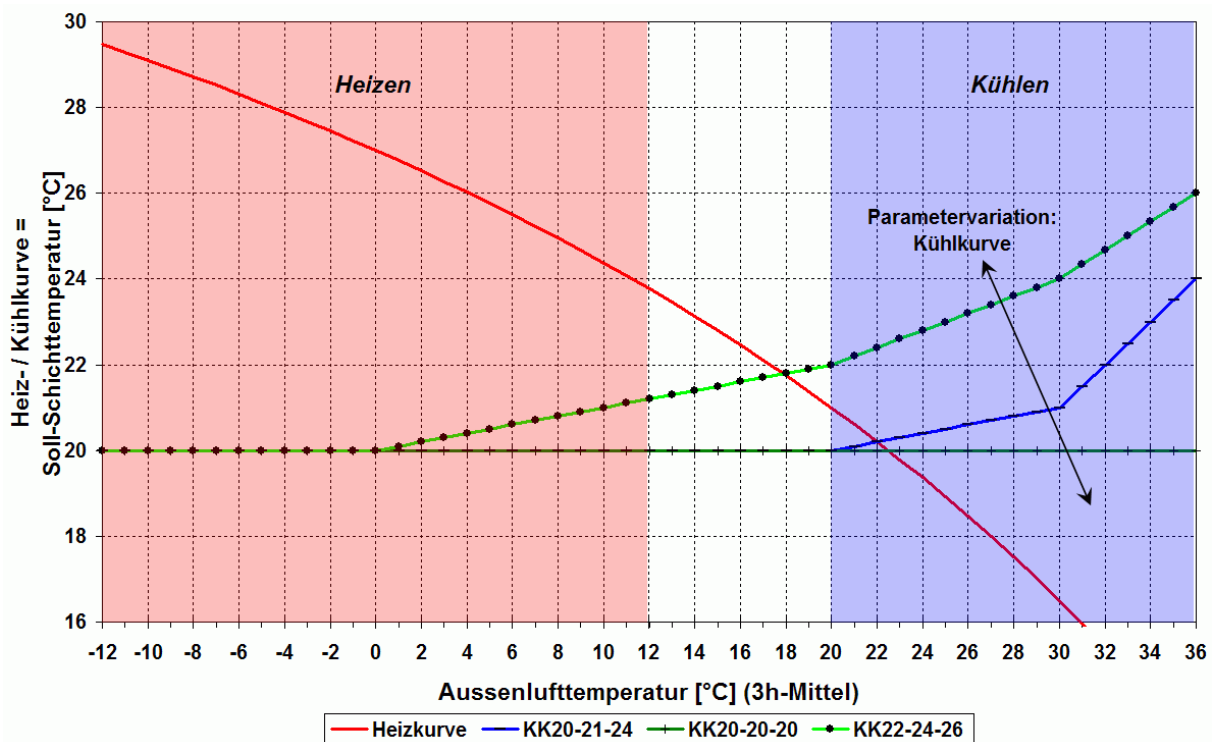


Abb. 2.13: Heiz- & Kühlkurven für das Referenzgebäude

Die Soll-Temperatur in der Ebene der Fussbodenheizungsrohre wird entsprechend der Heiz-/Kühlkurve gemäss Abb. 2.13 vorgegeben. Sie wird bestimmt aus dem gewichteten Mittel aus 30% Vorlauftemperatur und 70% Rücklauftemperatur am zentralen Sammler der Fussbodenheizungsrohre. Die Bezeichnung der Kühlkurven beispielsweise KK 22-24-26 beschreibt die Soll-Temperatur bei den Stützpunkten 20 °C, 30 °C und 36 °C der Aussenlufttemperatur in diesem Beispiel also Soll-Temperatur 22 °C bei Aussenlufttemperatur 20 °C respektive 24 °C bei 30 °C und 26 °C bei 36 °C. In der Simulation wird die in das Fussbodenheizungssystem eingekoppelte Leistung mit einem leistungsbegrenzten idealen Wärme-/Kälteerzeuger nach der aus Vorlauf- & Rücklauftemperatur ermittelten Schichttemperatur geregelt. Die sich einstellenden Temperaturen der aktiven Schichten und der temperierten Zonen werden dann ausgewertet.

Berücksichtigung der Warmwasserbereitung

In allen Varianten identisch ist der Betrieb der Wärmepumpe für Warmwasserbereitung abgebildet. Dazu wird in der Gebäudesimulation die Gebäudebeheizung zwischen 1.00 Uhr und 3.00 Uhr in der Nacht unterbrochen und angenommen, dass die Nachtladung des Warmwasserspeichers für den Tag ausreicht. Für die Simulation des Sondenverhaltens wird der Energiebedarf für Warmwasserbereitung gemäss SIA380/1 [17] angesetzt und als mittlere Leistung der Wärmepumpe auf die täglichen zwei Stunden Betriebszeit umgerechnet. Damit ergibt sich über die zwei Stunden gemäss Gl. 2.1 eine mittlere Leistung von 3 kW.

$$\Phi_{ww} = \frac{Q_{ww}}{2 \frac{h}{d} * 365 d} = \frac{50 \frac{MJ}{m^2 a} * 153 m^2}{2 * 365 h} = 3000 W \quad \text{Gl. 2.1}$$

2.2.2 Simulation der Erdwärmesonde mit dem Programm EWS

Was macht das Programm EWS?

Das Programm EWS ([4], [6], [8]) berechnet das thermische Verhalten von Erdwärmesonden. Dazu werden die Wärmeleitungsgleichung im Erdreich und der Wärmetransport aus der Sonde numerisch gelöst. Das Programm berechnet die Vorlauf- und Rücklauftemperaturen, sowie die Entzugsleistungen von Erdwärmesonden (Einzelsonden und Sondenfelder) auf stündlicher Basis über eine Zeitdauer von bis zu 100 Jahren. Dabei können alle wichtigen Einfluss-Faktoren berücksichtigt werden. Das Erdreich kann vertikal in bis zu 10 verschiedenen Schichten mit unterschiedlichen, physikalischen Eigenschaften des Erdreichs und der Hinterfüllung aufgeteilt werden. Mit der Möglichkeit, das Sondenfluid auch instationär rechnen zu können, sind auch der Anfahrprozess und Thermal-Response-Tests berechenbar.

Das thermische Langzeitverhalten des Erdreichs und die langfristigen Regenerationseffekte werden mit den dimensionslosen Temperatursprungantworten von Eskilson (g-functions, [1]) als äussere Randbedingungen für das Simulationsgebiet gelöst. Damit wird auch berücksichtigt, dass die untiefe Geothermie nichts anderes ist, als jahreszeitlich gespeicherte Solarenergie [5], [9] und dass unterhalb der Eindringtiefe der Jahreszeitenschwankungen (5-15m) übers ganze Jahr konstante Temperaturen (Jahres-Durchschnittstemperaturen der Erdoberfläche plus der geothermische Gradient von 0.03-0.05 K/m) herrschen.

Es können zudem ganze Systeme zur Direktkühlung über Erdwärmesonden berechnet werden. Ausgehend von der Rücklauftemperatur des Gebäude-Kühlsystems (TABS, Kühldecken und Lüftung) kann eine hydraulische Einkopplung der Sonden mit Wärmetauschern zur Lüftung und zum hydraulischen Kühlsystem simuliert werden. Bei der Lüftung ist selbst ein komplizierter Lüftungsfahrplan kein Problem. Für die Aussenluft kann ein Wetterdatensatz mit stündlich ändernden Lufttemperaturen eingelesen werden.

Funktion Freecooling beim Programm EWS

Bis anhin musste sich ein Programm-Anwender von EWS vor dem Simulationsbeginn entscheiden, ob eine Entzugs- oder Einspeiseleistung ins Erdreich oder die Sonden-Rücklauftemperatur als Eingabe gewählt werden. Typische Systeme sind im ersten Fall Wärmepumpenanlagen, für die das Programm EWS die Quelltemperatur und die Sonden-Rücklauftemperatur berechnet, wie z.B. in [2] und [11]. Im zweiten Fall handelt es sich oft um Sonden-Direktkühlungsanlagen ohne Wärmepumpe, wie z.B. in [14] und [12], und das Programm EWS die Sondenleistung und die Quelltemperatur. Typisch beim Sonden-Freecooling ist nun aber ein ständiger Wechsel zwischen diesen beiden Betriebszuständen. Kann die geforderte Kühlleistung erbracht werden, so entspricht der Freecooling-Fall der ersten Variante (mit einer Wärmepumpe), kann andererseits die geforderte Leistung nicht erbracht werden, so entspricht dies der zweiten Variante (Sonden-Direktkühlung).

Für dieses Forschungsprojekt wurde nun das Programm EWS zusätzlich mit der Funktion „Freecooling“ ergänzt. Diese Funktion ermöglicht die Kühlleistung bei einer Sonde mit Freecooling in die Simulation mit einzubeziehen. Neu werden die nachgefragten Leistungen mit negativem Vorzeichen von der Funktion „Freecooling“ als Kühlleistungsbedarf interpretiert, vorausgesetzt, die Funktion ist im Programm angewählt. Dabei werden zwei Fälle unterschieden (siehe auch Abb. 2.15):

1. *Die Kühlleistung kann zu 100% gedeckt werden:* Das Programm überprüft ob, die nachgefragte Kühlleistung bei maximalem Durchsatz gedeckt werden kann. Trifft dies zu, wird die Leistung zur Verfügung gestellt (siehe Huber und Schuler [4]).

2. *Die Kühlleistung kann nicht zu 100% gedeckt werden:* Das Programm überprüft, ob die nachgefragte Kühlleistung bei maximalem Durchsatz gedeckt werden kann. Trifft dies nicht zu, wird die maximal mögliche Kühlleistung und die Sonden-Vorlauftemperatur bei vollständig geöffneten Ventilen aus der Sondenrücklauftemperatur berechnet.

Wie die Leistungsregelung ausgeführt wird, ist aus Sondensicht nicht entscheidend.

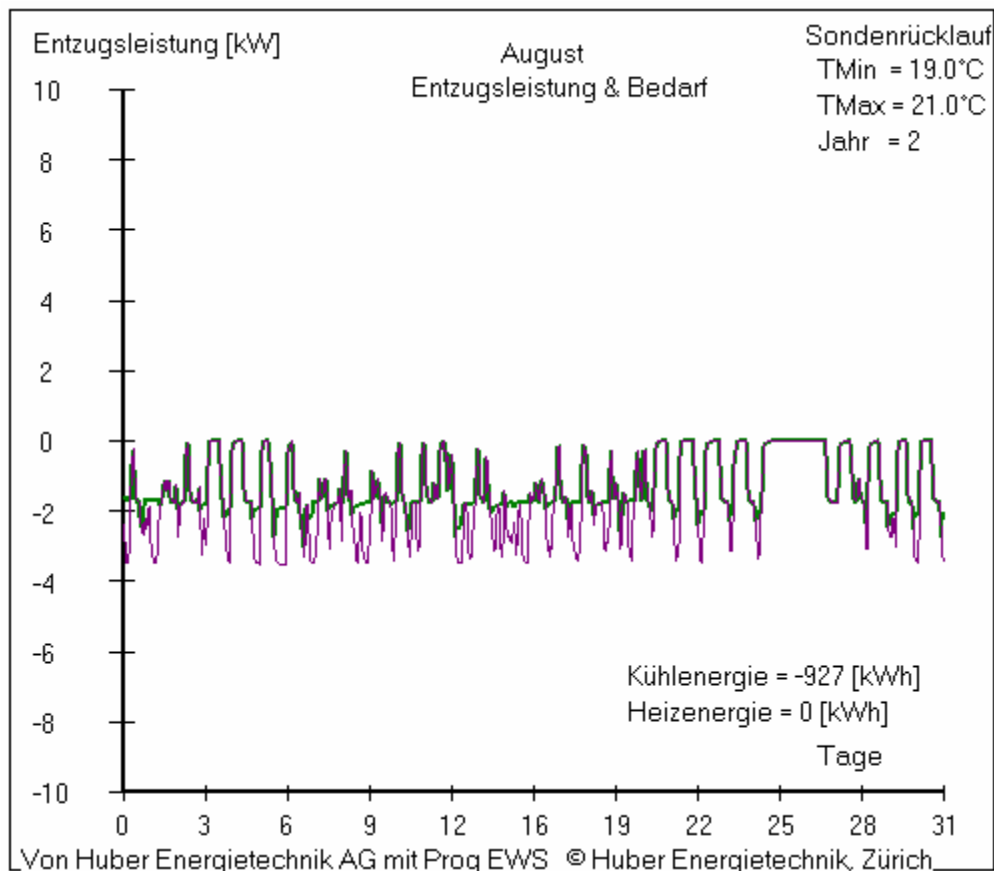


Abb. 2.14 *Simulation der Sondenleistung beim Freecooling-Betrieb im Monat August. Violette (dünne) Kurve: Kühlleistungsbedarf Gebäude / Grüne (dicke) Kurve: Gelieferte Kühlleistung*

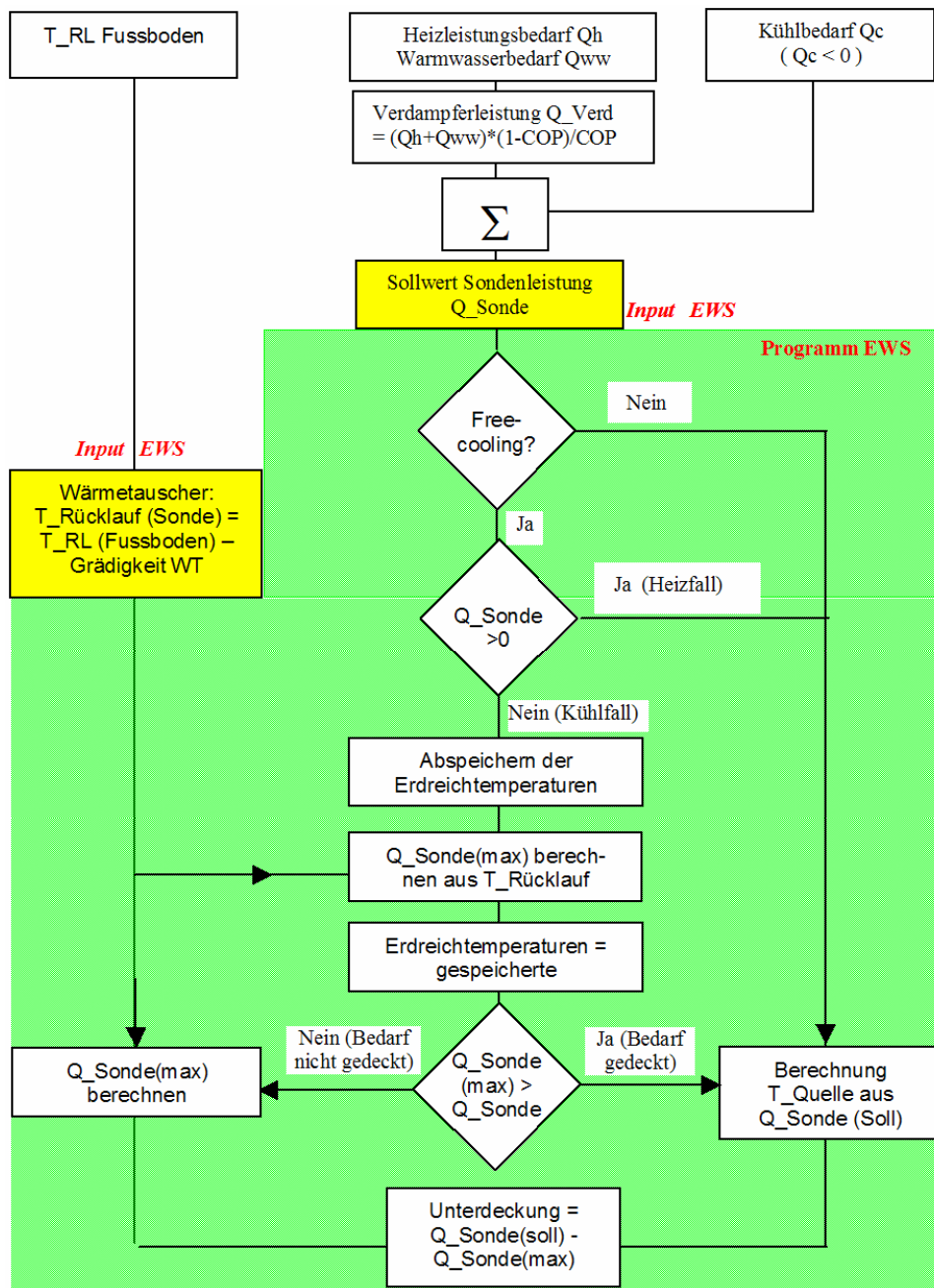


Abb. 2.15 Flussdiagramm zum Programm EWS mit der Funktion Freecooling

Positives Vorzeichen = Wärme Entzug für Sonde
 Negatives Vorzeichen = Wärme Einspeisung für Sonde

VL = Vorlauftemperatur
 RL = Rücklauftemperatur

2.2.3 Charakterisierung und Modellierung der Wärmeversorgung

Die Analyse der Varianten verwendet als Grundvariante eine hydraulische Schaltung der Wärmeversorgung für alternativen Heizbetrieb und rein passiven Erdwärmesondenkühlbetrieb gemäss Abb. 2.3. Ist keine andere Angabe gemacht, so wird von dieser Grundvariante ausgegangen. Im passiven Kühlbetrieb sind der Sondenkreis und der Fussbodenkreis über einen Wärmeaustauscher verbunden, der eine Grädigkeit von 1 K aufweist.

Für die Berechnung der Sondenbelastung wurde eine fiktive Wärmepumpe mit 4.8 kW Heizleistung und 3.6 kW Kälteleistung (mit einem COP von 4) zugrunde gelegt. Mit dieser Wärmepumpe kann der Wärmebedarf für das Referenzgebäude monovalent gedeckt werden. Die Autoren waren sich durchaus bewusst, dass dies eine relativ schlechte Wärmepumpe darstellt, die keine Leistungsreserven enthält. Wählt man eine bessere Wärmepumpe oder überdimensioniert man die Wärmepumpe (Leistungsreserve), so resultiert daraus eine wesentlich längere Erdwärmesonde, deren Potential für den Kühlbetrieb dann auch entsprechend grösser ist. In diesem Sinne wurde aus der Sicht passive Erdwärmesondenkühlung für das vorliegende Objekt bewusst ein schlechter Fall ausgewählt.

Bei der Auslegung der Erdwärmesonde wurde auf die Empfehlungen von 50 W/m verzichtet und es wurde eine Auslegung mit dem Programms EWS ([4], [6], [8]) vorgenommen. Die Sondenauslegung soll auf den reinen Heizbetrieb erfolgen, ohne Berücksichtigung Kühlfunktion. Wie in Kapitel 3.3.2 dargestellt wird, ist eine solche Berücksichtigung nicht zulässig.

Verdampferleistung	3.6 kW	Wärmeleitfähigkeit Hinterfüllung	0.81 W/mK
Entzugsenergie aus Erde	7'358 kWh	Bohrlochwiderstand R_b	0.113 K/mW
Sondendurchsatz	1.42 m ³ /h	interner Bohrlochwiderstand R_a	0.411 K/mW
Sondenfüllung	25% Monoethylenglykol	Wärmeleitfähigkeit Erde	2.6 W/mK
Wärmeleitfähigkeit Erde	2.6 W/mK	Oberflächentemperatur Mittel	10.8 °C
Sondentyp	32 mm duplex	Temperaturgradient	0.04 K/m
Sondenlänge	85 m	Auslegungsperiode	3 Jahre

Tab. 2.1: Charakterisierung der Erdwärmesonde

Möchte man unter den Randbedingungen gemäss Tab. 2.1 erreichen, dass der Sondenrücklauf im Normalbetrieb nicht unter -2°C liegt, so ist eine Sonde von 85m Länge erforderliche, die spezifische Sondenbelastung q liegt dabei bei 42.4 W/m.

2.3 AUSWERTEMETHODIK UND GÜTEKRITERIEN

Für die Bewertung der untersuchten Konzepte und Regelstrategien werden sowohl energetische Kenngrößen als auch die erreichte thermische Behaglichkeit herangezogen. Die gewünschte thermische Behaglichkeit im Raum definiert dabei im ersten Schritt den Bedarf, der mit einer Zufuhr oder Abfuhr von Wärme mit möglichst geringem Aufwand erreicht werden soll. Auf dieser Definition der Bedürfnisse basiert dann die Konfiguration und Auslegung des Systems, welches in der Simulation abgebildet wird. Als Ergebnis stellen sich der Energiebedarf und die thermische Behaglichkeit ein.

2.3.1 Energetische Bewertung

Für die energetische Bewertung herangezogen werden die erzeugte Wärme zur Beheizung oder Kühlung des Gebäudes, der elektrische Aufwand für die Erzeugung der Wärme und die sich daraus ergebende Effizienz der Energiebereitstellung.

Die erzeugte Wärme zur Beheizung des Gebäudes Q_h und Kühlung des Gebäudes $Q_{k,EWS}$ werden als Stundenwerte der an den Sammler der Fussbodenheizung gelieferten Wärme $Q_{h,i}$ bzw. $Q_{k,EWS,i}$ aus der Simulation des Gebäudes bestimmt. Für die Ermittlung des elektrischen Aufwandes zur Erzeugung der Heizwärme E_h und der Raumkälte $E_{k,EWS}$ wird eine detaillierte Berechnung der Komponenten der wärmetechnischen Anlage angewendet. Die betrachteten Komponenten für die Ermittlung des elektrischen Aufwands umfassen ein Kennlinienmodell der Wärmepumpe ohne Umwälzpumpen gemäss Tab. 2.2, welches auf Angaben eines Herstellerdatenblattes basiert, eine Umwälzpumpe im Sondenkreis mit einer Leistung von 70 W, eine Umwälzpumpe in Fussbodenkreis mit 40 W und den Aufwand für die Regelung im Stillstand mit 40 W. Basierend auf dem Kennfeld der Wärmepumpe wird mit der Heizkurve als Senkentemperatur und Stundenmittelwerten der simulierten Sondaustrittstemperatur als Quelltemperatur die Stunden-Arbeitszahl der Wärmepumpe AZ_i ermittelt. Während des Heizbetriebs setzt sich der gesamte elektrische Aufwand gemäss Gl. 2.2 zusammen aus dem der Wärmepumpe und dem der beiden Umwälzpumpen. Der Aufwand für die Regelung ist im Kennfeld der Wärmepumpe enthalten. Der jährliche elektrische Aufwand für Heizen E_h ist dann gleich der Summe aller stündlichen elektrischen Energiemengen $E_{h,i}$. Während Stillstandszeiten (kein Heizen und kein Kühlen) wird der Aufwand für die Regelung ebenso dem Heizbetrieb zugeordnet, da die Kühlung als Ergänzung zur vorhanden Heizanlage betrachtet wird.

COP - Kennfeld der Wärmepumpe ohne Umwälzpumpen		Senkentemperatur, °C				
		30	35	40	45	50
Quellentemperatur, °C	-5	4.5	3.8	3.3	2.9	2.6
	0	5.2	4.4	3.8	3.3	3.0
	5	6.1	5.1	4.4	3.8	3.4
	10	7.1	6.0	5.1	4.5	4.0
	15	8.3	7.0	6.0	5.2	4.6

Tab. 2.2: COP - Kennfeld der für die Berechnung des elektrischen Aufwands angesetzten Wärmepumpe

$$E_{h,i} = Q_{h,i} / AZ_i + (P_{UWP,Sonde} + P_{UWP,Fussboden}) * t_{UWP,h} \quad \text{Gl. 2.2}$$

Der elektrische Aufwand $E_{k,EWS}$ für die im passiven Kühlbetrieb mit der Erdwärmesonde aus dem Gebäudes abgeführte Wärme $Q_{k,EWS}$ ist proportional zur Anzahl der Betriebsstunden im passiven Kühlbetrieb. Die elektrische Leistungsaufnahme der beiden Umwälzpumpen im Betrieb wird als konstant angesetzt, da sie wie üblich mit konstantem Massenstrom betrieben werden. Der elektrische Aufwand $E_{k,EWS}$ entspricht also gemäss Gl. 2.3 dem Produkt aus der Laufzeit der Umwälzpumpen $t_{UWP,k}$ und der Summe der Leistungen der Umwälzpumpen P_{UWP} und der Regelung $P_{Regelung}$. Die Laufzeit der Umwälzpumpen $t_{UWP,k}$ ergibt sich aus der Simulation.

$$E_{k,EWS} = (P_{UWP,Sonde} + P_{UWP,Fussboden} + P_{Regelung}) * t_{UWP,k} \quad \text{Gl. 2.3}$$

Der Systemnutzungsgrad der Wärmeerzeugung SNG bestimmt sich aus der Summe der stundenweise ermittelten Wärmemengen Q_i dividiert durch die Summe der elektrischen Energiebezüge E_i gemäss Gl. 2.4 separat für den Heizbetrieb und den passiven Kühlbetrieb mit der Erdwärmesonde.

$$SNG_h = \frac{\sum Q_{h,i}}{\sum E_{h,i}} \quad \& \quad SNG_{k,EWS} = \frac{\sum Q_{k,EWS,i}}{\sum E_{k,EWS,i}} \quad \text{Gl. 2.4}$$

Nomenklatur:

- Q_h → Nutzwärme für die Raumheizung, ermittelt aus der Simulation als Wärmezufuhr zum Fussbodenheizsystem
- $Q_{k,EWS}$ → Nutzwärme für die Raumkühlung aus der Erdwärmesonde, ermittelt aus der Simulation als Wärmeabfuhr aus dem Fussbodenheizsystem
- E_h → elektrischer Aufwand zur Erzeugung, Verteilung und Übergabe der Wärme zur Raumheizung Q_h enthält den elektrischen Aufwand während dem Heizbetrieb und im Stand-by: für die Regelung mit 40 W, für die Umwälzpumpe im Sondenkreis mit 70 W und für die Umwälzpumpe im Fussbodenheizkreis mit 40 W.
- $E_{k,EWS}$ → elektrischer Aufwand zur Erzeugung, Verteilung und Übergabe der Raumkälte $Q_{k,EWS}$ enthält den elektrischen Aufwand während dem Kühlbetrieb für die Regelung und die beiden Umwälzpumpen mit Leistungen gleich denen im Heizbetrieb
- SNG_h → Systemnutzungsgrad des Raumheizsystems für die Erzeugung der Wärme zur Raumheizung ohne Warmwasser
- $SNG_{k,EWS}$ → Systemnutzungsgrad des Raumkühlsystems für das Abführen der Wärme zur Raumkühlung

2.3.2 Behaglichkeitsbewertung

Die Menschen in Mitteleuropa verbringen einen grossen Teil ihrer Zeit in Räumen. Daraus erwachsen Wünsche und Anforderungen an die Qualität der Innenraumbedingungen und an die hygienischen Verhältnisse sowohl in Gebäuden als auch in anderen Aufenthaltsräumen. Auch die menschliche Leistungsfähigkeit und das Wohlbefinden stehen in engem Zusammenhang mit diesen äusseren Einflüssen, zu denen im Wesentlichen Licht, Schall, Gerüche, stoffliche Emissionen, Wärme und Feuchte zählen. Diese Faktoren beeinflussen den Menschen, werden im Gegenzug aber auch selbst von ihm beeinflusst.

Die in diesem Projekt durchgeführten Betrachtungen beziehen sich auf die thermische Behaglichkeit in dem betrachteten Gebäude. Als wesentliche Kriterien für den Fall der Temperierung des Gebäudes über Fussbodenflächen werden dabei die operative Raumtemperatur als übergeordnetes Kriterium sowie die Oberflächentemperatur des Fussbodens als lokales Behaglichkeitskriterium betrachtet.

Die operative Raumtemperatur wird im Simulationsmodell bestimmt als arithmetische Mittelung aus der Raumlufttemperatur und der Strahlungstemperatur der umgebenden Flächen. Ebenso wird die Fussboden – Oberflächentemperatur im Simulationsmodell bestimmt.

Die Anforderungen an die Raumtemperatur sind in SIA382/2 [19] für die Bestimmung des Kühlleistungsbedarfs von Gebäuden sowie in SIA382/3 [34] für die Bedarfsermittlung Lüftungstechnischer Anlagen definiert. Weiterhin werden die als behaglich empfundenen Raumtemperaturen und deren Bewertung in den Normen SIA180 [33], SN EN ISO 7730 [29] und DIN EN 15251 [30] beschrieben.

Die SIA 382/2 und SIA 382/3 definieren für den Kühlfall Anforderungen an die Raumlufttemperatur in Abhängigkeit der Aussenlufttemperatur. Für die Auslegung ergibt sich ein Temperaturbereich zwischen 24 °C und 26 °C (dicke Linie, dargestellt in Abb. 2.16). Im Betrieb ist eine obere Grenze zwischen 25 °C und 28 °C einzuhalten.

Die SIA180 behandelt den Wärme- und Feuchteschutz im Hochbau. Sie gibt bei leichter, vorwiegend sitzender Tätigkeit im Winter eine behagliche Raumluft-Temperatur von 21.5 °C ± 2.5 K und im Sommer eine Temperatur von 25 °C ± 1.5 K an.

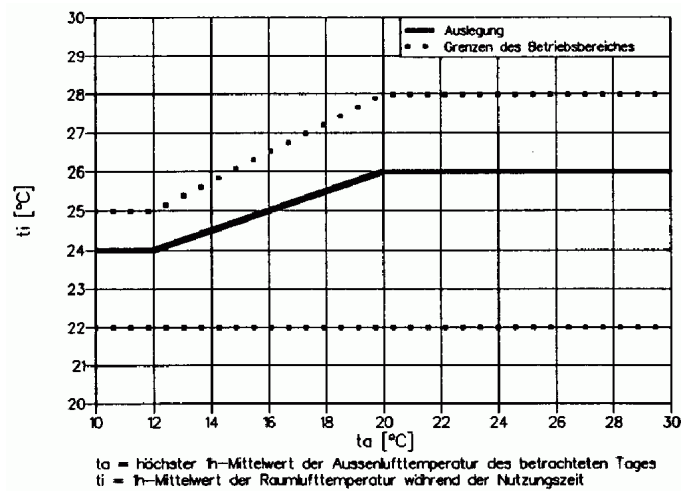


Abb. 2.16: Auslegungskurve und Grenzen des Betriebsbereichs nach SIA V382/2 [19]

Die SN EN ISO 7730 beschreibt auf Basis des Wärmehaushalts des Menschen für gemässigttes Umgebungsklima die analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV - und des PPD - Indexes mit den Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit. Das PMV (= predicted mean vote = vorausgesagtes mittleres Votum) ist eine Zahl, die den Durchschnittswert für eine Klimabeurteilung durch eine grosse Personengruppe anhand einer siebenstufigen Klimabeurteilungsskala, von +3 = zu warm über 0 = neutral bis -3 = zu kalt, vorhersagt. Der PPD (= predicted percentage of dissatisfied = vorausgesagter Prozentsatz Unzufriedener) stellt eine qualitative Voraussage der Anzahl der mit einem bestimmten Umgebungsklima unzufriedener Menschen dar. Der PPD umfasst Werte zwischen 0 und 100% und kann direkt aus dem PMV berechnet werden. Bei der Bestimmung der PMV- und PPD - Indexes können die Grössen menschlicher Energieumsatz, Bekleidungsisolations, Lufttemperatur, Strahlungstemperatur, mittlere Luftgeschwindigkeit und relative Luftfeuchte berücksichtigt werden.

Die DIN EN 15251 beschreibt Bewertungskriterien für den Innenraum einschliesslich Temperatur, Raumluftqualität, Licht und Lärm. Sie greift auf die EN ISO 7730 zurück und gibt 3 Klassen für die Bewertung der Behaglichkeitsbedingungen an.

Zur Qualifizierung der über den Jahresverlauf erreichten Raumtemperaturen werden einerseits die Überhitzung des Gebäudes und andererseits eine Bewertung nach PPD herangezogen. Diese Überhitzung wird bestimmt als stundenweise Summe der Differenzen der sich einstellenden mittleren Raumtemperatur im Gebäude und der Grenze des Betriebsbereichs gemäss SIA382/2 [19], im Ergebnis eine Grösse in Kelvinstunden (Kh). Der Bewertung nach PPD werden ebenso die Temperaturen für die Grenze des Betriebsbereichs gemäss SIA 382/2 zugrunde gelegt. Dies sind bewusst geringere Anforderungen als nach SIA180, da hier kein vollklimatisiertes Gebäude betrachtet wird, sondern der mögliche Kühleffekt als Ergänzung mit geringem Aufwand angesehen wird und dementsprechend auch auf geringere Anforderungen zielt. Für die Grenzen des Betriebsbereichs gemäss SIA382/2 wird die Anzahl der erwarteten unzufriedenen Personen mit 10% definiert, innerhalb <10%. Für jede Stunde im Jahr in der Beobachtungsperiode für Kühlbetrieb gemäss SIA 382/3 vom 16. April bis zum 15. Oktober wird für die mittlere Raumtemperatur das PMV bestimmt gemäss Gl. 2.5. Daraus wird der PPD berechnet einerseits für ein PMV grösser null, also „zu warm“, und andererseits für ein PMV kleiner null, also „zu kalt“. Zur Bewertung werden die Stunden mit einem PPD grösser 10% separat für „zu warm“ und „zu kalt“ gezählt und in Relation gesetzt zum gesamten Betrachtungszeitraum.

$$PMV = \frac{T_{Raum,real} - \frac{T_{max,opt} + T_{min,opt}}{2}}{T_{max,opt} - T_{min,opt}} \quad \text{Gl. 2.5}$$

PMV → predicted mean vote = vorausgesagtes mittleres Votum

$T_{Raum,real}$ → reale Raumtemperatur aus der Simulation

$T_{max,opt}$ → maximale Temperatur des als behagliche definierten Temperaturbereichs

$T_{min,opt}$ → minimale Temperatur des als behagliche definierten Temperaturbereichs

2.3.3 Anforderung an die Temperatur von beheizten oder gekühlten Fussbodenoberflächen

Risiko der Kondensatbildung auf der gekühlten Fussbodenoberfläche

Zur Abschätzung des Risikos der Kondensatbildung auf der gekühlten Fussbodenoberfläche wurden, basierend auf Wetterdatensätzen für vier Standorte in der Schweiz, Taupunkttemperaturen der Raumluft berechnet. Diese Untersuchung soll eine Einordnung des Risikos darstellen, das mit der Kühlung über Fussbodenflächen zu erwarten ist, und ist dem Rahmen des gesamten Projektumfangs angepasst. Eine detaillierte Qualifizierung des Risikos erfordert eine Betrachtung mit Simulationswerkzeugen die für den jeweiligen Fall dynamisch den Raumluftzustand und das Fussbodenverhalten betrachten.

Für die Standorte Lugano, Zürich, Basel und Davos dienen Design Referenz Jahre (DRY) und 10-jährige Mittelwerte aus dem Programm Meteonorm V4 [35] als Referenz für die Abschätzung der in der Schweiz vorkommenden, klimatischen Bedingungen. Der Zustand im Raum wird vereinfachend mit einem konstanten Zuwachs der absoluten Feuchte gegenüber der Aussenluft von $1.5 \text{ g}_{\text{Wasser}}/\text{kg}_{\text{tr.Luft}}$ angenommen. Dieser Wert wurde in einer Studie des Amtes für Hochbauten der Stadt Zürich [28] als mittlerer Feuchte - Zuwachs für mechanisch belüftete Wohnungen bestimmt. Die Taupunkttemperatur im Raum berechnet sich aus der so bestimmten absoluten Feuchte im Raum.

In Abb. 2.17 sind die Summenhäufigkeiten der Taupunktüberschreitungsstunden aufgetragen:

Für eine Oberflächentemperatur des Fussbodens von 19 °C ergeben sich für die Klimabedingungen in der Schweiz mit etwa 50...150 Stunden ein geringes Risiko der Kondensatbildung, für 20 °C mit weniger als 30 Stunden ein sehr geringes. Mit Oberflächentemperaturen des Fussbodens über 20 °C ist das Risiko einer Kondensatbildung in den meisten Fällen demnach als gering einzuschätzen.

Deutlich Abweichungen zeigen einerseits die Daten basierend auf dem Design Referenz Jahr für Lugano mit deutlich höheren Überschreitungsstunden bei 19 bzw. 20 °C und einem ausreichend geringen Risiko bei Oberflächentemperaturen über 22 °C. Andererseits zeigen die geringe Anzahl Überschreitungsstunden für den Standort Davos selbst bei einer Oberflächentemperatur von 16 °C die Bandbreite der in der Schweiz vorkommenden klimatischen Bedingungen.

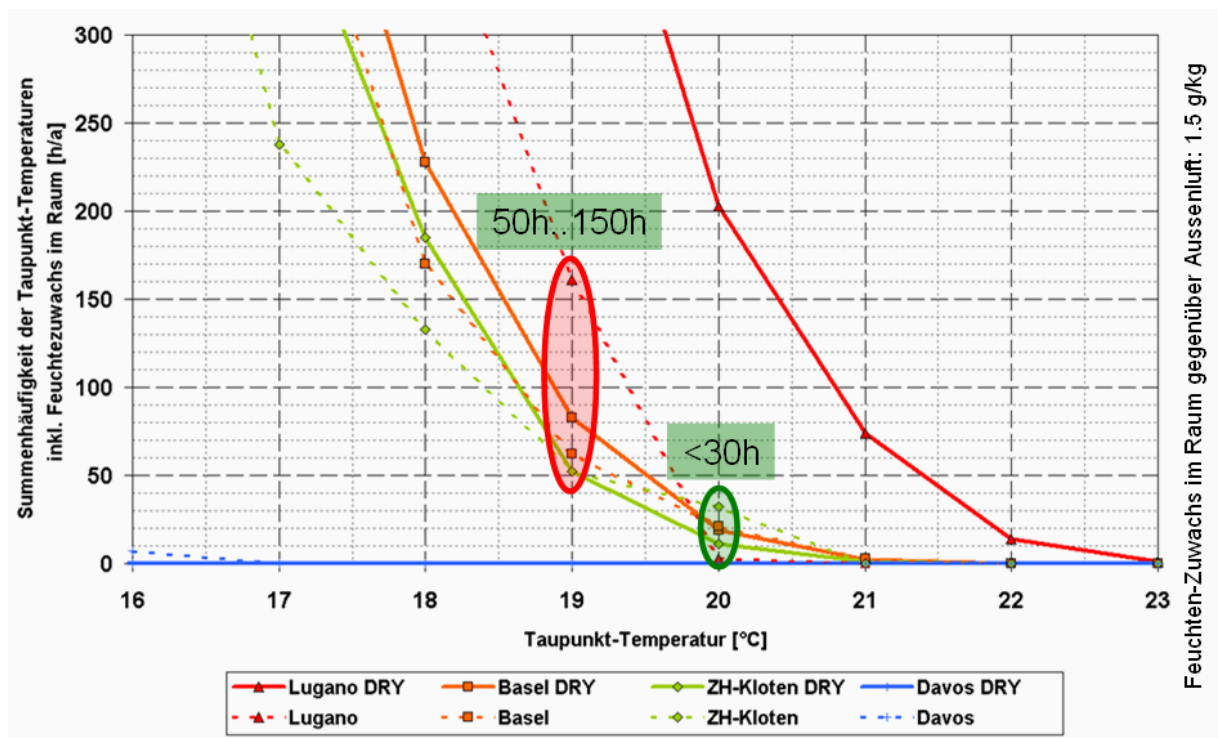


Abb. 2.17 Taupunkttemperaturen der Schweiz aus Wetterdatensätzen

2.3.4 Thermische Behaglichkeit der Fussbodenoberfläche

Ein weiteres wichtiges Kriterium für die Bestimmung der zur Kühlung mit dem Fussboden einzuhaltenen Oberflächentemperaturen ist die empfundene Behaglichkeit. Die Norm SN EN ISO 7730 [29] gibt einen Zusammenhang zwischen dem prozentualen Anteil unzufriedener Personen und der Oberflächentemperatur des Fussbodens gemäss Abb. 2.18 an.

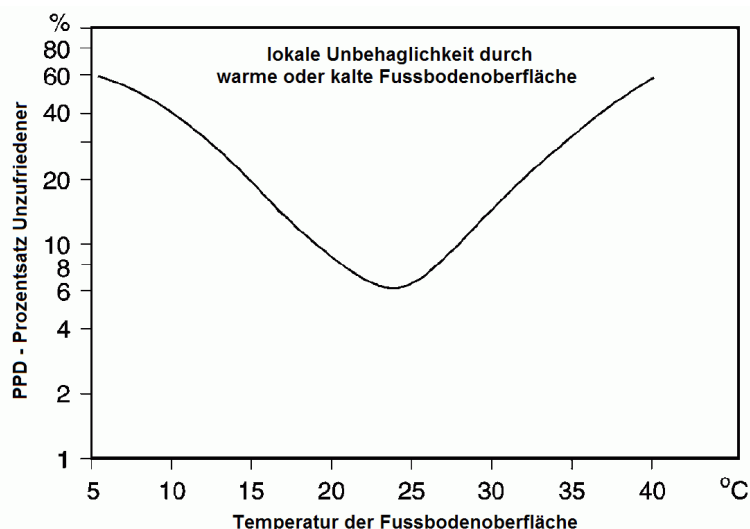


Abb. 2.18 lokales Unbehagen durch warme oder kalte Oberflächentemperaturen des Fussbodens für beschuhte Füße gemäss SN EN ISO 7730

Weiterhin werden in der Norm DIN EN 15251 [30] Anforderungskategorien für die Behaglichkeit definiert, die eine Richtlinie bei der Umsetzung von Bauprojekten geben können. Die sich aus der Kombination der Normen SN EN ISO 7730 und DIN EN 15251 ergebenden Anforderungen sind in Tab. 2.4 dargestellt. Die Fussbodenoberflächentemperatur sollte demnach für höhere Anforderungen im Bereich von 19...29 °C liegen und für die geringsten Anforderungen in der Kategorie C werden 17...31 °C definiert.

Kategorie	Thermischer Zustand des Körpers als Ganzes		Örtliche thermische Unbehaglichkeit			
	PPD %	Vorausgesagtes mittleres Votum	Luftzugrate, DR %	Vertikaler Lufttemperaturgradient %	Warmer oder kalter Fußboden %	Strahlungstemperaturasymmetrie %
A	<6	-0,2 < PMV < +0,2	<15	<3	<10	<5
B	<10	-0,5 < PMV < +0,5	<20	<5	<10	<5
C	<15	0,7 < PMV < +0,7	<25	<10	<15	<10

Tab. 2.3 Behaglichkeitskategorien gemäss DIN EN 15251

Kategorie	vertikaler Lufttemperaturgradient K	Fussboden Oberflächentemperatur °C	Strahlungstemperaturasymmetrie K			
			warme Decke	kalte Decke	kalte Wand	warme Wand
A	< 2	19 - 29	< 5	< 14	< 10	< 23
B	< 3	19 - 29	< 5	< 14	< 10	< 23
C	< 4	17 - 31	< 7	< 18	< 13	< 35

Tab. 2.4 Temperaturanforderungen aus EN ISO 7730 & DIN EN 15251

Neben den Beschreibungen in der internationalen Normung lassen sich unterschiedliche Hinweise auf das Temperaturempfinden von nackten Füßen abhängig vom Oberflächenmaterial finden (siehe [31] & [32]), die in Tab. 2.5 zusammengefasst sind.

behagliche Fussboden Oberflächentemperaturen			
		min	max
beschuh		19 °C	29 °C
barfuss	Teppich	21 °C	28 °C
	Kiefernholz	23 °C	28 °C
	Eichenholz	24 °C	28 °C
	Linoleum	24 °C	28 °C
	Beton / Estrich	26 °C	28 °C

Tab. 2.5 Behagliche Fussboden Oberflächentemperaturen [31] & [32]

2.3.5 Empfehlungen zur Oberflächentemperaturen des gekühlten Fussbodens

Aus den Behaglichkeitsanforderungen und der Wetterdatenauswertung zur Abschätzung des Kondensationsrisikos lässt sich für die Nutzung einer Fussbodenfläche zur Kühlung folgern, dass die Oberflächentemperaturen im Allgemeinen in einem Bereich von 20 °C bis 29 °C liegen sollten. Besondere Beachtung erfordern solche Fussbodenoberflächen, die häufig barfuss betreten werden, beispielsweise in Badezimmern, da die als behaglich empfundenen Oberflächentemperaturen je nach Bodenbelag wesentlich höher liegen können.

3 Ergebnisse

Die Untersuchungen dieser Studie stellen eine exemplarische Analyse der Potenziale und Risiken für ein exemplarisches MINERGIE® - Einfamilienhaus mit einer erdgekoppelten Wärmepumpenanlage und einer Fussbodenheizung dar.

In dem in Kapitel 2.2.1 beschriebenen Referenzgebäude wird der Kühlbedarf vorwiegend durch die solare Einstrahlung verursacht. Dies entspricht im Sinne der Studie einem Gebäude, für das der Heiz- und Kühlbetrieb mit erdgekoppelten Wärmepumpen untersucht wurde. Es entspricht bewusst nicht einem ausschliesslich hinsichtlich sommerlicher solarer Wärmelasten optimierten Gebäude in dem ein geringerer Wärmeeintrag durch die Strahlung erreicht werden kann, sondern einem von der Bauart typischen Einfamilienhaus mit einem möglichen Benutzerverhalten und über das ganze Jahr hohen Behaglichkeitsansprüchen. Die angewandten Regelstrategien und Randbedingungen sind in Kapitel 2.2.1 erläutert und werden hier der jeweiligen Parametervariante zugeordnet.

In der Untersuchung nicht verändert werden Gebäudestandort und die eingesetzten Komponenten der wärmetechnischen Anlage, d.h. Wärmepumpe, Erdwärmesonde und Umwälzpumpen. Die Betrachtungen für das Gebäude und die Wärmeerzeugung werden aufgrund der verfügbaren Programme MATLAB/Simulink und EWS separat durchgeführt. Variiert werden die Parameter maximale Verschattung, Regelstrategie sowie die hydraulische Verschaltung der Wärmeerzeugung und die Qualität des Wärmetauschers zwischen Erdwärmesonde und Fussbodenheizung im passiven Kühlbetrieb.

3.1 WELCHE HYDRAULIK HAT SICH AM BESTEN BEWÄHRT

Grundsätzlich ist es möglich, während der Warmwasserproduktion mit der Wärmepumpe die Kühlung über die Fussbodenheizung zu unterbrechen (so wie im Winterbetrieb auch die Heizung über die Fussbodenheizung unterbrochen wird, wenn die Wärmepumpe das Brauchwasser erwärmt), oder mit einer entsprechenden, hydraulischen Schaltung die Kälte des Verdampfers während der Warmwasserproduktion für die Gebäudekühlung zu nutzen. Im ersten Fall sprechen wir von alternativem Kühlbetrieb, im zweiten Fall vom parallelen Kühlbetrieb. Im parallelen Kühlbetrieb unterscheiden wir weiter zwei Fälle von möglichen hydraulischen Einbindungen des Wärmetauschers: Der Wärmetauscher kann entweder direkt nach dem Verdampfer angeschlossen werden, oder es kann noch die Erdwärmesonde dazwischen geschaltet werden.

Im vorliegenden Kapitel sollen die entsprechenden, hydraulischen Schemata vorgestellt, diskutiert und bewertet werden. Es soll dabei insbesondere untersucht werden, ob der Mehraufwand in der Installation für eine parallele Schaltung auch zu einem entsprechenden Mehrertrag an Kühlenergie führt.

3.1.1 Warmwasserproduktion im alternativen Betrieb zur Kühlung

Im alternativen Betrieb zur Kühlung wird die Sonden-Direktkühlung während der Warmwasserproduktion unterbrochen. In Abb. 2.2 wurde die Betriebsart auf der Basis der vorgängig vorgestellten Grundschaltung dargestellt. In der Praxis sind von dieser Betriebsart unterschiedliche Hydrauliken anzutreffen. In der Regel wird im alternativen Betrieb auf die Pumpe vor dem Wärmetauscher verzichtet und der Wärmetauscher wird direkt in den Heizungsvorlauf oder in den Heizungsrücklauf eingebunden (s. Abb. 3.1). Damit wird diese Schaltung auch für die Kompakt-Wärmepumpen („All-in-one“) anwendbar. Oft wird zusätzlich mit einem Umschaltventil noch ein Bypass um den Wärmetauscher gelegt. Damit wird einerseits das Problem gelöst, dass der Wärmetauscher auch im Heizfall zu einem unerwünschten Druckabfall im Wärmeabgabesystem führt und andererseits der Tatsache Rechnung getragen, dass Regelventile oft nicht ganz dicht schliessen und es so zu einem energetisch unerwünschten Kurzschluss zwischen der kalten und der warmen Seite der Wärmepumpe kommt.

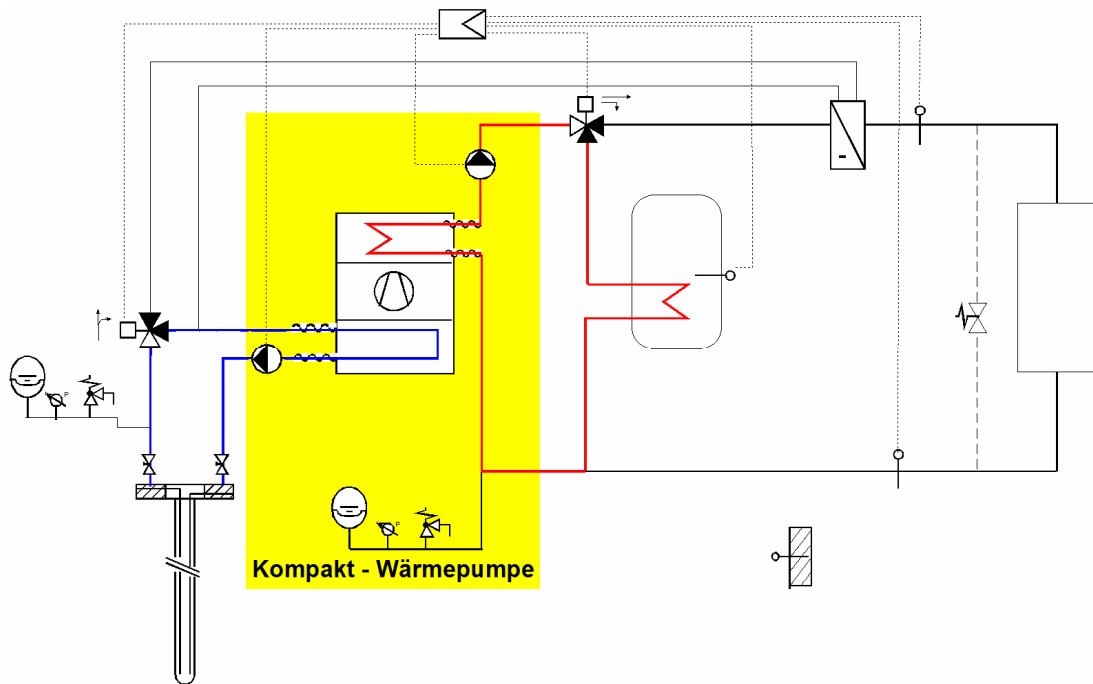


Abb. 3.1: Warmwasserproduktion im alternativen Betrieb zur Kühlung, vereinfachte Hydraulik

In Abb. 3.1 ist ersichtlich, mit welchem minimalen Mehraufwand für die Installation einer Anlage mit passiver Erdwärmesondenkühlung zu rechnen ist:

- Ein Regelventil zur Leistungsregelung im Kühlfall
- Ein Umschaltventil oder Umschalt-Kugelhähnen für den Bypass des Wärmetauschers
- Ein Wärmetauscher zwischen dem Sondenkreislauf und dem Wärmeabgabesystem
- ein zusätzlicher Temperaturfühler im Vorlauf zur Leistungsregelung und als Minimalbegrenzung zur Verhinderung von Kondenswasserbildung in den Verteilungen.

Im alternativen Betrieb wird also für die Warmwasserproduktion keine zusätzliche Umwälzpumpe benötigt, manchmal wird diese aber aus regeltechnischen Gründen trotzdem eingebaut. Bei der genauen Anordnung der Elemente gibt es verschiedene Spielarten (Leistungsregelung im Sondenkreislauf oder im Wärmeabgabekreislauf, Bypass auf der Primär- oder Sekundärseite des Wärmetauschers, Leistungsregelung mit variablem Durchsatz oder durch Temperaturmischung mit dem Rücklauf etc.). Im nachfolgenden Abschnitt wird gezeigt werden, dass die Art der Leistungsregelung für den erreichbaren Deckungsgrad des Kühlbedarfs keine Rolle spielt. Aus diesem Grund soll auf eine Diskussion dieser Varianten der Regelung an dieser Stelle verzichtet werden.

3.1.2 Warmwasserproduktion im parallelen Kühlbetrieb

Im parallelen Betrieb wird die Gebäudekühlung während der Warmwasserproduktion weiterbetrieben. In Abb. 3.2 ist diese Betriebsart dargestellt. Dabei kann der Wärmetauscher entweder direkt nach dem Verdampfer eingekoppelt werden (s. Abb. 3.3), oder die Einkopplung erfolgt erst nach der Erdwärmesonde (s. Abb. 3.4).

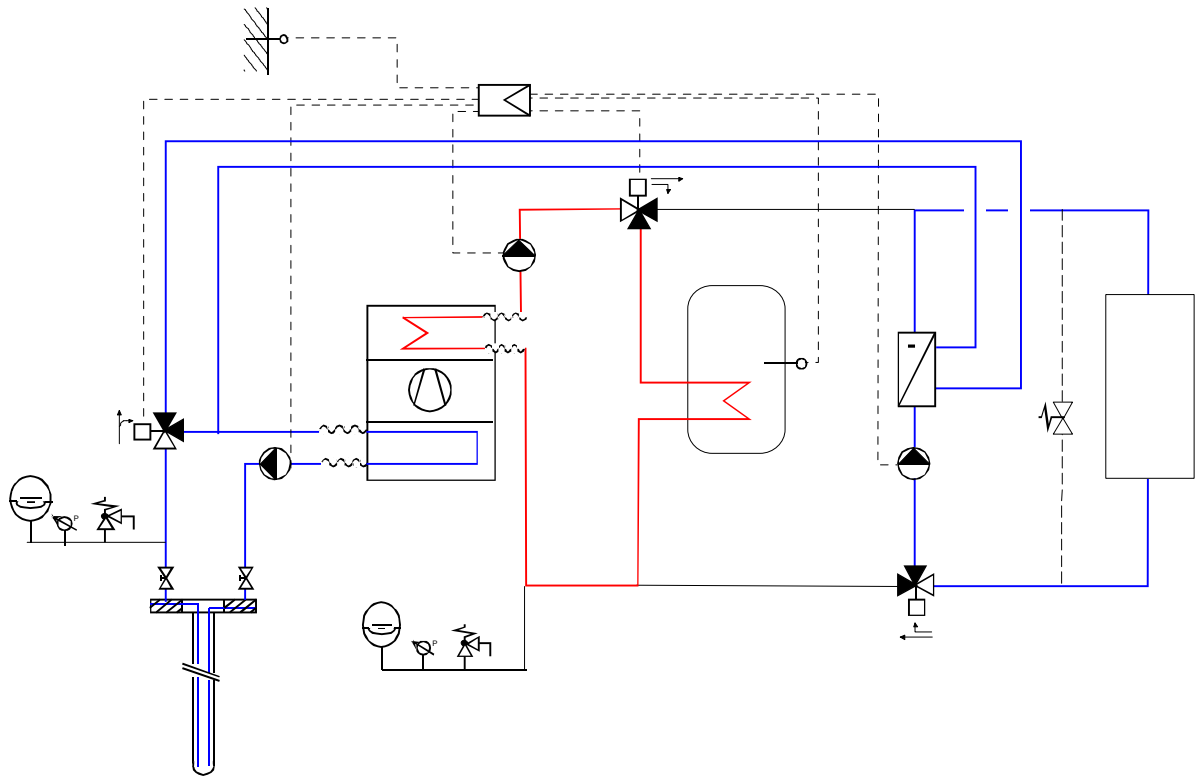


Abb. 3.2: Warmwasserproduktion im parallelen Kühlbetrieb, Erdwärmesonde zwischen Wärmetauscher und Verdampfer geschaltet

Einbindung des Wärmetauschers

Nachfolgend soll diskutiert werden, welche Reihenfolge bei der Einbindung des Wärmetauschers (Abb. 3.3 oder Abb. 3.4) vorteilhafter ist. Dazu soll die Energiebilanz des Erdwärmesondenkreislaufs etwas näher betrachtet werden. Als Randbedingung soll gelten, dass die Verdampferleistung (Q_{Verd}) zusammen mit der Erdwärmesondenleistung (Q_{Sonde}) den Kältebedarf des Gebäudes (Q_k) decken kann, was im untersuchten Fall immer zutrifft. Wenn also während der Warmwasserproduktion mehr Kälte zur Verfügung steht, als das Gebäude benötigt, so wird die Kühlleistung durch den Kühlleistungsregler begrenzt. In diesem Fall gilt

$$Q_{\text{Sonde}} = Q_{\text{Verd}} - Q_k \quad \text{Gl. 3.1}$$

In Gl. 3.1 hat Q_{Sonde} ein positives Vorzeichen, wenn der Erdwärmesonde Wärme entzogen werden muss, d.h. wenn die Verdampferleistung der Wärmepumpe grösser ist als der Kühlbedarf des Gebäudes. Wird andererseits Wärme ins Erdreich eingebracht, d.h. der Kühlbedarf des Gebäudes ist grösser als die Verdampferleistung der Wärmepumpe, so hat Q_{Sonde} ein negatives Vorzeichen. Die Verdampferleistung der Wärmepumpe und der Kühlleistungsbedarf des Gebäudes bestimmen bei der Warmwasserproduktion also immer eindeutig die Sondenleistung, und dies unabhängig davon, in welcher Reihenfolge der Wärmetauscher in der Erdwärmesondenhydraulik eingekoppelt ist.

Wird nun aber die Sondenleistung durch eine Leistungsregelung auf einen festen Wert fixiert, so sind bei gleichen Anfangsbedingungen im Erdreich auch die Sondenvorlauf- und die Sondenrücklauftemperaturen genau und eindeutig bestimmt. Dies ergibt sich aus der Linearität der Fourier - Gleichung, mit der das thermische Verhalten des Erdreichs beschrieben werden kann. Die Sondenvorlauf- und Rücklauftemperaturen sind also für beide hydraulischen Varianten (Abb. 3.3 oder Abb. 3.4) identisch. In der Hydraulik in Abb. 3.3 ist die Verdampfer-Eintrittstemperatur gleich der Sondenvorlauftemperatur, in Abb. 3.4 andererseits liegt die Verdampfer-Eintrittstemperatur um die Temperaturerhöhung ΔT_c über dem Wärmetauscher höher, was zu einem besseren Wärmepumpenwirkungsgrad (COP) führt. Zudem kann die Frostgefahr im Wärmetauscher vermindert werden, wenn das Sondenfluid nach dem Austritt aus dem Verdampfer erst durch die Sonde fliesst.

hung unabhängig von der Reihenfolge der Einkopplung des Wärmetauschers im Sondenkreislauf (Abb. 3.3 oder Abb. 3.4) und unabhängig von der Art der Lastregelung gilt. Das Resultat der Simulation zeigt, dass im alternativen Betrieb der Deckungsgrad für den Kältebedarf bei 66.3% liegt und im parallelen Betrieb marginal auf 68% steigt. Dieses Resultat liegt weit unter den ersten Erwartungen und rechtfertigt niemals den Mehraufwand für den parallelen Betrieb der Kühlung bei der Warmwasserproduktion. Nachfolgend sollen die Gründe für diesen geringen Unterschied aufgezeigt werden.

In der Abb. 3.5 sind die Sondenbelastungen in einem 4-Tagesdetail im Sommer der beiden Varianten Parallel- und Alternativebetrieb übereinander dargestellt (beim Bedarf ist nur das Profil für den alternativen Betrieb dargestellt). Blau ist der Kühlbedarf und rot die zur Verfügung stehende Kühlleistung dargestellt. Die Grafik zeigt den Betrieb aus der Sicht der Erdwärmesonde. Deutlich sichtbar sind die 4 Warmwasserladezyklen von je 2 h pro Tag. Da der Kühlbedarf des Gebäudes in dieser Zeit geringer war als die Verdampferleistung, zeigt die Grafik folglich einen positiven Wärmeentzug aus dem Erdreich für beide Vergleichsfälle. Im parallelen Betrieb ist der Wärmeentzug aber gemäss Gl. 3.1 um die aus dem Gebäude abgeführte Kühlleistung geringer als im alternativen Betrieb, so dass die Sonde auch um diesen Betrag mit weniger Verdampferkälte regeneriert werden konnte. Dies ist dann auch der Grund, warum im darauf folgenden passiven Erdwärmesondenkühlbetrieb für den parallelen Betrieb weniger Kühlleistung für die Gebäudekühlung zur Verfügung stand. Dies bedeutet, dass nur relativ wenig „Kälte“ verloren geht, selbst wenn diese kurzfristig in der Erdwärmesonde zwischengespeichert werden muss.

Der Nutzen eines parallelen Kühlbetriebes mit Verdampferkälte während der Wärmeproduktion ist deshalb so gering, dass dies in den seltensten Fällen den Mehraufwand für diesen parallelen Betrieb rechtfertigt.

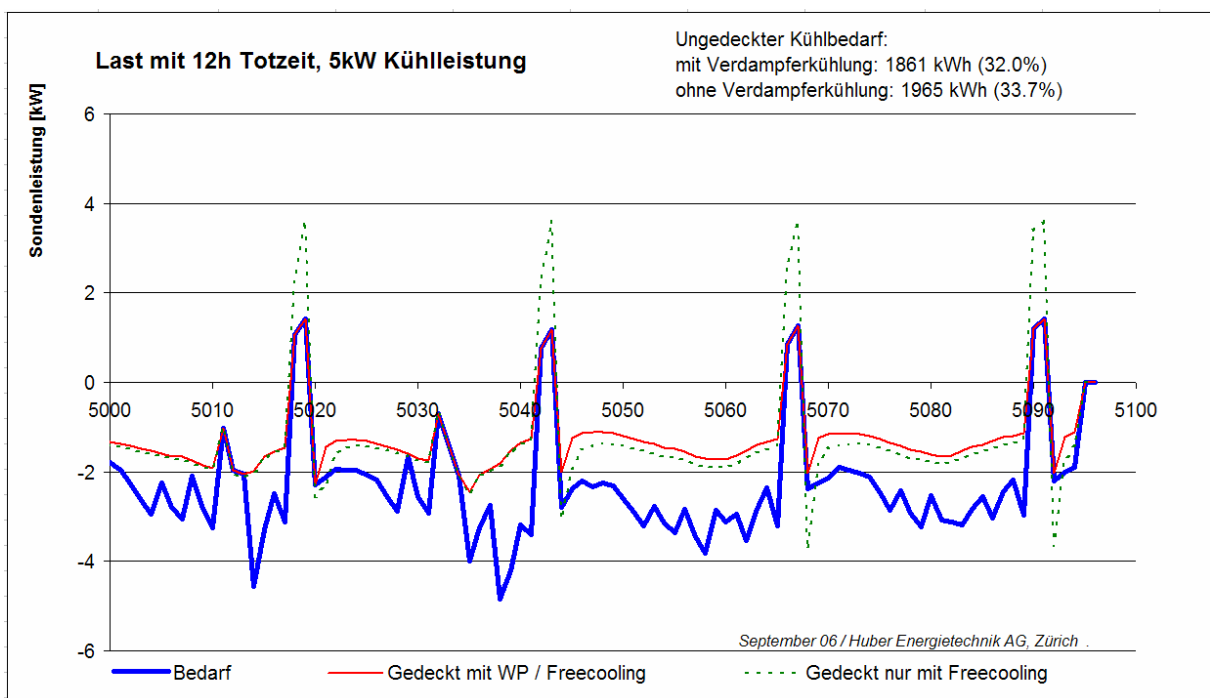


Abb. 3.5: 4-Tagesdetail, Vergleich der Sondenleistung bei Warmwasserproduktion im alternativen und parallelen Kühlbetrieb.

3.1.4 Empfehlungen zur Hydraulikschaltung

Der Zusatznutzen eines Parallelbetriebes ist gering und rechtfertigt den Mehraufwand nicht, weil die geringere Regeneration der Sonde die Zusatz-Kühlleistung bei Warmwasser-Produktion mindert.

Im Parallelbetrieb ist der Wärmetauscher nach der Sonde einzubauen, weil dadurch ein besserer COP und ein vernachlässigbares Frostrisiko des Wärmetauschers zwischen Sonde und Raumkühlkreis erreicht werden.

Die Grädigkeit des Wärmetauschers ist für den Deckungsgrad massgebend, weniger die hydraulische Schaltung.

Die Schaltungen im Alternativbetrieb sind aus der Sicht der Sonde und aus der Sicht der Wärmepumpe / Energie identisch. Es spielt keine Rolle, ob die Leistung mit variablem Volumenstrom oder mit der Vorlauftemperatur geregelt wird. Geringe Unterschiede bestehen bei der Leistungsaufnahme der Umwälzpumpen.

Die Schaltung in Abb. 3.6 wird für die Kühlung mit erdgekoppelten Wärmepumpen empfohlen.

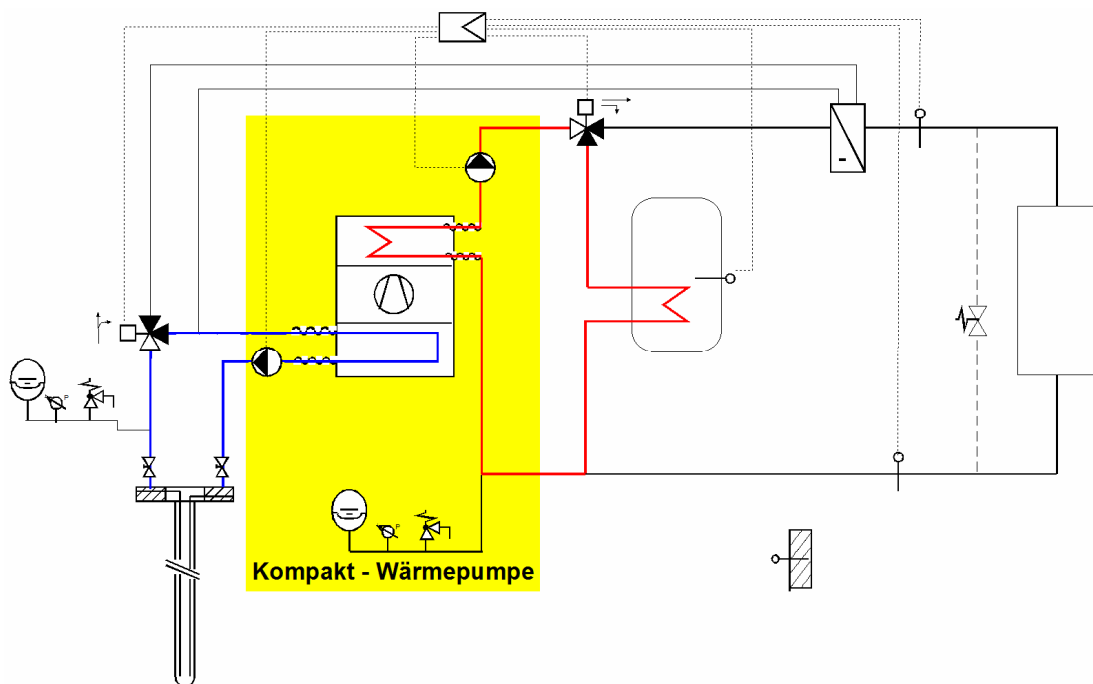


Abb. 3.6: *Empfohlene Hydraulikschaltung für die Kühlung mit erdgekoppelten Wärmepumpen*

3.2 WIE GROSS IST DIE GEFAHR DER TAUPUNKTUNTERSCHREITUNG

Für den Vergleich der Anforderungen an die Fussboden - Oberflächentemperatur mit den berechneten Temperaturen aus den Simulationen wird ein exemplarischer Fall herangezogen. Die betrachtete Variante ist charakterisiert durch die maximale Nutzung des passiven Kühlbetriebs bei Raumtemperaturen oberhalb 23 °C mit einer maximalen Kühlleistung von 5 kW und einer stark vereinfachten Kühlkurve, bei der die Soll - Temperatur der aktiven Schicht im Boden bei konstant 20 °C unabhängig von der Aussenlufttemperatur liegt. Diese Kühlkurve führt zu niedrigeren Fussbodentemperaturen, als für die Behaglichkeit notwendig sind, und stellt demnach eine Abschätzung hin zu hohem Kondensationsrisiko dar. Die Verschattung ist mit maximal 75% hoch gewählt, um bei kleiner Wärmelast und tiefen Temperaturen des Kühlmediums eine Abschätzung hin zu tiefen Oberflächentemperaturen des Fussbodens und damit zu hohem Kondensationsrisiko zu erhalten. Die dargestellten Ergebniswerte zeigen Stundenmittelwerte von Temperaturen die aus kürzeren Rechenzeitschritten zusammengefasst wurden.

Die in Abb. 3.7 dargestellte Häufigkeitsverteilung der Fussboden – Oberflächentemperaturen im Kühlbetrieb zeigt, dass die Anforderung an die minimale Oberflächentemperatur von 20 °C sicher eingehalten wird. Hier zeigt sich die sinnvolle Auslegung der Regelung für den Kühlfall mit einer Kühlkurve, die die Rücklauf- / Vorlauf-temperatur nach unten begrenzt. Durch die Kühlung wird weiterhin eine maximale Oberflächentemperatur des Fussbodens von 26 °C eingehalten.

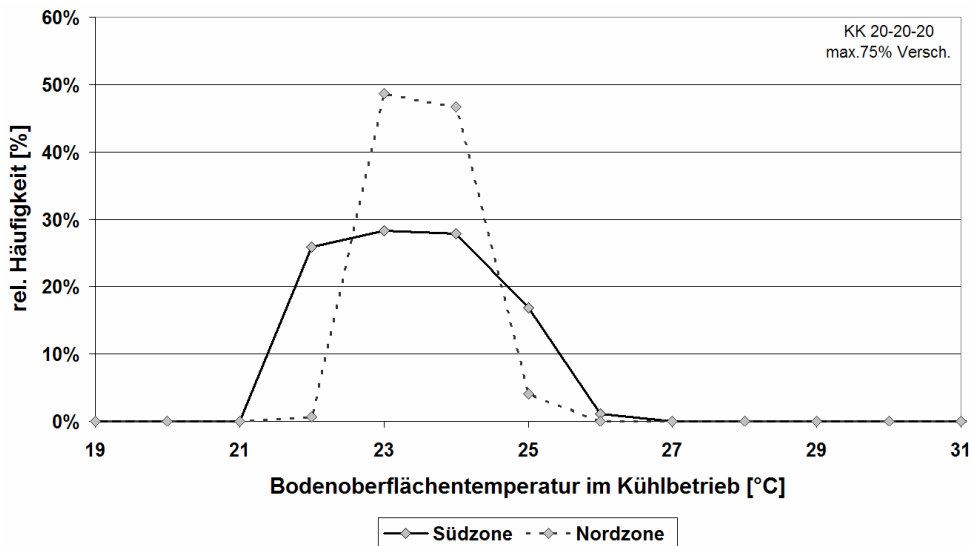


Abb. 3.7 Häufigkeitsverteilung der Fussbodenoberflächentemperaturen im Kühlfall

Den Vergleich der Fussboden - Oberflächentemperatur im Kühlbetrieb mit den Taupunkttemperaturen der Raumluft zeigt Abb. 3.8 aufgetragen über der Raumlufttemperatur. Dabei ist ein Feuchte - Zuwachs von $1.5 \text{ g}_{\text{Wasser}}/\text{kg}_{\text{tr.Luft}}$ gemäss Kapitel 2.3.3 berücksichtigt. Zwischen der Oberflächentemperatur des Fussbodens und der Taupunkttemperatur bleibt demnach mindestens eine Differenz von 1K.

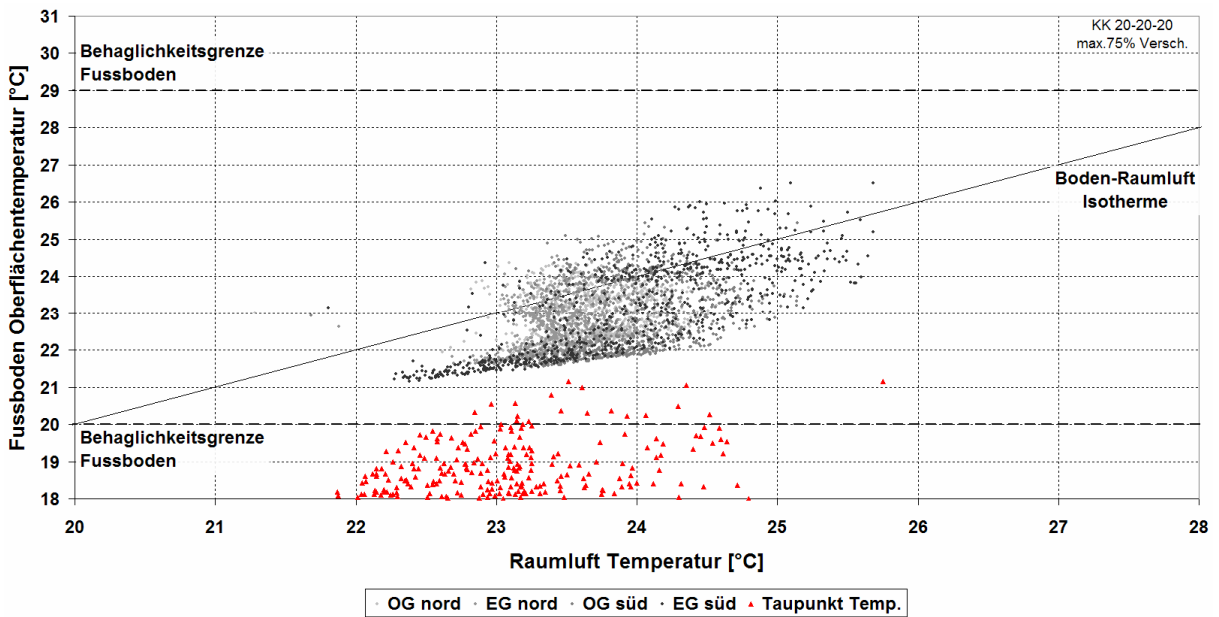


Abb. 3.8 Fussboden Oberflächentemperaturen in Korrelation mit der Raumluft- und Taupunkttemperatur im Kühlfall

3.2.1 Zu erwartende Oberflächentemperaturen im Raum

Um das Kondensationsrisiko am Fussboden abzuschätzen, benötigen wir ein Modell für die Berechnung der Oberflächentemperaturen einer Fussbodenheizung für den Kühlfall. Dazu wurde in einer statischen Betrachtung das EMPA - Modell von Koschenz und Lehmann [13] angewendet. Im Kapitel 6.4 sind eine Beschreibung dieses Modells und daraus abgeleitet die Diagramme für den Kühlfall zu finden. Die Anforderungen an die Oberflächentemperatur des Fussbodens sind aus Kapitel 2.3.3 abgeleitet.

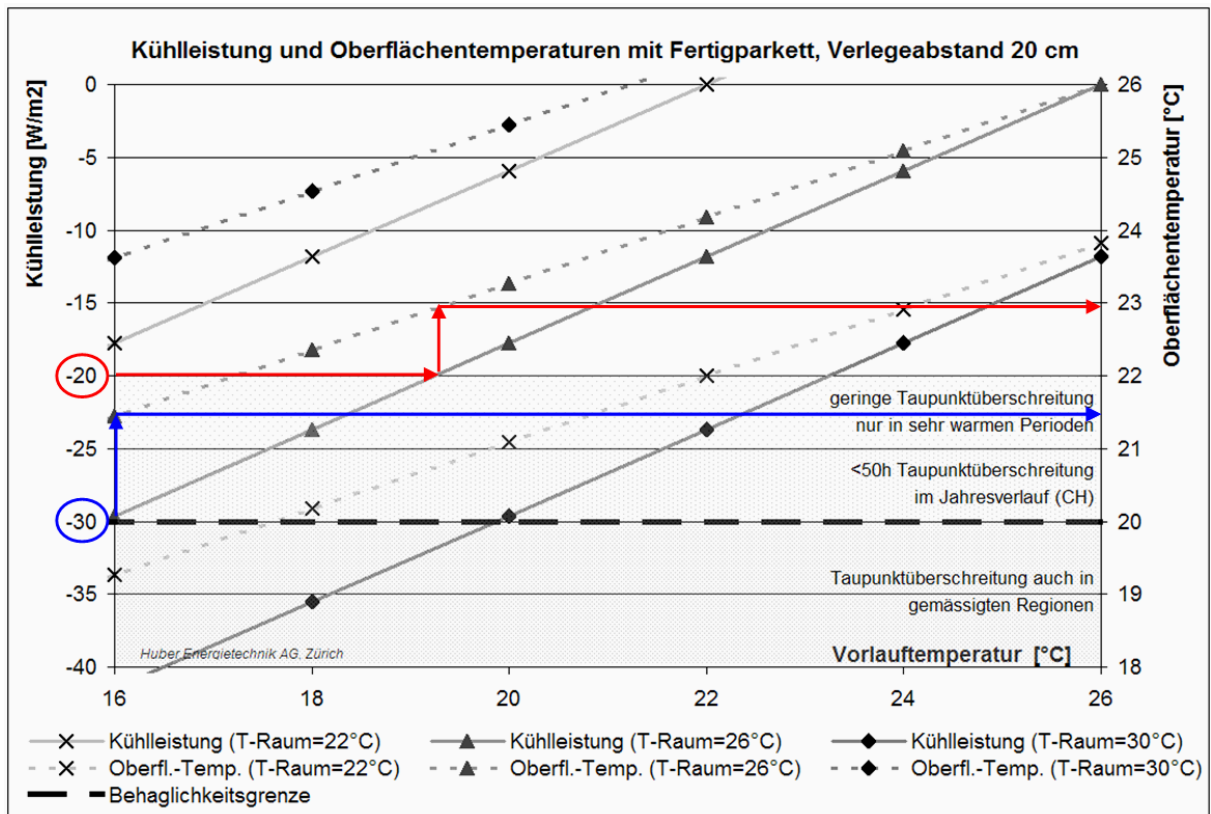


Abb. 3.9 Kühlleistung und Oberflächentemperaturen einer Fussbodenheizung nach [13]

Bei einer Grädigkeit von 1 K liegt die Leistungsfähigkeit der Sonden in der Mehrheit der Fälle bei 26-40 W/m (s. Abb. 3.15). Bei 77 cm Erdwarmesondenlange pro 1 m² belegbarer Fussbodenheizung ergibt dies eine spezifische Kühlleistung von 20-30 W/m². Die vereinzelt mit höherer Leistungsspitze können vernachlässigt werden, da die Trägheit des Fussbodens diese ausgleicht. Bei diesen Verhältnissen liegt für einen Parkettboden, bei einer Fussbodenheizung mit 20 cm Verlegeabstand bei 26 °C Raumtemperatur die Fussboden-Oberflächentemperatur gemäss Abb. 3.9 zwischen 21.4 °C (blaue Linie entsprechend der Kühlleistung von 30 W/m²) und 22.8 °C (rote Linie entsprechend der Kühlleistung von 20 W/m²). Bei diesen Oberflächentemperaturen kann Kondensation ausgeschlossen werden.

3.2.2 Empfehlungen zur Kondensatbildung auf gekühlten Fussbodenoberflächen

Eine nennenswerte Kondensatbildung ist für den vorliegenden Fall einer Auslegung auf geringe Temperaturdifferenzen (2..6 K) zwischen Heiz- / Kühlsystem und dem Raum mit Nutzung des Selbstreguleffekts des Fussbodens in mechanisch belüfteten Räumen auch für nicht ideal homogene Oberflächentemperaturen der Fussböden nicht zu erwarten.

Räume mit hohen Feuchtelasten, vor allem Bad und Küche, sollten im Normalfall nicht oder wenn, dann nur unter Berücksichtigung der Taupunktgrenze, gekühlt werden.

3.3 WIE GROSS IST DAS AUFWAND-NUTZEN-VERHÄLTNIS FÜR DIE KÜHLFUNKTION

Die Evaluation des Aufwand – Nutzen Verhältnisses wird in diesem Kapitel hinsichtlich der energetischen Auswirkungen betrachtet. Der Hauptnutzen, der Gewinn an thermischer Behaglichkeit, wird in Kapitel 3.4 diskutiert. Zur Bewertung des energetischen Nutzens und Aufwands werden anhand der in Kapitel 2.2 beschriebenen Simulationen der Wärme- und Kältebezug des Gebäudes über die hydraulische Wärmeversorgung, der korrespondierende elektrische Aufwand und der sich daraus ergebende Systemnutzungsgrad für die Wärme- und Kälteversorgung der hydraulischen Wärmeversorgung in Parametervarianten des Gebäudebetriebs verglichen.

3.3.1 Varianten zur Evaluation des Aufwand – Nutzen Verhältnisses

Für die nachfolgende Variantenstudie (H1 bis H+K 3) liegt eine vollautomatische Regelung zu Grunde, d.h. der Regler entscheidet autonom über den Kühl- oder Heizbetrieb. Das Abgabesystem ist selbstregelnd ausgelegt und verfügt über keine Thermostatregelventile.

Die noch häufig anzutreffende Variante mit Raumthermostaten oder einem zentralen Handschalter, bei dem der Benutzer manuell von Heiz- auf Kühlbetrieb umstellen kann, war nicht Gegenstand der Untersuchung. Ziel war vielmehr, einen effizienten vollautomatischen Betrieb mit möglichst einfacher Hydraulik und einen hohen Gewinn an thermischer Behaglichkeit zu erreichen. Es ist möglich, dass in einzelnen Varianten innerhalb von 24 h sowohl gekühlt, als auch geheizt wird. Dies kann speziell bei selbstregelnden Systemen mit schlechter Reglerparametrierung auftreten. Durch den Variantenvergleich wird der Unterschied zwischen einer guten und einer schlechten Regelung aufgezeigt.

Die untersuchten Varianten sind in Tab. 3.1 kurz charakterisiert und werden im Folgenden erläutert. In diesem Kapitel wird der Betrieb der Wärmepumpe zur Raumheizung und -kühlung betrachtet. Der Einfluss auf die Warmwasserbereitung wird in Kapitel 3.3.2 diskutiert.

Variante	Funktion	Verschattung	passive Luftkühlung	Totzeit	Kommentar
H 1	Hz	50%	nein	-/-	SIA380/1 ohne Kühlung
H 2	Hz	50%	ja	-/-	SIA380/1 passive Luft-Kühlung
H 3	Hz	75%	ja	-/-	SIA382/3 passive Luft-Kühlung & starke Verschattung
H+K 1	Hz + Khl	75%	ja	12h	ganzjährig Heizen + Kühlen KK 22-24-26 (gemäss Abb. 2.13) pass.Luft-Kühl. + starke Versch.
H+K 2	Hz + Khl	50%	ja	12h	ganzjährig Heizen + Kühlen KK 22-24-26 (gemäss Abb. 2.13) pass.Luft-Kühl.
H+K 3	Hz + Khl	25%	ja	12h	ganzjährig Heizen + Kühlen KK 22-24-26 (gemäss Abb. 2.13) pass.Luft-Kühl. + geringe Versch.

Tab. 3.1: Charakterisierung der Varianten zur Bestimmung der Heiz- & Kühllastverläufe des Referenzgebäudes für die Evaluation des Aufwand – Nutzen Verhältnisses

Die Referenz-Variante für die Bestimmung der Jahresgänge Wärme- & Kältebedarf, bezeichnet mit **H 1**, bildet das Gebäude im reinen Heizbetrieb mit den Randbedingungen entsprechend dem Norm-Rechenverfahren SIA 380/1 ab. Im Norm-Rechenverfahren werden die Wärmeverluste und internen Wärmegewinne bestimmt und der sich daraus ergebende Heizwärmebedarf Q_h . Dabei sind sowohl die Wärmeverluste durch Transmission und Lüftung eindeutig bestimmt als auch ihre Ursache in den Wandaufbauten, Wetterdaten und Luftaustausch. Ebenso eindeutig bestimmt sind die internen Wärmegewinne durch Personen und Elektrizität. Die internen Wärmegewinne durch solare Einstrahlung sind als Energiemengen bekannt, jedoch nicht in ihrer Entstehung. Daher wird der Verschattungs-

steuerung so eingestellt, dass sich als Ergebnis der Heizwärmebedarf und die genutzten Wärmege-
winne durch solare Einstrahlung so einstellen, dass sie den Norm-Werten entsprechen. Als Resultat
daraus werden bei einer Raumtemperatur oberhalb 23 °C alle Fenster zu 50% verschattet. Diese Va-
riante betrachtet, entsprechend der aktuellen SIA380/1, einzig den Heizfall. Für den Sommerfall oder
die Überhitzung des Gebäudes werden ausser der Verschattung keine weiteren Massnahmen ange-
setzt.

In der Variante **H 2** wird gegenüber der Variante H 1 eine passive Luft-Kühlung ergänzt. Hierbei wird
der Luftwechsel ganzjährig auf 1/h mit Umgehung der Wärmerückgewinnung in der Lüftung erhöht,
wenn bei warmen Raumtemperaturen die Aussenluft ausreichend Kühlpotenzial bietet.

Die Variante **H 3** beschreibt das Gebäude ergänzend zu Variante H 2 mit maximaler Ausnutzung der
Verschattungseinrichtungen entsprechend einer maximalen Verschattung der Fenster von 75%. Dies
ist angelehnt an der Bedarfsermittlung zur Kühlung der Raumluft gemäss SIA382/3.

Eine passive Kühlung mit einer Erdwärmesonde wird in der Variante **H+K 1** ergänzt zu den in den
vorherigen Varianten eingeführten Optionen zur Vermeidung sommerlicher Überhitzung. Dabei wird
eine Totzeit von 12 Stunden zwischen Heiz- & Kühlbetrieb und eine optimierte Kühlkurve (siehe Kühl-
kurve KK 22-24-26 in Abb. 2.13) angewendet.

Mit den Varianten **H+K 2** und **H+K 3** wird nun betrachtet, wie sich das System im Vergleich zur Vari-
ante H+K 1 bei erhöhter Kühllast verhält. Dies geschieht durch eine geringere Verschattung von ma-
ximal 50% respektive 25%.

Variante	max. Versch.	Q_h	E_h	SNG_h	$Q_{k,EWS}$	$E_{k,EWS}$	$SNG_{k,EWS}$	$Q_{k,EWS}$ gedeckt aus EWS
		MJ/m ² a	MJ/m ² a	-/-	MJ/m ² a	MJ/m ² a	-/-	%
H 1	50%	154	39	3.9	-/-	-/-	-/-	-/-
H 2	50%	177	43	4.1	-/-	-/-	-/-	-/-
H 3	75%	188	45	4.1	-/-	-/-	-/-	-/-
H+K 1	75%	189	45	4.2	25	2	10.5	100%
H+K 2	50%	179	43	4.2	45	3	17.2	100%
H+K 3	25%	166	40	4.2	70	3	24.5	100%

Tab. 3.2: Energetischer Vergleich der Varianten zur Evaluation des Aufwand – Nutzen Verhältnisses

Der Vergleich der Varianten H 1, H 2 und H 3 zeigt, dass die Nutzung der solaren Wärmege-
winne für das Referenzgebäude einen starken Einfluss auf den Heizwärmebedarf hat. Der Heizwärmebedarf
steigt, wenn durch eine Kühlfunktion, hier passive Luftkühlung oder Verschattung, die Ausnutzung der
solaren Wärmege-
winne gemindert wird. Die Anwendung der passiven Luftkühlung ist in diesem Ver-
gleich mit einer einfachen ganzjährigen Erhöhung des Luftwechsels implementiert, solange die Raum-
temperatur einen Bereich von 22.5 ... 24.5 C überschreitet (siehe Kapitel 2.2.1) und die Aussenluft
mindestens 2 K kälter ist als die Raumlufttemperatur. Der Verschattung wird oberhalb einer Raumluft-
temperatur von 23 °C aktiviert. Der Einfluss der passiven Kühlstrategien auf den Heizwärmebedarf
könnte sicherlich noch minimiert werden, so dass im Winter höhere Raumtemperaturen zur Zwischen-
speicherung der solaren Wärme zugelassen werden. Die passive Luftkühlung dient in dieser Studie
jedoch vorwiegend der Minimierung der sommerlichen Wärmelasten, sodass eine Optimierung der
passiven Luftkühlung nicht betrachtet wird.

Die Ergänzung einer passiven Erdwärmesondenkühlung in Variante H+K 1 zeigt gegenüber Variante H 3, dass bei guter Anlagenausführung kein Heizwärmemehrbedarf entsteht und mit einem geringen elektrischen Aufwand von $2 \text{ MJ/m}^2\text{a}$ eine weitere Steigerung der thermischen Behaglichkeit im Sommer erreicht werden kann. Die Steigerung des Systemnutzungsgrades im Heizbetrieb durch den Kühlbetrieb im Sommer ist mit 0.1 oder 2.5% gering.

Die Reduktion der maximalen Verschattung in den Varianten H+K 1, H+K 2 und H+K 3 von 75% über 50% hin zu 25% zeigt, dass der Kühlwärmebezug zwischen 13% und 42% des Heizwärmebedarfs liegt. Der elektrische Aufwand für die Kühlung beträgt jedoch nur im Bereich 5...10% des Aufwands für das Heizen beträgt. Der Vergleich der Varianten zeigt weiterhin, dass die stärkere Ausnutzung der solaren Einstrahlung den Heizwärmebedarf mindert und den Kühlwärmebedarf erhöht. Der elektrische Kühlenergiebedarf wird jedoch nur geringfügig gesteigert, da bei diesem System der elektrische Aufwand alleine durch die Laufzeit, nicht aber durch die angeforderte Kühlleistung bestimmt wird. Somit steigt bei steigender Kühllast die Effizienz des Kühlsystems. Der Systemnutzungsgrad der Erdwärmesondenkühlung liegt mit Werten von 10 bis 25 etwa um den Faktor 2 bis 6 höher als der Systemnutzungsgrad der Wärmepumpenheizung. Durch die dem Gebäude angepasste Anlagenauslegung und Regelstrategie kann der Kältebezug vollständig aus der Erdwärmesonde gedeckt werden.

3.3.2 COP-Verbesserung dank passiver Kühlung mit Erdwärmesonden

In der nachfolgenden Berechnung mit dem Programm EWS soll der zusätzliche Strombedarf für passive Erdwärmesondenkühlung abgeschätzt werden. Dabei soll berücksichtigt werden, dass sich dank der höheren Quellentemperatur der COP der Wärmepumpe erhöht und andererseits ein zusätzlicher Strombedarf für die Sondenpumpe durch den Kühlbetrieb entsteht. Nicht berücksichtigt wird in diesem Vergleich die Heizungs-Umwälzpumpe.

Als Grundlage für die Berechnung wird das Lastprofil mit 12 h Totzeit zwischen Heiz- und Kühlbetrieb genommen, bei einem Wärmetäuscher mit einer Grädigkeit von 1 K und einer Wärmeleitfähigkeit der Erde von 2.6 W/mK . Bei der Wärmepumpe wird ein taktender Betrieb mit einer konstanten Verdampferleistung von 3.6 kW angenommen:

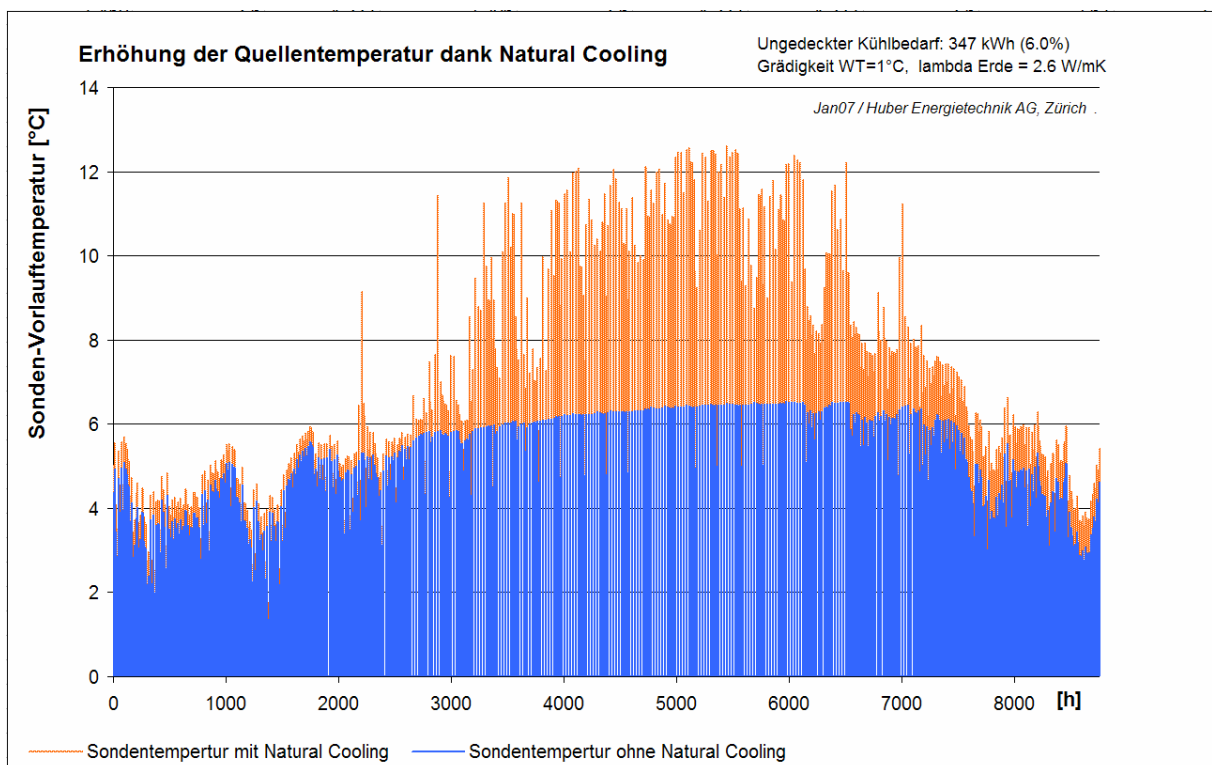


Abb. 3.10 Erhöhung der Sonden-Vorlauftemperaturen dank dem Natural Cooling

Die Quelltemperatur erhöht sich unter diesen Randbedingungen im Mittel um 1.2 K, wobei in der Auslegungsperiode im Februar nicht einmal die Hälfte dieses Wertes übrig bleibt. Ein so kleiner Effekt im Auslegungsfall erlaubt kaum eine kleinere Dimensionierung der Erdwärmesonde. Dieses Resultat stützt frühere Untersuchungen zu diesem Thema [3]. Der grösste Effekt zeigt sich erwartungsgemäss bei der Warmwasserproduktion im Sommer.

Um nun den Einfluss auf den Stromverbrauch durch diese Quelltemperatur-Erhöhung abzuschätzen, muss ein Modell für den COP der Wärmepumpe berücksichtigt werden. Dazu wurden die Werte einer real existierenden Wärmepumpe mit R134a verwendet. Bei dieser Wärmepumpe steigt der COP um 0.15 pro Grad Temperaturzunahme des Erdwärmesonden-Vorlaufs bei Vorlauftemperaturen von 35°C und um 0.07 pro Grad bei Vorlauftemperaturen von 63°C (Warmwasser). Für die Heizung wurde eine konstante Wärmepumpen-Austrittstemperatur von 35°C angenommen:

Sonden-Vorlauf	COP ($T_{VL} = 35^{\circ}\text{C}$)
0 °C	4.4
5 °C	5.15
10 °C	5.9

Sonden-Vorlauf	COP ($T_{VL} = 63^{\circ}\text{C}$)
0 °C	2.3
5 °C	2.65
10 °C	3.0

Unter diesen Randbedingungen ergibt sich das folgende Bild für den COP im Jahresverlauf:

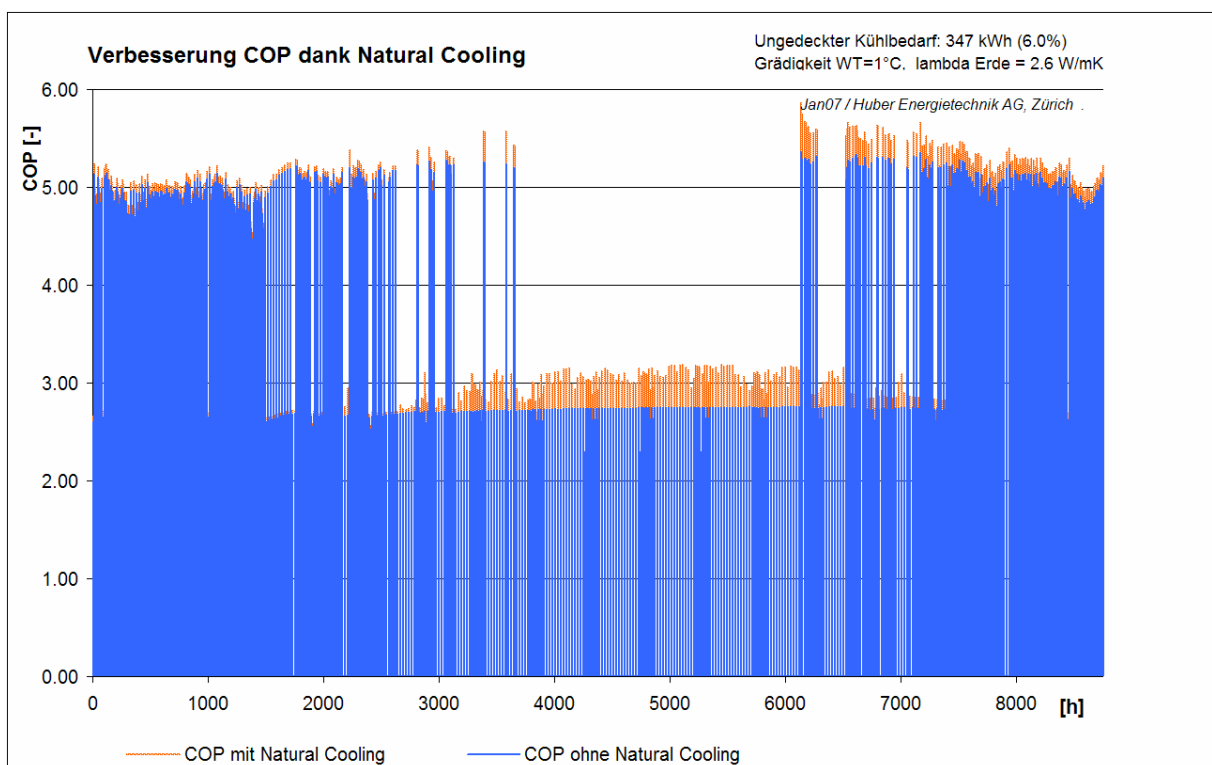


Abb. 3.11 Erhöhung der COP dank dem passiver Kühlung mit Erdwärmesonden

Der Stromverbrauch für die Wärmepumpe reduziert sich dank der passiven Kühlung mit der Erdwärmesonde um 7.4%. Unter der Annahme, dass die Erdwärmesonden-Pumpe 10% der Kompressorleistung benötigt [7], steigt der Strombedarf für die Wärmepumpe inkl. der Sondenpumpe beim Betrieb mit passiver Erdwärmesondenkühlung um 1.4% gegenüber dem reinen Heizbetrieb. In dieser Betrachtung nicht eingerechnet ist die Heizungs-Umwälzpumpe.

3.3.3 Schlussfolgerungen

Die passive Erdwärmesondenkühlung kann bei Verwendung eines Niedertemperatur-Wärmeabgabesystems und einer Ankopplung der Erdwärmesonde an das Wärmeabgabesystem mit einem grosszügig dimensionierten Wärmetauscher den Kühlbedarf voll decken.

Bei einer guten Regelung entsteht auch bei einem vollautomatisierten, ganzjährigen Heiz- und Kühlbetrieb kaum Mehrverbrauch an Heizwärme. Beim Verzicht auf Raumthermostaten (Selbstregeleffekt) besteht aber die Möglichkeit, dass eine schlechte Einstellung der Regelparameter zu einem Mehrverbrauch von Heizenergie führt.

Die Mehrheit der heute in der Praxis ausgeführten Anlagen werden vom Benutzer manuell von Heiz- auf Kühlbetrieb umgestellt (Raumthermostaten, Handschalter für Kühlfreigabe). Schnelle Lastwechsel von Heiz- auf Kühlbetrieb sind bei der Handumschaltung unwahrscheinlich. Allerdings kann das zur Verfügung stehende Potenzial auch nicht optimal genutzt werden.

Die Steigerung des Systemnutzungsgrades im reinen Heizbetrieb durch den passiven Erdwärmesondenkühlbetrieb ist mit 2.5% gering. Die passive Erdwärmesondenkühlung hat zur Folge, dass die für den Warmwasserbetrieb zur Verfügung stehende Sondenaustrittstemperatur im Sommer zwischen 1 K und 5 K höher liegt. Die Arbeitszahl für Heizung und Warmwasser im Sommer und in der Übergangszeit kann damit im Mittel um 7-8% erhöht werden.

Der Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde durch den passiven Kühlbetrieb im Sommer kann bei einem Einfamilienhaus mit Einzelsonde nicht für die Auslegung der Erdwärmesonde berücksichtigt werden, da der Effekt auf die Sondenaustrittstemperatur im Februar mit ca. 0.5 K vernachlässigbar klein ist. Eine Verkürzung der Sondenlänge ist deshalb nicht möglich.

Bei grösseren Sondenfeldern hingegen kann der passive Kühlbetrieb im Sommer massgeblich zur Sondenregeneration beitragen und so das langfristige Absinken der Sondentemperaturen verringern. In diesem Fall kann die notwendige Gesamtsondenlänge verringert werden.

3.4 WIE HOCH IST DER GEWINN AN THERMISCHER BEHAGLICHKEIT

Der Gewinn an thermischer Behaglichkeit wird gemessen an den Kriterien operative Raumtemperatur und der Oberflächentemperatur des Fussbodens. Die operative Raumtemperatur wird einerseits mit der Summe der stündlichen Überhitzung über der Grenze des Betriebsbereichs gemäss SIA 382/2 [19] und andererseits mit der Senkung des vorausgesagten Prozentsatzes Unzufriedener (PPD = predicted percentage of dissatisfied) bewertet. Dabei wurde die Grenze für 10% PPD identisch definiert mit den Grenzen des Betriebsbereichs gemäss SIA 382/2. Tab. 3.3 zeigt die Ergebnisse hinsichtlich thermischer Behaglichkeit im Vergleich analog zu Kapitel 3.3. Die Bewertung der Oberflächentemperaturen des Fussbodens wird separat einerseits in Kapitel 3.2 im Zusammenhang mit einer Abschätzung der Taupunkttemperaturen im Raum und andererseits in Kapitel 3.6.5 im Zusammenhang mit der Frage nach der Notwendigkeit einer Kühlkurve dargestellt.

Variante	max. Versch.	max. Raumtemp.	Überhitzung	Anteil zu kalter Std über 10% PPD nach SIA382/2 Grenze Betriebsbereich [22...28°C]	Anteil zu warmer Std über 10% PPD nach SIA382/2 Grenze Betriebsbereich [22...28°C]	mittlere Raumtemp. Heizper.	mittlere Raumtemp. Kühlper.
		°C		Kh	% zu kalt		
H 1	50%	34.7	4398	0%	47%	22.4	29.3
H 2	50%	32.4	626	1%	13%	22.2	26.5
H 3	75%	28.0	10	1%	0%	22.0	24.3
H+K 1	75%	26.0	0	1%	0%	22.0	23.7
H+K 2	50%	28.6	3	1%	0%	22.1	24.4
H+K 3	25%	31.5	81	0%	1%	22.3	25.7

Tab. 3.3: Vergleich der Behaglichkeit gemessen an der operativen Raumtemperatur der Varianten gemäss Kapitel 3.3

Der Vergleich der Varianten H 1 und H 2 zeigen anhand der Kenngrössen Überhitzung mit 4398 Kh für H 1 gegenüber 626 Kh für H 2 und der PPD - Bewertung mit 47% oder 2044 h über 10% PPD für Variante H 1 gegenüber 13% oder 551 h für Variante H 2, dass mit einer angepassten Lüftungsstrategie ein Grossteil der sommerlichen Überhitzung vermieden werden kann. Dies erfordert eine konsequente Nutzung der Verschattungseinrichtungen und des passiven Kühlpotenzials der Aussenluft.

Variante H 3 erreicht mit einer maximalen Verschattung von 75% eine sehr gute thermische Behaglichkeit mit nur 10 Überhitzungsstunden über der Grenze gemäss SIA382/2. Allerdings wird neben der passiven Luftkühlung eine sehr hohe Verschattung angesetzt, die entweder ein automatisiertes Verschattungssystem fordert oder eine sehr konsequente Betätigung der Verschattungseinrichtungen durch den Benutzer.

H+K 1 weist gegenüber der Variante H 3 nur eine geringe weitere Steigerung der thermischen Behaglichkeit auf. Diese drückt sich aus in Raumtemperaturen in der Kühlperiode von unter 26 °C gegenüber Raumtemperaturen von bis zu 28 °C ohne die Erdwärmesondenkühlung.

Der Vergleich der Varianten H 2 und H+K 2, die sich ebenfalls nur durch die passive Erdwärmesondenkühlung in Variante H+K 2 unterscheiden, zeigt aber, dass auch bei geringerer Verschattung und passiver Erdwärmesondenkühlung die gesetzten Anforderungen an die thermische Behaglichkeit ein-

gehalten werden können. Werden in der Variante H 2 noch 626 Kh Überhitzung und 13% der Stunden in der Kühlperiode ausserhalb des als behaglich definierten Bereichs verzeichnet, so wird diese Überhitzung in der Variante H+K 2 vollständig vermieden. Die erreichte thermische Behaglichkeit entspricht für die Variante H+K 2 mit 50% Verschattung und passiver Erdwärmesondenkühlung derjenigen, die mit einer maximierten Verschattung von bis zu 75% erreichbar ist.

Die Variante H+K 3 zeigt schliesslich, dass auch bei einer nur geringen Verschattung von maximal 25% kombiniert mit einer Erdwärmesondengekoppelten Flächenkühlung eine sehr gute thermische Behaglichkeit mit einer Überhitzung von nur 81 Kh erreicht werden kann.

3.4.1 Empfehlungen zum Gewinn an thermischer Behaglichkeit

Die passive Kühlung mit Erdwärmesonden gekoppelt mit einer Niedertemperatur Fussbodenheizung kann die Raumtemperaturen eines Wohngebäudes je nach Verschattung um 2 K bis 4 K senken.

In Kombination mit einer passiven Luftkühlung mit maximal 1-fachem Luftwechsel und einer konsequenten Verschattung können für den betrachteten Fall Raumtemperaturen unter 28 °C eingehalten werden.

Die Auslegung der Erdwärmesonde und der Fussbodenheizung für den Heizbetrieb reicht auch für den Kühlbetrieb aus.

3.5 WIE HOCH SIND DIE KOSTEN FÜR DEN KÜHLZUSATZ?

Um in einem Einfamilienhaus mit einer Erdwärmesonden-Wärmepumpe mit Fussbodenheizung eine Sonden-Direktkühlung zu realisieren, sind minimal die folgenden, zusätzlichen Elemente zu installieren:

- Wärmetauscher vom Sondenkreislauf zum Heizungskreislauf, inkl. Wärmedämmung
- Regelventil als Stellglied für die Kühlkurve der Vorlauftemperatur-Regelung und Vorlauf-Temperaturfühler
- Regelgerät für die Realisation der gewählten Kühlstrategie und Einstellung der Kühlkurve
- Umstellbare Raumthermostatregelventile für Heiz- und Kühlbetrieb

Der letzte Punkt fällt weg, wenn ein Heiz- und Kühlkonzept mit Selbstregeleffekt ohne Thermostatventile gewählt wird.

Da die meisten Wärmepumpen-Regler für eine hydraulische Trennung über einen Speicher mit nachgeschalteter, geregelter Heizgruppe ausgerüstet sind, sind diese schon vorbereitet für den Anschluss eines zusätzlichen Temperaturfühlers und eines zusätzlichen Mischventils. Die notwendigen Anpassungen am Regler beschränken sich somit auf Programm-Anpassungen für den Kühlbetrieb. Deshalb wird bereits heute bei vielen Wärmepumpen-Lieferanten die Sonden-Direktkühloption im Regler ohne Aufpreis angeboten.

Bei den Investitionen ergibt der Einbau der übrigen Komponenten Mehrkosten von Fr. 2'000 – 3'000 für ein Einfamilienhaus. Bei einem Zinssatz von 3% (Realwert) und einer Abschreibung auf 20 Jahre ergibt dies eine **Annuität von Fr. 135 – Fr. 200**.

Wie in Kapitel 3.3.2 dargelegt wurde, kann bei einer Anlage mit einer Erdwärmesonde mit einer durchschnittlichen COP - Verbesserung von 7-8% gerechnet werden. Diese COP - Verbesserung bringt eine Strom-Einsparung in der Grössenordnung, die in etwa dem Strom-Mehrverbrauch für die Sonden-Umwälzpumpe für den Kühlbetrieb entspricht. Es bleibt somit nur der Strom-Mehrverbrauch der Heizungs-Umwälzpumpe für den Kühlbetrieb. Typische, nicht optimierte Heizungs-Umwälzpumpen für ein Einfamilienhaus weisen einen Stromverbrauch von 60-70 W auf. Bei 2'000 h Kühlbetrieb pro Jahr entspricht dies in etwa einem Strombedarf von 125 kWh/a. Bei einem Strompreis von durchschnittlich 16 Rp/kWh sind dies **Jahres-Betriebskosten von total 20 Fr.**

In einem Einfamilienhaus ist für die Direktkühlung mit Erdwärmesonden über die Fussbodenheizung mit Jahreskosten von Fr. 150 – Fr. 220 (Realwert) zu rechnen.

3.6 WELCHE REGELMETHODE HAT SICH AM BESTEN BEWÄHRT

3.6.1 Träges Wärmeübergabesystem

Ein über den Fussboden beheizter oder gekühlter Raum stellt aufgrund der grossen Speicherefähigkeit ein sehr stabiles System dar. Das bedeutet einerseits, dass kurze Temperaturschwankungen, z.B. durch Lüften, schnell wieder ausgeglichen werden, andererseits auch, dass das Aufheizen eines stark abgekühlten Raums längere Zeit in Anspruch nimmt. Die Regelung kann also von einem sich langsam ändernden Zustand des Wärmeabgabesystems ausgehen. Eine Kühlung über Fussbodenflächen erfordert aus Behaglichkeitsgründen weiterhin Oberflächentemperaturen grösser 20 °C (siehe Kapitel 2.3.4) und kann und muss von daher mit geringen Temperaturdifferenzen zwischen Raum und Fussbodenheizungsrohren betrieben werden. Die relativ hohen Oberflächentemperaturen resultieren weiterhin in einem geringen Kondensationsrisiko wie in Kapitel 2.3.3 gezeigt wurde.

Schnell reagierende Kühlsysteme mit geringer Wärmekapazität wie zum Beispiel Kühldecken arbeiten im Vergleich dazu mit einer möglichst geringen Oberflächentemperatur, um hohe Kühlleistungen realisieren zu können. Eine Beeinträchtigung der thermischen Behaglichkeit durch kalte Decken ist erst ab einer Strahlungstemperatur - Asymmetrie von 14 K zu erwarten. Damit liegt der Taupunkt der Raumluft im Normalfall wesentlich höher als die minimal als behaglich empfundene Oberflächentemperatur der Decke. Der Taupunkt begrenzt also die Oberflächentemperatur der Kühldecke und muss somit im Gegensatz zur Fussbodenkühlung in der Regelung einer Kühldecke berücksichtigt werden.

3.6.2 Raumthermostat oder Selbstregelleffekt?

Die raumweise Regelung des Wärmeabgabesystems Fussboden kann entweder mit Raumthermostaten und entsprechenden Ventilen erfolgen oder mit Vorlauftemperaturen nahe der Raumtemperatur unter Nutzung des Selbstregelleffektes. Unter Selbstregelleffekt eines Wärmeabgabesystems versteht man die automatische Abnahme der Heizleistung, falls dem Raum Fremdwärme zugeführt wird. Eine Änderung der Raumtemperatur beeinflusst im Fall des Wärmeabgabesystems Fussboden die Differenz zwischen Raumtemperatur und Temperatur der Fussbodenoberfläche soweit, dass auch die abgegebene Wärmeleistung nennenswert beeinflusst wird. Im Heizfall kann eine selbstregelnde Fussbodenheizung angenommen werden, wenn die Vorlauftemperaturen maximal 30 °C betragen, oder die Heizmittelübertemperatur 10 K nicht überschreitet (siehe [22]). Für den Heizfall ist dieses System bereits ausführlich untersucht und die Tauglichkeit im praktischen Betrieb nachgewiesen. Die Tauglichkeit des Systems für den Kühlfall wurde in dieser Studie durch Simulationen festgestellt, wobei auf eine gute Reglerparametrierung zu achten ist, um das Risiko eines erhöhten Heizwärmebedarfs zu vermeiden (s. Kapitel 3.3.1).

Für die Kühlung mit Fussbodenflächen kann auch für den Kühlfall eine Raumtemperatur - Steuerung über eine aussentemperaturabhängige Systemtemperatur - Regelung (Vorlauf/Rücklauf) entsprechend dem Heizfall sinnvoll realisiert werden. Die Regelgrösse ist in diesem Fall die Rücklauftemperatur des Fussbodenheizkreises oder eine Mischtemperatur aus Rücklauf- und Vorlauftemperatur.

Systeme mit Thermostatventilen können ebenso betrieben werden, jedoch mit etwas grösserem, anlagentechnischem Aufwand in den zu kühlenden Räumen. Die Raumthermostaten müssen zwischen Heiz- und Kühlbetrieb umgeschaltet werden können. Manuell umschaltbare Raumthermostaten können die Gefahr von zu häufigen Lastwechseln zwischen Kühl- auf Heizbetrieb und den daraus resultierenden Mehrverbrauch an Heizwärme verringern (s. Kapitel 3.3.1).

In beiden Fällen muss eine Kühlung von Räumen mit hohen Feuchtelasten (z.B. Bad und Küche) vermieden werden. Eine Möglichkeit ist der Einbau von klassischen Thermostatventilen ohne Umstellmöglichkeit auf den Kühlbetrieb.

3.6.3 Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb

Als Grundlage für die Regelung der Raumtemperatur muss bei der Wärmeerzeugung entschieden werden, ob das System Heiz- oder Kühlenergie bereitstellt. Gleichzeitiges Heizen und Kühlen wird mehrheitlich dadurch verhindert, dass für die Wärmeübergabe sowohl im Heizfall als auch im Kühlfall ein und dasselbe System verwendet wird. Allerdings kann durch zu schnelle Wechsel zwischen Heiz- und Kühlbetrieb ein Energiemehraufwand erzeugt werden dadurch, dass die thermische Masse des Wärmeabgabesystems Fussboden abwechselnd aufgeheizt und abgekühlt wird. Die Regelung muss also im automatischen Betrieb einerseits entscheiden, wann Heiz- und wann Kühlenergie benötigt wird und andererseits einen zu schnellen Wechselbetrieb vermeiden.

Für die Entscheidung ob Heiz- oder Kühlenergie benötigt wird hat sich eine aussentemperaturabhängige Freigabe der jeweiligen Funktion praktisch bewährt. Insbesondere bei Gebäuden dessen Wärmebedarf vorwiegend von äusseren Wärmelasten bestimmt wird, wie die betrachteten Wohngebäude, ist diese Umschaltung sinnvoll. Für die durchgeführten Untersuchungen wurde der Heizbetrieb unterhalb 12 °C der über 3 Stunden gemittelten Aussenlufttemperatur freigegeben, der Kühlbetrieb oberhalb 20 °C. Weiterhin hat sich zur Absicherung eines wechselnden Heiz- und Kühlbetriebs eine Sperrzeit zwischen Heiz- und Kühlbetrieb als sinnvoll gezeigt. Neben der automatischen Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb kann eine manuelle Sperrung / Freigabe der Kühlfunktion den Bedürfnissen der Benutzer entgegenkommen.

Im Folgenden werden bezüglich der Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb als eine Lösungsmöglichkeit eine Totzeit zwischen Heiz- und Kühlbetrieb untersucht und bezüglich der Leistungsanpassung die Notwendigkeit einer Kühlkurve diskutiert.

3.6.4 Erforderliche Totzeit zwischen Heiz- und Kühlbetrieb

Für die Betrachtung der Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb und die Auswirkung einer Totzeit zwischen beiden Betriebsarten werden Varianten mit einer möglichst hohen thermischen Belastung des Gebäudes gewählt, um einerseits den Effekt der wechselnden Aufheizung und Kühlung der Fussbodenmasse zu provozieren und andererseits eine Grenzbetrachtung mit einer Variante mit hohem Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde bereitzustellen. Die hierfür verwendeten Varianten sind in Tab. 3.4 kurz charakterisiert und im Folgenden beschrieben.

Die Variante **H 4** bildet die Basis für die Betrachtung einer extremen, im realen Betrieb eher unrealistischen Kühllast, welche auf der in Kapitel 3.3.1 beschriebenen Variante H 1 ohne passive Luftkühlung basiert und die maximale Verschattung der Fenster auf 25% reduziert.

Die Variante **H+K 4** ist eine theoretische Variante, die die Grenzen der Anwendbarkeit einer Fussbodenheizung für den Heiz- und Kühlbetrieb aufzeigt. Mit ihr ist die maximale thermische Behaglichkeit zu Lasten des energetischen Aufwandes erreichbar. Dafür wurde die Variante H 4 mit einer Kühlfunktion erweitert, bei der bei Raumtemperaturen oberhalb einer Temperatur 1K unter der Auslegungstemperatur gemäss SIA382/2 [19] und bei Aussenlufttemperaturen oberhalb 15 °C im 3h-Mittel die Kühlung aktiviert wird. Die Kühlleistung wird gemäss der Kühlkurve KK 20-21-24 in Abb. 2.13 geregelt. Die Umschaltung zwischen Heiz- und Kühlbetrieb ist automatisiert abhängig von der Raumlufttemperatur und der Aussenlufttemperatur mit einer Totzeit zwischen Heizen und Kühlen von 1h.

H+K 5 bezeichnet eine Variante die der Variante H+K 4 entspricht, jedoch mit einer längeren Totzeit zwischen Heiz- und Kühlbetrieb von 6h einen ersten Ansatz zur Vermeidung eines Energiemehrbedarf durch die wechselnde Kühlung und Aufheizung der thermischen Masse des Fussboden liefert. Dies ist vor allem bei wechselnden aussenklimatischen Bedingungen wie im Herbst oder Frühling bei automatisierter Umschaltung von Heiz- und Kühlbetrieb von Interesse.

In der Variante **H+K 6** wird entsprechend der Variante H+K 5 die Totzeit zwischen Heizen und Kühlen nochmals verlängert auf 12 Stunden. Dies entspricht in der Auswirkung der Entscheidung, dass an einem Tag entweder die Möglichkeit zum Heizen freigegeben wird ODER zum Kühlen.

Variante	Funktion	Verschattung	passive Luftkühlung	Totzeit	Kommentar
H 1	Hz	50%	nein	-/-	SIA380/1 ohne Kühlung
H 4	Hz	25%	nein	-/-	geringe Verschattung
H+K 4	Hz + Khl	25%	nein	1h	ganzjährig Heizen + Kühlen KK 20-21-24 (gemäss Abb. 2.13) geringe Versch.
H+K 5	Hz + Khl	25%	nein	6h	ganzjährig Heizen + Kühlen KK 20-21-24 (gemäss Abb. 2.13) geringe Versch.
H+K 6	Hz + Khl	25%	nein	12h	ganzjährig Heizen + Kühlen KK 20-21-24 (gemäss Abb. 2.13) geringe Versch.

Tab. 3.4 Charakterisierung der Varianten zur Evaluation der erforderlichen Totzeit zwischen Heiz- und Kühlbetrieb

In der Variante **H 4** bewirkt die verminderte Verschattung eine höhere Ausnutzung der solaren Wärmegewinne gegenüber der Variante H 1 und dadurch einen reduzierten Heizwärmebedarf von $136 \text{ MJ/m}^2\text{a}$. Dies kann jedoch wie Tab. 3.5 zeigt nur mit einer starken Einschränkung der thermischen Behaglichkeit erreicht werden, da Räume häufig zu überhitzt sind. Dieses drückt sich darin aus, dass 74% der Stunden im Sommer eine Raumtemperatur über $28 \text{ }^\circ\text{C}$ aufweisen.

Die Variante **H+K 4** ist ausgelegt auf die maximale thermische Belastung des Systems und die maximal erreichbare Behaglichkeit einerseits als Grenzbetrachtung der Leistungsfähigkeit des Systems und andererseits als Abschätzung des maximalen Energiemehrbedarfs bei unsachgemässer Betriebsweise. Dabei wird automatisch zwischen Heiz- und Kühlbetrieb umgeschaltet mit einer Totzeit von nur einer Stunde. Dadurch wird ein wechselndes Aufheizen und wieder Abkühlen der thermischen Masse im Fussboden in Kauf genommen. Dies zeigt sich deutlich im Heizwärmebedarf, der gegenüber der Variante ohne Kühlung H 4 um 25% erhöht ist. Ebenso überhöht ist der Kühlbedarf mit $173 \text{ MJ/m}^2\text{a}$. Es zeigt sich aber in der Behaglichkeitsbetrachtung, dass die Raumtemperaturen innerhalb der Grenzen des Betriebsbereichs nach SIA382/2 (siehe Abb. 2.16) bleiben, obwohl die in der Variante BS-2 künstlich erzeugt Überhitzung des Gebäudes sehr gross ist.

Die Frage ist nun, wie mit einem solchen vollautomatisierten System hoher thermischer Kapazität eine möglichst hohe Behaglichkeit eingehalten und gleichzeitig ein Mehrbedarf an Heizenergie vermieden werden kann. Eine sehr einfache Lösung, die auch in marktverfügbaren Geräten eingesetzt wird, ist die Einführung einer Totzeit zwischen Heiz- und Kühlbetrieb. Dies ist einerseits nötig, aber andererseits auch möglich wegen der thermischen Kapazität des Wärmeabgabesystems.

In den Varianten **H+K 5** und **H+K 6** wird diese Totzeit mit 6h bzw. 12h variiert. Hierbei zeigt sich, dass mit beiden Varianten die gleiche Behaglichkeit erreicht werden kann wie in Variante H+K 4 mit einer nahezu unwirksamen Totzeit von 1h. Der Gewinn liegt auf energetischer Seite wo mit steigender Totzeit zwischen Heiz- und Kühlbetrieb von bis zu 12h sowohl der Heizwärme- als auch der Kältebedarf gesenkt werden kann. Der resultierende Heizwärmebedarf bei Variante H+K 6 beträgt $145 \text{ MJ/m}^2\text{a}$. Eine noch grössere Totzeit erscheint nicht notwendig, da zum Einen hierdurch keine weitere Senkung des Energiebedarfs erwartet werden kann und zum Anderen die das Gebäudeverhalten bestimmenden Lasten mehr Stunden mit eingeschränkter thermischer Behaglichkeit erwarten lassen. Der zwar absolut immer noch hohe Kältebedarf, verursacht durch den nicht optimalen Betrieb des Gebäudes, kann aber bei guter Systemauslegung (siehe Kapitel 3.7) nahezu vollständig von der passiven Erdwärmesondenkühlung gedeckt werden und verursacht durch die hohe Effizienz nur einen verhältnismässig geringen elektrischen Energieaufwand.

Variante	max. Versch.	Q_h	E_h	SNG_h	$Q_{k,EWS}$	$E_{k,EWS}$	$SNG_{k,EWS}$	$Q_{k,EWS}$ gedeckt aus EWS
		MJ/m ² a	MJ/m ² a	-/-	MJ/m ² a	MJ/m ² a	-/-	%
H 1	50%	154	39	3.9	-/-	-/-	-/-	-/-
H 4	25%	136	35	3.9	-/-	-/-	-/-	-/-
H+K 4	25%	169	38	4.4	173	9	20.2	94%
H+K 5	25%	160	37	4.3	162	8	20.1	94%
H+K 6	25%	145	35	4.2	138	7	19.7	94%

Tab. 3.5: Energetischer Vergleich zur Evaluation der erforderlichen Totzeit zwischen Heiz- und Kühlbetrieb

Die Verbesserung der Jahresarbeitszahl für den reinen Raumheizbetrieb im Winter ist, auch bei einem sehr massiven Wärmeeintrag in die Erdwärmesonde durch die Raumkühlung im Sommer, gemäss Tab. 3.5 mit 7% eher gering.

Variante	max. Versch.	max. Raumtemp.	Überhitzung	Anteil zu kalter Std über 10% PPD nach SIA382/2 Grenze Betriebsbereich [22...28°C]	Anteil zu warmer Std über 10% PPD nach SIA382/2 Grenze Betriebsbereich [22...28°C]
		°C		Kh	% zu kalt
H 1	50%	34.7	4398	0%	47%
H 4	25%	40.1	15830	0%	74%
H+K 4	25%	29.9	0	2%	0%
H+K 5	25%	29.9	0	1%	0%
H+K 6	25%	30.5	1	0%	0%

Tab. 3.6: Vergleich der thermischen Behaglichkeit zur Evaluation der erforderlichen Totzeit zwischen Heiz- und Kühlbetrieb

3.6.5 Einfluss der Kühlkurve

Der Einfluss einer Kühlkurve soll anhand eines exemplarischen Vergleichs zweier aussentemperaturabhängiger Kühlkurven erörtert werden.

Dabei wurde folgendermassen vorgegangen: Mit der Gebäudesimulation wurden der dynamische Lastverlauf sowie Vor- und Rücklauftemperaturen des Wärmeabgabesystems ermittelt. In der Simulation wurde die Heizleistung auf 4.8 kW und die Kühlleistung auf 5 kW begrenzt. Mit der anschliessenden Erdwärmesondensimulation wurde überprüft, ob bei der Rücklauftemperatur aus der Gebäudesimulation die angeforderte Heiz- oder Kühlleistung von der Erdwärmesonde erbracht werden kann. In Fällen, bei denen der Leistungsbedarf von der Erdwärmesonde nicht gedeckt werden kann, liegt der Deckungsgrad unter 100% (s. Tab. 3.8).

Für den Vergleich wird die bereits beschriebene Variante H+K 1 mit einer ausser der Kühlkurve identischen Variante H+K 7 verglichen (siehe Tab. 3.7). In der Variante H+K 7 wird die einfachste Form einer Kühlkurve mit konstanten 20 °C unabhängig von der Aussenlufttemperatur angenommen. Dies könnte beispielsweise über ein autonomes Thermostatregelventil realisiert werden.

Variante	Funktion	Ver-schat-tung	passive Luft-kühlung	Totzeit	Kommentar
H+K 1	Hz + Khl	75%	ja	12h	ganzjährig Heizen + Kühlen KK 22-24-26 (gemäss Abb. 3.12) pass.Luft-Kühl. + starke Versch.
H+K 7	Hz + Khl	75%	ja	12h	ganzjährig Heizen + Kühlen KK 20-20-20 (gemäss Abb. 3.12) pass.Luft-Kühl. + starke Versch.

Tab. 3.7 Charakterisierung der Varianten zur Evaluation des Einflusses der Kühlkurve

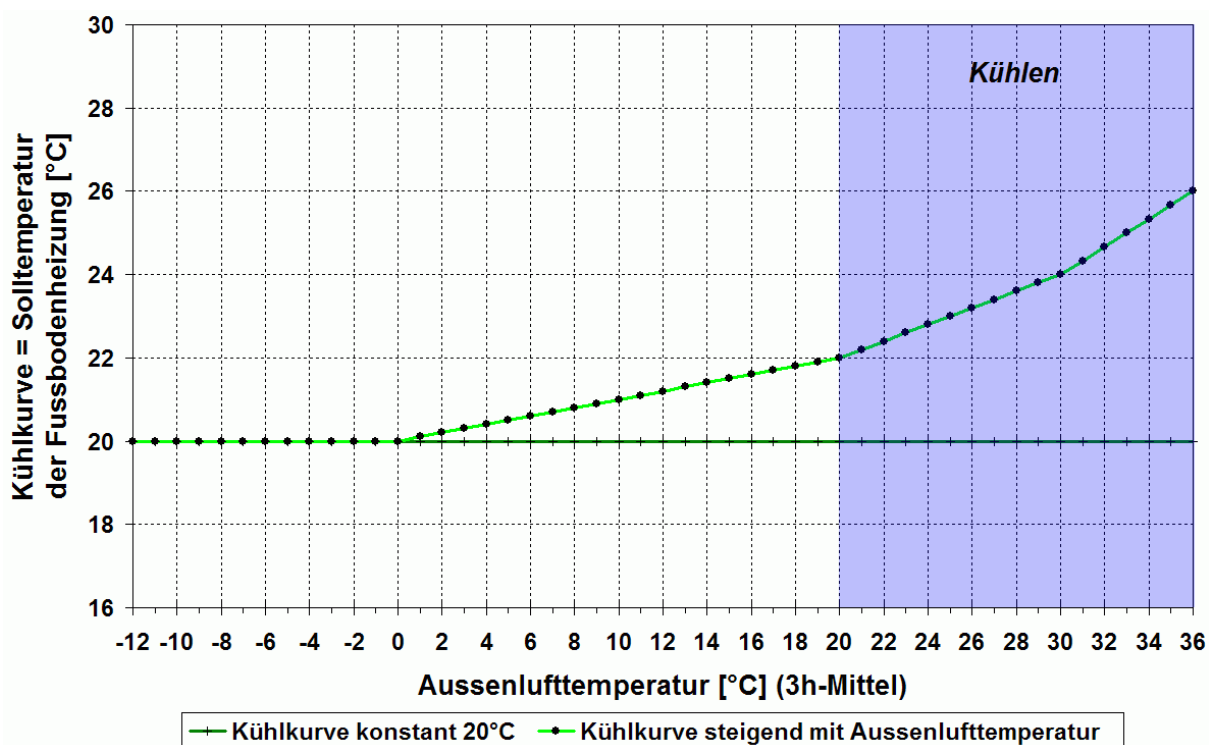


Abb. 3.12: Kühlkurven der Variante H+K 1 steigend mit der Aussenlufttemperatur und der Variante H+K 7 mit konstant 20 °C

Den Einfluss der Kühlkurve zeigen Abbildung Abb. 3.13 für die Variante H+K 1 und Abb. 3.14 für die Variante H+K 7 in denen für den Kühlbetrieb jeweils die stündlichen Mittelwerte der Oberflächentemperaturen des Fussbodens und der Taupunkttemperaturen der Raumluft gegenüber der Raumlufttemperatur aufgetragen sind. Zum einen liegen die Raumlufttemperaturen für die Variante H+K 7 mit niedrigerer Kühlkurve etwa 1 K niedriger als für die Variante H+K 1. Zum anderen liegen auch die Oberflächentemperaturen des Fussbodens erwartungsgemäss niedriger und auch durch die niedrigeren Raumlufttemperaturen näher an den Taupunkttemperaturen der Raumluft.

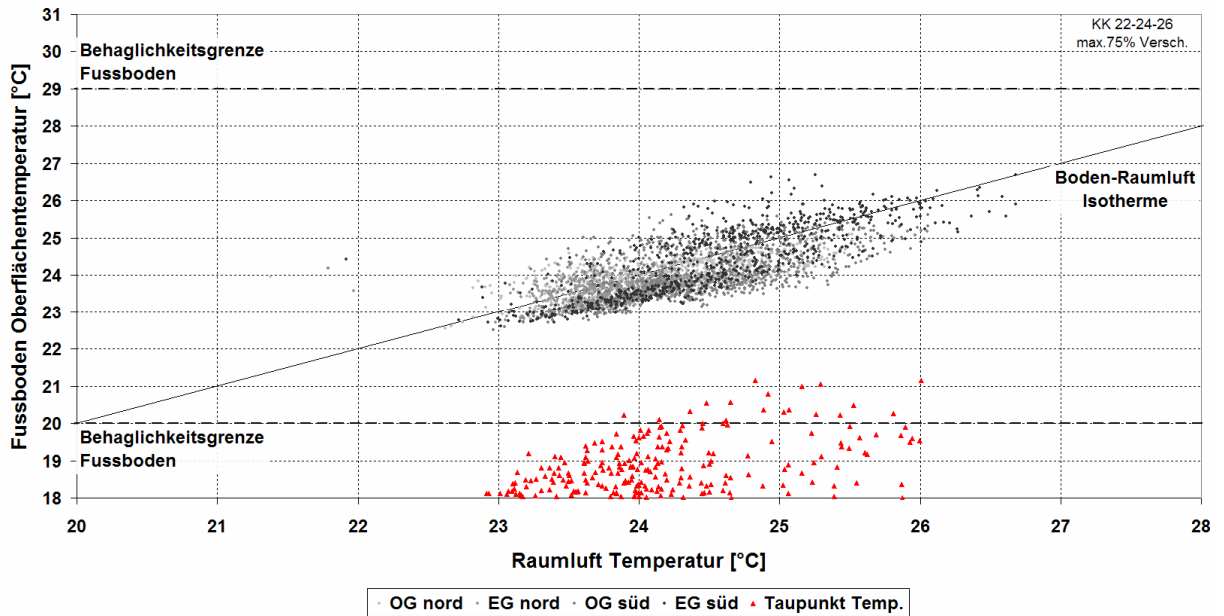


Abb. 3.13: Darstellung der Fussboden – Oberflächentemperaturen und Taupunkttemperaturen gegenüber der Raumlufttemperatur für die Variante H+K 1 mit Kühlkurve KK 22-24-26

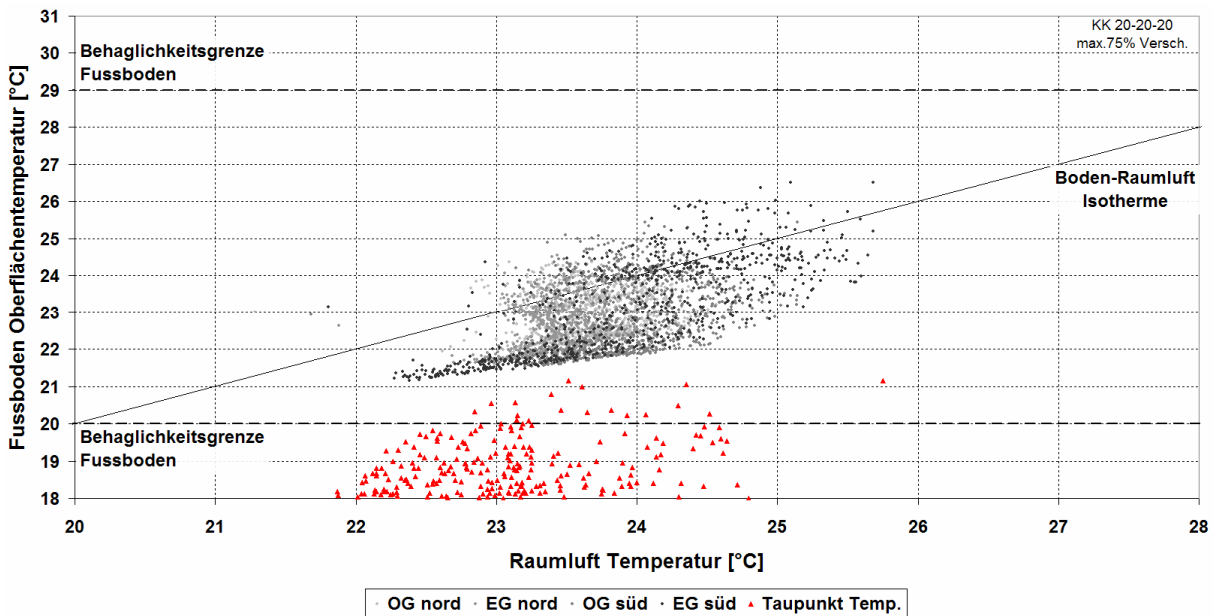


Abb. 3.14: Darstellung der Fussboden – Oberflächentemperaturen und Taupunkttemperaturen gegenüber der Raumlufttemperatur für die Variante H+K 7 mit Kühlkurve KK 20-20-20

Tab. 3.8 zeigt weiterhin, dass die Variante H+K 7 mit niedrigerer Kühlkurve mit 47 MJ/m²a einen fast 50% höheren Kältebezug als Variante H+K 1 mit 25 MJ/m²a aufweist. Die Leistungscharakteristik der passiven Erdwärmesondenkühlung ist im elektrischen Energiebedarf für beide Varianten mit 2 MJ/m²a allerdings identisch. Dies ist begründet in der von der Kühlleistung quasi unabhängigen elektrischen Leistungsaufnahme der passiven Erdwärmesondenkühlung, die nur von der Laufzeit der Umwälzpumpen bestimmt wird.

Der in der Tabelle aufgeführte Deckungsgrad ist nur mit der vorher erwähnten Leistungsbegrenzung für die Kühlung erreichbar, welche die zu erbringende Sondenaustrittstemperatur nach unten begrenzt.

Variante	max. Versch.	Q _h	E _h	SNG _h	Q _{k,EWS}	E _{k,EWS}	SNG _{k,EWS}	Q _{k,EWS} gedeckt aus EWS
		MJ/m ² a	MJ/m ² a	-/-	MJ/m ² a	MJ/m ² a	-/-	%
H+K 1	75%	189	45	4.2	25	2	10.5	100%
H+K 7	75%	190	45	4.2	47	2	18.9	98%

Tab. 3.8 Energetischer Vergleich der Varianten zur Evaluation des Einflusses der Kühlkurve

3.6.6 Schlussfolgerung

Mit einem Heizsystem mit Niedertemperatur Fussbodenheizung unter Ausnutzung des Selbstregeleffektes (Vorlauftemperatur im Heizfall < 30 °C) und einer erdgekoppelten Wärmepumpe kann nach Simulationsrechnungen ein Gebäude auch gekühlt werden. Dabei kann eine vollautomatisierte Regelung für den ganzjährig freigegebenen Heiz- und Kühlbetrieb mit einer Totzeit von 12 Stunden zwischen Heizen und Kühlen thermisch behagliche Raumzustände liefern und einen Mehrbedarf an Heizwärme weitgehend vermeiden.

Eine manuelle Freigabe / Sperrung der Kühlfunktion durch den Benutzer kann den durch die Kühlung verursachten Energiebedarf senken, sofern reduzierte Anforderungen an die thermische Behaglichkeit toleriert werden.

Die Anwendung einer aussenlufttemperaturabhängigen Kühlkurve ist eine Möglichkeit, die Kühlleistung zu regulieren und das Kondensationsrisiko zu senken. Minimaltemperaturbegrenzer (z.B. Thermomischer) können dies mit Einschränkungen ebenfalls erreichen.

3.7 WIE WIRKT SICH DIE GRÖSSE DES KÜHLWÄRMETAUSCHERS AUS

Nachfolgend soll untersucht werden, welchen Einfluss die Auslegung des Wärmetauschers zwischen dem Erdwärmesonden-Kreislauf und dem Heizungskreislauf auf den Deckungsgrad des Kühlbedarfs hat. Es ist klar, dass die Leistungsfähigkeit der Erdwärmesonden für die Direktkühlung umso grösser ist, je geringer der Temperaturunterschied zwischen dem Erdreich und der Vorlauftemperatur des Wärmeabgabesystems ist. In jedem Wärmeübergang geht immer auch ein Teil der Kühlkapazität verloren.

Prinzipiell kann auf die Systemtrennung sogar ganz verzichtet werden, wie dies auch bei grösseren Objekten schon realisiert wurde (z.B. im Passiv-Bürohaus ENERGON in Ulm [12]). Für eine Systemtrennung spricht allerdings, dass

- Sondenkreisläufe nach wie vor mehrheitlich mit Frostschutzmittel bis unter den Gefrierpunkt des reinen Wassers betrieben werden
- Sondenkreisläufe nicht sauerstoff-diffusionsdicht ausgeführt werden können, was die Verschlamung der Heizkreise begünstigt (sofern nicht alle Teile rostfrei ausgeführt sind) und zu Luft im Wärmeabgabesystem führt
- die hydraulische Auslegung der Gesamtanlage erschwert wird

Von der Systematik her kann die nicht getrennte Anlage als Spezialfall einer getrennten Anlage mit unendlich grossem Gegenstromtauscher betrachtet werden (Grädigkeit = 0 K).

3.7.1 Kenngrösse Grädigkeit und Sonden-Rücklauftemperaturen

Als einfache Kenngrösse für die Wärmetauscher-Auslegung soll die Grädigkeit des Wärmetauschers verwendet werden. Die Grädigkeit (Angabe in Kelvin) bezeichnet den Temperaturverlust, der durch die Systemtrennung mit einem Wärmetauscher entsteht. Es sei an dieser Stelle betont, dass die Grädigkeit keine Kenngrösse des Wärmetauschers, sondern der Wärmetauscher-Auslegung darstellt.

Ohne die Leistungsregelung bewirkt die Grädigkeit ΔT_{WT} des Wärmetauschers im Kühlfall, dass der Sonden-Rücklauf um einen festen Wert (also um die Grädigkeit) tiefer liegen muss als die Rücklauf-temperatur der Fussbodenheizung. Es gilt also im Idealfall (ohne Leistungsregelung):

$$T_{\text{Rücklauf}} = T_{\text{RL}} - \Delta T_{\text{WT}} \quad \text{Gl. 3.2}$$

Im realen Fall reduziert sich die geforderte Sonden-Rücklauf-temperatur zusätzlich um die Temperaturverluste in den Leitungen.

Kann die Erdwärmesonde den geforderten Wert nicht erbringen (d.h. die effektive Sondenrücklauf-temperatur liegt höher als der geforderte Wert), so entsteht eine Unterdeckung.

Die Leistungsregelung kommt erst dann zum tragen, wenn das Kühlleistungspotential der Sonden grösser ist als der Kühlleistungsbedarf des Gebäudes. In diesem Fall spielt die Rücklauf-temperatur der Fussbodenheizung keine Rolle und es stellt sich in den Sonden die Temperaturen ein, mit denen die geforderte Kühlleistung erbracht werden kann.

3.7.2 Vergleich Grädigkeit Wärmetauscher 1 K und 3 K

Als Grundlage für die Berechnungen mit dem Programm EWS wird das Lastprofil mit 12 h Totzeit zwischen Heiz- und Kühlbetrieb genommen. Die Warmwasser-Produktion erfolge im Alternativbetrieb. Die Wärmeleitfähigkeit der Erde sei 2.6 W/mK. Als einziger Parameter wurde die Grädigkeit des Wärmetauschers verändert.

Der Vergleich der Berechnungen zeigt, dass der Einfluss der Grädigkeit sehr gross ist. In unserem Beispiel steigt der Deckungsgrad des Kältebedarfs von 66.3% auf 94.0%, wenn die Grädigkeit des Wärmetauschers von 3K auf 1K gesenkt wird.

Von allen untersuchten Parametern hat die Auslegung des Wärmetauschers den grössten Einfluss auf den Deckungsgrad durch die direkte Sondenkühlung!

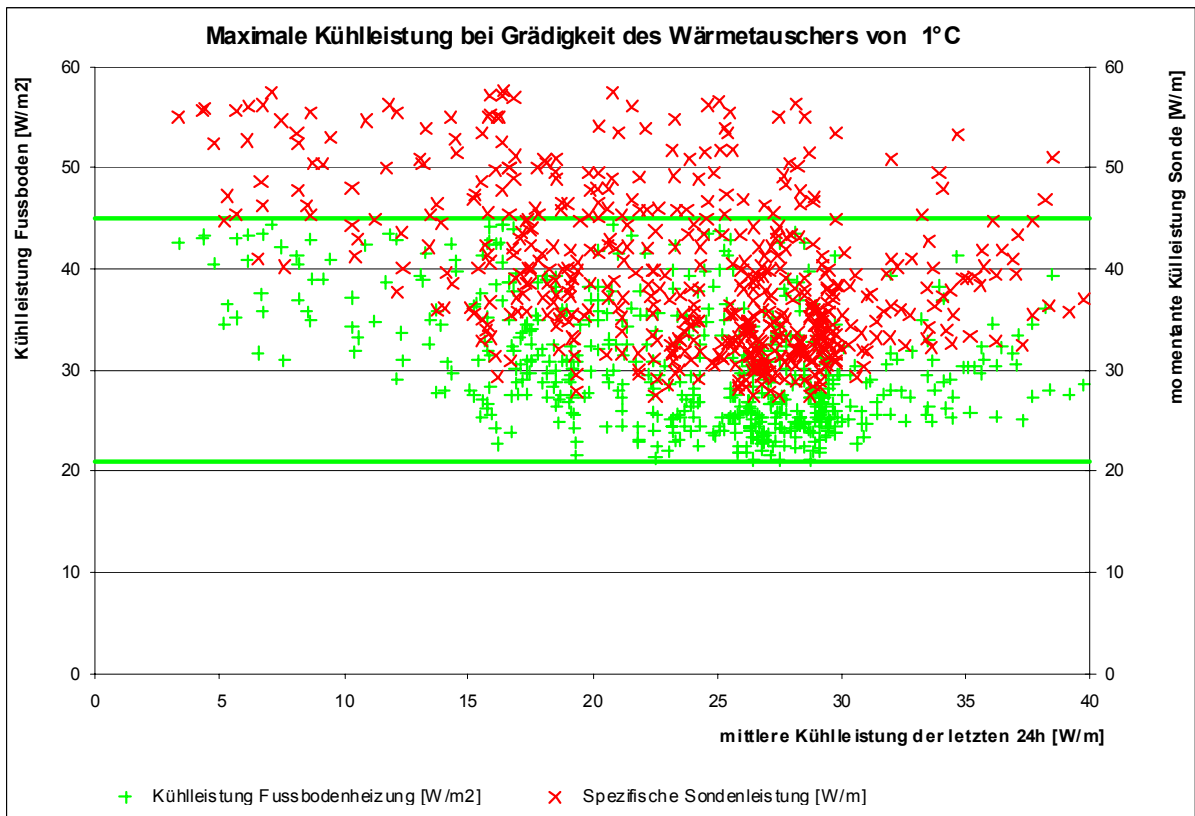


Abb. 3.15 Erreichbare Kühlleistung bei einer Grädigkeit des Wärmetauschers von 1K

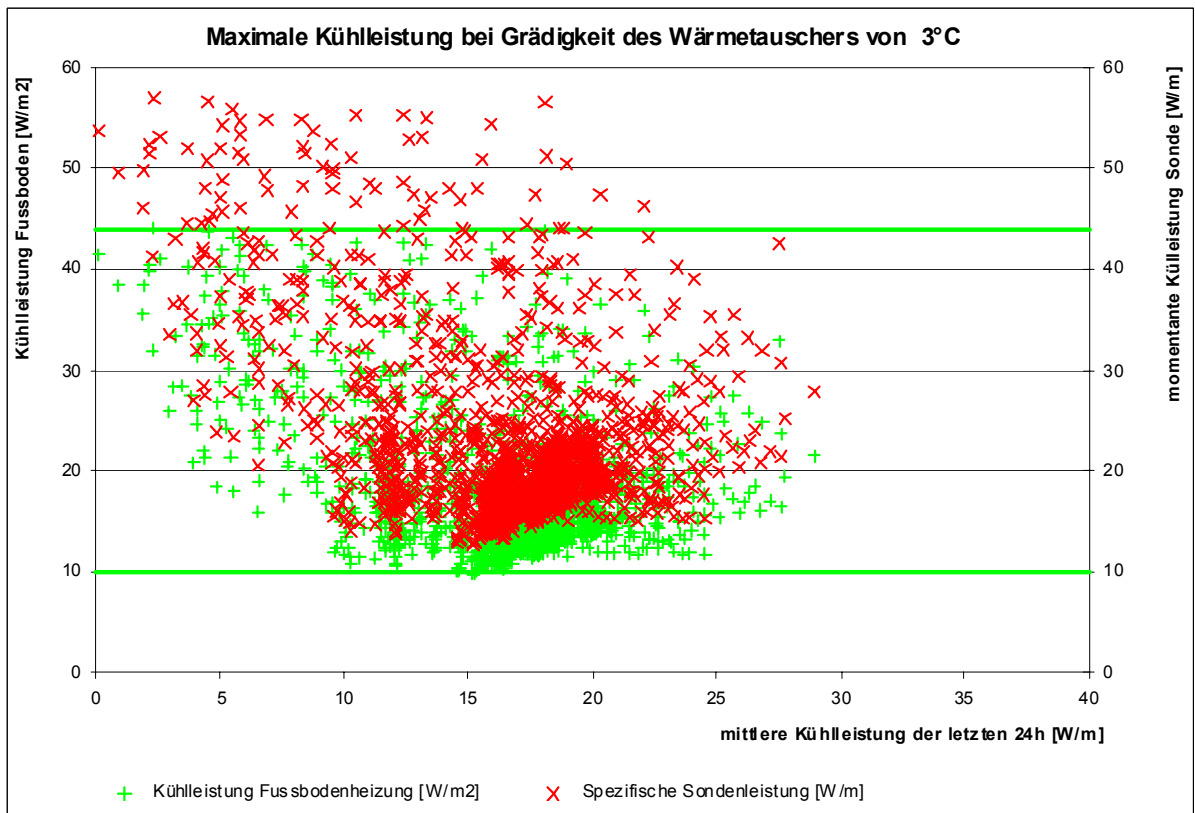


Abb. 3.16 Erreichbare Kühlleistung bei einer Grädigkeit des Wärmetauschers von 3K

In Abb. 3.15 und Abb. 3.16 wurden die Simulationsrechnungen hinsichtlich der maximal erreichbaren Kühlleistung statistisch ausgewertet. Eine solche Auswertung ist nur möglich für diejenigen Lastfälle, bei denen die geforderte Kühlleistung nicht erbracht werden kann, da in den übrigen Fällen die Leistungsfähigkeit der Sonden durch die Leistungsregelung begrenzt wird. Dabei wurde untersucht, ob es einen Zusammenhang zwischen der maximal möglichen Kühlleistung der Sonden und der mittleren Kühlleistung des vorangehenden Tages gibt. Es könnte erwartet werden, dass bei einem höheren Kühlbedarf des vorangehenden Tages die maximale Kühlkapazität abnimmt. Statistisch konnte dieser Zusammenhang aber nicht beobachtet werden.

Interessant sind nun die minimal immer zur Verfügung stehenden Kühlleistungen der Sonden (=Garantie-Kühlleistung). Bei einer Grädigkeit von 1 K im Wärmetauscher liegt die minimale Leistungsfähigkeit der Sonden bei 26 W/m. Bei einer Grädigkeit von 3 K halbiert sich dieser Wert auf 13 W/m. In unserem Beispiel haben wir 77 cm Erdwärmesondenlänge pro 1 m² belegbarer Fussbodenheizung. Damit liegt die Kühlleistungsgrenze für das Gebäude bei 20 W/m² mit einem Wärmetauscher mit einer Grädigkeit von 1 K und bei 10 W/m² mit einem Wärmetauscher mit einer Grädigkeit von 3 K.

3.7.3 Empfehlung zur Ankopplung der Erdwärmesonde an den Raumkühlkreis

Zur maximalen Ausnutzung des Kühlpotenzials der Erdwärmesonde sollte die Temperaturdifferenz zwischen der Vorlauftemperatur des Wärmeaufnahme-systems und dem Erdreich minimiert werden. Einen wesentlichen Einfluss darauf hat die Auslegung des Wärmetauschers zwischen dem Erdwärmesondenkreis und dem Wärmeaufnahme-system. Die Senkung des Temperaturverlustes (Grädigkeit) an diesem Wärmetauscher von 3 K auf 1 K erhöht im betrachteten Fall den Kühldeckungsgrad der passiven Erdwärmesondenkühlung von 66% auf 94%. Da jedoch der elektrische Energiebedarf der passiven Erdwärmesondenkühlung alleine durch die Laufzeit und Leistungsaufnahme der Umwälzpumpen bestimmt wird muss neben der thermischen Effizienz auch der entstehende Druckverlust im Wärmetauscher berücksichtigt werden.

Es konnte kein statistischer Zusammenhang zwischen der mittleren Kühlleistung des vorangehenden Tages und der maximalen Kühlkapazität festgestellt werden.

Die minimale Leistungsfähigkeit der Erdwärmesonde liegt bei 1 K Grädigkeit des Wärmetauschers im betrachteten Fall bei 26 W/m, bei einer Grädigkeit von 3 K bei 13 W/m.

4 Symbolverzeichnis

4.1 LATEINISCHE SYMBOLE

A	Gebäudehüllfläche	[m ²]
A _W	Fensterfläche	[m ²]
AZ _i	stündliche Arbeitszahl der Wärmepumpe	[-]
COP	Coefficient of Performance = Leistungszahl	[-]
EBF	Energiebezugsfläche	[m ²]
E _h	Heizenergiebedarf	[MJ/m ² a]
E _{k,EWS}	Kühlenergiebedarf aus der Erdwärmesonde	[MJ/m ² a]
g	Gesamtenergiedurchlassgrad des Fensters	[-]
PMV	predicted mean vote = vorausgesagtes mittleres Votum	[-]
PPD	predicted percentage of dissatisfied = vorausgesagter Prozentsatz Unzufriedener	[%]
P _{Regelung}	elektrische Leistungsaufnahme der Regelung	[W]
P _{UWP}	elektrische Leistungsaufnahme der Umwälzpumpe	[W]
Q _h	Heizwärmebedarf	[MJ/m ² a]
Q _k	Kältebedarf des Gebäudes	[W]
Q _{k,EWS}	Kältebedarf des Gebäudes aus der Erdwärmesonde	[MJ/m ² a]
Q _{Sonde}	Erdwärmesondenleistung	[W]
Q _{Verd}	Verdampferleistung	[W]
Q _{WW}	Wärmebedarf für Warmwasser	[MJ/m ² a]
SNG _h	Systemnutzungsgrad des Raumheizsystems	[-]
SNG _{k,EWS}	Systemnutzungsgrad des Raumkühlung aus der Erdwärmesonde	[-]
t _{UWP}	Laufzeit der Umwälzpumpe	[h]
T _{max,opt}	maximale Temperatur des als behagliche definierten Temperaturbereichs	[°C]
T _{min,opt}	minimale Temperatur des als behagliche definierten Temperaturbereichs	[°C]
T _{Raum,real}	reale Raumtemperatur aus der Simulation	[°C]
T _{Rücklauf}	Rücklauftemperatur (Temperatur des einströmenden Sondenfluids)	[°C]
T _{RL}	Rücklauftemperatur der Fussbodenheizung	[°C]
T _{VL}	Vorlauftemperatur der Fussbodenheizung	[°C]
ΔT _C	Temperaturerhöhung über dem Wärmetauscher	[K]
ΔT _{WT}	Grädigkeit des Wärmetauschers zwischen Sonden- und Heizkreislauf	[K]
U _W	Wärmedurchgangskoeffizient durch das Fenster	[W/m ² K]

4.2 GRIECHISCHE SYMBOLE

Φ _{WW}	Heizleistung für Warmwasser	[W]
-----------------	-----------------------------	-----

5 Literaturverzeichnis

- [1] Eskilson, P.: **Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes**. Department of Mathematical Physics, Lund Institute of Technology, Lund, Sweden, 1987. ISBN 91-7900-298-6
- [2] Good, J.; Huber, A.; Widmer, P.; Nussbaumer, Th.; Trüssel, D.; Schmid, Ch.: **Gekoppelte Kälte- und Wärmeerzeugung mit Erdwärmesonden. Handbuch zum Planungsvorgehen**. Bundesamt für Energie (BFE), Bern, 2001.
- [3] Hässig, W.; Sutter, D.; Bigler, R.; Huber, A.: **Regeneration von Erdwärmesonden. Phase I: Potentialabschätzung**. Bundesamt für Energie, Bern, 1998. ENET-Nr. 9722601/1
- [4] Huber, A.; Schuler, O.: **Berechnungsmodul für Erdwärmesonden**. Forschungsprogramm Umgebungs- und Abwärme, Wärmekraftkopplung. Bundesamt für Energie, Bern, 1997.
- [5] Huber, A.; Pahud, D.: **Untiefe Geothermie: Woher kommt die Energie?** Forschungsprogramm Geothermie. Bundesamt für Energie (BFE), Bern, 1999.
- [6] Huber, A.; Pahud, D.: **Erweiterung des Programms EWS für Erdwärmesondenfelder**. Schlussbericht. Bundesamt für Energie (BFE), Bern, 1999.
- [7] Huber, A.: **Hydraulische Auslegung von Erdwärmesondenkreisläufen**. Schlussbericht. Bundesamt für Energie (BFE), Bern, 1999.
- [8] Huber, A.: **Programm EWS. Berechnung von Erdwärmesonden. Benutzerhandbuch, Version 3.7**. Huber Energietechnik AG, Zürich, 2007. <http://www.igjzh.com/huber>.
- [9] Huber, A.: **Erdwärmesonden für Direktheizung. Phase 1: Modellbildung und Simulation**. Schlussbericht. Bundesamt für Energie (BFE), Bern, 2005.
- [10] Huber, A.: **Rechenmethode WPesti: Modellbeschreibung**. Verein MINERGIE® (<http://www.minergie.ch>), AWEL (<http://www.energie.zh.ch>), FWS (<http://www.fws.ch>). Zürich, 2006.
- [11] Huber, A.: **Planung von gekoppelten Kälte- und Wärme-Erzeugungsanlagen mit Erdwärmesonden**. Weiterbildungskurs 235, Hochschule für Technik+Architektur, Luzern, 2006
- [12] Kahlert, C.; Brose, G.; Hinternach, G.; Huber, A.; Kirtschig, G.; Lindemann, G.; Obert, P.; Werner, J.: **Innovative Gebäudekühlung in einem Bürogebäude im Passivhaus-Standard**. Software AG Stiftung, Ingenieurbüro ebök, Deutsche Bundesstiftung Umwelt, Osnabrück, 2004.
- [13] Koschenz, M.; Lehmann, B.: **Thermoaktive Bauteilsysteme tabs**. EMPA, Dübendorf, 2000. ISBN 3-905594-19-6.
- [14] Zimmermann, M. et al.: **Handbuch der passiven Kühlung**. Fraunhofer IRB Verlag, 2003. ISBN 3-8167-6267-0.
- [15] Afjei, Th. et al.: **Calculation method for the seasonal performance of heat pump compact units and validation**; Schlussbericht Bundesamt für Energie (BFE); Bern; 2007
- [16] **Reglement zur Nutzung der Qualitätsmarke MINERGIE®**; Verein MINERGIE®; Bern; <http://www.minergie.ch>
- [17] SIA 380/1:2001, **Thermische Energie im Hochbau**, 02-2001, SIA, Zürich
- [18] SIA 384/2:1995, **Wärmeleistungsbedarf von Gebäuden**, 07-1995, SIA, Zürich
- [19] SIA V382/2:1992, **Kühlleistungsbedarf von Gebäuden**, 05-1995, SIA, Zürich
- [20] **CARNOT Blockset**, Version 1.64; 2002; Bezugsquelle: Solar-Institut Jülich
- [21] SIA 382/1:1988; **Klimadaten zu Empfehlung 380/1 „Energie im Hochbau“**; 01/1991; SIA, Zürich
- [22] Afjei Th. Et al.: **Kostengünstige Wärmepumpenheizung für Niedrigenergiehäuser - Technisches Handbuch: Grundlagen, Planungsvorgehen und Praxisbeispiele**; Schlussbericht; Bundesamt für Energie; Bern; 12/2000
- [23] **Verordnung zum Energiegesetz Basel-Stadt SG 772.110**; Basel; Mai1999
- [24] **Matlab/Simulink - Produktinformation**, The MathWorks GmbH; Bern; 2005; <http://www.mathworks.ch>
- [25] **Carnot-Blockset Version 1.0 User's Guide**; Solar-Institute Jülich, Scientific Computers GmbH; Aachen; 1999
- [26] Beuken, D. L.; **Wärmeverluste bei periodisch betriebenen Öfen**; Dissertation; Freiburg; 1936
- [27] VDI 6020; **Anforderungen an Rechenverfahren zur Gebäude- und Anlagensimulation - Gebäudesimulation**; 05-2001; VDI-Gesellschaft Technische Gebäudeausrüstung; Düsseldorf; 2001
- [28] Hässig W. et al.: **Untersuchung zur Lüftung von sanierten Mehrfamilienhäusern**; Amt für Hochbau der Stadt Zürich; Zürich; 2005
- [29] SN EN ISO 7730; **Ergonomie der thermischen Umgebung - Analytische Bestimmung und Interpretation der thermischen Behaglichkeit durch Berechnung des PMV- und des PPD- Indexes und Kriterien der lokalen thermischen Behaglichkeit (ISO 7730:2005)**; 02-2006; Schweizerische Normen Vereinigung - SNV; Winterthur
- [30] DIN EN 15251; **Bewertungskriterien für den Innenraum einschliesslich Temperatur, Raumluftqualität, Licht und Lärm; Deutsche Fassung prEN 15251:2005**; 07-2005; DIN Deutsches Institut für Normung e.V.; Berlin
- [31] <http://www.healthyheating.com>
- [32] Olesen, B W. 1997. **Flächenheizung und Kühlung; Einsatzbereiche für Fussboden-, Wand- und Deckensysteme**, Proceedings Velta Congress 97, pp. 35. Norderstedt, Germany
- [33] SIA 180:1999, **Wärme- und Feuchteschutz im Hochbau**, 07-2000, SIA, Zürich
- [34] SIA V382/3:1992, **Bedarfsermittlung für Lüftungstechnische Anlagen**, 10-1992, SIA, Zürich
- [35] Remund J., Kunz S., Lang R.: **METEONORM – Global meteorological database for solar energy and applied climatology Version4**; 1999; Meteotest; Bern; <http://www.meteotest.ch>

6 Anhang

6.1 BESCHREIBUNG DES GEBÄUDES

Das Gebäude kann wie folgt charakterisiert werden:

- MINERGIE® - zertifiziertes Einfamilienhaus [16] in Gelterkinden/BL an südausgerichteter Hanglage, 431m über Meer
- zweigeschossige Massivbauweise mit Flachdach, ausgeführt als Ziegelwandkonstruktion mit Betondecken und Polystyrol-Dämmung und seitlich angebautem Keller ausserhalb der Dämmebene
- 3-fach verglaste Fenster, U_F -Wert $1.2 \text{ W/m}^2\text{K}$, g -Wert 0.58
- Niedertemperatur - Fussbodenheizung ohne Raumthermostaten, mechanische Lüftung mit Wärmerückgewinnung
- Energiebezugsfläche 153 m^2 (Nettowohnfläche 125 m^2 , Nettoluftvolumen 305 m^3)
- Heizwärmebedarf Q_h gemäss SIA380/1:2001 [17] = $157 \text{ MJ/m}^2\text{a}$ ($\text{HGT}_{20/12}=3348 \text{ Kd/a}$)
- Normheizlast Φ_{HL} gemäss SIA 384/2 [18] = 4.1 kW ($20 \text{ }^\circ\text{C} / -8 \text{ }^\circ\text{C}$)
- Luftwechsel $0.4/\text{h}$, gemessene Luftdichtigkeit $n_{50} = 0.61/\text{h}$
- Bewohner sind 2 berufstätige Erwachsene und 1 Kind
- $A/\text{EBF} = 2.14$, $A_{\text{F}}/\text{EBF} = 0.34$

Tab. 6.1 zeigt eine Zusammenstellung der Konstruktionsbauteile des Gebäudes mit ihren grundlegenden thermischen Eigenschaften.

Bezeichnung	Wärmedurchgangskoeffizient	Wärmekapazität	Fläche
	$\text{W/m}^2\text{K}$	$\text{Wh/m}^2\text{K}$	m^2
Aussenwand Süd	0.21	51	28
Fenster Süd	1.20	4	14
Aussenwand West	0.21	51	42
Fenster West	1.20	4	23
Aussenwand Nord	0.21	51	3
Fenster Nord	1.20	4	0
Aussenwand Ost	0.21	51	50
Fenster Ost	1.20	4	16
Aussentüre	0.50		3
Innenwand gegen unbeh. Keller	0.27	51	31
Tür gegen unbeh. Keller	0.50		2
Innenwand im Wohnraum	1.61	45	70
Decke intern	0.69	161	77
Dach	0.13	180	77
Fussboden gegen Erdreich	0.22	175	41
Fussboden gegen Luft	0.13	176	36

Tab. 6.1: Überblick der Wandaufbauten & -flächen des Referenzobjektes

6.1.1 Energetische Charakterisierung des Gebäudes nach Norm - Rechenverfahren

Der Standort des Gebäudes in Gelterkinden/BL ist dem Klimadatensatz Basel - Binningen gemäss SIA382/1:1988 [21] zugeordnet, den folgende Kenndaten charakterisieren:

$\text{HGT}_{20/12}$ 3348 Kd/a; Norm - Aussentemperatur -8°C ; 214 Heiztage.

Tab. 6.2 zeigen die Ergebnisse der Norm-Rechenverfahren für den Heizwärmebedarf, Warmwasserwärmebedarf und die freien Wärmegewinne berechnet nach SIA380/1:2001 [17] sowie die Normheizlast berechnet nach SIA384/2 [18].

Grösse	Symbol	spez. Wert	spez. Wert	Gebäude
Transmissionswärmeverlust	Q_T	274 MJ/m ² a	76.1 kWh/m ² a	11'643 kWh/a
Lüftungwärmeverlust	Q_V	43 MJ/m ² a	11.9 kWh/m ² a	1'821 kWh/a
Gesamtwärmeverlust	Q_t	317 MJ/m ² a	88.1 kWh/m ² a	13'479 kWh/a
interne Wärmegewinne Personen	Q_{iP}	25 MJ/m ² a	6.9 kWh/m ² a	1'056 kWh/a
interne Wärmegewinne Elektrizität	Q_{iE}	56 MJ/m ² a	15.6 kWh/m ² a	2'387 kWh/a
solare Wärmegewinne	Q_S	227 MJ/m ² a	63.1 kWh/m ² a	9'654 kWh/a
genutzte Wärmegewinne	Q_{ug}	154 MJ/m ² a	42.8 kWh/m ² a	6'548 kWh/a
Heizwärmebedarf	Q_h	162 MJ/m ² a	45.0 kWh/m ² a	6'885 kWh/a
Deckungsanteil Wärmegewinne		48.6%		
Wärmebedarf Warmwasser	Q_{ww}	50 MJ/m ² a	13.9 kWh/m ² a	2'127 kWh/a
Wärmebedarf Heizung & Warmwasser	Q_{hww}	212 MJ/m ² a	58.9 kWh/m ² a	9'012 kWh/a
Normheizlast	Φ_{HL}			4.2 kW

Tab. 6.2: Wärmebilanz für das Referenzgebäude nach Norm-Rechenverfahren

Für die Bestimmung der Lastkennlinie wurde das Programm WPesti.xlt [10] verwendet. Als Randbedingungen dazu gelten zusätzlich zu den energetischen Grössen eine maximale Vorlauftemperatur im Heizfall von 30 °C und eine Warmwasser-Solltemperatur von 55 °C.

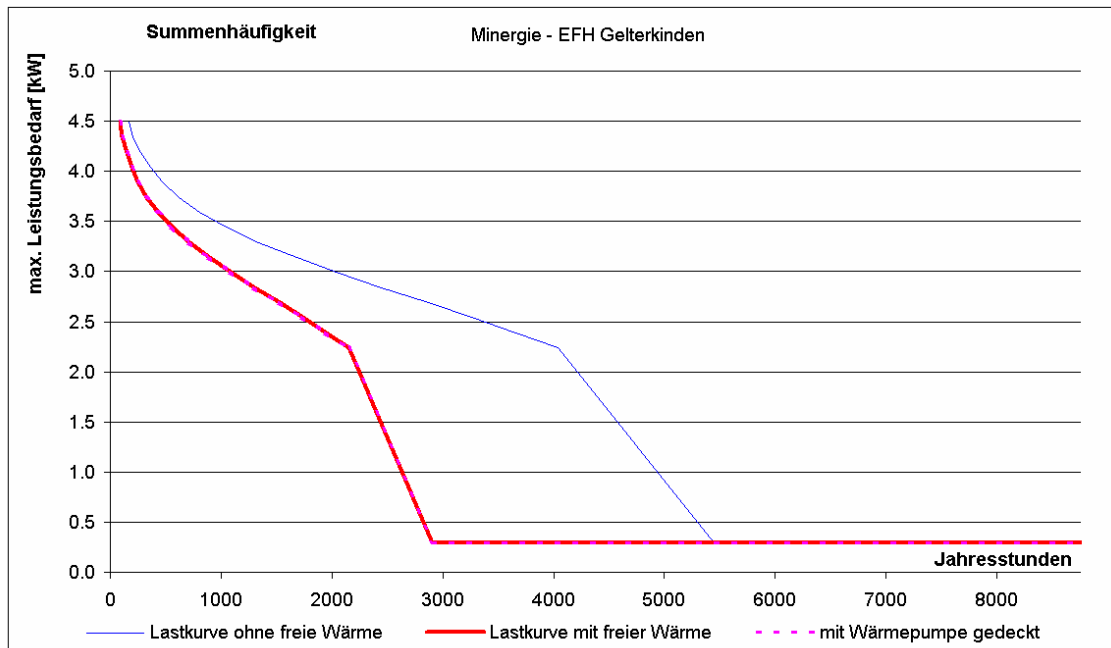


Abb. 6.1 geordnete Lastkurve, berechnet mit Programm WPesti [10]

6.2 ÜBERBLICK ÜBER DIE HYDRAULIKEN DER WÄRMEPUMPENHERSTELLER

Im vorliegenden Kapitel wird ein Überblick über die empfohlenen, hydraulischen Schaltungen verschiedener Wärmepumpenlieferanten gegeben (Stand Frühjahr 2006). Dabei wird zwischen Schaltungen für den alternativen und solche für den parallelen Kühlbetrieb bei der Warmwasserproduktion unterschieden.

6.2.1 Keine Möglichkeit für Kühlbetrieb bei Warmwasserproduktion (Alternativbetrieb)

Schema I, Hersteller A

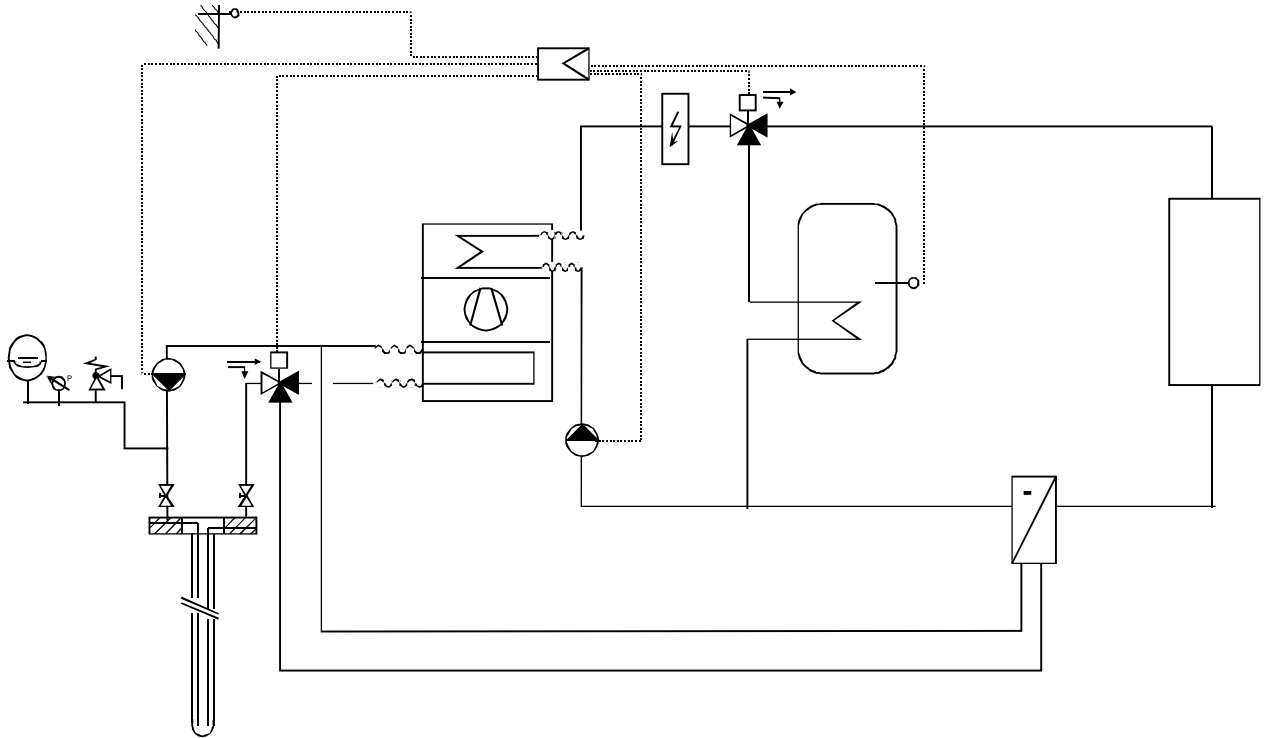


Abb. 6.2: Schema I: Alternativbetrieb für Warmwasserproduktion, keine Kompaktwärmepumpen

Einer der grössten Wärmepumpenlieferanten in der Schweiz empfiehlt das Schema Abb. 6.2 für die Sondendirektkühlung. Diese Schaltung hat die folgenden Eigenschaften:

- sehr einfache Hydraulik
- nur 2 Umwälzpumpen notwendig
- Kühlfreigabe durch Handschalter und Aussentemperatur-Freigabetemperatur
- keine spezielle Kühlregelung (Raumthermostaten mit Heiz- / Kühlumschaltung beim Einbau eines Überströmventils möglich)
- kein Parallelbetrieb für die Kühlung und die Warmwasserproduktion (reiner Alternativbetrieb)
- keine Taupunktregelung, keine Temperaturbegrenzung im Heizungsvorlauf
- kein zusätzlicher Druckabfall im Sondenkreislauf durch den Kälte-Wärmetauscher
- kein Regelventil in der Hydraulik, das undicht sein könnte
- kein Heizungsspeicher empfohlen
- für den Einsatz bei Kompaktanlagen („All-in-one“ mit eingebauten Umwälzpumpen) nicht geeignet

Trotz, oder gerade wegen ihrer Einfachheit ist diese Schaltung eine der interessantesten Ansätze, die von einem Wärmepumpenlieferanten empfohlen wird. In Kapitel 3.1.4 dieses Berichtes kann gezeigt werden, dass der Verzicht auf den Parallelbetrieb von Kühlung und Warmwasserproduktion zu keiner nennenswerten Leistungseinbusse in der Kühlung führt und in Kapitel 3.2.1 ist ersichtlich, dass die Furcht vor Tauwasserbildung in der Fussbodenheizung bei der vorliegenden Hydraulik in der Regel unbegründet ist. Geringe Investitionskosten für Kühloption.

Schema II, Hersteller B

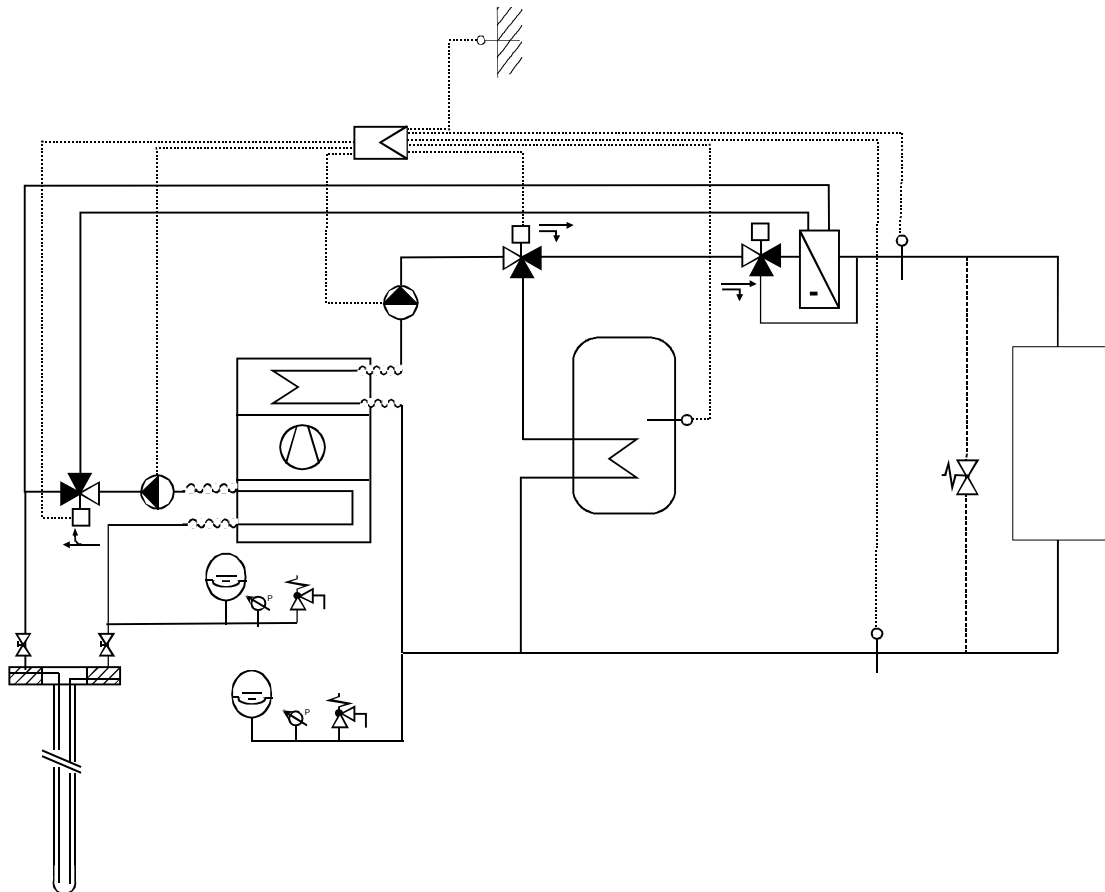


Abb. 6.3: Schema II: Alternativbetrieb für Warmwasserproduktion, für Kompaktwärmepumpen

Der grösste Hersteller von Erdwärmesonden-Wärmepumpen der Schweiz empfiehlt Schema Abb. 6.3, das sich insbesondere auch für Kompaktanlagen (eingebaute Umwälzpumpen) eignet. Diese Schaltung hat die folgenden Eigenschaften:

- sehr einfache Hydraulik
- nur 2 Umwälzpumpen notwendig
- Kühlfreigabe durch Handschalter und Aussentemperatur-Freigabetemperatur
- Vorlauf-Temperaturregelung mit Minimaltemperaturbegrenzung
- kein Parallelbetrieb für die Kühlung und die Warmwasserproduktion (reiner Alternativbetrieb)
- zusätzlicher Druckabfall im Sondenkreislauf durch den Kälte-Wärmetauscher im passiven Kühl-Betrieb (bedingt durch Kompakt-Wärmepumpe)
- kein zusätzlicher Druckabfall durch den Wärmetauscher im Heizungsvorlauf dank Bypass
- kein Heizungsspeicher empfohlen
- für den Einsatz bei Kompaktanlagen („All-in-one“ mit eingebauten Umwälzpumpen) gut geeignet

Einfache und praxiserprobte Schaltung, die sich für den Einsatz mit Kompakt-Wärmepumpen eignet. In Kapitel 3.1.4 dieses Berichtes kann gezeigt werden, dass der Verzicht auf den Parallelbetrieb von Kühlung und Warmwasserproduktion zu keiner nennenswerten Leistungseinbusse in der Kühlung führt. Geringe Investitionskosten für Kühloption.

Schema III, Hersteller C

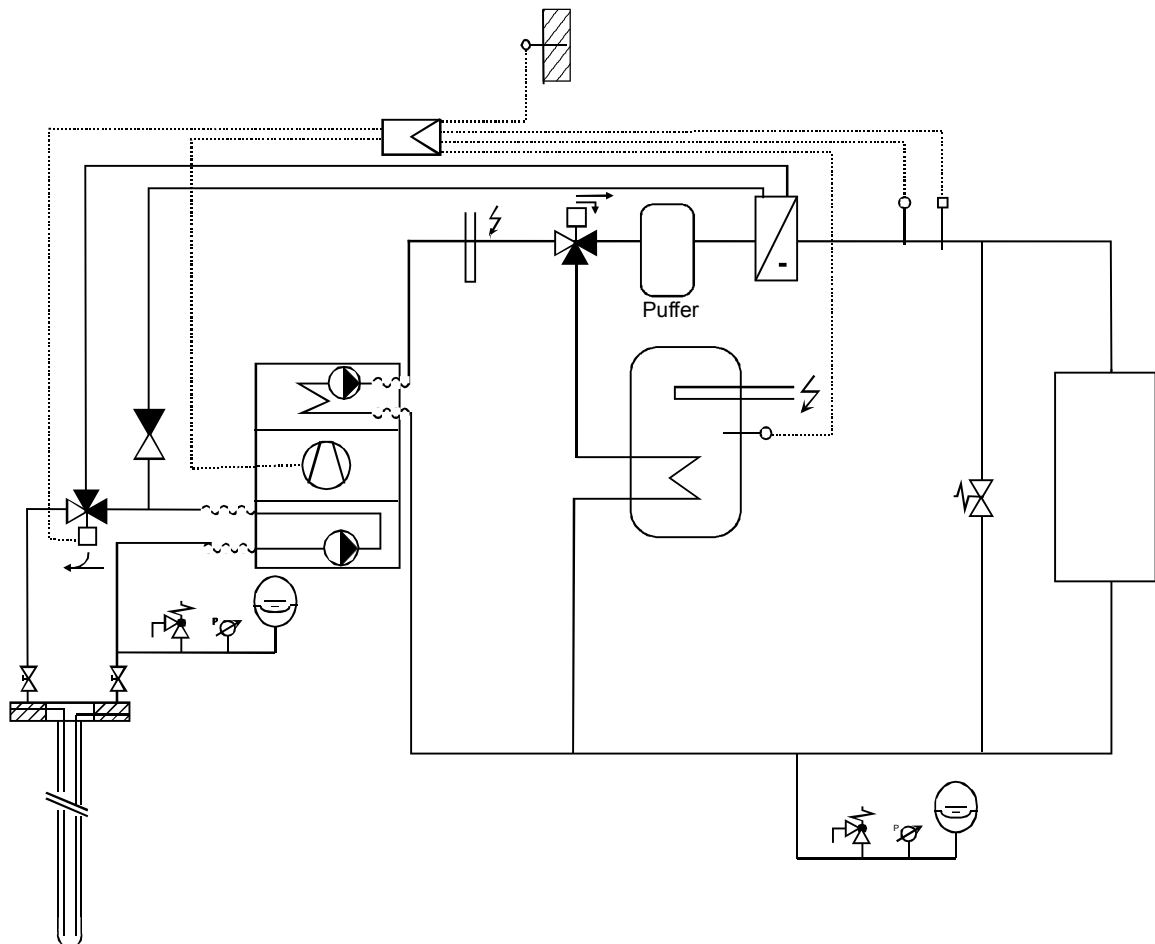


Abb. 6.4: Schema III, Alternativbetrieb für Warmwasserproduktion bei Kompaktwärmepumpen

Im Schema II der Abb. 6.4 sehen wir eine weitere mögliche Hydraulik für Erdwärmesonden-Anlage mit einer Kompakt-Wärmepumpe mit integrierter Sonden-Umwälzpumpe und Heizungspumpe. Diese Schaltung hat die folgenden Eigenschaften:

- relativ einfache Hydraulik
- nur 2 Umwälzpumpen notwendig (alle in Wärmepumpe eingebaut)
- Vorlauftemperaturregelung im Kühlfall und Minimalbegrenzungsthermostat im Heizungsvorlauf
- kein Parallelbetrieb für die Kühlung und die Warmwasserproduktion (reiner Alternativbetrieb)
- zusätzlicher Druckabfall im Sondenkreislauf im Kühlfall durch den Kälte-Wärmetauscher und dadurch verringerter SONDENDURCHSATZ
- Technischer Heizungsspeicher (Puffer, seriell geschaltet) zwingend empfohlen
- Nicht nachvollziehbares Rückschlagventil im Sondenkreislauf eingebaut
- für den Einsatz bei Kompaktanlagen („All-in-one“ mit eingebauten Umwälzpumpen) geeignet
- Kühlfreigabe durch Handschalter und Aussentemperatur-Freigabetemperatur

Hersteller C hat offensichtlich Angst vor zu tiefen Vorlauftemperaturen, obwohl die Schaltung nicht für den parallelen Betrieb von Kühlung und Warmwasserproduktion eingesetzt werden kann. Die Hydraulik der Abb. 6.4 scheint noch nicht ganz ausgereift zu sein. Eine Begründung für Rückschlagventil und Pufferspeicher konnte nicht gefunden werden.

Schema IV, Hersteller D

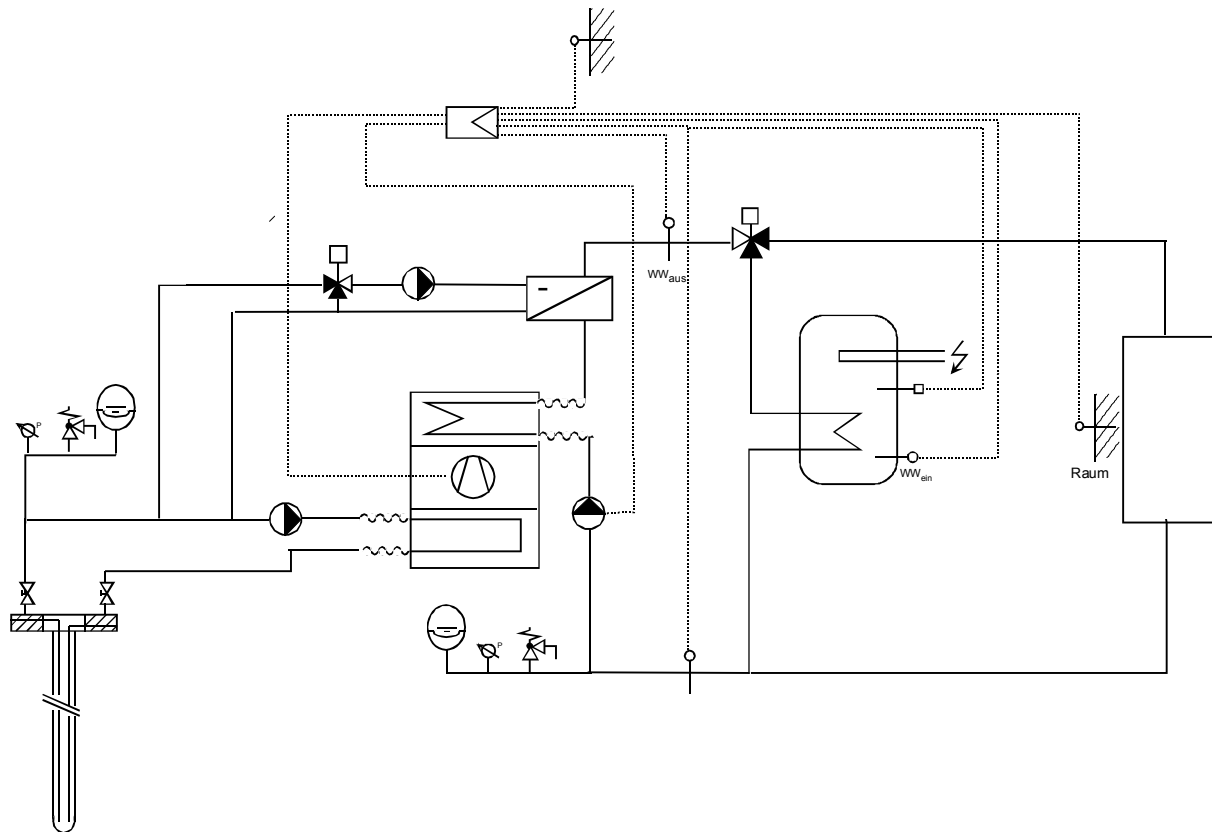


Abb. 6.5: Schema IV, Alternativbetrieb für Warmwasserproduktion

Im Schema IV der Abb. 6.5 sehen wir eine mögliche Hydraulik für Erdwärmesonden-Anlage, die ebenfalls mit einer Kompakt-Wärmepumpe mit integrierter Sonden-Umwälzpumpe und Heizungspumpe eingesetzt werden kann. Diese Schaltung hat die folgenden Eigenschaften:

- Hydraulik mit „hydraulischer Weiche“ (eher in Deutschland gebräuchlich)
- 3 Umwälzpumpen notwendig
- Sorgfältige Auslegung der Sondenkreislaufpumpen notwendig um Kurzschluss zu vermeiden
- Im Kühlfall müssen alle 3 Umwälzpumpen zwingend eingeschaltet sein
- Vorlauftemperaturregelung im Kühlfall durch Mischventil im Sondenkreislauf
- kein Parallelbetrieb für die Kühlung und die Warmwasserproduktion (reiner Alternativbetrieb)
- kein zusätzlicher Druckabfall im Sondenkreislauf durch den Kälte-Wärmetauscher
- kein Technischer Heizungsspeicher empfohlen
- für den Einsatz bei Kompaktanlagen („All-in-one“ mit eingebauten Umwälzpumpen) geeignet
- Kühlfreigabe durch Handschalter und Aussentemperatur-Freigabetemperatur

Die vorliegende Schaltung ist am ehesten für Kompakt-Wärmepumpen mit integrierter Schaltung geeignet. Für alle anderen Fälle ist der Nachteil der zusätzlichen Pumpe zu beachten (Investitionskosten, Strombedarf Umwälzpumpen). Mit einer Einbindung analog Schaltung I kann beim passiven Kühl-Betrieb auf den Durchfluss und damit auf den Druckabfall im Verdampfer verzichtet werden.

Schema V, Hersteller E

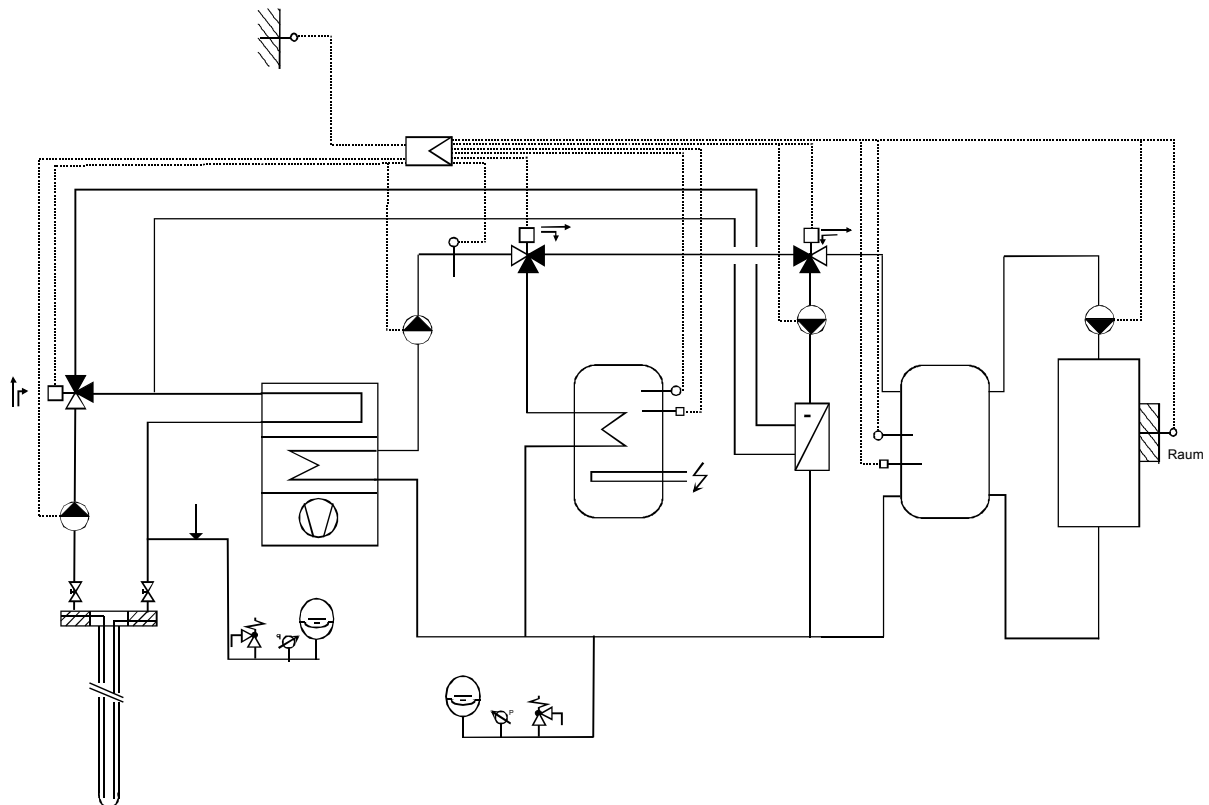


Abb. 6.6: *Schema V, Alternativbetrieb für Warmwasserproduktion mit hydraulischer Entkoppelung im Wärmeverteilsystem*

In Schema V der Abb. 6.6 sehen wir die empfohlene hydraulische Schaltung eines Herstellers, das kritisch hinterfragt werden muss. Aufgrund der Pumpenanordnung im Sondenkreislauf ist ein Parallelbetrieb von Warmwasserproduktion und Speicherladung im Kühlfall ausgeschlossen.

Diese Schaltung hat die folgenden Eigenschaften:

- Im Kühl- und Heizfall wird immer über den Speicher gefahren. Dies ermöglicht hydraulische Trennung von Erzeugung und Verbraucher. Schnelle Lastwechsel müssen vermieden werden.
- 4 Umwälzpumpen notwendig
- Vorlauftemperaturregelung nur über die Speichertemperatur möglich
- Speicher wird im Kühlfall von unten geladen, aber von oben (wo die Temperatur am höchsten ist) entladen. Dies hat auf die Kühlkapazität die gleiche Wirkung wie eine grosse Grädigkeit im Wärmetauscher (s. Kapitel 3.7, Leistungseinbusse durch hohe Grädigkeit).
- kein Parallelbetrieb für die Kühlung und die Warmwasserproduktion (reiner Alternativbetrieb)
- keine Taupunktregelung empfohlen
- kein zusätzlicher Druckabfall im Sondenkreislauf durch den Kälte-Wärmetauscher
- für den Einsatz bei Kompaktanlagen („All-in-one“ mit eingebauten Umwälzpumpen) nicht geeignet
- Kühlfreigabe durch Handschalter und Aussentemperatur-Freigabetemperatur

Die vorliegende Schaltung hat den typische „Angstspeicher“ vieler Wärmepumpenhersteller im Konzept: Durch die hydraulische Trennung von Erzeugung und Verteilung kann die Hochdruckstörung in der Wärmepumpe vermieden werden. Diese Hochdruckstörungen entstehen, wenn schlecht ausgebildetes Inbetriebnahmepersonal (in der Regel Mitarbeiter der Wärmepumpen-Lieferfirmen) die Überströmventile nicht richtig einstellen und damit die Minimalwassermenge durch den Kondensator beim Schliessen der Thermostatventile nicht eingehalten wird. Erkauft wird dies mit einem schlechteren Wärmepumpen-Wirkungsgrad.

6.2.2 Schaltungen für Parallelbetrieb von Kühlung und Warmwasserproduktion

Schema VI, Hersteller B

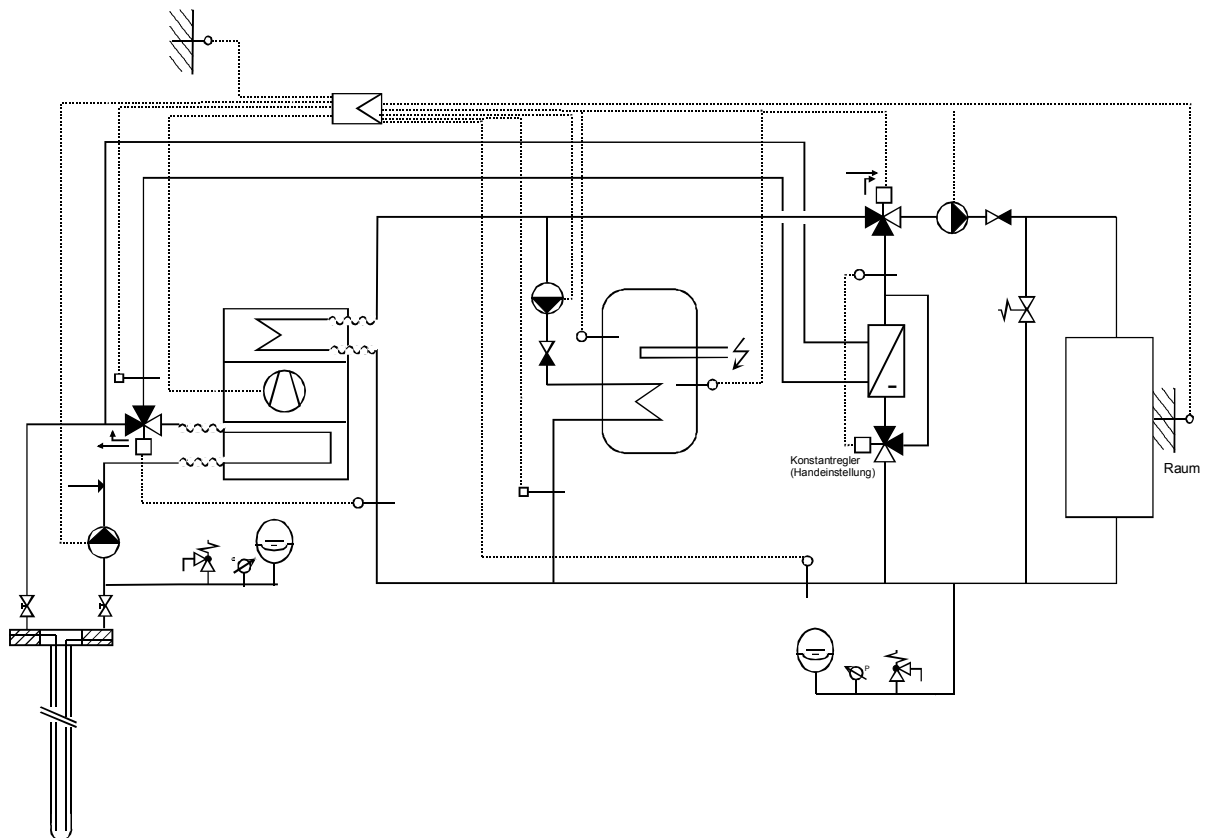


Abb. 6.7: Schema VI, Parallelbetrieb von Kühlung und Warmwasserproduktion

Das Schema VI der Abb. 6.7 zeigt uns eine hydraulische Schaltung, die den Parallelbetrieb von Kühlung und Warmwasserproduktion zulässt (Parallelbetrieb). Das Interessante an dieser Schaltung ist, dass die Wärmepumpe selbst keinen speziellen Regler für den Kühlfall benötigt: Die Wärmepumpe wird auf Sommerbetrieb (nur Warmwasserproduktion) eingestellt und die beiden Umschaltventile werden mit einem externen Schalter umgestellt. Der Wärmetauscher-Bypass wird mit einem Thermomischer betrieben, der eine Minimaltemperaturbegrenzung darstellt. Nicht optimal ist die Einbindung des Wärmetauschers (s. Kapitel 3.1.2), die sogar ein Frostrisiko im Wärmetauscher mit einschliesst. Besser wäre eine Einbindung nach der Sonde und vor dem Verdampfer.

Diese Schaltung hat die folgenden Eigenschaften:

- 3 Umwälzpumpen notwendig
- keine Vorlauftemperaturregelung, nur Minimaltemperaturbegrenzung
- kein Speicher empfohlen
- Parallelbetrieb für die Kühlung und die Warmwasserproduktion
- kein Regler mit Kühlfunktion erforderlich
- für den Einsatz bei Kompaktanlagen („All-in-one“ mit eingebauten Umwälzpumpen) nicht geeignet
- Kühlfreigabe durch Handschalter

Die Empfehlung für die Schaltung Abb. 6.7 wurde durch den Hersteller B zwischenzeitlich durch die Schaltung in Abb. 6.3 ersetzt und der Regler der Wärmepumpe mit einer Kühlfunktion ergänzt. Interessant ist, dass offensichtlich dem Parallelbetrieb bei der Warmwasserproduktion kein grosses Potential mehr zugemessen wird. Dies deckt sich mit den Ergebnissen in Kapitel 3.1.3.

Schema VII, Hersteller F

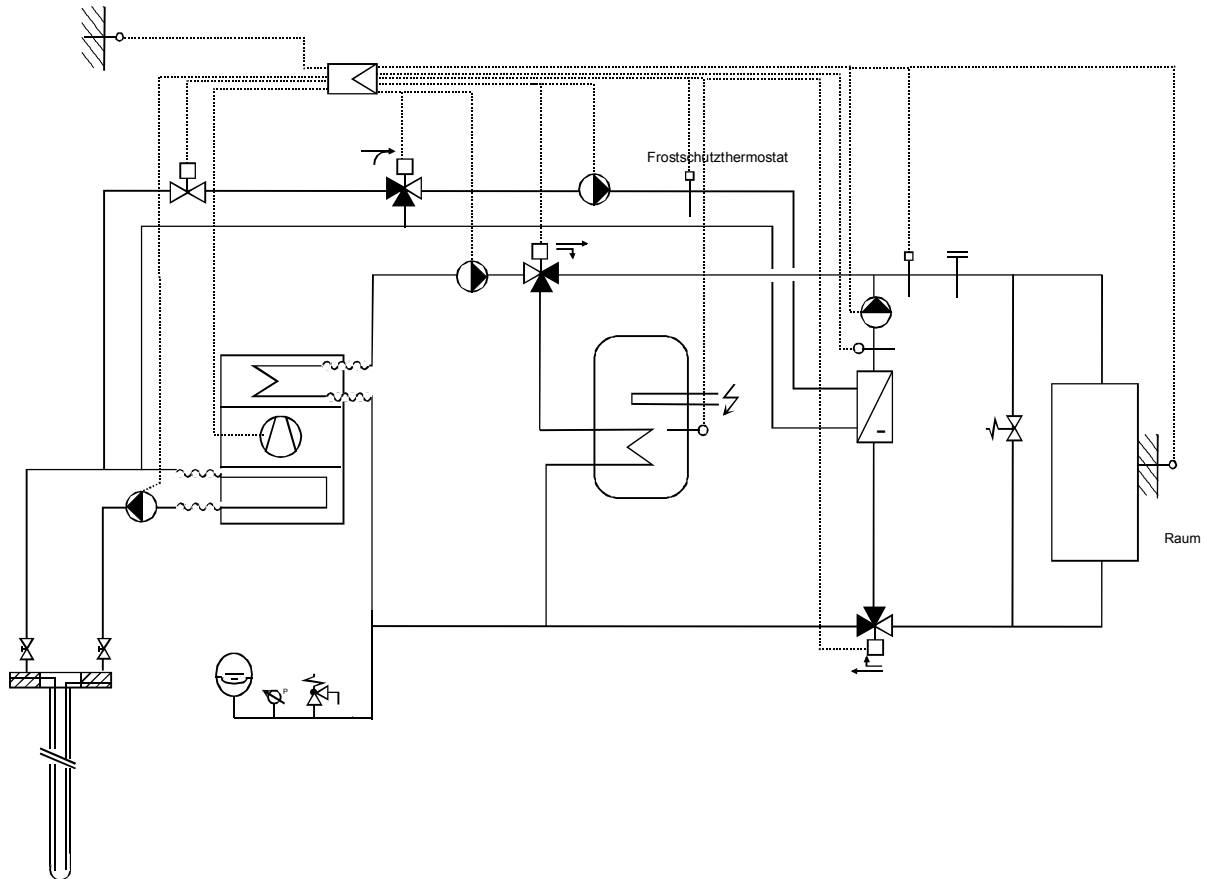


Abb. 6.8: Schema VII, Parallelbetrieb von Kühlung und Warmwasserproduktion

Schema VII (Abb. 6.8) erlaubt den parallelen Betrieb von Warmwasserproduktion und Gebäudekühlung. Der Wärmetauscher ist im Sondenkreislauf korrekt nach der Erdwärmesonde und vor dem Verdampfer eingebunden (s. Kapitel 3.1.2).

Diese Schaltung hat die folgenden Eigenschaften:

- Hydraulik mit „hydraulischer Weiche“ (eher in Deutschland gebräuchlich)
- 4 Umwälzpumpen notwendig
- Sorgfältige Auslegung der Sondenkreislaufpumpen notwendig um Kurzschluss zu vermeiden
- Verdampfer auch im passiven Kühl-Betrieb immer durchflossen.
- Vorlauftemperaturregelung, Frostthermostat und Taupunktfühler im Kühlfall
- kein Speicher empfohlen
- kein zusätzlicher Druckabfall im Sondenkreislauf durch den Wärmetauscher
- Parallelbetrieb für die Kühlung und die Warmwasserproduktion
- für den Einsatz bei Kompaktanlagen („All-in-one“ mit eingebauten Umwälzpumpen) geeignet
- Kühlfreigabe durch Handschalter und Aussentemperatur-Freigabetemperatur
- Durchgangsventil verhindert thermischen Kurzschluss bei leckem Regelventil

Dem Frostschutz des Wärmetauschers (der ja nur im Sommer primärseitig durchflossen ist) wird großes Gewicht beigemessen. Hersteller F geht offensichtlich von einer Frostgefahr im Sondenrücklauf (sic!) im Sommerbetrieb aus! Ausserdem muss bei dieser Hydraulik auch im passiven Kühl-Betrieb im Sommer (ohne Wärmepumpenbetrieb) der Verdampfer immer durchflossen werden, da sonst die hydraulische Weiche nicht funktioniert und ein Kurzschluss im Wärmetauscherkreislauf entsteht.

Schema VIII, Hersteller F

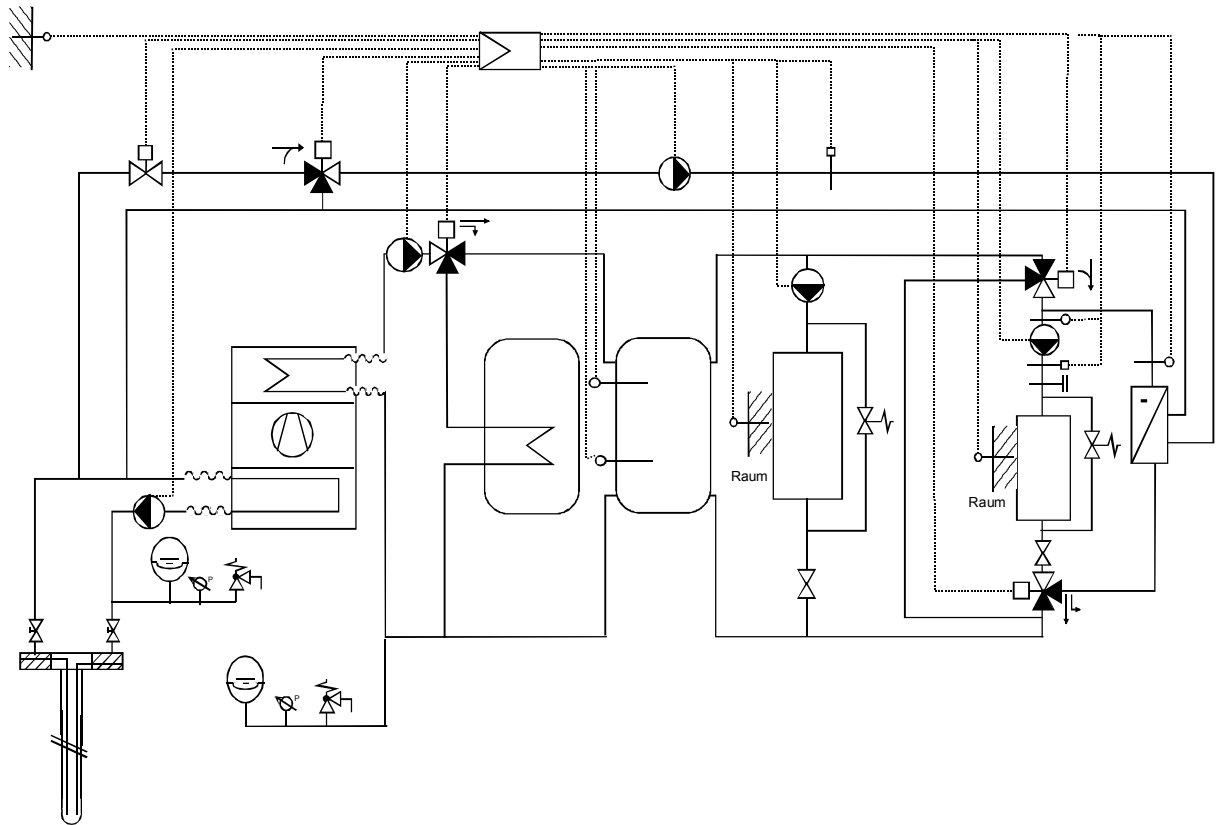


Abb. 6.9: Schema VIII, Kombinationsmöglichkeiten von hydraulischen Schaltungen

Hersteller F hat auch noch eine hydraulische Empfehlung parat, die eigentlich alles kann:

- Gleichzeitiges Kühlen und Heizen in Nachbarräumen (Heizgruppen)
- Aktive Kühlung (bei entsprechender Rückkühlung) und passiver Kühl-Betrieb
- Hydraulische Entkopplung über Speicher
- Kombination von Beimischschaltung und Einspritzschaltung
- Überströmventile trotz hydraulischer Entkopplung

Energetisch optimaler Einsatz von hochwertiger Energie stand vermutlich nicht Pate beim Entwurf der hydraulischen Empfehlung in Abb. 6.9. Zu beachten ist auch noch, dass gewisse Details dieser Schaltung in diversen Schweizer Kantonen nicht zulässig sind (einige kantonale Energiegesetze verlangen den Einsatz von drehzahlgesteuerten Pumpen anstelle der dargestellten Überströmschaltungen bei hydraulischer Entkopplung).

Schema IX, Hersteller G

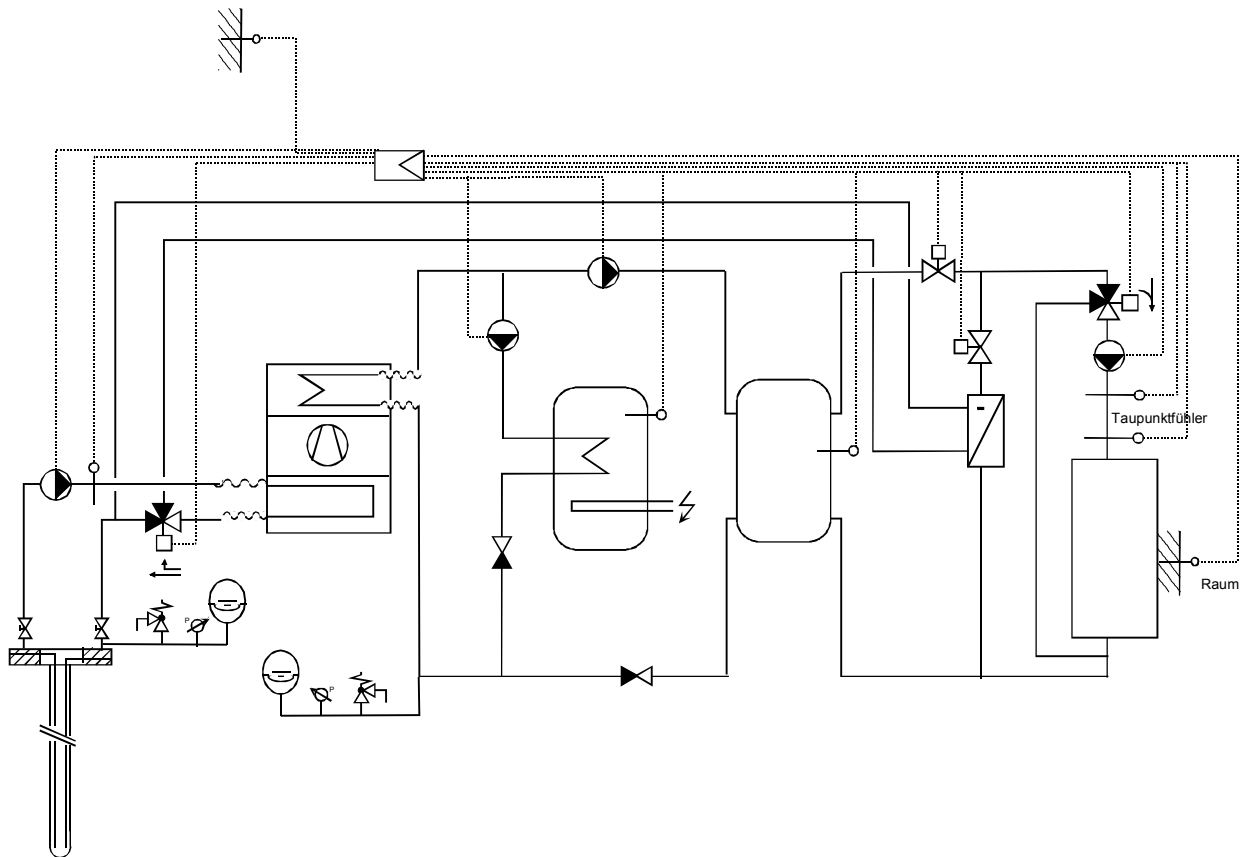


Abb. 6.10: Schema IX, Parallelbetrieb von Kühlung und Warmwasserproduktion

Schema IX (Abb. 6.10) erlaubt den parallelen Betrieb von Warmwasserproduktion und Gebäudekühlung. Der Wärmetauscher ist im Sondenkreislauf direkt nach dem Verdampfer eingebunden, was energetisch nicht optimal ist (s. Kapitel 3.1.2). Auf eine Frostsicherung des Wärmetauschers wird verzichtet, obwohl dieser direkt nach dem Verdampfer eingebunden ist. Hersteller G empfiehlt ein Mischventil im Heizungsvorlauf zur Leistungs- und Taupunktregelung.

Diese Schaltung hat die folgenden Eigenschaften:

- 4 Umwälzpumpen notwendig
- Verdampfer auch im passiven Kühl-Betrieb immer durchflossen.
- Vorlauftemperaturregelung und Taupunktfühler im Kühlfall
- Kein Frostthermostat
- Speicher zur hydraulischen Entkopplung gefordert
- Parallelbetrieb für die Kühlung und die Warmwasserproduktion möglich
- für den Einsatz bei Kompaktanlagen („All-in-one“ mit eingebauten Umwälzpumpen) bei geringfügiger Anpassung der Hydraulik geeignet
- Kühlfreigabe durch Handschalter und Aussentemperatur-Freigabetemperatur
- Durchgangsventil verhindert thermischen Kurzschluss bei leckem Regelventil

Die vorliegende Schaltung hat den typische „Angstspeicher“ vieler Wärmepumpenhersteller im Konzept: Durch die hydraulische Trennung von Erzeugung und Verteilung kann die Hochdruckstörung in der Wärmepumpe vermieden werden. Diese Hochdruckstörungen entstehen, wenn schlecht ausgebildetes Inbetriebnahmepersonal (in der Regel Mitarbeiter der Wärmepumpen-Lieferfirmen) die Überströmventile nicht richtig einstellen und damit die Minimalwassermenge durch den Kondensator beim Schliessen der Thermostatventile nicht eingehalten wird. Erkauft wird dies mit einem schlechteren Wärmepumpen-Wirkungsgrad.

Schema X, Hersteller H

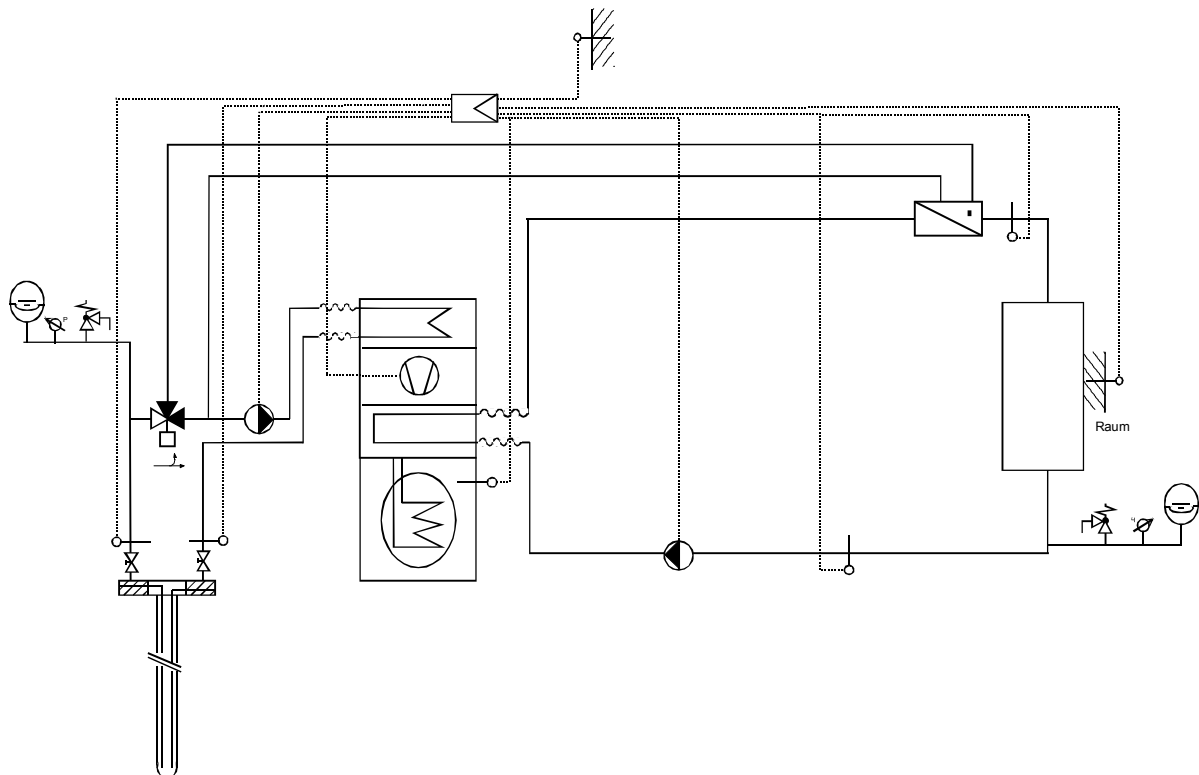


Abb. 6.11: Schema IX , Parallelbetrieb von Kühlung und Warmwasserproduktion dank separatem Warmwasser – Kondensator

Mit der Schaltung Abb. 6.11 wäre prinzipiell ein paralleler Betrieb von Warmwasserproduktion und Gebäudekühlung möglich. Bei den kleineren Einheiten des Herstellers H wird allerdings auf den Parallelbetrieb verzichtet. Bei grösseren Einheiten kann dies über die Speicherprogrammierbare Steuerung zugelassen werden. Dank dem separaten Kondensator für Warmwasser und Heizung ist die hydraulische Trennung kein Problem. Die Leistungsregelung erfolgt über eine Vorlauftemperaturregelung mit einem Mischventil im Sondenkreislauf. Die Reihenfolge der hydraulischen Einbindung des Wärmetauschers im Sondenkreislauf entspricht den Empfehlungen im Kapitel 3.1.2.

Diese Schaltung hat die folgenden Eigenschaften:

- Hydraulisch sehr einfache Schaltung
- Nur 2 Umwälzpumpen notwendig
- Verdampfer auch im passiven Kühl-Betrieb immer durchflossen.
- Vorlauftemperaturregelung im Kühlfall
- Kein Frostthermostat
- Kein technischer Speicher gefordert
- Parallelbetrieb für die Kühlung und die Warmwasserproduktion möglich
- für den Einsatz bei Kompaktanlagen („All-in-one“ mit eingebauten Umwälzpumpen) geeignet
- Kühlfreigabe durch Handschalter und Aussentemperatur-Freigabetemperatur

Die Schaltung Abb. 6.11 ist eine der wohl elegantesten Lösungen für das Problem der direkten Sondenkühlung. Diese Lösung wurde bereits mehrfach, auch bei grösseren Anlagen, ausgeführt.

6.3 THERMISCHES WANDMODELL IN CARNOT (BEUKENMODELL)

Im Folgenden sollen die physikalischen Grundlagen des in CARNOT enthaltenen Wandmodells, als Grundlage für die in Kapitel 6.3.1 beschriebene durchgeführte Ergänzung, kurz erläutert werden. Das verwendete in CARNOT verwendete Beuken-Modell [26] beschreibt das eindimensionale dynamische Wärmeleitungsverhalten einer Wand.

Der Ausgangspunkt ist die eindimensionale dynamische Wärmeleitungsgleichung Gl. 6.1.

$$\lambda * \frac{\partial^2}{\partial x^2} T(x,t) = c * \rho * \frac{\partial}{\partial t} T(x,t) \quad \text{Gl. 6.1}$$

Die gesuchte Lösung muss am äusseren Rand ($x=0$) und inneren Rand ($x=d_{\text{Wand}}$) der Wand die Randbedingungen Gl. 6.2 erfüllen.

$$\begin{aligned} \lambda * \frac{\partial T}{\partial x} &= \alpha_a * (T - T_a) \\ -\lambda * \frac{\partial T}{\partial x} &= \alpha_i * (T - T_i) \end{aligned} \quad \text{Gl. 6.2}$$

Das Beuken-Modell zerlegt die feste Wand in Schichten. Hierbei wird keine äquidistante Zerlegung vorausgesetzt, auch müssen die Materialkonstanten nicht stückweise konstant sein. Die Zerlegung wird in Abb. 6.12 gezeigt.

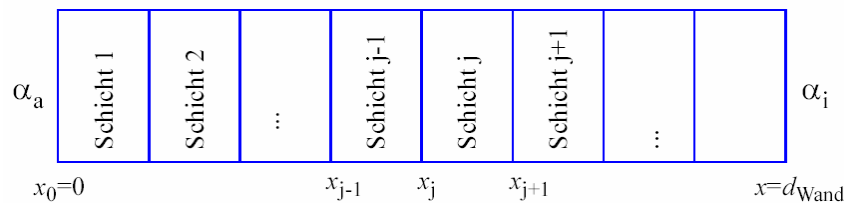


Abb. 6.12: Zerlegung der Wand in einzelne Schichten

Dies entspricht einer Ortsdiskretisierung der eindimensionalen Wärmeleitungsgleichung Gl. 6.1 an den Stützstellen. Im Folgenden wird die Schreibweise $T_j(t) = T(x_j, t)$ genutzt. Unter Anwendung des zentralen Differenzenquotienten erhält man die Differenzgleichung Gl. 6.3.

$$\frac{2}{\Delta x_{j-1} + \Delta x_j} \left(\frac{\lambda_{j-1}}{\Delta x_{j-1}} (T_{j-1}(t) - T_j(t)) - \frac{\lambda_j}{\Delta x_j} (T_j(t) - T_{j+1}(t)) \right) = c_j * \rho_j * \frac{\partial}{\partial t} T_j(t) \quad \text{Gl. 6.3}$$

mit $\Delta x_j = x_{j+1} - x_j$ für $2 \leq j \leq n-1$

Durch geeignete Wahl (Gl. 6.4 & Gl. 6.5) von in den einzelnen Schichten konstanten Ersatzwerten der Materialkonstanten λ_j, c_j, ρ_j gelangt man zu einer physikalisch interpretierbaren Darstellung gemäss Gl. 6.6.

$$\frac{1}{\lambda_j} = \frac{1}{\Delta x_j} \int_{x_j}^{x_{j+1}} \frac{1}{\lambda(x)} dx \quad \text{für } 1 \leq j \leq n-1 \quad \text{Gl. 6.4}$$

$$c_j * \rho_j = \frac{2}{\Delta x_{j-1} + \Delta x_j} \int_{x_{j-1} + \frac{\Delta x_{j-1}}{2}}^{x_j + \frac{\Delta x_j}{2}} c(x) * \rho(x) dx \quad \text{für } 2 \leq j \leq n-1 \quad \text{Gl. 6.5}$$

$$R_{j-1} = \frac{\Delta x_{j-1}}{\lambda_{j-1}} \quad R_j = \frac{\Delta x_j}{\lambda_j} \quad C_j = \frac{\Delta x_{j-1} + \Delta x_j}{2} * c_j * \rho_j \quad \text{Gl. 6.6}$$

R_{j-1} bzw. R_j können als Wärmedurchgangswiderstände in den Intervallen $[x_{j-1}, x_j]$ bzw. $[x_j, x_{j+1}]$ aufgefasst werden. C_j kann als flächenbezogene Wärmekapazität im Intervall $[x_{j-1} - \Delta x_{j-1}/2, x_{j-1} + \Delta x_{j-1}/2]$ aufgefasst werden.

Nutzt man die Definitionen von R_{j-1} , R_j und C_j in der Differenzgleichung Gl. 6.3, erhält man die Differentialgleichung Gl. 6.7 eines RC-Netzwerkes (siehe Abb. 6.13).

$$\frac{1}{R_{j-1}} (T_{j-1}(t) - T_j(t)) - \frac{1}{R_j} (T_j(t) - T_{j+1}(t)) = C_j * \frac{\partial}{\partial t} T_j(t) \quad \text{Gl. 6.7}$$

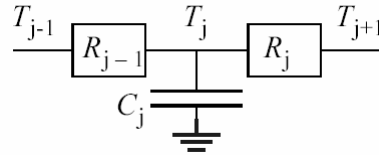


Abb. 6.13: RC-Netzwerk

Die Randbedingungen Gl. 6.2 bezüglich der Oberflächentemperaturen T_1 und T_n sind erfüllt, wenn $T_0(t) = T_a(t)$ und $T_{n+1}(t) = T_i(t)$ als Medientemperaturen eingefügt werden und die Widerstände der Randschichten entsprechend gewählt werden Gl. 6.8.

$$\begin{aligned}
 R_0 &= \frac{1}{\alpha_a} & R_1 &= \frac{\Delta x_1}{\lambda_1} & \dots & & R_{n-1} &= \frac{\Delta x_{n-1}}{\lambda_{n-1}} & R_n &= \frac{1}{\alpha_i} \\
 C_1 &= \int_0^{\Delta x_1} c(x) * \rho(x) dx & \dots & & & & C_n &= \int_{x_{n-1} + \frac{\Delta x_{n-1}}{2}}^{x_n} c(x) * \rho(x) dx
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 6.8}$$

6.3.1 Ergänzung des Wandmodells mit einem Modell für Fussbodenheizung und thermische Bauteilaktivierung

Die dynamische Betrachtung von Heiz- und Kühlbetrieb erfordert ein dynamisches Modell für den Wärmeübergang vom Heiz-/Kühlmedium zur aktiven Schicht im Wandaufbau. Das in CARNOT enthaltene Modell mit konstantem Wärmeübergangswert ist für eine dynamische Betrachtung nur sehr eingeschränkt geeignet. Von M. Koschütz & B. Lehmann [13] wurde ein dynamisches Modell für den Wärmeübergang in thermisch aktiven Bauteilsystemen entwickelt, das unter Beachtung der Modellgrenzen auch für Fussbodenheizungssysteme eingesetzt werden kann. Dieses Modell kann weiterhin mit aus der Planung bekannten Größen parametrisiert werden.

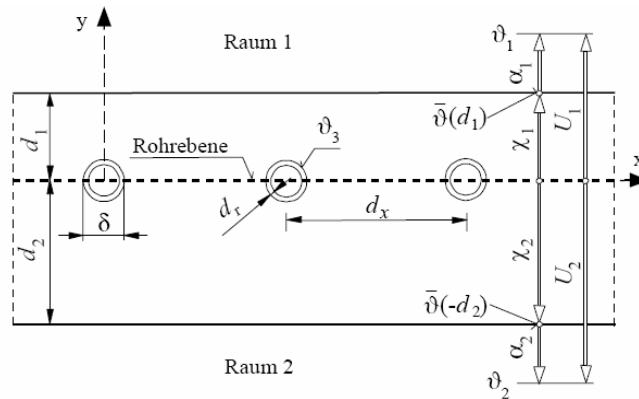


Abb. 6.14: Querschnitt durch eine Decke mit eingelegtem Rohrsystem für eine Fussbodenheizung oder ein thermoaktives Bauteilsystem [13]

Beschreibung	Symbol	Einheit
gesamte Dicke des Bauteils	d	m
Dicke obere Bauteilhälfte	d ₁	m
Dicke untere Bauteilhälfte	d ₂	m
Rohraussendurchmesser	δ=d _{pipe}	m
Rohrwandstärke	d _r	m
Rohrabstand	d _x	m
Rohrlänge	l	m

Abb. 6.14 stellt einen Querschnitt durch eine Decke mit eingelegtem Rohrsystem für eine Fussbodenheizung oder ein thermoaktives Bauteilsystem dar. Die in Realität dreidimensionale Wärmeleitung im Bauteil wird im Modell analog dem Wandmodell eindimensional abgebildet. Dabei werden die Wärmeübergangswiderstände zwischen dem Medium im Rohr und der Schichttemperatur im Bauteil zu einem Widerstand R_t zusammengefasst (siehe Abb. 6.15). Der Widerstand R_t setzt sich gemäss Gl. 6.9 zusammen aus den Widerstand in Rohrrichtung R_z , dem wasserseitigen Widerstand R_w , dem Widerstand des Rohrmantels R_r und dem Widerstand durch die Rohranordnung R_x . Im Modell integriert ist die Betrachtung des Temperaturabfalls im Medium über die Rohrlänge l sowie eine damit verbundene Diskretisierung der Rohrlänge in Teilstücke. Die minimal notwendige Anzahl Teilstücke n wird im Modell intern bestimmt und der Temperaturabfall im Medium für die Berechnung des Wärmeübergangs entsprechend berücksichtigt.

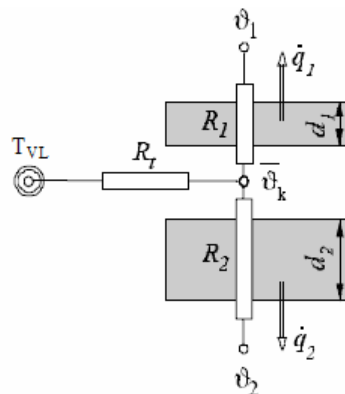


Abb. 6.15: Knotenmodell mit Kerntemperatur auf der Rohrebene und thermischem Widerstand zwischen der Vorlauftemperatur T_{vL} und der Kerntemperatur ϑ_k [13]

Beschreibung	Variable	Einheit
Anzahl der minimal nötigen Teilstrecken	n	-/-
Widerstand Fluid zu mittlerer Schichttemperatur	R_t	m^2KW
Widerstand in Rohrrichtung	R_z	m^2KW
wasserseitiger Widerstand	R_w	m^2KW
Widerstand des Rohrmantels	R_r	m^2KW
Widerstand durch die Rohranordnung	R_x	m^2KW

$$R_t = R_z + R_w + R_r + R_x \quad \text{Gl. 6.9}$$

Die Grenzen des Modells für Rohrsysteme im Bauteilkern beschreibt Gl. 6.10.

$$\frac{d_{1/2}}{d_x} > 0.3 \quad \& \quad \frac{\delta}{d_x} < 0.2 \quad \text{Gl. 6.10}$$

Für Kapillarrohrsysteme beschreibt Gl. 6.11 die Grenzen des Modells.

$$\frac{\delta}{d_x} \geq 0.2 \quad \text{Gl. 6.11}$$

Die Parametrierung des Modells kann im Gegensatz zu dem existierenden Modell in CARNOT mit aus der Planung bzw. Ausführung bekannten Grössen wie Rohrdurchmesser, Rohrabstand etc. erfolgen. Eine Identifikation des abstrakten Parameters Wärmeübergang zwischen Medium und Wandschicht ist nicht mehr separat nötig, sondern im Modell integriert und wird des Weiteren dynamisch bestimmt

abhängig von den Betriebsbedingungen. Tab. 6.3 weist die Eingabeparameter, Eingangsgrößen und Ausgabegrößen des Modells aus.

Eingabe-Parameter	Symbol	Einheit
gesamte Dicke des Bauteils	d	m
Dicke obere Bauteilhälfte	d ₁	m
Dicke untere Bauteilhälfte	d ₂	m
Rohraussendurchmesser	δ=d _{pipe}	m
Rohrwandstärke	d _r	m
Rohrabstand	d _x	m
Rohrlänge	l	m
Wärmeleitfähigkeit des Rohrmantels	λ _r	W/mK
Wärmeleitfähigkeit des Bauteils	λ _b	W/mK
Eingangs-Variablen	Symbol	Einheit
spezifischer Massenstrom bezogen auf Registerfläche	$\dot{m}_{sp} = \dot{m} / (d_x * l)$	kg/m ² s
spezifische Wärmekapazität des Fluids	c	J/kgK
mittlere Schichttemperatur	\bar{g}_k	°C
Vorlauftemperatur	g_{vl}	°C
Ausgabe-Variablen	Variable	Einheit
Rücklauftemperatur des Fluids	g_{rl}	°C
gesamter Leistungseintrag in die aktive Schicht	P	W

Tab. 6.3: *Eingangs und Ausgangsgrößen für das FBH/TABS-Modell*

6.4 STATIONÄRES MODELL FÜR DIE KÜHLUNG MIT DER BODENHEIZUNG

Ein stationärer Ansatz für die Berechnung der Kälteleistung einer Fussbodenheizung ist nur dann anwendbar, wenn nicht Momentanwerte, sondern Durchschnittswerte betrachtet werden. Aber gerade in der Vorprojektphase einer Planung sind oft nur diese Werte bekannt. Es wird mit einem solchen Ansatz die Frage beantwortet, welche Wärmelast im Tagesmittel über den Fussboden abgeführt werden kann und welche durchschnittlichen Oberflächentemperaturen am Fussboden dadurch entstehen, und ob daraus Kondensation oder schlechte Behaglichkeit im Raum entsteht. Wird mit einem solchen Modell Kondensatfreiheit und gute Behaglichkeit prognostiziert, so kann die gewählte Lösung in der Regel problemlos eingesetzt werden. Wird andererseits dies verneint, so ist eine vertiefte Abklärung mit einem dynamischen Ansatz notwendig. In diesem Sinne handelt es sich um eine „Worst-Case“ - Analyse. Voraussetzung dazu ist aber, dass wir die Fussbodenheizung tatsächlich im Dauerbetrieb betreiben und nicht mit einem schnellen Regler einen intermittierenden Betrieb erzeugen.

6.4.1 Fussbodenheizungsmodell der EMPA

Koschenz und Lehmann [13] haben an der EMPA sowohl stationäre, als auch dynamische Modelle für die Berechnung von thermoaktiven Bauteilen (tabs) aufgestellt. Ihr stationäres Modell soll hier für den Einsatz einer Fussbodenheizung angepasst werden.

Die wichtigste Unbekannte ist in diesem Modell der Gesamtwiderstand R_t zwischen der Vorlauftemperatur T_{VL} und der Kerntemperatur g_k . Ist diese bekannt, so kann zusammen mit dem Widerstand R_1 zwischen der Kerntemperatur und dem Raum 1 und dem Widerstand R_2 zwischen der Kerntemperatur und dem Raum 2 aus der Vorlauftemperatur der Heizung und der Raumtemperatur die Wärmeleistung bzw. die Kühlleistung des Fussbodens berechnet werden. Koschenz und Lehmann haben den Gesamtwiderstand R_t berechnet als:

$$R_t = \frac{A_b}{2 \cdot \dot{m}_b \cdot n \cdot c_{p_w}} + \frac{d_x^{0.13} \cdot \left(\frac{d_i \cdot d_x}{\dot{m}_b} \right)^{0.87}}{8 \cdot \pi} + d_x \cdot \frac{\ln \left[\frac{d_a}{d_i} \right]}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_R} + \frac{d_x \cdot \ln \left[\frac{d_x}{\pi \cdot d_a} \right]}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_b}$$

Gl. 6.12

Darin sind die folgenden Symbole enthalten:

A_b	[m ²]	Belegbare Fläche für die Fussbodenheizung
n	[-]	Anzahl Ringe der Fussbodenheizung
\dot{m}_b	[kg/s]	Wasserdurchsatz der Fussbodenheizung pro Ring
c_{p_w}	[J/kgK]	spez. Wärmekapazität des Wassers in der Fussbodenheizung
d_x	[m]	Verlegeabstand der Fussbodenheizung
d_i	[m]	Innendurchmesser der Fussbodenheizungsrohre
d_a	[m]	Aussendurchmesser der Fussbodenheizungsrohre
λ_R	[W/mK]	Wärmeleitfähigkeit der Heizungsrohre
λ_b	[W/mK]	Wärmeleitfähigkeit des Fussbodens (ohne Deckschicht)

Der Wasserdurchsatz wird so gewählt, dass der Druckabfall in der Fussbodenheizung 10 kPa nicht übersteigt.

Der Widerstand R_1 setzt sich aus dem Widerstand des Fussbodens vom Ort der Kerntemperatur bis zur unbedeckten Oberfläche plus dem Oberflächenwiderstand R_{bb} zusammen:

$$R_1 = \frac{d_1}{\lambda_b} + R_{bb}$$

Gl. 6.13

Bodenbeläge	R_{bb} -Wert	
Klinkerplatten 10mm	0.015	m ² K/W
PVC-Beläge 2.5mm	0.015	m ² K/W
Plättli	0.015	m ² K/W
Marmor	0.015	m ² K/W
Travertin 30mm	0.02	m ² K/W
Schiefer 30mm	0.02	m ² K/W
Novilon 2.5mm	0.02	m ² K/W
Novilon 3.2mm	0.025	m ² K/W
Mosaikparkett Eiche	0.045	m ² K/W
Platten, teilweise mit Teppich	0.045	m ² K/W
Fertigparkett	0.07	m ² K/W
Nadelfilz	0.09	m ² K/W
Dünner Teppich	0.09	m ² K/W
Mittlerer Teppich	0.13	m ² K/W
Dicker Teppich	0.175	m ² K/W

Abb. 6.16: Rechenwerte für die Widerstandswerte verschiedener Bodenbeläge

Da Fussbodenheizungen in der Regel unten eine Trittschall-Dämmung aufweisen liegt der repräsentative Ort der Kerntemperatur nicht auf der Ebene der Heizungsrohre, sondern zwischen den Heizungsrohren und der Oberfläche. Im vorliegenden Modell wurde der Abstand d_1 in der Hälfte der Überdeckung des Zementüberzugs angesetzt, was in der Regel ca. bei 0.03 m ist. Für λ_b wurde der Wert eines durchschnittlichen Zementüberzugs eingesetzt, der mit 1.4 W/mK angenommen wurde.

Der Widerstand R_2 setzt sich aus dem Widerstand des Fussbodens vom Ort der Kerntemperatur bis zur Trittschallisolierung plus dem Widerstand der Trittschallisolierung zusammen:

$$R_2 = \frac{d_1}{\lambda_b} + \frac{d_2}{\lambda_d} \quad \text{Gl. 6.14}$$

Als Rechenwerte wurde wiederum d_1 mit 0.03 m angenommen, und d_2 mit 0.04 m für die Trittschallisolierung.

6.4.2 Kühlleistungsberechnung einer Fussbodenheizung

Für die Kühlleistungsberechnung wurde die Raumtemperatur ϑ_2 des Raums 2 unter der Fussbodenheizung auf 26°C konstant gesetzt. Die Raumtemperatur ϑ_1 Raums 1 wurde für die Berechnung der Kühllastkurven zwischen 22°C und 30°C variiert.

Damit lassen sich nun die Kühlkurven einer Fussbodenheizung in Funktion des Verlegeabstandes d_x , Bodenbelegung, der Vorlauftemperatur T_{VL} und der Raumtemperatur ϑ_1 berechnen. Auch die Oberflächentemperatur lässt sich daraus berechnen mit:

$$T_{\text{Oberfläche}} = \vartheta_1 + \frac{\dot{q}_b}{\alpha_o} \quad \text{Gl. 6.15}$$

Nachfolgend ist ein Beispiel von Kühlkurven einer Fussbodenheizung mit 20cm Verlegeabstand mit Fertigparkett-Belegung dargestellt.

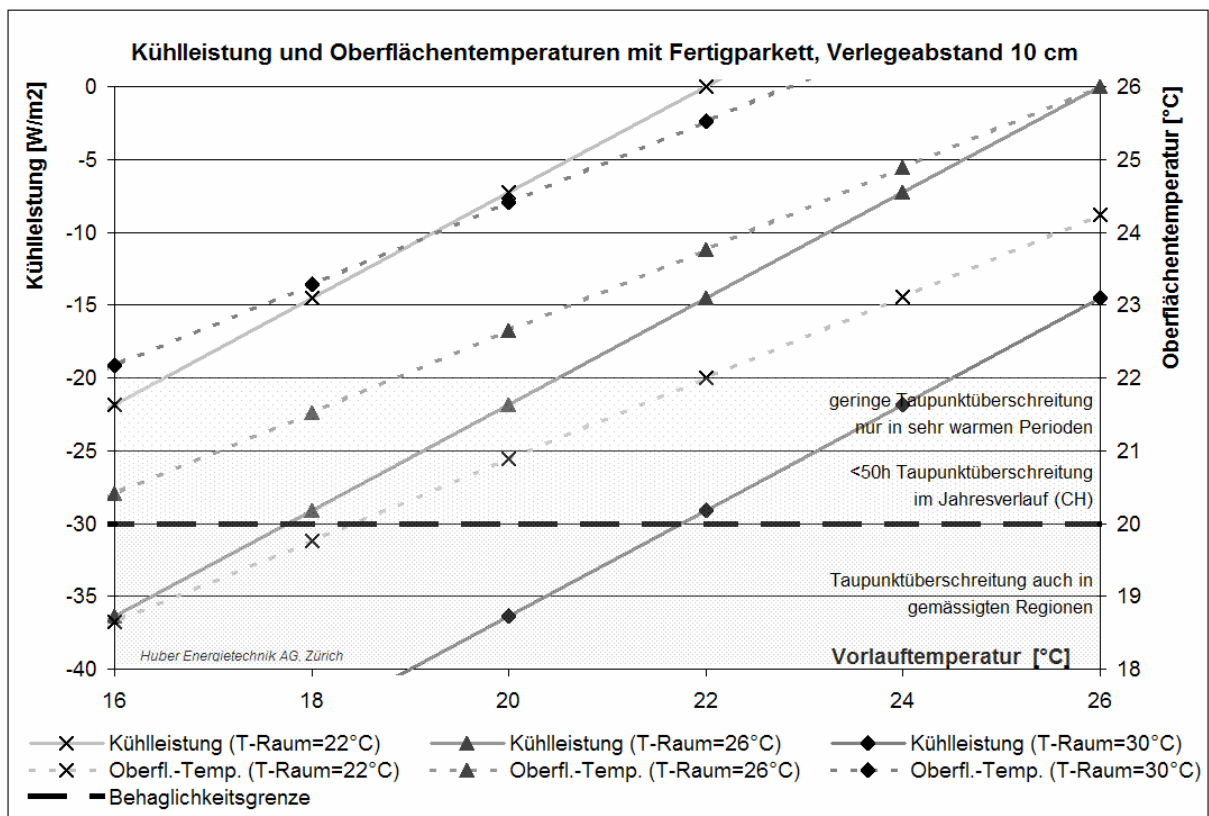


Abb. 6.17: Kühlkurven mit Fertigparkett, bei einem Verlegeabstand Fussbodenheizungsrohre von 10cm, Fussbodenheizungsrohren von $d_a=16\text{mm}$ / $d_i=12\text{mm}$ und einem Durchsatz von 0.025 kg/s

6.5 AUSSCHREIBUNGSTEXT

6.5.1 Schema

Grundsätzlich sollte keine Ausschreibung ohne hydraulisches Schema erfolgen (Funktionsschema). Im Funktionsschema sollten neben der hydraulischen Schaltung auch die wichtigsten Auslegungsgrößen sichtbar sein (z.B. Auslegungstemperaturen, Frostschutzgemische, etc.).

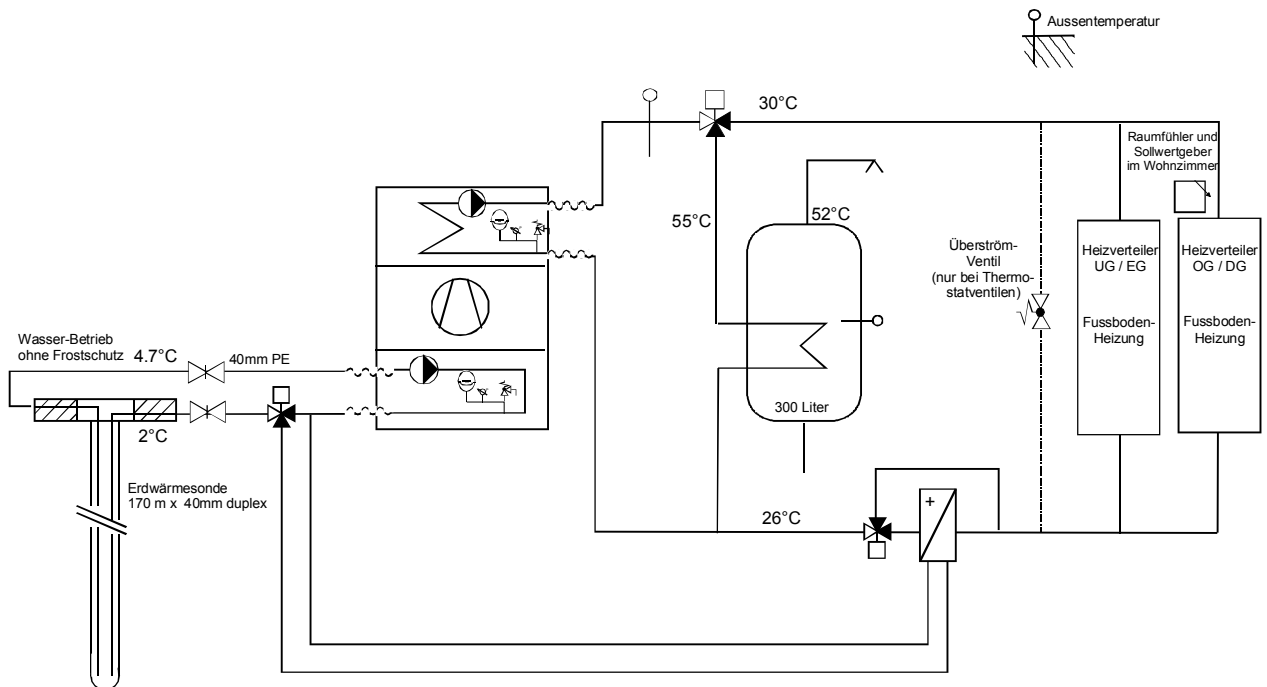


Abb. 6.18: Beispiel eines hydraulischen Schemas in einem Ausschreibungstext für eine Kompakt-Anlage

6.5.2 Ausschreibung der Kühloption bei einer Anlage mit Selbstregelleffekt

Ein Ausschreibungstext für eine Kühloption bei einer Anlage mit Selbstregelleffekt kann in etwa so aussehen:

Die Wärmepumpe ist mit der Kühloption für ein Sonden-Freecooling gemäss Schema Abb. 6.18 zu liefern. Darin enthalten sind die folgenden, zusätzlichen Komponenten:

- Ein Plattentaucher als Systemtrenner mit 4 Anschlüssen 1¼" Aussengewinde. Auslegung primärseitig auf 18°C / 21°C Wasser (oder 25% Monoethylenglykol) bei 12 kPa Druckabfall, sekundärseitig auf 20°C / 23°C Wasser, bei 8 kPa Druckabfall und 4.2 kW Kühlleistung.
- 1 Dreiweg-Kugelhahn 5/4" für den Bypass des Plattentauchers im Sondenkreislauf
- 1 Dreiweg-Mischer 5/4" für den Heizungskreislauf mit maximal 8 kPa Druckabfall (oder entsprechende Angabe mit ausgelegtem k_{VS} -Wert)
- Ein Vorlauffühler zur Einstellung der Kondensationsbegrenzungstemperatur bzw. Heizkurve.
- Die Kühloption ist durch den Wärmepumpenlieferanten in Betrieb zu nehmen. Die Einstellwerte sind in einem Protokoll festzuhalten.

6.5.3 Ausschreibung der Kühloption bei einer Anlage mit Thermostatventilen

Bei der Ausschreibung einer Anlage mit Thermostatventilen ist zusätzlich festzulegen, wo umstellbare Raumthermostaten einzubauen sind:

- Einbau von umstellbaren, elektrischen Raumthermostaten für Heiz- und Kühlbetrieb in allen Wohn- und Schlafzimmern und der Küche
- Einbau von nicht umstellbaren Raumthermostaten (nur Heizbetrieb) in allen Bädern / WC / Duschräumen.