



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may contain errors, so one should always visually compare it with the images to determine what is correct.



**Rapport**

**R123:1985**

**Fullskaleförsök med berg som  
värmekälla för värmepump i  
Järfälla**

**Mätning och utvärdering**

**Palne Mogensen**

*K  
O/W*

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	
Plac	<i>SLR</i>

**Byggeforskningsrådet**

R123:1985

FULLSKALEFÖRSÖK MED BERG SOM VÄRMEKÄLLA  
FÖR VÄRMEPUMP I JÄRFÄLLA

Mätning och utvärdering

Palne Mogensen

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 801360-1  
från Statens råd för byggnadsforskning till Palne  
Mogensen AB, Djursholm.

I Byggforskningsrådets rapportserie redovisar forskaren sitt anslagsprojekt. Publiceringen innebär inte att rådet tagit ställning till åsikter, slutsatser och resultat.

R123:1985

ISBN 91-540-4470-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck AB Stockholm 1985

## INNEHÅLL

1	SAMMANFATTNING	5
2	INLEDNING	6
3	FÖRSÖKSANLÄGGNINGEN	7
3.1	Beskrivning av anläggningen	7
3.2	Energibalanser	8
3.3	Värmebärartemperaturer	8
4	MATEMATISK ANALYS AV PRESTATIONSFÖRMÅGAN HOS BERGHÅL	9
4.1	Borrhålsradiens betydelse	9
4.2	Olika belastningsfall	11
4.3	Ömsesidig inverkan mellan hål inom hålgrupper	12
5	MÄTNINGAR AV VÄRMEGENOMGÅNGSMOTSTÅNDET MELLAN VÄRMEBÄRARE OCH HÅLVÄGG	13
5.1	Metod	13
5.2	Resultat	16
5.3	Analys och uppdelning i delmotstånd	17
5.4	Värmeövergångstalet på rörets insida	19
5.5	Värmeövergångsmotståndet för grovhål	19
6	TEMPERATURLOGGNING AV BORRHÅL	20
7	PRAKTISKA ERFARENHETER	21
8	LITTERATUR	22



## 1 SAMMANFATTNING

Undersökningen visar att klena borrhål i berg med en diameter mindre än 100 mm med gott resultat kan användas som värmekälla för värmepumpar.

Praktiska experiment har utförts med ett slutet värmeupptagningssystem där en värmebärare, en frysskyddad vätska, cirkulerar genom en värmekollektor uppbyggd av två koaxiala plaströr. Värmekollektorn har ytterdiametern 50 mm och sitter i borrhål med diametern ca 62 mm.

Enligt planerna för projektet skulle mellanrummet mellan värmekollektorn och borrhålsväggen ha injekterats med cementbruk för att minska värmemotståndet. Trasigt berg gjorde emellertid att plaströren måste sättas ned i hålen omedelbart efter borringen och sedan ej kunde tas upp på grund av risken för ras. De står således fritt i vatten upp till ca 1-2 m från bergytan.

Den höga värmeledningsförmågan i granit och andra bergarter med hög kvartshalt gör att speciell uppmärksamhet bör ägnas åt värmegenomgången mellan borrhålsväggen och värmebärvätskan så att inte ett onödigt stort temperaturfall uppstår i detta område.

Rapporten redovisar i detalj resultatet från mätningar och beräkningar av det specifika värmegenomgångsmotståndet mellan borrhålsvägg och värmebärare,  $m_p$ . Följande värden erhöles:

Borrhålsvattnet ofruset	$m_p = 0,11 \text{ Km/W}$
Borrhålsvattnet fruset (beräkning)	$m_p = 0,09 \text{ Km/W}$

För att kunna jämföra dessa värden med motsvarande data för grova borrhål med exempelvis diametern 115 mm, måste ovanstående värden ökas med det radiella värmemotståndet i en cirkelring av berg med inner-/ytterdiametern 62 resp 115 mm. En sådan ring av berg med värmeledningsförmågan 3 W/Km har värmemotståndet 0,03 Km/W.

För en kylslangbrunn i grovhål (treslangbrunn, 115 mm diameter) redovisas ett ofruset  $m_p = 0,14 \text{ Km/W}$  i litteraturen.

Ett maximalt värmeuttag på 40 W/m är inte ovanligt för berghål. Med ovanstående siffror blir temperaturfallet i värmegenomgången mellan hålvägg och värmebärare då ca 5,6 K för en kylslangbrunn i grovhål om borrhålsvattnet är ofruset.

För en klenhålskolektor enligt ovan blir temperaturfallet ca 0,4 K högre, vilket emellertid kan kompenseras genom att öka borrlängden med knappt 5 %.

Om jordborring ej behöver utföras bör en klenhålskolektor kunna få ett bättre prestanda/pris-förhållande än den hittills gängse kylslangbrunnen med grovhål.



## 2 INLEDNING

På senare tid har intresset ökat markant för bergborrade hål som värmekälla för värmepumpar. Nästan uteslutande används därvid sänkborrade hål med 100-200 m djup och 110-150 mm diameter. I den svenska berggrunden är möjligheterna att anordna uttagsbrunnar (där vattnet ej cirkuleras tillbaka till borrhålet) begränsade på grund av bergets i allmänhet låga permeabilitet. I vissa fall kan vattnet dessutom orsaka avsättningar eller korrosion i värmepumpens förångare.

Vid cirkulationsbrunnar (där vattnet återföres efter värmeuttag) finns alltid risken för att temperaturen blir så låg att vattnet fryser i värmepumpens förångare.

För att undvika problem med vattenkvaliteten och även göra det möjligt att arbeta vid temperaturer under vattnets fryspunkt utförs anläggningarna oftast som kylslangbrunnar (med slutet värmeupptagarsystem). Värmeflödet mellan borrhålsväggen och den värmeupptagande vätskan flyter genom det stillastående vattnet i borrhålet. En väsentlig del av värmegenomgångsmotståndet mellan värmebärararen och borrhålsväggen ligger i denna del. Vid värmeuttag sjunker så småningom temperaturen under fryspunkten och borrhålsvattnet fryser till is, som har nästan fyra gånger bättre värmeledningsförmåga. Värmemotståndet minskar därvid påtagligt. I synnerhet om värme skall återföras till berget eller systemet användas som värmesänka, utgör det stora värmemotståndet hos det ofrusna borrhålsvattnet en allvarlig begränsning av prestationsförmågan.

Denna rapport redovisar ett experiment med klenare, topphammarborrade hål med diametern ca 62 mm. Dessa hål är billigare att borra i jämförelse med den föregående håltypen, men borrhjupet är begränsat och flera hål måste då borras för att få ihop erforderligt antal bormeter. Vi använder i denna anläggning 8 hål med vardera 27 m längd. I varje hål placerades en värmekollektor, som består av ett nedtill slutet koaxialt slangsystem genom vilket en frysskyddad vätska cirkulerar. Denna transporterar sedan värmen till värmepumpen.

Intressant är nu att studera hur mycket längre ett klen håll måste göras för att få samma prestanda som ett grovt håll. Det visar sig att den viktigaste faktorn är värmegenomgångsmotståndet mellan borrhålsväggen och värmebärarvätskan i de båda fallen. Vid experimentet har vi speciellt studerat detta motstånd.

Experimentanläggningen har till stor del finansierats med experimentlånemedel från Statens råd för byggnadsforskning, anslag nr 801359-9 till Karl-Erik Wistedt, Järfälla.

Torgny Agerstrand, VIAK, har deltagit i projektet som "referensgrupp" och har bidragit med många värdefulla synpunkter.



### 3 FÖRSÖKSANLÄGGNINGEN

#### 3.1 Beskrivning av anläggningen

Värmekällan består av 8 borrhål med diametern ca 62 mm och längden 27 m vardera. Hålen har placerats med jämn fördelning inom en cirkelyta med diametern 1 m på den horisontella bergytan, som består av granit. Hålen har sedan gradats snett utåt i alla riktningar med genomsnittligt 17 graders lutning. Jordtäckningen är ca 0,5 m och grundvattenytan ligger 1,5-2,5 m under bergytan. En mindre bergskärning 40 m från denna hålgrupp går genom en pegmatitgång, vilken kan sträcka sig genom hålgruppen. Centralt i denna finns ett vertikalt mätthål; också detta borrar till 27 m. Ett likaledes 27 m djupt mätthål finns dessutom på avståndet 12 m från hålgruppens centrum. Avståndet från detta till närmaste värmeupptagande hålspets är ca 5,5 m.

Anläggningen ligger nära foten av en 15-20 m hög bergsslutning. Det sistnämnda mätthålet ligger närmast denna och har tidvis svagt artesiska förhållanden.

Värmekollektorn består av två koncentriska plaströr; det yttre av PEH 50/44,2 och det inre av PEL 32/26. Den inre slangen centreras med hjälp av distanselement.

Enligt planerna för projektet skulle mellanrummet mellan värmekollektorn och borrhålsväggen ha injekterats med cementbruk för att minska värmemotståndet. Inom en zon var emellertid berget mycket trasigt, vilket gjorde att värmekollektorn måste sättas ned i hålet i omedelbar anslutning till borrhållningen och sedan ej kunde tas upp på grund av risken för ras i hålet. Vid jämförelse med en liknande anläggning på annan plats, finner vi dock att en påtaglig förbättring av värmeöverföringen kan erhållas genom injektering.

Värmekollektorerna är seriekopplade i två grupper om fyra hål, som sedan parallellkopplats. Ledningen till värmepumpen i huset består av 2x35 m PEL 40/35 (ytjordvärmeslang), som ligger på ca 0,7 m djup och med ett inbördes avstånd av 0,2 m. Rören är oisolerade och anläggningen kan därigenom få en viss ytjordvärmefunktion. Genom att värmebärartemperaturen endast kortvarigt går under 0 °C, förekommer ingen frysning i marken och transportsträckans inverkan på värmebalansen bör därför kunna försummas.

Värmepumpen är av fabrikat AGA-Thermia, typ JBC 400, med en kyl-effekt av ca 6 kW vid 0 °C ingående värmebärartemperatur. Värmebärarflödet är ca 0,7 l/s. Anläggningen har varit i drift sedan 1982-06-21 och försörjer ett större enfamiljshus med värme och varmvatten. Energitäckningen är ca 97 %.

### 3.2 Energibalanser

Spillvärme (kylvatten från plastformningsmaskiner) återförs till hålgruppen under större delen av året. Ett problem har varit att kunna hålla kylvattentemperaturen tillräckligt låg sommartid för att ej medföra negativa effekter på plastmaskinernas funktion. Från värmekällan uttagna och tillförda energimängder har mätts med värmemängdsmätare, typ SVM 62 från AB Svensk Värmemätning. Vid vissa driftfall har emellertid temperaturdifferenserna bytt tecken, varvid mätarna upphör att integrera värmemängderna. De värmemängder som på så sätt "slunkit förbi" värmemängdsmätarna har beräknats med hjälp av uppgifter om drifttider mm.

Från värmekällan hämtar värmepumpen årligen ca 22 000 kWh, varav ca 8 000 kWh tillförs från spillvärmekällorna. Netto från bergvärmekollektorn tas således årligen ca 14 000 kWh.

Problemen med de höga laddningstemperaturerna och försöken att lösa dem har lett till att tidvis ingen spillvärmeförsel ägt rum. En detaljerad redovisning av uttagna och tillförda värmemängder är därför varken möjlig eller särskilt meningsfull.

### 3.3 Värmebärartemperaturer

Lägsta observerade värmebärartemperatur är 0 °C in- och -2 °C utgående. Vid inladdningen av spillvärme stiger värmebärartemperaturen så småningom till 18 °C då inladdningen måste avbrytas. Spillvärmekällan tål nämligen ej högre temperaturer. Efter någon tid har temperaturen sjunkit och spillvärme kan tillföras på nytt och proceduren upprepas.

Dessa förhållandevis höga värden för minimitemperaturerna indikerar att värme tillförs med strömmande grundvatten i viss omfattning.

## 4 MATEMATISK ANALYS AV PRESTATIONSFÖRMÅGAN HOS ETT BERGHÅL

## 4.1 Borrhålsradiens betydelse

Låt oss studera ett borrhål som vid tiden  $t=0$  belastas med ett effektsteg. Efter en kort insvängningstid, som i det praktiska fallet är av storleksordningen några timmar, kan temperaturskillnaden mellan borrhålets vägg och ostört berg beskrivas av följande uttryck, Claesson et al (1983b), Mogensen (1983). Se även Ericsson 1985.

$$\Delta T(R,t) = \frac{Q}{H} \left( \frac{1}{4\pi\lambda} \left( \ln \frac{4at}{R^2} - \gamma \right) + m_p \right) \quad (4.1)$$

där,

$\Delta T(R,t)$  = temperaturskillnad i förhållande till ostört berg som funktion av tiden

$Q$  = tillförd värmeeffekt

$H$  = borrhålslängd

$R$  = borrhålsradie

$\lambda$  = bergets värmeledningsförmåga

$m_p$  = specifikt värmemotstånd mellan värmebärandevätska och hålvägg

$a$  = bergets termiska diffusivitet

$t$  = tid efter start av värmeinmatning

$\gamma$  = Eulers konstant (0,5772...)

Formeln bortser från all annan värmetransport än ledning genom berget.

Vid variabelt värmeuttag kan temperatursänkningen beräknas genom superposition av godtyckligt många stegsvar enligt formel 4.1.

Så småningom börjar värmeinflödet från markytan att bli betydelsefullt och temperaturfallet går då i stället asymptotiskt mot ett fortfarighetstillstånd med värdet,

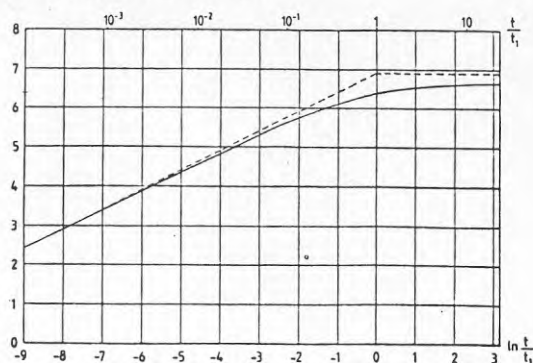
$$\Delta T(R,t) = \frac{Q}{H} \left( \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{H}{2R} + m_p \right) \quad (4.2)$$

Den karakteristiska tiden då detta inträffar brukar anges till,

$$t_1 = \frac{H^2}{9a}$$

Figur 4.1 visar ett typiskt förlopp för temperaturskillnaden som funktion av den dimensionslösa tiden  $t/t_1$  vid påläggning av ett effektsteg.

## Temperaturdifferens (K)



Figur 4.1. Exempel på temperaturhöjning vid konstant värmeförsel till ett borrhål som funktion av dimensionslös tid. Från Claesson et al (1983b).

Om vi nu studerar två borrhål med olika hålradii  $R_1$  och  $R_2$ , kan vi fråga oss i vilken relation hålens längder skall stå för att ge samma temperatursänkning vid lika belastning.

Logaritmen i formel 4.1 omformas på följande sätt för hål 2,

$$\ln \frac{4at}{R_2^2} \frac{R_1^2}{R_1^2} = \ln \frac{4at}{R_1^2} + 2 \cdot \ln \frac{R_1}{R_2} \quad (4.3)$$

och vi erhåller följande uttryck för temperaturändringen hos värmebärande vätskan i hål 2,

$$\Delta T_2 = \frac{Q}{H_2} \left( \frac{1}{4\pi\lambda} \left( \ln \frac{4at}{R_1^2} - \gamma \right) + m_{p2} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{R_1}{R_2} \right) \quad (4.4)$$

Vi ser att uttrycket är identiskt med motsvarande uttryck för hål 1 om,

$$m_{p1} = m_{p2} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{R_1}{R_2} \quad (4.5)$$

Genomgångsmotståndet  $m_{p1}$  i hål 1 skall alltså jämföras med  $m_{p2}$  plus det radiella värmemotståndet i ett bergrör med radierna  $R_1$  resp  $R_2$ .

Motsvarande uttryck erhålles för fortfarighetstillståndet enligt formel 4.2.

Ur formel 4.1 resp 4.4 erhåller vi efter förenkling följande uttryck för skillnaden mellan hållängderna,

$$H_2 - H_1 = \frac{Q}{\Delta T} \left( m_{p2} - m_{p1} + \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{R_1}{R_2} \right) \quad (4.6)$$

För en 150 m kylslangbrunn i granit gäller typiskt att,

$$R_1 = \text{ca } 58 \text{ (mm)}$$

$$\frac{Q}{\Delta T} = \text{ca } 600 \text{ (W/K)}$$

$$m_{p1} = \text{ca } 0,1 \text{ (Km/W)}$$

$$\lambda = \text{ca } 3 \text{ (W/Km)}$$

För ett alternativt hål med exempelvis radien 31 mm blir då den sista termen inom parentesen i formel 4.6,

$$\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{R_1}{R_2} = 0,033$$

Om genomgångsmotståndet  $m_p$  är lika i de båda fallen, blir erforderlig ökning i hållängd endast  $600 \cdot 0,033 = \text{ca } 20$  m. Vi ser således att även stora skillnader i borrhålsradie har liten inverkan på erforderlig borrhålslängd.

Om vi i stället jämför två hål med samma radie, men med olika  $m_p$  försvinner sista termen i formel 4.6. En minskning av  $m_p$  från exempelvis 0,10 till 0,07 betyder då, med samma förutsättningar som tidigare, att hållängden kan minskas med  $600 \cdot 0,03 = 18$  m vid oförändrat temperaturfall. Genomgångsmotståndet  $m_p$  har således större betydelse än hålradien.

#### 4.2 Olika belastningsfall

Enligt superpositionsprincipen kan temperaturändringen från belastningssteg med olika höjd och starttidpunkt adderas. För att undersöka betydelsen av  $m_p$  för olika belastningskomponenter, behöver vi endast beräkna  $Q/\Delta T$  för var och en av dessa och tillämpa formel 4.6 med  $R_1 = R_2$ . Ett högt värde på  $Q/\Delta T$  visar att  $m_p$  har stor betydelse för denna komponent. Den mest ogynnsamma situationen uppstår då alla komponenter samverkar.

Låt oss se på två typiska fall. I det ena försörjer borrhålet i det tidigare exemplet en villa med all värme (monovalent drift). I det andra fallet är värmebehovet så mycket större att borrhålet enbart svarar för baslasten. Effektnivåerna är så valda att temperatursänkningen blir lika stor i de båda fallen. Tabell 4.1 visar den ungefärliga fördelningen mellan de olika belastningskomponenterna. Se Claesson et al (1983b) för härledning av beräkningsmetoderna mm.

Tabell 4.1. Fördelningen av de olika effektkomponenterna med tillhörande temperatursänkningar för två olika belastningsfall.

	monovalent			baslast		
	Q (kW)	$\Delta T$ (K)	Q/ $\Delta T$ (W/K)	Q (kW)	$\Delta T$ (K)	Q/ $\Delta T$ (W/K)
stationär komponent	-2,2	-5,6	390	-3,7	-9,4	390
årstidsvariationens amplitud	-2,2	-3,1	703	-	-	-
vinterns driftperiod (100 dygn)	-	-	-	-1,6	-2,6	630
köldknäppskomponent (5 dygn)	-3,1	-3,3	940	-	-	-
Summa	-7,5	-12,0	(630)	-5,3	-12,0	(440)

Värden inom parentes i summeraden utgör viktade medelvärden.

Som vi kunde misstänka har  $m_p$  störst betydelse vid kortvariga belastningskomponenter.

#### 4.3 Ömsesidig inverkan mellan hål inom hålgrupper

Om den givna hållängden delas upp på flera kortare hål, minskar den stationära komponentens betydelse påtagligt, under förutsättning dock att hålen placeras så långt från varandra att någon inbördes påverkan ej förekommer. Placeras hålen nära varandra kommer ett håls temperaturfält att så småningom nå angränsande hål. Effekten kan då i stället bli den motsatta så att den stationära komponenten får större betydelse. Se vidare Claesson et al (1983b), som i detalj behandlar influensen mellan hål.

Den karakteristiska tiden blir kort för den korta hållängd som används i vårt experiment,

$$t_1 = H^2/9a = 50,6 \cdot 10^6 \text{ s} = 1,6 \text{ år}$$

Insvängningstiden för en hålgrupp blir längre än  $t_1$  och är i vårt fall ca 12 år. Prestationsförmågan är efter denna tid ca 50 % lägre för den stationära belastningskomponenten, jämfört med om hålen placerats på så stort avstånd att de varit oberoende av varandra. Eftersom denna anläggning i stort sett skall ha balans mellan värmeuttag och spillvärmeförsel blir den stationära komponenten liten och prestandasänkningen försumbar.

Med korta hål följer å andra sidan att influensområdets utbredning minskar både i horisontell och vertikal led. Detta är värdefullt om ett flertal anläggningar byggs i närheten av varandra.



## 5 MÄTNING AV VÄRMEGENOMGÅNGSMOTSTÅNDET MELLAN VÄRMEBÄRARE OCH HÅLVÄGG

### 5.1 Metod

Genom de arbeten som framför allt utförts vid Lunds Tekniska Högskola, Claesson, Eftring & Hellström (1983a), finns den matematiska beräkningsformalismen framtagen för i princip alla praktiskt tänkbara utföranden av värmekällor baserade på borrhål i berg. För att kunna beräkna en anläggnings prestanda, måste man emellertid dessutom känna värmeegenomgångsmotståndet mellan värmebäraren och berghålväggen. Detta motstånd kan i många fall endast bestämmas genom praktiska prov. En metod för att göra detta finns beskriven av författaren, Mogensen (1983).

Vid denna metod belastar man värmekollektorn med en konstant effekt under en viss tid. Denna väljes så lång (några timmar) att temperaturfältet i berget är praktiskt taget identiskt med temperaturfältet kring en linjekälla. Detta kan då beskrivas med uttrycket i formel 4.1.

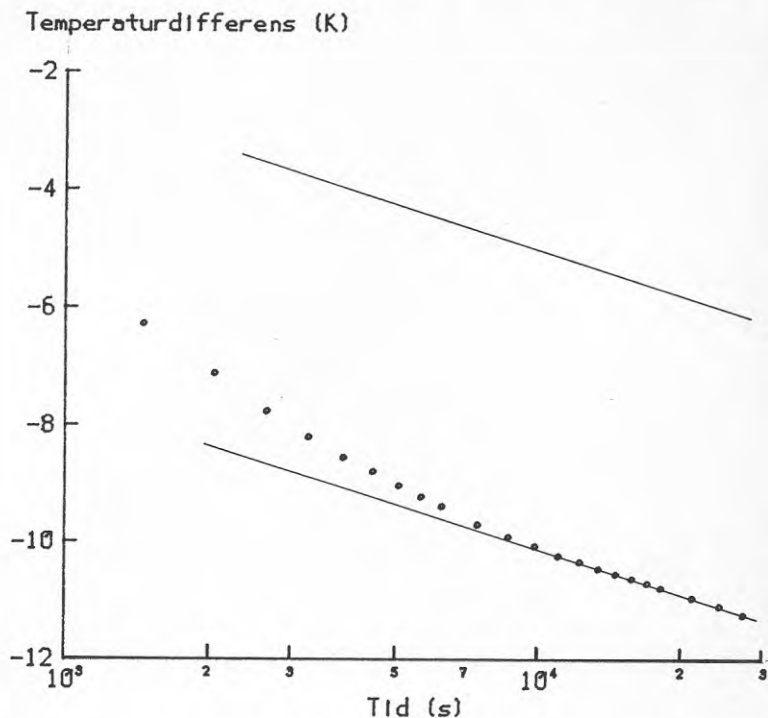
Om man ritar upp temperaturändringen som funktion av logaritmen för tiden, skall mätpunkterna falla på en rät linje, vars lutning är ett mått på bergets värmeledningsförmåga (transienta sondmetoden för mätning av värmeledningsförmåga). Med känd värmeledningsförmåga och ett rimligt antagande om bergets specifika volumära värmekapacitet, kan sedan borrhålväggens beräknade temperatur ritas in i samma diagram. Dess förlopp med avseende på tiden ger också en rät linje med samma lutning som de observerade temperaturerna. Temperaturdifferensen mellan de båda linjerna svarar mot temperaturfallet genom värmeegenomgångsmotståndet mellan värmebäraren och hålväggen. Genom att vi känner den uttagna värmeeffekten kan vi enkelt beräkna detta värmemotstånd. Resultatet anges lämpligen som det specifika värmeegenomgångsmotståndet, motståndet per längdenhet hål. Fig 5.1 visar resultatet från en mätning på 2 seriekopplade värmekollektorer med hjälp av ett särskilt provbelastningsaggregat. Vissa små korrekationer för effektinmatning under för-cirkulation mm har därvid införts. Detta prov kallas i fortsättningen försök 1.

Vid stor skillnad i värmekapacitet hos värmebärarvätskan och övriga konstruktionsdetaljer i hålet, i jämförelse med det borttagna berget, kan det bli nödvändigt att införa en korrektion för detta.

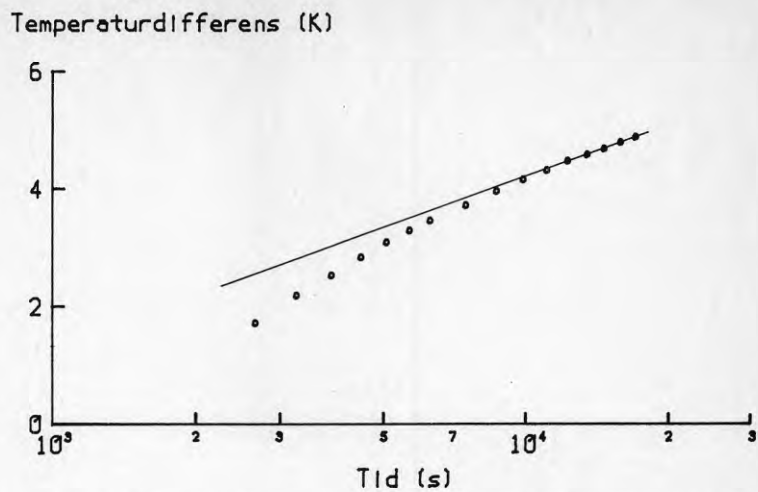
När belastningen upphör, sker en återhämtning av temperaturen, som på samma sätt kan ritas upp och som också skall ge en rät linje vars lutning återigen är ett mått på bergets värmeledningsförmåga. Värmeeffekten till berget är i detta fall skillnaden mellan den värmeeffekt som levererades till värmekollektorn under belastningsfasen och den värmeeffekt som representeras av pumparbetet under återhämtningsfasen. Figur 5.2 visar resultatet av denna mätning, som vi kallar för försök 2.



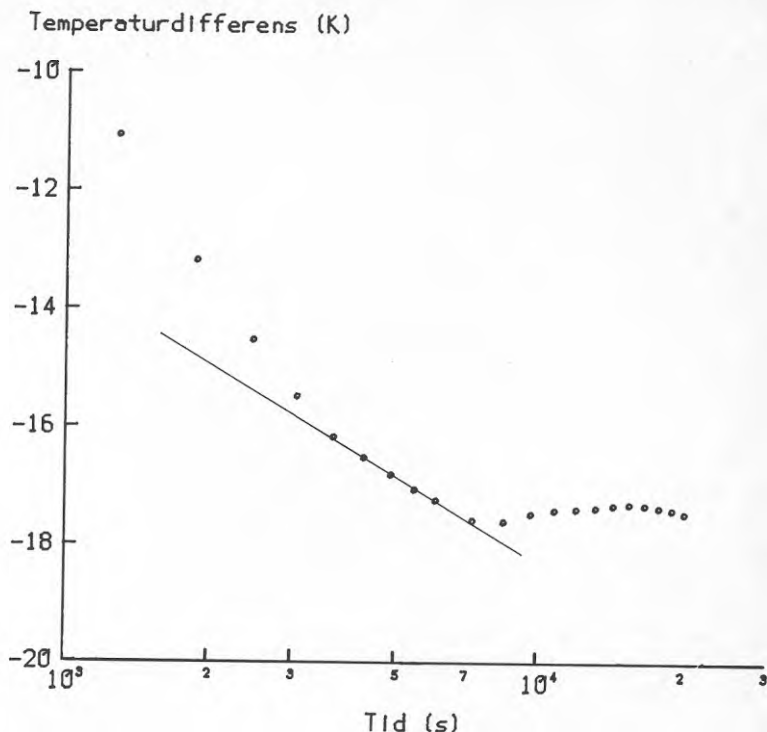
Vid ett tredje försök anbringades samma värmeuttageeffekt som tidigare på endast ett hål. Temperaturen gick därvid ned så lågt att borrhållsvattnet började frysa. Detta kan observeras i diagrammet som en plötslig avvikelse från det rätlinjiga förloppet, se figur 5.3.



Figur 5.1 Värmebärartemperaturens förändring som funktion av tiden vid konstant belastning. Mätpunkter markeras med cirklar. Mot slutet av mätperioden ligger punkterna på en rät linje med lutningen  $-2,59$  K/dekad. Den beräknade väggtemperaturen är inritad upptill i diagrammet. Den uppmätta värmebärartemperaturen är  $5,1$  K lägre.



Figur 5.2 Värmebärartemperaturens ändring som funktion av tiden då uttaget upphört. Linjens lutning är 2,83 K/dekad, se texten till figur 5.1.



Figur 5.3 Värmebärartemperaturens ändring som funktion av tiden vid hårdbelastning av ett borrhål. När borrhålsvattnet börjar frysa, avviker mätpunkterna från den räta linjen. Temperaturdifferensen till beräknad väggtemperatur (ej utritad) uppmättes till  $-10,6$  K.

Den lilla temperaturförhöjningen under frysningskedet, orsakas sannolikt av att slangen ej ligger koncentriskt i borrhålet. Genom borrhålsvattnets höga termiska resistans kommer den del av slangen, som ligger längst från borrhålsväggen, att ta en mindre del av värmeströmmen. När slangen omges av is, förbättras värmeledningsförmågan avsevärt och värmeströmmen kommer att fördelas mera likformigt runt slangens periferi. Temperaturfallet i slangväggen och i övergången mellan slangens innervägg och värmebäraren kommer därvid att minska. Isfronten ligger hela tiden vid fryspunkten och vi kommer därför att observera en liten temperaturförhöjning i detta skede.

## 5.2 Resultat

Efter korrektioner för värmebärarvätskans specifika värmekapacitet, pumparbete mm, erhöles följande försöksresultat, tabell 5.1. Vätska cirkulerades genom systemet före försök 1 och 3 varvid  $0,46$  kW tillfördes berget.

Tabell 5.1. Resultat från prov med konstant effektuttag

Försök	nr	1	2	3
Aktiv hållängd	(m)	50,6	50,6	25,3
Värmebärrarflöde	(l/s)	0,34	0,35	0,36
Uttagen effekt	(kW)	-2,44	0,44	-2,35
Effektsteg	(kW)	-2,90	2,90	-2,81
Log temperaturderivata	(K/dekad)	-2,59	2,83	-
Bergets värmeledningsförmåga	(W/Km)	4,0	3,7	-
Temperaturdifferens mellan hålvägg och brine	(K)	5,1	-	ca 10,6
Spec. värmemotstånd, $m_p$	(Km/W)	0,106	-	ca 0,114

Den beräknade värmeledningsförmågan i försök 1 och 2 skiljer sig åt med ca 7 %. Inverkan av värmebärrarvätskans och borrhållsvattnets värmekapacitet är mycket större i försök 2 och en noggrannare korrektion för detta skulle säkert bringa resultatet från försök 2 i bättre överensstämmelse med försök 1. Detta ligger utom ramen för föreliggande arbete.

Vid försök 3 kan vi antaga att berget har den värmeledningsförmåga som framkommit i försök 1. Vi kan då rita in motsvarande räta linje i diagram 5.3. Det uppmätta temperaturfallet i värmegenomgångsmotståndet blir då ca 10,6 K, vilket motsvarar ett specifikt värmegenomgångsmotstånd av  $m_p = 0,11$  Km/W. Överensstämmelsen med prov nr 1 är tillfredsställande.

### 5.3 Analys och uppdelning i delmotstånd

Vid försök 3 började borrhållsvattnet frysa när värmebärraren höll en medeltemperatur av  $-5,8$  °C. Vi kan då beräkna summan av de specifika värmemotstånden vid värmeövergången på slangens insida,  $m_i$ , och värmeledningen genom slangen,  $m_s$ . Denna summa blir då 0,065 Km/W. Slangens värmemotstånd kan bestämmas med kända formler och blir 0,049 Km/W, varvid antagits att värmeflödet är symmetriskt och att slangmaterialets värmeledningsförmåga är 0,40 W/Km. Eftersom experimentet gav oss det totala värmegenomgångsmotståndet, kan vi nu beräkna storleken på samtliga komponenter som ingår. Resultatet redovisas i tabell 5.2.

Tabell 5.2. Fördelning av det totala värmegenomgångsmotståndet på delmotstånd (Km/W)

Uppmätt totalt spec värmemotstånd	$m_p$	0,110
Värmemotstånd i borrhålsvatten	$m_y$	ca 0,045
Värmemotstånd i PEH-slang	$m_{s1}$	0,049
Värmeövergångsmotstånd vid slangens insida	$m_i$	ca 0,016

Låt oss diskutera värmemotståndet i borrhålsvattnet närmare. Fri konvektion kan knappast äga rum genom en obruten strömning längs hålväggen resp slangens utsida. Vi kommer i stället att få ett stort antal konvektionsceller vars höjd kommer att ha samma storleksordning som avståndet till hålväggen. Vattnets volymsutvidgningskoefficient är mycket låg inom det aktuella temperaturområdet (0-10 °C) och temperaturskillnaderna i vårt fall högst ett par grader. Täthetsskillnaden mellan det kalla och det varma vattnet, som driver den fria konvektionen, blir därvid mycket liten.

Rayleighs tal,  $Ra = Gr_s \cdot Pr$ , kan för den fria konvektionen beräknas till ca 14 vid en temperaturskillnad av 2 K och medeltemperaturen 10 °C. Se VDI-Wärmeatlas (1984). Även vid 20 °C vattentemperatur blir  $Ra$  ej större än 29. Enligt samma källa råder ren värmeledning när  $Ra < 1000$ . Vi kan alltså anse att bidraget från fri konvektion är försumbart och räkna med ren värmeledning. Om slangen ligger koncentriskt i berghålet erhålles då värmemotståndet i borrhålsvattnet till 0,061 Km/W. Det ur experimenten beräknade värdet, 0,045 Km/W är lägre och kan förklaras med slangens excentriska läge i det lutande borrhålet. Osäkerheten i detta mätvärde är också stor pga att det framkommer genom subtraktion av andra mätvärden som alla innehåller vissa osäkerheter.

För is anges värmeledningsförmågan till 2,1 W/Km; att jämföras med vatten nära nollpunkten, som har värmeledningsförmågan 0,57 W/Km. Med ledning av denna relation kan det yttre värmemotståndet i det frusna borrhålet beräknas till  $m_y = 0,012$  Km/W och det totala värmegenomgångsmotståndet blir då 0,088 Km/W för en "frusen" anläggning med övriga delmotstånd enligt försök 1. Som tidigare nämnts kommer värmeflödet i detta fall att omfördelas, vilket sänker övriga delmotstånd något.

Motsvarande försök har utförts vid en liknande anläggning där mellanrummet mellan värmekollektorrens ytterslang och borrhålsväggen var fyllt med en värmeledande massa. Resultatet blev då  $m_p = 0,085$  Km/W. Som vi ser har denna konstruktion betydligt bättre prestanda för det fall att systemet skall användas som värmesänka och värme således tillföras hålet vid plusgrader. Den värmeledande massan är vattenhaltig och en viss ytterligare förbättring av värmeledningen kan förväntas vid frysning.

#### 5.4 Värmeövergångstalet på rörets insida

Vid beräkning av värmeövergångstalet på rörets insida används i allmänhet de formler som gäller för värmeövergångstalet vid rörväggen i ett cylindriskt rör, VDI-Wärmeatlas (1984). Hänsyn till avvikelser i strömningskanalens utseende görs genom att beräkna kanalens hydrauliska diameter och sätta in denna i formlerna. Med denna metod erhålls ett värmeövergångstal som omräknat till värmeövergångsmotstånd blir ca 0,026 Km/W, vilket är högre än det som observerats i våra försök. Reynolds tal har vid dessa legat mellan 1400 och 2100. Man anser i allmänhet att strömningen blir ovillkorligt laminär när  $Re < 2300$ . Detta gäller egentligen endast för rör med cirkulärt tvärsnitt. Vid strömning mellan plana plattor har försök visat att strömningen ej blir ovillkorligt laminär förrän Reynolds tal går under 1000, räknat på en hydraulisk diameter som är lika med dubbla plattavståndet.

Det inre röret i den här provade värmekollektorn centreras i det yttre med hjälp av distanshållare. Dessa bidrar också till att öka turbulensen. Båda dessa faktorer talar för att strömningen vid våra försök är mer turbulent än vad formlerna utgår ifrån och därmed blir också värmeövergångsmotståndet på rörets insida lägre.

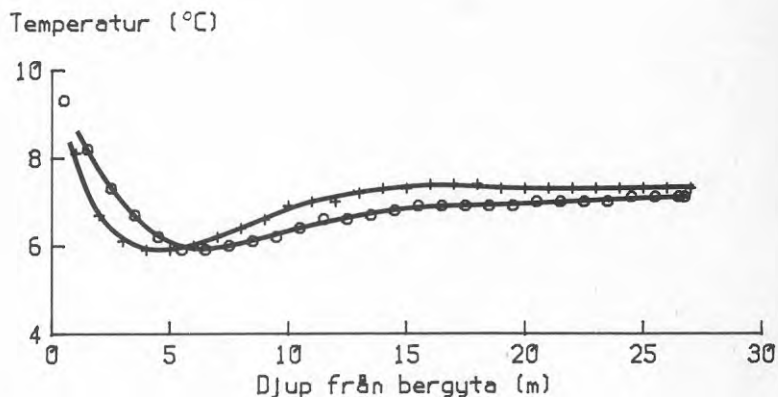
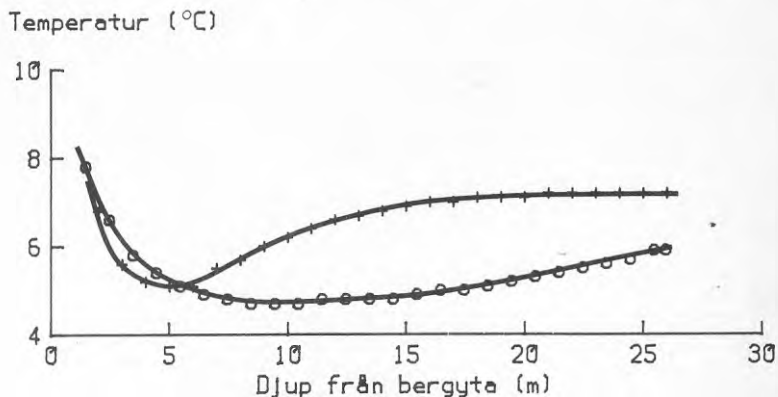
Antagandet styrks av att tryckfallet i röret är högre än vad som svarar mot laminära förhållanden.

#### 5.5 Värmegenomgångsmotståndet för grovhål

Motsvarande mätningar av  $m_p$  har nyligen utförts på grovhål i Vattenfalls regi. Mätningarna är ännu ej publicerade, Egnell och Löfveberg (1985). Resultatet anges till  $m_p = 0,14$  Km/W vid ofrusna förhållanden.

## 6 TEMPERATURLOGGNING AV BORRHÅL

Hålen har temperaturloggats vid två tillfällen; första gången innan anläggningen kördes igång och andra gången efter två år. Resultaten framgår av fig 6.1.



Figur 6.1. Borrhålstemperatur i centralhålet (övre figuren) och i fjärrhålet (undre figuren) före start och efter två års drift. Symboler: + 82-06-01 före start  
o 84-06-21 efter två års drift.

Centralhålet uppvisar den lägsta temperaturen i hålgruppens övre del, vilket förklaras av att hålen står närmare varandra vid markytan än mot djupet.

I fjärrhålet syns tydligt att sommarens värmevåg hunnit längre ned vid mätningen 1984-06-21, som gjordes senare på året. Den allmänna sänkningen av temperaturnivån med ca 0,3-0,4 K orsakas sannolikt av fjärrfältet från kollektorn. Det bör dock framhållas att mätutrustningen kan ge upphov till en systematisk skillnad mellan de båda mättillfällena av 0,2-0,3 K.



## 7 PRAKTISKA ERFARENHETER

Genom att borrhjulet är begränsat vid topphammarborrning, kräver en anläggning redan för ett enfamiljshus att flera hål borras och kopplas ihop. Vid denna anläggning gjordes hopkopplingen med hjälp av standardrördetaljer i mässing. Både arbete och material blir därigenom dyrare än motsvarande detaljer vid en konventionell enhålsanläggning.

Den enligt projektet föreslagna injekteringen har genomförts på en annan anläggning. Arbetet med injekteringen blev resurs- och tidskrävande, till viss del dock beroende på att den gjordes under vintern.

För att en smalhålsanläggning skall kunna bli billigare än en konventionell grovhålsanläggning måste ovanstående arbeten kunna utföras på ett rationellt sätt.

Anläggningen har fungerat störningsfritt under nästan två år. Under våren 1984 uppstod dock ett värmebärläckage, som så småningom lokaliserades till ett av borrhålen. Efter uppdragning av slangen kunde läckan lokaliseras till bottenpluggens O-rings-tätning i ytterslangen. Dragreporna från tillverkningen av slangen passerar O-ringsläget. De hade vid montaget troligen fyllts med silikonfett som så småningom pressats undan av tryckskillnaden varvid läckage uppstått. Reparationen uppskattas kosta minst 2000 kr och kräver bl a renspolning eller upprymning av borrhålet.

Rörelser i slangen orsakas bl a av termisk längdutvidgning varje gång värmepumpen startar. Längdändringen kan uppskattas till 5-10 mm på 27 m sträcka vid en temperaturförändring av 2 K. Det är möjligt att denna rörelse är tillräcklig för att orsaka skador på sikt. En fasthållande kraft på 200-300 N skulle dock vara tillräcklig för att förhindra slangens rörelse. Vid fastinjekterade slangar elimineras denna risk.

Högsta observerade värmebärartemperatur har varit 18 °C. Vid denna temperatur måste plastmaskinerna kopplas om till kylning från vattenledningsnätet. Hade värmeförseln kunnat fortsättas hade temperaturen blivit högre. Vi ser således tydligt att det låga värdet för  $m_p$  i detta driftfall leder till höga laddningstemperaturer trots att den tillförda energin är lägre än värmeuttaget under vintern. Effektnivåerna är dock jämförbara.

Anläggningen har minskat fastighetens oljeförbrukning med 4,5 m<sup>3</sup> under ett normalår. Elförbrukningen uppgår till ca 18 000 kWh. I 1984/85 års prisläge kan den årliga driftkostnadsbesparingen uppskattas till ca 7 000 kr.

## 8 LITTERATUR

Claesson J, B Efring & G Hellström, 1983a, Ground Heat Systems. A Handbook on Thermal Analyses (The International Conference on Subsurface Heat Storage in Theory and Practice.) Swedish Council for Building Research. Proceedings, Appendix, Part II, p.494-499. Stockholm.

Claesson J, B Efring, P Eskilson & G Hellström, 1983b, Bergvärmebrunnar (Kap 10 ur "Markvärme en handbok om termiska analyser"), Lund Institute of Technology, Dept of Mathematical Physics, Lund.

Egnell M, & A Löfveberg, 1985, Rapport under utarbetande vid Vattenfall.

Mogensen P, 1983, Fluid to Duct Wall Heat Transfer in Duct System Heat Storages (The International Conference on Subsurface Heat Storage in Theory and Practice) Swedish Council for Building Research. Proceedings, Appendix, Part II, p.652-657. Stockholm.

VDI-Wärmeatlas, 1984, 4. Auflage, Avsnitten Fc och Gd, VDI-Verlag, Düsseldorf.

Ericsson L O, 1985, Värmeutbyte mellan berggrund och borrhål vid bergvärmesystem, Dissertation, Chalmers Tekniska Högskola, Geologiska Institutionen, Publ A 52, Göteborg.





**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 801360-1  
från Statens råd för byggnadsforskning till Palne  
Mogensen AB, Djursholm.**

**R123: 1985**

**ISBN 91-540-4470-7**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6705123**

**Abonnemangsgrupp:  
Ingår ej i abonnemang**

**Distribution:  
Svensk Byggtjänst, Box 7853  
103 99 Stockholm**

**Cirkapris: 25 kr exkl moms**