



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

R85:1977

Värmepump med effekt- utjämningsystem

**En studie av ett system där
värmepump kombineras med
värmeackumulering i jord**

Roger Lundén

TEKNISKA HÖGSKOLAN · LUND
SEKTIONEN FÖR VÄG- OCH VATTEN
BIBLIOTEKET

Byggforskningen

R85:1977

VÄRMEPUMP MED EFFEKTUTJÄMNINGSSYSTEM

En studie av ett system där värmepump kombineras med värmeackumulering i jord

Roger Lundén

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 760260-0 från Statens råd för byggnadsforskning till Västbo-Villan Smålandsstenar AB, Smålandsstenar

Nyckelord:

uppvärmning
värmepumpar
effektutjämning
energilagring
ackumulatorer
jordackumulatorer
mark

UDK 697.4:621.577

R85:1977

ISBN 91-540-2784-5
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1977

FÖRORD

Denna rapport presenterar en utvärdering av ett system där värmepump kombineras med en jordackumulator. Idén bakom systemet har sin upprinnelse i oljekrisen 1974 då jag, bland många, sökte finna nya lösningar till energiproblemen.

Min uppfattning är att systemet *ej* har någon potential för vidare utveckling, med de förutsättningar som använts i projektet.

Emellertid har rapporten intresse ur flera aspekter. Den innerhåller bland annat

- utvärdering av systemet
- synpunkter på och matematisk modell för värmeackumulator av jord
- matematisk modell för simulering av värmepumpsystem

Flera personer har arbetat med projektet. Civ. ing. Sven Gunnarsson har utrett hur jord kan användas för värmeackumulering. Ing. Ehrling Gustavsson har haft synpunkter på jordackumulatorns utformning och ekonomi. Civ. ing. Per Svensson har utrett systemets ekonomi. Civ. ing. Pär Öman har arbetat med aspekter på reglersystemet och analyserat systemets tillförlitlighet.

För värdefulla synpunkter och teknisk information vill jag rikta ett tack till

Prof. Bo Adamsson, LTH, Lund

Civ. ing. Anders Elfving, Unifos Kemi AB,
Stenungsund

Univ. lekt. Erik Granryd, KTH, Stockholm

Övering. Lars Larsaeus, Freon-Kyl AB,
Göteborg

Medförfattare till denna rapport har varit

Sven Gunnarsson	avsnitt 3.2 och 3.3
Per Svensson	kapitel 6
Pär Öman	kapitel 4

Till sist vill jag tacka Sven Gunnarsson som ritat *alla figurerna* och Per Svensson som haft friska synpunkter på projektets och rapportens uppläggning.

Göteborg i oktober 1976

Roger Lundén

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

	BETECKNINGAR	6
1	INTRODUKTION	7
	1.1 Bakgrund	7
	1.2 Projektets syfte och omfattning	8
2	SYSTEMBESKRIVNING	9
	2.1 Systemets funktion och egenskaper	9
	2.2 Värmepump 1 och 2	10
3	VÄRMEACKUMULATORN	11
	3.1 Allmänt om värmeackumulering	11
	3.2 Jordmaterials egenskaper	12
	3.3 Värmeförluster och fuktvandringsproblem .	17
	3.4 Simulering av ackumulator	19
	3.5 Kostnadsaspekter	25
4	SYSTEMETS REGLERING OCH TILLFÖRLITLIGHET	28
	4.1 Allmänna synpunkter	28
	4.2 Reglering av värmepump 1	28
	4.3 Reglering av värmepump 2	30
	4.4 Tillförlitlighet	31
5	SYSTEMSIMULERING	33
	5.1 Modell för systemsimulering	33
	5.2 Datorprogram	40
	5.3 Exempel med diskussion av erhållna resultat	41
6	KOSTNADSANALYS OCH JÄMFÖRELSE MED ANDRA UPPVÄRMNINGSSYSTEM	45
	6.1 Ekonomisk jämförelse med andra system ...	45
	6.2 Kostnadsuppskattning för vårt system ...	47
7	ANALYS OCH DISKUSSION AV RESULTATEN	48
	7.1 Systemets tekniska förutsättningar	48
	7.2 Systemets ekonomiska förutsättningar ...	49
	REFERENSER	50
	BILAGA: Något om polyetenrörs egenskaper	52

BETECKNINGAR

Nedan anges *allmänna* beteckningar som används i rapporten. Vissa undantag förekommer.

ρ	densitet	kg/m ³
w	fuktkvot	%
L	längd	m
A	area	m ²
V	volym	m ³
R, r	radie	m
m	massa	kg
τ	tid	s (h)
M	massflöde	kg/s
q	effekt per längdenhet	W/m
Q	värmeeffekt	W (kW)
E	effekt	W (kW)
W	energi	Ws (kWh)
k	värmeövergångskoefficient	W/m ² °C
c	värmekapacitivet	Ws/kg °C
C	värmekapacitet	Ws/m ³ °C
λ	värmeledningsförmåga	W/m °C
a	diffusivitet	m ² /s
t	temperatur	°C
T	temperatur	K
θ	temperaturskillnad	°C
ϕ	värmefaktor	1
η	verkningsgrad	1
ϵ	köldfaktor	1

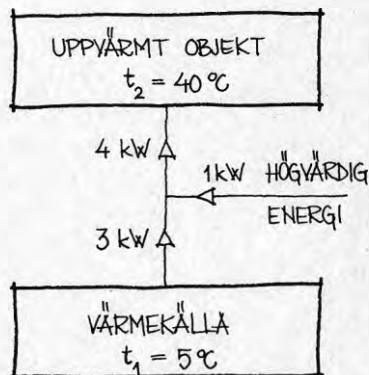
1 INTRODUKTION

1.1 Bakgrund

Lokaluppvärmning svarar idag för ca 40% av Sveriges totala energiförbrukning. Energikällan är till största delen olja men elvärmen har ökat kraftigt de senaste åren. Prognoser, se [1], förutspår att den effektiva energi⁺ som används för lokaluppvärmning år 2000 kommer att vara 160 TWh/år mot dagens 106 TWh/år. För att inte göra intrång på standardkraven måste alltså nya energikällor skapas och nya sätt att effektivare använda energin utvecklas.

Värmepumpen är en gammal uppfinning som fick ny aktualitet under energikrisen våren 1974. Värmepumpen drivs med högvärdig energi och kan med hjälp av denna "lyfta" lågvärdig energi (värmekälla vid låg temperatur) till en högre nivå (högre temperatur), se FIG 1.1. Användning av värmepump är alltså ett sätt att effektivt utnyttja högvärdiga energikällor (tex elström).

FIG 1.1 Värmepump som drivs med 1 kW eleffekt lyckas ta 3 kW ur värmekällan som har ganska låg temperatur. Summa 4 kW kommer det uppvärmda objektet till del. Värmepumpen sägs ha värmefaktorn $\phi = 4/1 = 4$. En mera detaljerad beskrivning ges i [2], p. 7.



Värmepumpen har emellertid sina speciella problem. Den innebär en ganska stor investering och kräver kvalificerat underhåll. Då skillnaden mellan värme-

⁺ Med effektiv energi menas den nettoenergi som konsumenten använder. Förluster är borträknade.

källans temperatur t_1 och uppvärmda objektets temperatur t_2 ökar minskar värmepumpens effektivitet. Samtidigt ökar belastningen på de ingående komponenterna. Detta innebär att värmepumpen eventuellt inte kan tillgodose värmebehovet och att risk för haveri eller snabb förslitning av komponenterna uppkommer. Praktiskt kan detta lösas genom att tillsatseffekt, tex elvärme eller gasolbrännare, inkopplas.

Det värmepumpsystem som beskrivs i denna rapport är avsett att eliminera några av de negativa sidor konventionella värmepumpsystem har. Systemet väntas

- klara effektbehovet under hela året
- arbeta vid driftspunkter som ger komponenterna en lång livslängd
- ge stor energibesparing
- kräva måttligt maximalt effektuttag

1.2 Projektets syfte och omfattning

Projektets syfte har varit att undersöka de generella förutsättningarna för ett värmepumpsystem med värmeackumulator (närmare beskrivet i kapitel 2).

Projektet har behandlat tekniska och ekonomiska aspekter. Värmeackumulering i jord har studerats liksom reglertekniska frågor. För att simulera systemet har ett datorprogram utvecklats och resultaten av simuleringen utvärderats. Systemets ekonomi har utretts. Rapporten avslutas med en totalbedömning av systemets förutsättningar för kommersiell användning.

2 SYSTEMBESKRIVNING

2.1 Systemets funktion och egenskaper

Systemets principiella funktion framgår av FIG 2.1. Värme tas från utomhusluften vid förångare 1 och avges till ett cirkulationssystem vid kondensator 1. Värmepump 2 tar upp värme från cirkulationssystemet och avger värme till radiatorer och varmvattenberedare. Cirkulationssystemet står även i kontakt med en ackumulator. Ackumulatorns uppgift är att utjämna dygns- och veckovariationer i effektbehov.

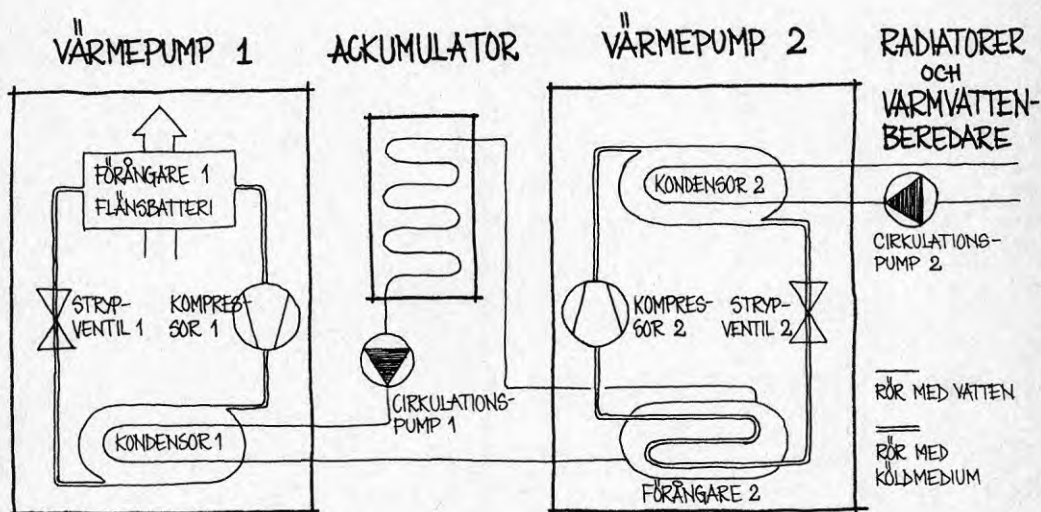


FIG 2.1 Systemets principiella utformning.

Värmepump 1 och 2 bör få måttlig storlek, men måste dimensioneras så att ackumulatorns temperatur ej sjunker under tillåten nivå under en längre dimensionerande köldperiod.

Akkumulatören beskrivs och analyseras i kapitel 3, medan reglersystemet behandlas i kapitel 4.

2.2 Värmepump 1 och 2

Värmepump 1 tar värmeenergi från utomhusluften och tillför värme till cirkulationssystemet. Förångningstemperaturen ligger kanske mellan -27 och $+15^{\circ}\text{C}$, och kondenseringstemperaturen mellan $+18$ och $+30^{\circ}\text{C}$ i normala driftssituationer (-20°C antas vara lägsta utomhustemperaturen). Köldmedium R22 är användbart. Ett problem kan vara att få strypventilen att fungera bra inom det intervall förångningstemperaturen varierar. Kapacitetsreglering är i många situationer fördelaktigt, se [2] p. 24. En idé för mindre system är att använda en öppen kylkompressor och tvåhastighetsmotor. Elmotorns förlustvärme, som i en hermetisk kompressor helt utnyttjas, bör med ett ganska enkelt arrangemang kunna återvinnas. Vid förångaren måste avfrostning ske, se kapitel 4.

Värmepump 2 arbetar inom ett högre temperaturområde. Förångningstemperaturen ligger i intervallet $+5$ och $+15^{\circ}\text{C}$ och kondenseringstemperaturen i intervallet $+30$ och $+60^{\circ}\text{C}$. Även här är köldmedium R22 användbart. Det bör påpekas att kondenseringstemperaturen kan bli ganska hög och därmed fås ett högt tryck i kondensator 2. Värmepump 2 bör dimensioneras så att effektbehovet täcks vid en viss dimensionerande utomhustemperatur. Effektregering kan införas på samma sätt som för värmepump 1.

3 VÄRMEACKUMULATORN

3.1 Allmänt om värmeackumulering

En värmeackumulators uppgift är att lagra värmeenergi då överskottseffekt finns tillgänglig och att avge denna energi vid tidpunkter för stort effektbehov. Värmeackumulering kan realiseras på olika sätt, mycket beroende på vad man strävar efter och vad det får kosta. Se [3].

Akkumulatorns volym V_a bestäms av ackumulatormaterialets värmekapacitet C och maximalt tillåten temperaturändring Δt_{\max} hos ackumulatoren då den tillförs eller avger en viss dimensionerande energi W_{\max} . Vi erhåller sambandet

$$V_a = W_{\max} / C \Delta t_{\max} \quad (3.1)$$

En ackumulator i ett värmepumpsystem bör arbeta inom ett relativt begränsat temperaturintervall. Om den består av fast material bör den vara så konstruerad, att alltför stora temperaturgradienter inte uppstår i ackumulatoren vid laddning eller belastning.

I det system vi betraktar, se kapitel 2, vill vi ackumulera värme inom temperaturintervallet säg $10 - 20^\circ\text{C}$. Vatten, grus, jord med flera material är användbara i detta temperaturområde. Här analyseras en ackumulator av jord. Detta bedöms vara ett tekniskt och ekonomiskt vettigt sätt att lagra värmeenergi för det betraktade systemet. Ackumulatoren kan utformas och placeras efter önskemål, t ex *under* huset som skall uppvärmas.

Jorden bör ha hög vattenhalt, då det ger ackumulatoren hög värmekapacitet. Värmeläckage från ackumulatoren måste beaktas. Det kan i många fall bli nödvändigt att förse ackumulatoren med diffusionsspärr och isolering.

Akkumulatören måste förses med ett system, som kan överföra värmeenergi till och från akkumulatören. Ett sådant visas i FIG 3.1, där rör placerats på lämpligt avstånd från varandra. Polyeten bedöms vara ett lämpligt rörmaterial. Dess egenskaper beskrivs kortfattat i BIL.

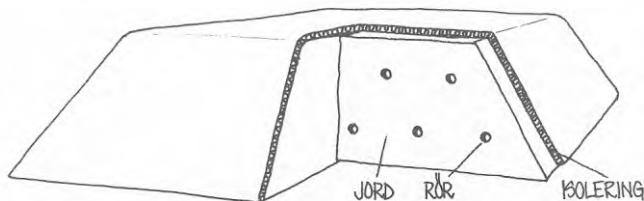


FIG 3.1 Akkumulator av jord.

3.2 Jordmaterials egenskaper

Allmänt. - Jorden består av en fast massa som är mer eller mindre porös. Porerna är fyllda med vatten och gas i varierande proportioner. Man kan alltså säga att jorden är sammansatt av de tre komponenterna *fast substans*, *porvatten* och *porgas*. Se FIG 3.2.

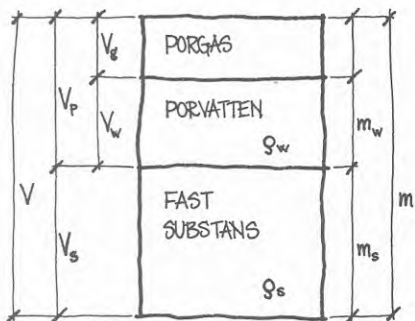


FIG 3.2 Jordens tre komponenter samt deras volymer (V), massor (m) och densiteter (ρ). s, p, w resp. g står för fast substans, porer, porvatten resp. porgas.

Här följer några definitioner, som är av betydelse för den fortsatta framställningen. Jämför FIG 3.2.

Skrymdensitet, $\rho = m/V$	kg/m ³
Torr densitet, $\rho_d = m_s/V$	kg/m ³
Kompaktdensitet, $\rho_s = m_s/V_s$	kg/m ³
Portal, $e = V_p/V_s$	l
Fuktkvot, $w = m_w/m_s$	%
Vattenmättningsgrad, $S = V_w/V_p$	%
Halt organisk substans, $g_o = m_o/m_s$	%

Eftersom de olika jordkomponenternas egenskaper varierar avsevärt, inverkar följande tre faktorer på jordartens sammantagna egenskaper:

1. *Komponenternas inbördes mängdförhållande.*
Begrepp som portal, fuktkvot, vattenmättningsgrad och halt organiskt material kommer till användning.
2. *Komponenternas kemiska sammansättning.* Den fasta substansen utgörs av mineralpartiklar eller organiskt material (skal, växtdelar, mikrober, humus etc), ofta blandat. Kornens mineralinnehåll påverkar jordens egenskaper. Porvattnet kan vara fritt (sjunkvatten och grundvatten) eller bundet (kapillärt vatten och adsorberat vatten). Vattnets temperatur och joninnehåll är också av betydelse för jordens egenskaper.
3. *Den fasta substansens strukturella uppbyggnad.* Man indelar jordarterna efter kornens form, storlek och fördelning. Här skall endast framhållas skillnaden mellan grovjordar med huvudsakligen grus- och sandfraktionerna samt finjordar med silt- och lerfraktionerna. Grovjordarna är sk friktionsjordar, dvs det är friktionskrafter som bygger upp den fasta substansen. Hos finjordarna har kohesionen mellan partiklarna samma uppgift. Grovjordarna har svag vattenbindande förmåga och en hög permeabilitet eller vattengenomsläpplighet. Finjordarna däremot har stark vattenbindande förmåga,

speciellt lerjordar. Det samma gäller organiska jordar. Permeabiliteten hos finjordarna är mycket låg.

Jordens termiska egenskaper. - *Värmekapacitiveteten* har praktiskt taget samma värde för de flesta jordarterna. Detta förutsatt att de är torra och fria från organisk substans. På basis av Vuorelainen [4] fås $c_s = 837 \text{ Ws/kg}^0\text{C}$. Hos jordar med hög humushalt kan värmekapacitiveteten uppgå till det dubbla. Som jämförelse kan nämnas att $c_w = 4187$ och $c_{is} = 2093 \text{ Ws/kg}^0\text{C}$.

Värmekapacitiveteten definieras allmänt som

$$C = \rho c \quad (3.2)$$

Värmekapacitiveteten för jord beror inte enbart av densiteten utan också av fuktkvoten. För fuktig jord kan den alltså uttryckas på följande sätt:

$$C = \frac{C_s V_s + C_w V_w + C_g V_g}{V} \quad (3.3)$$

Sista termen i täljaren, som hänförs till porgasen kan försummas. Vi får då

$$C = \frac{m_s}{V} c_s + \frac{m_w}{m_s} \frac{m_s}{V} c_w = \rho_d (c_s + w c_w) \quad (3.4)$$

Värmekapacitiveteten för jord är av storleksordningen 2 å 3 MWS/m³°C. $C_w = 4,19$ och $C_{is} = 1,93 \text{ MWS/m}^3^0\text{C}$.

Värmeledningsförmågan hos en jordart är svår att bestämma, bl a därför att porvattnet i jorden förångas vid värmeförsöring. Vattenången diffunderar sedan i värmeledningens riktning. Som följd av detta ändras fuktkvoten och därmed värmeledningsförmågan.

Genom att införa vissa förenklade antaganden om partiklarnas form, kontakten mellan kornen och vattenångans diffusion kan värmeledningsförmågan hos en jordart beräknas. Kersten [5] fann att grovkorniga jordarter, där grus- och sandfraktionerna dominerar, har högre

λ -värdena är finkorniga jordarter som innehåller mer än 50% av fraktionerna mo, mjåla och ler. Vi har följande empiriska formler:

$$\lambda = (0,087 \log w + 0,05) 10^{0,624 \rho_d} \quad (3.5)$$

$$\lambda = (0,115 \log w - 0,025) 10^{0,624 \rho_d} \quad (3.6)$$

Enligt dessa uttryck ökar alltså värmekonduktiviteten med fukthalten och med torrdensiteten. Detta innebär att λ för en jordart är högst på våren och hösten då marken är fuktigast, och lägst under torra somrar. Eftersom ρ_d ökar med jorddjupet ökar också λ . Slutligen kan sägas att λ beror av marktemperaturen. När marktemperaturen är som högst är λ högst (ungefär 5% högre än när temperaturen är som lägst).

Värmekonduktiviteten för jord är 1 å 2 W/m⁰C. Detta kan jämföras med $\lambda_w = 0,59$ och $\lambda_{is} = 1,75 - 2,25$ W/m⁰C.

Diffusiviteten härleds ur värmekonduktiviteten och värmekapaciteten enligt

$$a = \lambda/C$$

För jord är a omkring $0,5 \cdot 10^{-6}$ m²/s. $a_w = 0,14 \cdot 10^{-6}$ och $a_{is} \approx 1 \cdot 10^{-6}$ m²/s.

De termiska egenskaperna hos olika jordarter samt för några andra ämnen har sammanställts i TAB 3.1.

Vilka egenskaper är det då önskvärt att ett jordmaterial, som skall användas för värmeackumulering, har? Värmekapaciteten bör vara hög för att så mycket värme som möjligt skall kunna lagras. Vidare bör värmekonduktiviteten vara hög så att värme på ett effektivt sätt kan till- resp. bortföras från ackumulatören.

Eftersom både C och λ ökar med fuktkvoten är det alltså önskvärt att jordmaterialet har en hög fuktkvot. Materialet bör ha en hög vattenbindande förmåga och en låg permeabilitet.

Material	ρ_d [kg/m ³]	w [%]	C [Ws/m ³ °C]	λ [W/m ⁰ C]	a [m ² /s]
Mellansand, lös	1510	4,5	$1,52 \cdot 10^6$	0,72	$0,47 \cdot 10^{-6}$
Mellansand, packad	1710	5,1	$1,72 \cdot 10^6$	1,30	$0,76 \cdot 10^{-6}$
Mellansand, packad	1580	11,7	$2,05 \cdot 10^6$	1,09	$0,53 \cdot 10^{-6}$
Mellansand, packad	1580	21,7	$2,72 \cdot 10^6$	1,58	$0,58 \cdot 10^{-6}$
Kvartsand	1540	0,2	$1,21 \cdot 10^6$	0,34	$0,28 \cdot 10^{-6}$
Sandigt grus	1800	2,4	$1,59 \cdot 10^6$	0,72	$0,45 \cdot 10^{-6}$
Sandigt grus	1800	14,9	$2,55 \cdot 10^6$	1,58	$0,62 \cdot 10^{-6}$
Sandigt grus	1910	15,9	$2,81 \cdot 10^6$	1,80	$0,64 \cdot 10^{-6}$
Natursingel	1550	torr	$1,24 \cdot 10^6$	0,34	$0,27 \cdot 10^{-6}$
Natursingel	1550	14,8	$2,20 \cdot 10^6$	1,30	$0,59 \cdot 10^{-6}$
Grovmo	1610	9,6	$2,01 \cdot 10^6$	1,36	$0,68 \cdot 10^{-6}$
Mjåla	1320	2,3	$1,21 \cdot 10^6$	0,22	$0,18 \cdot 10^{-6}$
Mjåla	1490	24,4	$2,76 \cdot 10^6$	1,38	$0,36 \cdot 10^{-6}$
Lera, lätt	1200	51,4	$3,52 \cdot 10^6$	1,37	$0,39 \cdot 10^{-6}$
Lera, styv	1030	65,0	$3,58 \cdot 10^6$	1,02	$0,28 \cdot 10^{-6}$
Lera, styv	1140	0,2	-	0,21	-
Morån, sandig	1920	2,1	$1,76 \cdot 10^6$	0,88	$0,50 \cdot 10^{-6}$
Morån, sandig	1920	13,6	$2,72 \cdot 10^6$	2,36	$0,87 \cdot 10^{-6}$
Morån, moig	1780	13,8	$2,64 \cdot 10^6$	1,66	$0,63 \cdot 10^{-6}$
Morån, lerig	2020	14,0	$2,89 \cdot 10^6$	2,36	$0,82 \cdot 10^{-6}$
Morån, lerig	1900	15,5	$2,72 \cdot 10^6$	2,33	$0,86 \cdot 10^{-6}$
Morån, lerig o moig	1750	15,4	-	2,41	-
Koppar (vid 18°C)	8918		$3,43 \cdot 10^6$	395	$115 \cdot 10^6$
Vatten (vid 15°C)	1000		$4,19 \cdot 10^6$	0,59	$0,14 \cdot 10^{-6}$
Is, naturlig	920		$1,92 \cdot 10^6$	1,63	$0,85 \cdot 10^{-6}$

TAB 3.1 Termiska egenskaper hos olika jordarter jämfört med koppar, vatten och is. Enligt [6].
Värdena gäller ovan fryspunkten.

Fuktvandningsproblemet kan man komma tillrätta med genom att välja en jord med hög vattenmättningsgrad. I en 100-% vattenmättad jord elimineras fuktvanringen.

Av allt att döma skulle det vara lämpligt att välja en finjord, t ex lera. Enligt TAB 3.1 har dock leran relativt lågt λ -värde. Dessutom har leran en tendens att bli hård och spricka vid uppvärmning, varför man eventuellt borde ha ett annat material närmast rören som kan "sprida" värmen bättre. En idé är att gjuta in rören i betong, som sedan omges av leran.

I denna rapport har fyra olika jordmaterial valts för närmare undersökning i ett datorprogram. Se TAB 3.2

3.3 Värmeförluster och fuktvandringsproblem

Värmeisolering. - Jordackumulatören bedöms hålla en temperatur mellan 10 och 20°C. Eftersom den omgivande markens temperatur oftast är avsevärt lägre bör jordkroppen isoleras för att värmeförlusterna skall minska. I det fall ackumulatören placeras under en villa elimineras förlusterna uppåt så länge temperaturen i villan hålls på en normal nivå. Vintertid avkyls markens yt-skikt medan temperaturen en bit ner i marken varierar måttligt under året. Det är därför lämpligt att isolera ackumulatören åt sidorna, se FIG 3.1. På marknaden finns speciella "markskivor" i varierande dimensioner, för isolering av jord. I [8] uppges en sådan skiva ha λ -värdet 0,060 W/m°C vid 5 volymprocents vattenhalt. En 8 cm tjock skiva får då k-värdet 0,75 W/m² °C.

Värmeförluster. - Ackumulatören förlorar värmeenergi till omgivningen. Förlusternas storlek är avgörande för ackumulatorns effektivitet och ekonomi. I [9] finns datorberäkningar som kan ligga till grund för en uppskattning av förlusterna. Förutsättningar och beräknade värmeflöden anges i FIG 3.3.

Den ackumulatör vi studerar som exempel har måtten 7x13 m och höjden 1 m. En uppskattning ger årsmaximala värmeflödena (medelvärden över respektive yta)

- från ackumulatorns undersida 7,5 W/m²
- från ackumulatorns sidoytor 12 W/m²

Detta innebär en maximal effektförlust hos ackumulatören på ca 1200 W. I det system ackumulatören arbetar i är denna förlust acceptabel. Den förlorade värmeenergin har producerats med hög värmefaktor hos värmepump 1.

Dessutom eliminerar ackumulatorn värmeförlusterna genom golvet i huset. En noggrannare analys av värmeförlusterna kan göras med hjälp av [10].

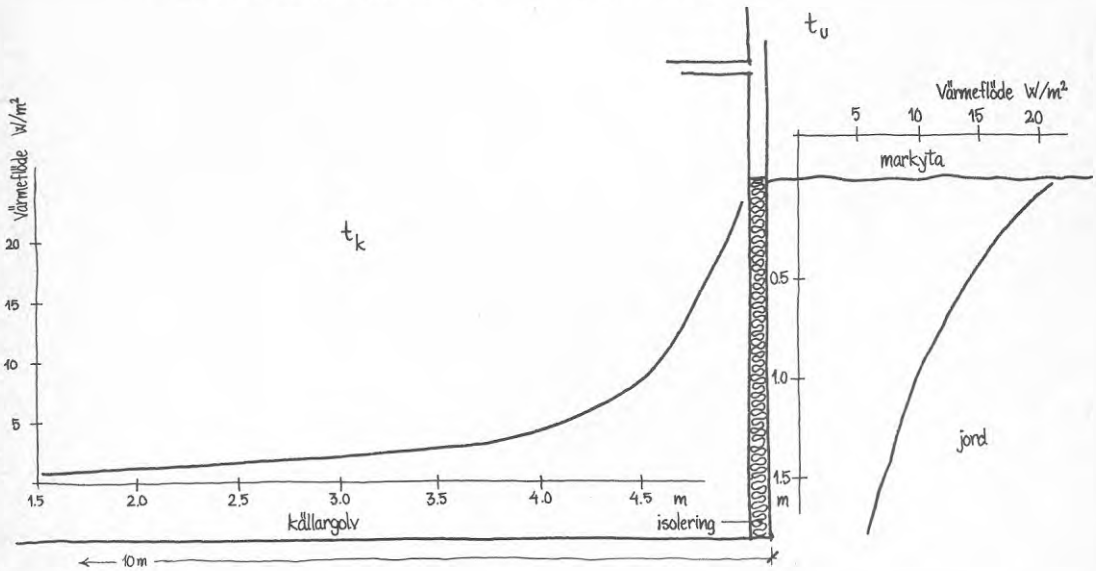


FIG 3.3 Datorberäkningar enligt [9]. Figuren visar tvärsnittet av en lång källare med bredd 10 m och golvytan belägen 1,8 m under markytan. Jorden är en lera med $w = 20\%$ och $\rho_d = 1400 \text{ kg/m}^3$. Utetemperaturen $t_u = 5,8 + 16,8\cos\omega t$ (där $2\pi/\omega = 1$ år). (Örebroklimat - ingen snö). Källartemperatur $t_k = 20^\circ\text{C}$, konstant. Golvytan är ej isolerad. Väggisoleringen har k-värdet $0,78 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$. Kurvorna visar *maximala* värmeflöden per ytenhet under året.

Fuktvandring. - Den fuktvandring som sker då jorden värms upp (se avsnitt 3.2) beror på att porvattnet förångas och diffunderar i värmeströmmens riktning. Denna fuktvandring har man stor anledning att anta sker dels lokalt kring rören, dels globalt inom jordkroppen. Sålunda kommer fukten att transporteras radiellt ut från rören då ackumulatorn laddas. Då ackumulatorn belastas får vi motsatt effekt.

Då jordkroppen hela tiden avger värme till omgivningen, kommer också fukt att spridas utåt sidorna respektive nedåt. En avsevärd vattenförlust kan därför

med tiden uppstå. Då detta försämrar jordens termiska egenskaper bör detta förhindras med en diffusions-spärr. Se FIG 3.4.

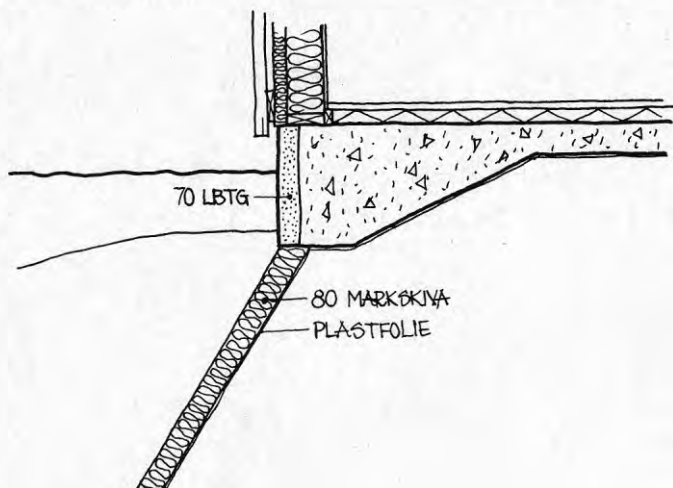


FIG 3.4 Ackumulator placerad under ett hus. Den är försedd med isolering och diffusionsspärr.

3.4 Simulering av ackumulator

I ett värmepumpsystem inverkar den temperatur vid vilken värme upptas och avges på systemets effektivitet. Det är därför väsentligt att ha en uppfattning om de temperaturgradienter som uppstår i ackumulatortorn.

Akkumulatorns principiella utförande där jordmassan tillförs och avger värmeenergi via rör, visas i FIG 3.1. För att konstruera en beräkningsmodell tänker vi oss ackumulatortorn som ett aggregat av tätstaplade hålcylindrar, se FIG 3.5. Dessa antas överföra värmeenergi endast vid innerranden där röret är placerat. Ackumulatortorn kan med denna idealisering anses utgöra en enda lång hålcylinder med innerradie R_1 och ytterradie R_2 , se FIG 3.6. Vi antar vidare att den effekt per längdenhet $q(\tau)$ som tillförs hålcylinderns innerrand endast varierar med tiden τ (konstant ut efter hålcylindern vid tiden τ). Materialet är homo-

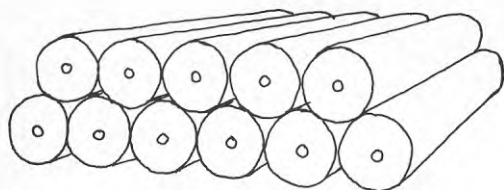


FIG 3.5 Ackumulatorn idealiseras till tät-packade hålcylindrar.

gent och beskrivs med värmekonduktiviteten λ och diffusiviteten a . Se FIG 3.6.

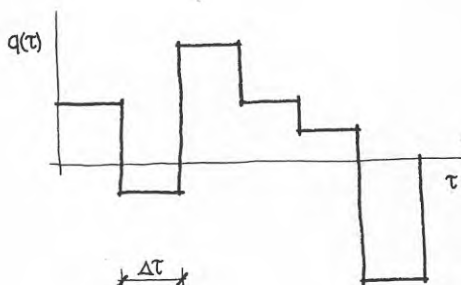
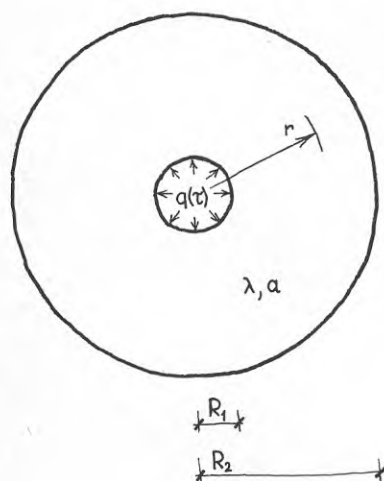


FIG 3.6 Tvärsnitt av hålcylinder med effekttillförsel vid innerranden. Effekttillförseln är en trappfunktion av tiden τ .

Vi söker nu temperaturfördelningen $t(r, \tau)$ i hålcylindern vid tidpunkterna

$$\tau = M\Delta\tau \quad M = 1, 2, \dots \quad (3.7)$$

då vi känner

$$q(\tau) = q_M \quad (3.8)$$

som en trappfunktion. Se FIG 3.6. Enligt [11] och [12] kan $t(r, \tau)$ skrivas som

$$\begin{aligned}
 t(r, \tau) = & t_0 + \{1/\pi\lambda(\gamma^2 - 1)\} \times \\
 & \{F_b \sum_{m=1}^M q_m - \frac{1}{2}A(\gamma, \rho)q_M\} + \\
 & (1/2\lambda) \sum_{n=1}^{\infty} B(\gamma, \rho, n) \times \{q_1 \exp(-\mu_n^2 MF_b) + \\
 & \sum_{m=1}^{M-1} (q_{m+1} - q_m) \exp(\mu_n^2 (m - M)F_b)\} \\
 & M = 1, 2, \dots \quad (3.9)
 \end{aligned}$$

där t_0 är hålcylinderns homogena temperaturfördelning vid $\tau = 0$ (t_0 sätts till noll i fortsättningen, t_0 är referenstemperatur). Vidare är

$$\gamma = R_2/R_1, \quad F_b = (a\Delta\tau/R_1^2), \quad \rho = r/R_1 \quad (3.10-12)$$

$$A(\gamma, \rho) = \left\{ \frac{1}{4} - \frac{1}{2}\rho^2 + \gamma^2 \left(\frac{\gamma^2}{1-\gamma^2} \ln\gamma + \ln\rho + \frac{3}{4} \right) \right\} \quad (3.13)$$

$$B(\gamma, \rho, n) = \frac{(1/\mu_n)J_1^2(\gamma\mu_n)}{J_1^2(\mu_n) - J_1^2(\gamma\mu_n)} \times$$

$$\{J_0(\rho\mu_n)Y_1(\mu_n) - J_1(\mu_n)Y_0(\rho\mu_n)\} \quad (3.14)$$

där J_0 , J_1 , Y_0 och Y_1 är besselfunktioner. μ_n är n:te roten till karakteristiska ekvationen

$$J_1(\gamma\mu)Y_1(\mu) = Y_1(\gamma\mu)J_1(\mu) \quad (3.15)$$

Vid aktuella värden på a ($\approx 0,5 \times 10^{-6}$ m²/s), $\Delta\tau$ (≈ 600 s) och γ (≈ 20) är det tillräckligt med ca 20 rötter till karakteristiska ekvationen. Dvs 20 termer tas med i den oändliga summan i (3.9).

Datorrutinen ACKSIM har framtagits för numerisk simulering av ackumulatorn. Rutinen använder i stort formel (3.9). För att spara beräkningstid beräknar rutinen temperaturdifferensen $\Delta t(r, \tau)$ vid två på varandra följande tidpunkter. Temperaturen vid tiden $\tau + \Delta\tau$ fås sålunda

$$t(r, \tau + \Delta\tau) = t(r, \tau) + \Delta t(r, \tau) \quad (3.16)$$

Vid mycket stora värden på M finns risk för störande avrundningsfel i (3.16) Ett speciellt arrangemang har gjorts för att undvika detta.

Datorberäkningar redovisas i TAB 3.2, FIG 3.7 och FIG 3.8. Jordmaterialen i exempel 1 till 4 har tagits ur [7]. I exempel 5 till 10 studeras samma material som i exempel 4, men R_1 , C respektive λ varieras. I exempel 11 (och 12) betraktar vi en hålcylinder som tänks ha samma volym V_a som i de övriga exemplen, men är längre (kortare) och har mindre (större) ytterradii. Totala effekttillförseln är samma som för övriga exempel. Exempel 11 (12) motsvarar ackumulatorer med tätare (glesare) rörplacering. Effekttillförseln per längdenhet $q(\tau) = q$ är tidskonstant i samtliga exempel.

Hålcylinders medeltemperatur kan nu beräknas enligt

$$t_m(\tau) = \{a/\lambda\pi R_1^2(\gamma^2 - 1)\}q\tau \quad (3.17)$$

och temperaturen vid hålcylinders innersida då stationärtillstånd inträtt ($\mu_1^2 a\tau/R_1^2 \gg 1$)

$$t_{st}(\tau) = t_m(\tau) + \Delta t_{st} \quad (3.18)$$

där

$$\Delta t_{st} = - \{1/2\pi\lambda(\gamma^2 - 1)\} A(\gamma, 1)q \quad (3.19)$$

t_m och Δt_{st} redovisas i FIG 3.8 och TAB 3.2.

De gjorda datorberäkningarna kan användas för dimensionering av en ackumulator. Den använda modellen bör stämma väl överens med verkligheten så länge effekttillförseln ej har en mycket ojämn fördelning över ackumulatorn. Man bör se till att hålcylindrarna får samma volym som ackumulatorn som simuleras. Modellen är ej bra om materialet är kraftigt inhomogent eller fuktkvoten har en ojämn fördelning.

Exempel nr	Material	R_L [m]	γ [L]	$10^{-6}C$ [Ws/m ³ °C]	λ [W/m°C]	q [W/m]	$10^6 a$ [m ² /s]	Δt_{st} [°C]	μ_1, μ_{20} [L]
1	Grusig sand 5,9 1720	0,0200	20	1,86	1,57	20,0	0,844	4,58	0,193 3,31
2	Mjåla 15,1 1660	0,0200	20	2,44	1,38	20,0	0,566	5,22	0,193 3,31
3	Sandig morån 8,9 1920	0,0200	20	2,32	2,16	20,0	0,931	3,32	0,193 3,31
4	Lera 30,6 1450	0,0200	20	3,07	1,38	20,0	0,450	5,22	0,193 3,31
5	R_L stor	0,0400	10	3,07	1,38	20,0	0,450	3,68	0,394 6,99
6	R_L liten	0,0133	30	3,07	1,38	20,0	0,450	6,14	0,128 2,17
7	C liten	0,0200	20	2,25	1,38	20,0	0,613	5,22	0,193 3,31
8	C stor	0,0200	20	3,75	1,38	20,0	0,368	5,22	0,193 3,31
9	λ liten	0,0200	20	3,07	1,05	20,0	0,342	6,84	0,193 3,31
10	λ stor	0,0200	20	3,07	1,75	20,0	0,570	4,10	0,193 3,31
11	Konstant vol. tät rörplac.	0,0200	15	3,07	1,38	11,3	0,450	2,58	0,259 4,49
12	Konstant vol. gles rörplac.	0,0200	25	3,07	1,38	31,3	0,450	8,95	0,154 2,62

TAB 3.2 Resultat av beräkningar med datorrutinen ACKSIM.

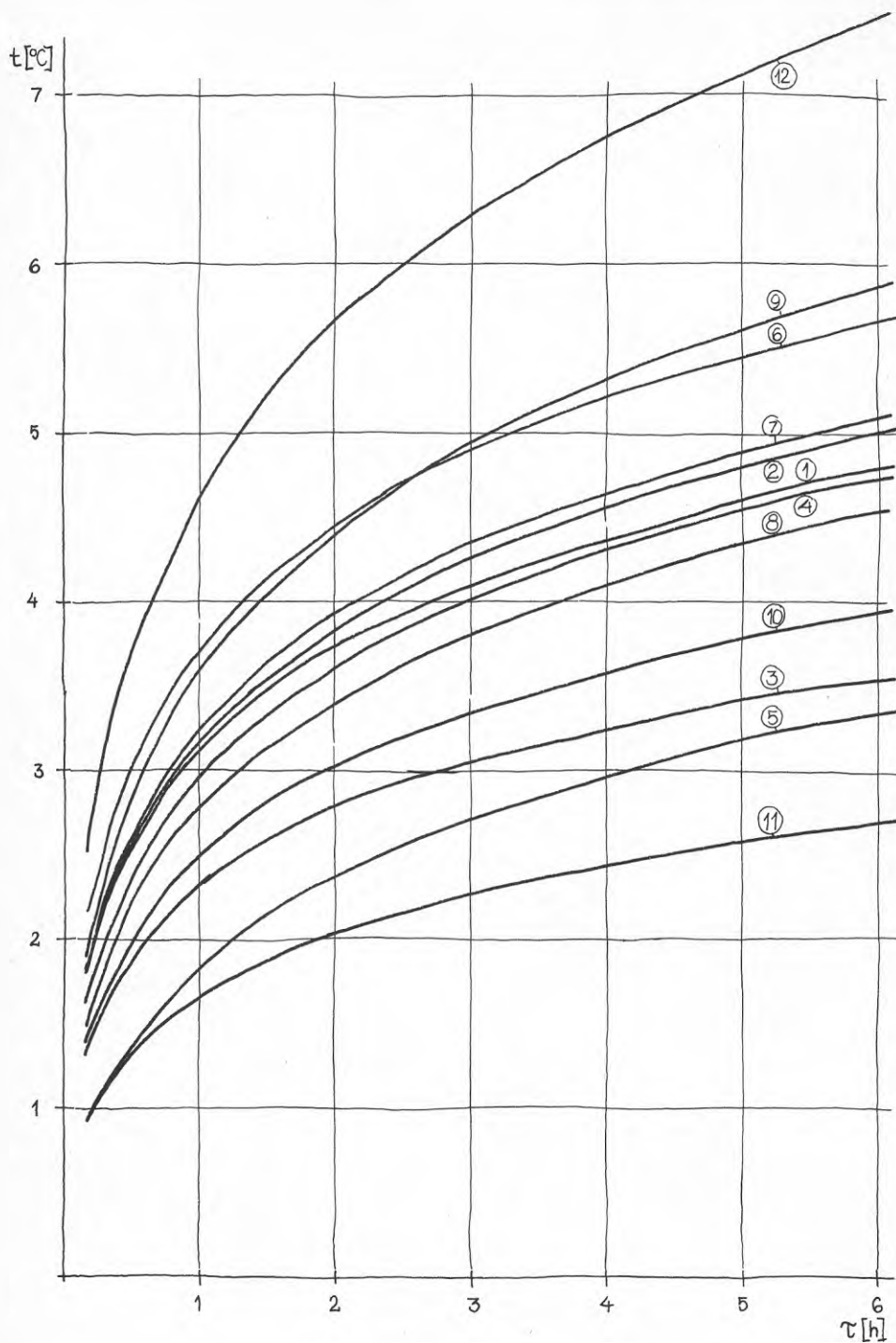


FIG 3.7 Temperaturfördelning som funktion av tiden vid hålcylindrarnas innerrand hos ackumulatorerna i TAB 3.2.

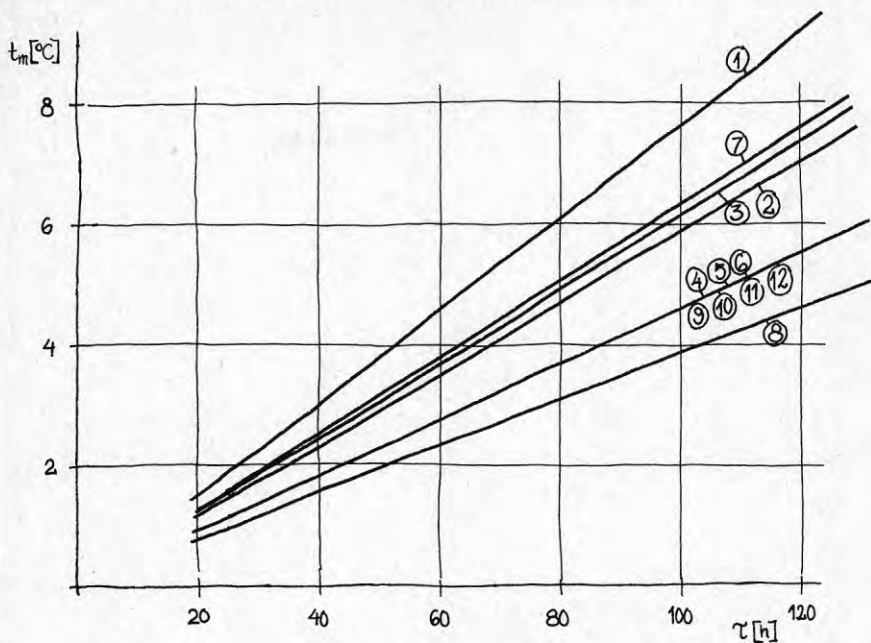


FIG 3.8 Ackumulatormedeltemperatur t_m som funktion av tiden för exemplen i TAB 3.2.

3.5 Kostnadsaspekter

Kostnaderna för uppförandet av en ackumulator beror huvudsakligen av

- erforderlig ackumulatorvolym
- krav på isolering
- om befintligt jordmaterial kan användas
- lokala förutsättningar som måste tas hänsyn till

Om ackumulatorn placeras under ett hus, bör kostnaderna bli måttliga. Vissa moment som krävs för att uppföra ackumulatorn måste ändå utföras vid grundläggningen.

Huvudposterna är kostnaderna för maskiner, arbete, jordmaterial, markskivor och rör. Exemplet nedan kan ge en uppfattning om hur kostnaderna för en mindre ackumulator kan fördela sig.

Exempel. - Vi betraktar en enfamiljvilla med längd 13 m och bredd 7 m. Effektbehovet antas vara samma som för villan i datorsimuleringen, se kapitel 5. Ackumulatortorn tänks konstruerad enligt FIG 3.4. Jordmaterialiet består av 100 m³ mjäla och antas ej vara av det som ursprungligen fanns på platsen. I mjälan löper 200 m polyetenrör med innerdiameter 36,8 mm och ytterdiameter 40 mm. Ackumulatortorn är isolerad på sidorna och omges av en diffusionsspärr på upptill och på sidorna.

Kostnadskalkylen presenteras i TAB 3.3. I denna ingår endast kostnader som tillkommer utöver en vanlig grundläggning.

Kostnader för material och maskiner

Bortforsling av befintlig jord	6 h	à	100 kr	600 kr
Schaktning till 1 m djup	6 h	à	120 kr	720 kr
Komprimering	12 h	à	100 kr	1200 kr
Mjåla inklusive transport	100 m ³	à	15 kr	1500 kr
Markskiva, 8 cm	40 m ²	à	20 kr	800 kr
Diffusionsspärr, plastfolie				100 kr
Rörmaterial, polyeten $\phi 40 \times 36,8$ mm	200 m	à	3 kr	600 kr
Rörkopplingar				100 kr
Materiel till kulvert mellan ackumulator och värmepumpenhet	10 m	à	50 kr	500 kr
				Summa 6120 kr

Kostnader för arbete

Utläggning av markskiva och diffusionsspärr	5 h	à	50 kr	250 kr
Utläggning av rör	16 h	à	50 kr	800 kr
Arbete med kulvert	6 h	à	50 kr	300 kr
				Summa 1350 kr

Med moms 9,89 % blir totala kostnaderna för
ackumulatorn ca 8200 kr.

TAB 3.3 Kostnader för jordackumulator enligt beskrivning
i texten.

4 SYSTEMETS REGLERING OCH TILLFÖRLITLIGHET

4.1 Allmänna synpunkter

Vid reglersystemets utformning måste hänsyn tas till

- systemets storlek/ ekonomisk ram
- tillförlitlighetskrav
- säkerhetskrav
- service-/ användarvänlighet

Ett litet system typ småhus har en snävare ekonomisk ram än ett system för flerfamiljshus där t ex kravet på tillförlitlighet är större. I det lilla systemet ligger tonvikten i stället på att välja enkla och billiga komponenter. Säkerhetskravet är högt i system av alla storlekar och i fortsättningen förutsätts att övertrycksvakter, motorskydd och dylik säkerhetsutrustning är installerad.

De funktioner som reglersystemet skall automatisera är följande:

- radiatorvattenuppvärmning
- värmning av tappvatten
- laddning av värmeackumulatorn
- avfrostning av flänsbatteriet

Detta kan realiseras på en mängd olika sätt. Här följer förslag och synpunkter på möjliga lösningar.

4.2 Reglering av värmepump 1

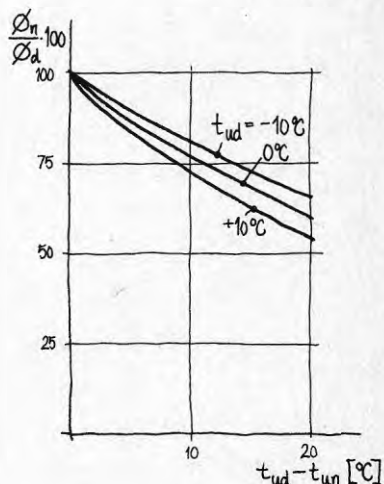
Värmepump 1, se FIG 5.1, skall regleras så att värmeackumulatorn hålls laddad till en viss medeltemperatur⁺ t_{am1} . Om ackumulatormedeltemperaturen t_{am} underskrider t_{am1} slås värmepump 1 på. Om värmepumpen är försedd med tvåstegs effektreglering kopplas den högre effektnivån in då skillnaden $t_{am} - t_u$ överstiger ett visst värde. t_u är utetemperaturen.

⁺medeltemperaturen avser rumsmedelvärde av temperaturen i ackumulatorn för viss tidpunkt.

Bakgrunden till effektregeringens fördelar är följande. Vid minskande temperaturskillnad $t_{am} - t_u$ ökar värmepumpens värmefaktor. Detta medför ett högre effektflöde vid förångare och kondensor, som ökar skillnaden mellan kondenserings- och förångnings-temperatur. På så sätt hämmas värmefaktorns ökning. Genom effektregering minskas effektflödet och värmefaktorn förbättras.

Styrsystemet kan utformas så att ackumulatoren i första hand laddas mellan kl 22 och 06 med billig nattelström. Värmepump 1 får visserligen en lägre värmefaktor på natten (lägre utetemperatur), men detta kompenseras av den lägre natteltaxan (där sådan finns), se FIG 4.1.

FIG 4.1 ϕ_d och ϕ_n är värmefaktorn hos värmepump 1 under dagrespektive nattetid. Utetemperatur under dagtid är t_{ud} och nattetid t_{un} . Kurvorna anger försämringen i värmefaktor vid nattkörning jämfört med dagkörning, som funktion av $t_{ud} - t_{un}$. Sambandet är en uppskattning utgående från [2] p. 10.



När temperaturen på flänsbatteriets ytor underskrider 0°C ($t_u \approx 3^\circ\text{C}$) bildas frost på ytan. När frostsiktet växer så att luftgenomströmningen hindras, försämras förångarens värmeupptagningsförmåga kraftigt. Därför måste avfrostning företas med jämna mellanrum. Avfrostningen kan utföras med så kallad varmgasavfrostning, dvs värmepumpprocessen reverseras under viss tid, fläkten stoppas, flänsbatteriet värms så att frostsiktet smälter. Alternativt kan avfrostning ske med elvärmepatroner.

I ett litet villasystem regleras avfrostningen enklast genom att en klocka kopplar in avfrostningsprocessen med jämna tidsintervall, när utetemperaturen är under frostriskvärdet.

I ett större system kan man använda differenstryckmätare. Då luftflödet genom flänsbatteriet blir för lågt startas avfrostningsprocessen. Fördelen med detta system är att onödiga avfrostningscykler undviks när relativa fuktigheten i uteluften är låg och därmed frostrisken liten.

Vid styrning av värmepump 1 förutsätts att ackumulators medeltemperatur t_{am} kan mätas. Det mest korrekta mätvärdet fås med en temperaturgivare nergrävd på lämplig plats i jordmagasinet. Det kan dock vara svårt att göra ett sådant arrangemang servicevänligt. Mätgivaren kan i stället placeras vid inloppet till kondensorn 1. Den temperatur som mäts skiljer sig från jordmagasinets, men kan ändå användas för styrning av värmepump 1 om

- värmepump 1 startas när returvattnet från jordmagasinet underskrider en viss temperatur t_{c2u}
- värmepump 1 stoppas när returvattnet överskrider en högre temperatur t_{c2h}

Det fordras två temperaturgränser eftersom returvattnet håller en lägre temperatur än ackumulatorn då den belastas och motsvarande högre vid laddning.

4.3 Reglering av värmepump 2

Värmepump 2 skall regleras så att radiatorvattnet värms till en, med hänsyn till utetemperaturen, lämplig temperaturnivå. Samtidigt skall tappvatten värmas i erforderlig mängd.

Radiatorvattentemperaturens börvärde är en funktion av utetemperaturen. Avvikelsen mellan börvärde och radiatorvattentemperatur styr vilken effektnivå värmepump 2 skall arbeta på.

Radiatorvattentemperaturen mäts före kondensator 2, och för att få ett korrekt mätvärde måste cirkulationspump 2 gå kontinuerligt. Den cirkulerande vattenvolymens stora termiska tröghet stabiliserar systemet. Onödiga påslag undviks därmed.

Radiatorerna bör förses med individuella termostater så att huset kan tillgodogöra sig extra värmetillskott från t.ex solljus och personer.

Speciella arrangemang krävs för värmning av tappvatten. Under kalla perioder produceras stora mängder överhettad gas av kompressor 2, som kan utnyttjas för tappvattenvärmning. Under övriga perioder måste värmepump 2 startas särskilt för att erforderlig mängd tappvatten skall värmas.

4.4 Tillförlitlighet

Tillförlitligheten hos systemet (se beskrivningen i kapitel 2) kommer att belastas av att ett stort antal komponenter erfodras. Systemet har emellertid också egenskaper och möjligheter som talar för en god tillförlitlighet.

Båda kompressorerna arbetar med en måttlig skillnad mellan förångnings- och kondenseringstemperatur. Detta tillsammans med kapacitetsreglering bör ge en mycket lång livslängd hos kompressorerna.

Startproceduren kan regleras så att kompressorerna först startar på en lägre effektnivå innan full effekt inkopplas. Detta minskar startpåkänningarna.

Tillförlitligheten kan också höjas genom att den mest kritiska systemkomponenten, kompressor 2, förses med reservdriftsmöjlighet. I ett mindre system skulle detta kunna uppnås genom att temporärt låta värmepump 1 värma radiator- och tappvatten och försumma laddning av ackumulatorn. Detta förutsätter att samma köldmedium används i värmepump 1 och 2.

I ett större system kan reservdriftsfunktionen fås genom att värmepump 2 består av flera separata kompressorer, där effektregleringen åstadkommes genom att koppla in en eller flera av dessa. Sannolikheten för att alla kompressorer faller ifrån samtidigt är liten.

En annan aspekt på tillförlitligheten är att de fel som uppträder snabbt ska kunna lokaliseras och avhjälpas. I ett villasystem bör husägaren larmas av styrsystemet redan när systemet inträder i ett onormalt tillstånd (t ex motorskydd har löst ut eller systemet har övergått till reservdrift), och inte av sekundära effekter som att det blir kallt i huset. Ett större system kan med fördel övervakas med en mikrodator som även kan meddela när olika parametrar närmar sig gränsvärden. Möjligheten till ett större programminne i en mikrodator gör att man i framtiden även kan tänka sig adaptiva program, dvs programmet modifierar sig självt till att ge bästa driftsekonomi.

5 SYSTEMSIMULERING

5.1 Modell för systemsimulering

För studium av systemets arbetssätt har en modell för simulering framtagits och datorprogrammerats. Då ackumulatoren avses utjämna effektbehovet under ganska långa tidsintervall (dygn - vecka), kan ej systemet simuleras utgående från statistiska klimatdata (varaktighetstabeller över utetemperaturer). I stället har simuleringen inneburit att klimatdata för ett någorlunda representativt år för orten i fråga, inmatats i systemmodellen.

Den information vi söker vid datorsimuleringen är bland annat följande

- erforderlig storlek på värmepump 1 och 2 (kompressor, förångare kondensator)
- intressanta (extrema) driftspunkter i systemet
- maximalt eleffektbehov
- dygns-, månads- och årsvärden av elförbrukningen för systemet (eventuellt uppdelat i natt- respektive dagförbrukning)
- av systemet "producerad" energi

Systemet med tillhörande parametrar, som används i den fortsatta beskrivningen, kan studeras i FIG 5.1.

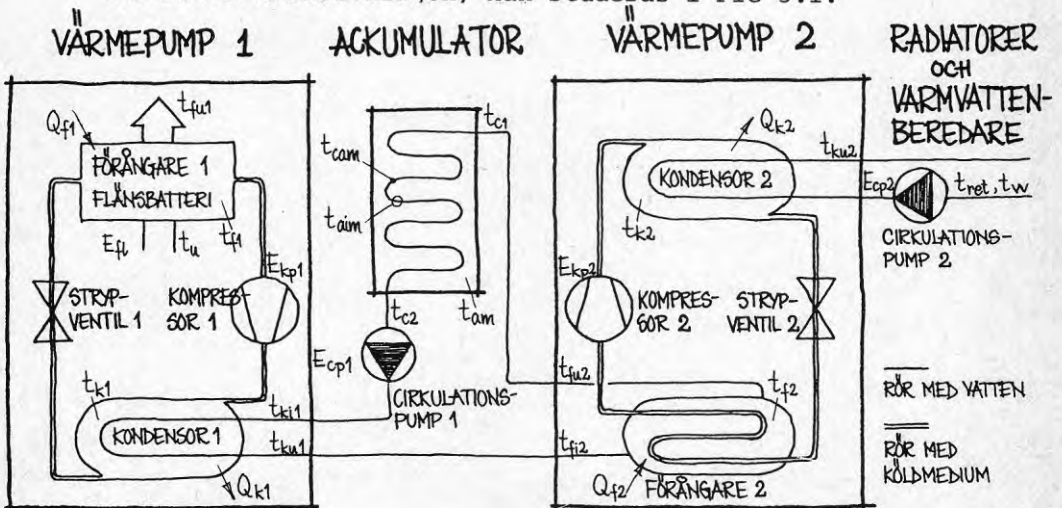


FIG 5.1 Det simulerade systemet med diverse parametrar som återfinns i texten.

Nedan ges de förutsättningar och approximationer som ligger till grund för modellen.

1. Klimatdata. - Modellen tar hänsyn endast till den temperatur t_u , uteluften har. Dygnetns min- och maxtemperatur, $t_{u\min}$ och $t_{u\max}$, antas inträffa kl 12 respektive kl 24 och temperaturen antas däremellan variera lineärt. Mellan kl 00 och kl 06 definieras alltså det lineära sambandet av föregående dags mintemperatur och aktuella dagens maxtemperatur, se FIG 5.2.

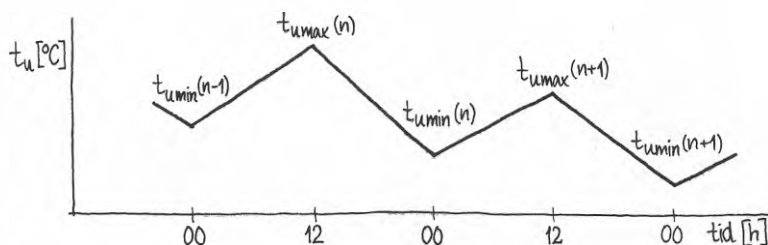


FIG 5.2 Utetemperaturen ansätts variera lineärt mellan dygnens min- och maxtemperaturer.

2. Kompressorer. - I FIG 5.3 visas hur förångningseffekt Q_f , axeleffekt till kompressor E_{kp} och Carnotverkningsgrad η_{ckp} varierar med förångningstemperatur t_f och kondenseringstemperatur t_k , för en medelstor kylkompressor. Vi definierar

$$\eta_{ckp} = \epsilon / \epsilon_c \quad (5.1)$$

där ϵ är köldfaktorn

$$\epsilon = Q_f / E_{kp} \quad (5.2)$$

och ϵ_c är Carnotköldfaktorn

$$\epsilon_c = T_f / (T_k - T_f) = (t_f + 273^{\circ}\text{C}) / (t_k - t_f) \quad (5.3)$$

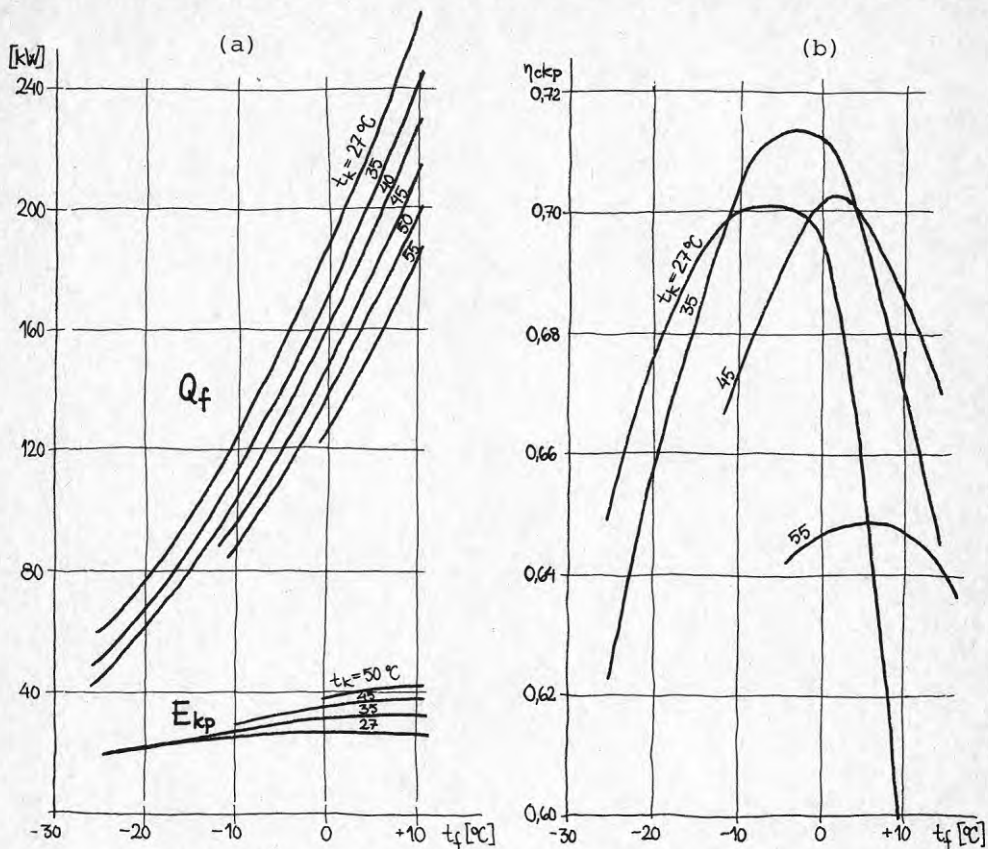


FIG 5.3 (a) Q_f och E_{kp} och (b) η_{ckp} som funktion av förångningstemperatur och kondenseringstemperatur för medelstor kylkompressor, köldmedium R 22. Kurvorna har sitt ursprung i [13].

Förångningseffekten Q_f ansätts som

$$Q_f(t_f, t_k) = P_1(t_f) \times P_2(t_k) \quad (5.4)$$

där P_1 och P_2 är två fjärdegradspolynom. (det skulle gått bra med P_2 som ett andragradspolynom, grad fyra har här valts av bekvämlighetsskäl). Polynomkoefficienterna beräknas utgående från driftspunkter som täcker ett tänkt arbetsområde för kompressorn. Lämpligen väljs först en för arbetsområdet central punkt (t_{f0}, t_{k0}) . Från denna tillåts först t_f variera och P_1 bestäms. Samma procedur upprepas för t_k och P_2 bestäms.

Vidare ansättes

$$\eta_{ckp} = \eta_{ckp0} \{1 - B_{\eta} (t_k - 35^{\circ}\text{C})^2\} - A_{\eta} \{t_f - (t_k - 40^{\circ}\text{C})/2\}^2 \quad (5.5)$$

där konstanterna η_{ckp0} , A_{η} och B_{η} bestäms ur uppritade kurvor över $\eta_{ckp}(t_f, t_k)$ för den aktuella kompressorn.

Tillförd effekt till elmotorn fås enligt

$$E_m = E_{kp} / \eta_m \eta_{tr} \quad (5.6)$$

där η_m är motorns och η_{tr} är transmissionens verkningsgrad. Effektförlusten i motorn blir

$$E_{fm} = (1 - \eta_m) E_m \quad (5.7)$$

av vilken viss del η_{mn} antas kunna tillgodogöras. Effekttillskottet blir då

$$E_{fmn} = E_{fm} \eta_{mn} \quad (5.8)$$

Den totala kondenseringseffekten blir

$$Q_k = Q_f + E_{fm} + E_{fmn} \quad (5.9)$$

Kompressorverkningsgraden η_{ckp} blir som regel bättre (för viss driftspunkt) ju större kompressor som betraktas. Emellertid är variationen ganska måttlig varför konstanterna η_{ckp0} , A_{η} och B_{η} ej behöver ändras för kompressorer inom visst storleksområde. Olika kompressorstorlekar kan då enkelt simuleras genom att en skal-faktor S_{kl} införs. Vidare simuleras tvåstegs effektreglering genom att anta att vid låg effekt minskar förångareffekten till hälften, medan tillförd axel-effekt minskar till 60 %, jämfört med full effekt. Vi får vid låg effekt

$$Q_f = P_1(t_f) \times P_2(t_k) \times 0,5 S_{kl} \quad (5.10)$$

$$E_{kp} = 0,6 Q_f / 0,5 \epsilon \quad (5.11)$$

Speciellt för värmepump 1 minskas kondenseringseffekten med 5% av förångningseffekten då utetemperaturen understiger 3°C . Detta skall motsvara förluster vid avfrostning.

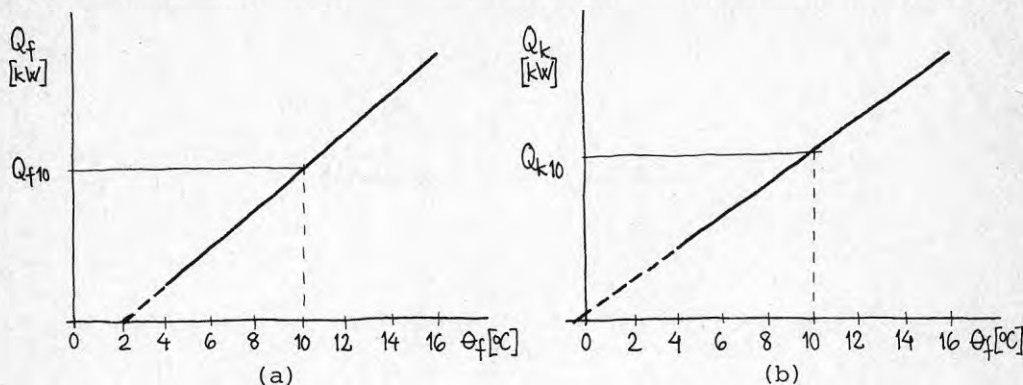


FIG 5.4 Karaktäristik för (a) förångare och (b) kondensor. Det intervall inom vilket approximationen får anses godtagbar har markerats med heldragna linjer.

3. Förångare och kondensor. - Karaktärstiken hos förångare och kondensor approximeras med lineära funktioner $Q_f(\theta_f)$ och $Q_k(\theta_k)$ enligt FIG 5.4, där vi satt

$$\theta_f = t_{fi} - t_f \quad (5.12)$$

$$\theta_k = t_k - t_{ki} \quad (5.13)$$

där t_{fi} och t_{ki} är köldbärarens respektive kylmedlets inloppstemperaturer vid förångare respektive kondensor. Effekterna Q_{f10} och Q_{k10} beräknas ur kA -värdet för förångare och kondensor

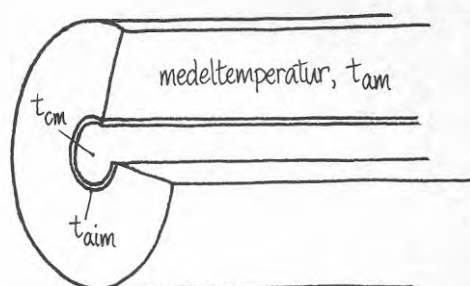
$$Q_{f10} = (kA)_f \times 10^0 \text{C} \quad (5.14)$$

$$Q_{k10} = (kA)_k \times 10^0 \text{C} \quad (5.15)$$

kA -värden vid $\theta = 10^0 \text{C}$ brukar uppges i tillverkarens kataloger.

4. Akkumulator. - Vid simulering av ackumulatorn görs samma antaganden som i kapitel 3.4. Detalj ur ackumulatortorn visas i FIG 5.5. Ackumulatormaterialet strax

FIG 5.5 Detalj av ackumulator med värmeöverförande rör inplacerat.



intill röret antas ha en medeltemperatur t_{aim} utefter rörets hela längd (t_{aim} funktion av tiden τ). I röret har den cirkulerande vätskan medeltemperaturen t_{cm} vid värmeöverföring via röret till ackumulatormaterialet. Cirkulationsvätskans temperatur vid inlopp respektive utlopp vid ackumulatorn är t_{c1} respektive t_{c2} . Den till ackumulatorn tillförda effekten blir

$$Q_a = (kA)_a (t_{cam} - t_{aim}) \quad (5.16)$$

där $(kA)_a$ är kA -värdet vid värmeöverföring från cirkulationsvätskan till ackumulatormaterialet. Vi inför cirkulationsvätskans värmekapacitet C_c och massflöde M_c och det inses att

$$Q_a = C_c M_c (t_{c1} - t_{c2}) \quad (5.17)$$

Vi gör vidare ansatsen

$$t_{cam} = (2t_{aim} + t_{c1} + t_{c2})/4 \quad (5.18)$$

Elimination av t_{c2} i (5.16 - 18) ger nu

$$t_{cam} - t_{aim} = (t_{c1} - t_{aim})D/(1 + 2D) \quad (5.19)$$

där

$$D = 2C_c M_c / (kA)_a \quad (5.20)$$

(5.16) och (5.19) används nu i kombination med rutinen ACKSIM som beskrivs i kapitel 3.4.

Värmeackumulatorn förlorar en del energi till omgivningen vilket måste tas hänsyn till, se avsnitt 3.3. Eftersom förlustflödet utbreddes ganska långsamt, antas här en homogent fördelad förlust. Totala förlustflö-

det ansätts som

$$Q_f = (kA)_l t_{am} \quad (5.21)$$

Denna formel är diskutabel. En uppskattning av $(kA)_l$ kan emellertid göras med hjälp av avsnitt 3.3, där det även konstateras att förlusten motsvaras av energi som producerats av värmepump 1 med hög värmefaktor.

Effekt förlusten kan med ett enkelt arrangemang runt rutinen ACKSIM fås att motsvara en homogen temperatursänkning av ackumulatören.

5. Hus och tappvarmvatten. - Huset antas ha kA -värdet $(kA)_{hus}$. Förutom att radiatorerna tillför huset värme, antas viss effekt tillförsel E_{in} ske (folk, maskiner, etc). Om önskad inomhustemperatur är t_{hus} fås erforderlig effekt till radiatorerna

$$Q_r = (kA)_{hus} (t_{hus} - t_u) - E_{in} \quad (5.22)$$

Erforderlig returvattentemperatur från radiatorerna t_{ret} antas vara t_{ret20} vid $t_u = -20^\circ\text{C}$, och avta lineärt till $t_{ret} = t_{hus}$ då $t_u = t_{hus}$. Detta ger

$$t_{ret} = t_{ret20} - (t_{ret20} - t_{hus}) \times \frac{(t_u + 20^\circ\text{C})}{(t_{hus} + 20^\circ\text{C})} \quad (5.23)$$

När kondensator 2 används för uppvärmning av tappvarmvatten blir returvattentemperaturen i stället t_{vv} , som antas vara konstant.

Modellen som skisserats i punkt 1 till 5 bedöms kunna återge vad som *väsentligen* händer då systemet är i drift. Den mest diskutabla delen kanske är approximationerna för ackumulatören. Dessa bör emellertid inte störa de totala resultaten alltför mycket.

5.2 Datorprogram

Datorprogrammet som simulerar systemet är skrivet i programspråket Fortran. Programmet består av huvudprogram och 4 subrutiner.

Subrutinen ACKSIM simulerar ackumulatorn. Se avsnitt 3.4.

Subrutinen KOMKAR beräknar kompressorkaraktäristik enligt modellen som beskrivs i avsnitt 5.1.

Subrutinen KONFOR beräknar kondensor- och förångarkaraktäristik enligt avsnitt 5.1

Subrrutinen DRITER beräknar driftspunkter för värmepump. Rutinen anropas av huvudprogrammet. Vid anropet anges parametrar som definierar värmepumpen, samt inloppstemperatur hos köldbärare (kylmedel) vid förångare (kondensor). Med hjälp av KOMKAR och KONFOR itererar rutinen fram driftspunkten för värmepumpen. Rutinen används för både värmepump 1 och 2. Endast parametrarna vid anropet behöver ändras.

Huvudprogrammet VPRL har ett flertal funktioner vilka kan sammanfattas i följande

- inläsning och utskrift av indata,
 - 1) allmänna parametrar
 - 2) ackumulator och cirkulationssystem
 - 3) värmepump 1
 - 4) värmepump 2
 - 5) hus och varmvatten
 - 6) klimatdata
- beräkning och utskrift av ett antal driftspunkter för värmepump 1 och 2 (för kontroll och studium)
- beräkning av utetemperatur utgående från klimatdata
- beräkning av erforderlig effekt och temperatur för radiatorer
- diverse beräkningar rörande värmepump 1 och 2 och ackumulatorn, samt anrop av motsvarande

rutiner

- beräkning och utskrift av totala resultat för dygn, månad respektive år (eventuellt även för enstaka tidssteg)

Modellen enligt avsnitt 5.1 kräver att det tidssteg $\Delta\tau$, inom vilket driftförhållandena är konstanta för systemet, är ganska litet (ackumulatorn har instationär värmetransport). I exemplet i avsnitt 5.3 har vi valt $\Delta\tau = 600$ s.

5.3 Exempel med diskussion av erhållna resultat

Vi betraktar en villa belägen i Stockholm/Bromma. I villan är det beskrivna värmepumpsystemet installerat. Av värmepumpsystemet krävs att det skall klara en viss dimensionerande köldperiod. Systemet simuleras för ett år med den lufttemperatur som rådde juli 75 - juni 76, se [14]. Detta år hade en relativt kall vinter. Den "dimensionerande köldperioden" konstrueras genom att i en vintermånad lägga in en vecka med dag- och nattemperatur varierande mellan -15°C och -5°C . Villkoren som systemet skall uppfylla för en sådan månad är

- att husets effektbehov tillgodoses (utan tillsatsvärme)
- att ackumulatorns medeltemperatur t_{am} ej sjunker under ca 10°C ($t_{\text{am}} = 20^{\circ}\text{C}$ vid månadens början)

Nedan ges de parametrar som använts vid simuleringen. Använda beteckningar härrör huvudsakligen från avsnitt 3.4 och 5.1. Genom upprepade körningar under beaktande av ovan angivna villkor på systemet för dimensionerande köldperiod, har storlekarna på kompressor 1 respektive 2 kunnat bestämmas.

1. Allmänna parametrar.

Tidssteget $\Delta\tau = 600$ s.

Kapacitetsreglering i 2 steg hos värmepump 1 och 2.

Inga speciella systemvillkor för nattetid.

2. Ackumulator och cirkulationssystem.

Akkumulatorn:

Radieförhållande $\gamma = 20,0$

Hålcylinders innerradie $R_1 = 0,0200$ m

Hålcylinders längd $L_a = 200$ m

Diffusivitet $a = 0,566 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Värmeledningsförmåga $\lambda = 1,38 \text{ W/m}^\circ\text{C}$

Starttemperatur $t_0 = t_{acst} = 20^\circ\text{C}$

kA-värde för värmeläckage $(kA)_l = 50,0 \text{ W/}^\circ\text{C}$

Maximal ackumulatortemperatur $t_{amax} = 20^\circ\text{C}$

Ovanstående motsvarar en ackumulator av mjäla, se TAB 3.2. Ackumulatorns volym $V_a \approx 100 \text{ m}^3$ och dess värmekapacitet på $67,7 \text{ kWh/}^\circ\text{C}$.

Cirkulationssystemet:

Vätskans (vattnets) massa $m_c = 1000$ kg

(har valts så stor för att undvika instabilitet eftersom systemet kan komma i svängning)

Vattnets värmekapacitet $C_c = 4200 \text{ Ws/kg}^\circ\text{C}$

kA-värde vid värmeöverföring till ackumulatorn

$$(kA)_a = \pi \lambda_{rör} d_{mrör} L_{rör} / t_{rör} = \pi \times 0,35 \times 0,0384 \times 200 / 0,0016 = 5280 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

(här beaktas endast temperaturgradienten i rörmaterial. Värmeövergång mellan cirkulationsvätskan och röret visar sig ge försumbar gradient. Polyetenröret har dimensionen $\phi 40 \times 36,8$ mm och betraktas som tunnväggigt vid beräkning av $(kA)_a$.)

Effekt hos cirkulationspump 1 $E_{cpl} = 20,0$ W

(pumpeffekten tillgodogörs)

3. Värmepump 1.

Förångarens kA-värde $(kA)_{f1} = 500 \text{ W/}^\circ\text{C}$

Kondensorns kA-värde $(kA)_{k1} = 500 \text{ W/}^\circ\text{C}$

Skalfaktor $S_{kl} = 0,0380$

(kompressor enligt FIG 5.3 nedskalad)

Fläkteffekt $E_{fl} = 50 \text{ W}$

Utetemperatur över vilken låg effektnivå används

$t_{uh} = 5^\circ\text{C}$

Kompressorkonstanter $\eta_{ckp0} = 0,710$, $A_\eta = 0,00029$,

$B_\eta = 0,00020$

Transmissionens verkningsgrad $\eta_{tr} = 97\%$

Motorns verkningsgrad $\eta_m = 86\%$

Del av förlusteffekt som tillgodogörs $\eta_{mn} = 100\%$

4. Värmepump 2.

Förångarens kA-värde $(kA)_{f2} = 1000 \text{ W}/^\circ\text{C}$

Kondensorns kA-värde $(kA)_{k2} = 1000 \text{ W}/^\circ\text{C}$

Skalfaktor $S_{kl} = 0,0468$

(samma referenskompressor som ovan)

Effekt hos cirkulationspump 2 $E_{cp2} = 30 \text{ W}$

(tillgodogörs)

η_{ckp0} , A_η , B_η , η_{tr} , η_m , η_{mn} samma som för värmepump 1

5. Hus och varmvatten.

Husets kA-värde $(kA)_{hus} = 250 \text{ W}/^\circ\text{C}$

Erforderlig returvattentemperatur hos ackumulatorn

vid utetemperatur -20°C är $t_{ret20} = 47^\circ\text{C}$

Önskad inomhustemperatur $t_{hus} = 21^\circ\text{C}$

Tillförd effekt inne i huset $E_{in} = 1000 \text{ W}$

Varmvattenbehov $E_{vv} = 860 \text{ W}$ dagtid, 0 nattetid,

dvs. 5000 kWh/år.

Erforderlig returvattentemperatur från varmvattenbere-

dare $t_{vv} = 47^\circ\text{C}$

6. Klimatdata.

Enligt tidigare beskrivning.

Kompressorerna i punkt 2 och 3 kräver en maximal el-effekt på ca 1,3 respektive 3,0 kW. Detta är avsevärt högre än väntat (eller önskat). Totala värmefaktorn (energi till radiatorer och varmvatten/tillförd energi) för den dimensionerande månaden blev $\phi_{tot} =$

2,52, vilket är acceptabelt. Här skall dock beaktas att ackumulatorn vid månadens slut har en medeltemperatur $t_{\text{Cam}} = 8,9^{\circ}\text{C}$. Ackumulatorn behöver tillföras ca 750 kWh för att återgå till starttillståndet. Antag att värmepump 1 arbetar med värmefaktorn 4. En enkel beräkning visar att då denna aspekt medräknas, värmefaktorn för systemet sjunker till $\phi_{\text{tot}} = 2,30$.

Samma system simuleras nu med nämnda klimatdata för ett helt år. (Körningen blir ganska dyr, ca 300kr.)

Resultaten blir följande

- total elenergiförbrukning under året
 - kompressor 1 6125 kWh
 - kompressor 2 5339 kWh
 - övrigt 763 kWh
- total värmeförsel till
 - radiatorer 23238 kWh
 - varmvattenberedare 4984 kWh
- maximalt erforderligt effektuttag 4,4 kW
- total effektfaktor för året $\phi_{\text{tot}} = 2,31$

Resultaten är nedslående, och vid första påseendet o-
väntade. Vid närmare studium av systemets uppförande
kan emellertid bakgrunden till resultaten förklaras.

Storlekarna på värmepump 1 och 2 bestämdes av den dimensionerande köldperioden. Detta medför att ackumulatorn är passiv under varmare perioder. Ja, den är snarare systemet till belastning eftersom visst värmeläckage förekommer. Värmepump 1 och 2 får visserligen höga värmefaktorer. Men även här kommer en annan aspekt in. Värmeflödena i systemet måste passera 2 förångare och 2 kondensorer med försämring i värmefaktor som följd. Sammantaget kommer systemet *ej* att bli särskilt effektivt.

6 KOSTNADSANALYS OCH JÄMFÖRELSE MED ANDRA UPPVÄRMNINGSSYSTEM

6.1 Ekonomisk jämförelse med andra system

En central fråga för vårt systems ekonomi är om de gjorda besparingarna på energisidan motiverar de betydligt högre investeringskostnaderna.

Detta avsnitt är en jämförelse mellan olika uppvärmningssystemers ekonomi för ett småhus. Studien baserar sig på material från [2] bil. 2, p. 271. En kostnadsuppräknning till dagens priser har gjorts med index som grund. Kostnaderna för *vårt* system har uppskattats, se avsnitt 6.2.

Jämförelsen avser ett källarlöst småhus i mellansverige med 125 m² uppvärmd yta och 25 m² fönsteryta. Jämförelsen görs för uppvärmningssystem med

1. Oljepanna med radiatorer
2. Elvärme med elradiatorer
3. Värmepump med varmluftsinsblåsning
4. Värmepump med effektutjämningsystem och konventionella radiatorer (vårt system)

Jämförelsen redovisas i TAB 6.1 - 6.3.

Alternativ	1	2	3	4
Brutto energi- behov (kWh/år)	36 800	25 200	12 600	10 900
Totalverknings- grad (%)	68	100	200	231
Oljeförbrukning (m ³ /år)	3,6	-	-	-

TAB 6.1 Det beräknade energibehovet för uppvärmning och tappvarmvatten.

Alternativ	1	2	3	4
Radiatorer med ledningar och termostater	5 200	5 200	-	5 200
Ventilations-system	-	-	6 050	-
Vv-beredare	-	2 500	-	2 500
Värmeenhet	10 400	-	16 650	25 200
Summa	15 600	7 700	22 700	32 900

TAB 6.2 Investeringskostnader (uppräknade enligt index från Entreprenadindex H 63).

Alternativ	1	2	3	4
Kapital och underhåll (kr/år)	1 820	790	3 190	3 940
Service och skötsel (kr/år)	300	120	360	400
El och bränsle	2 052	2 940	1 680	1 510
Summa	4 172	3 850	5 230	5 850
Rangordning	2	1	3	4

TAB 6.3 Rangordning för de olika alternativen. Oljepris 570 kr/m³. Eltaxa: grundavgift 420 kr/år, kilowattpris 0,10 kr.

Det föreslagna systemets ekonomiska underlägsenhet, under ovan givna förutsättningar, är klar. Kalkylräntan som beräkningarna baserar sig på är 7 %. Detta är lågt i dagens läge. Högre kalkylränta missgynnar emellertid alternativ med relativt sett högre investeringskostnad. Den uppnådda rangordningen

kommer därför endast att befästas med en högre kylränta.

En kraftig ökningstakt i energikostnaderna skulle däremot förskjuta resultatet i motsatt riktning.

6.2 Kostnadsuppskattning för vårt system

Data till denna beräkning har erhållits genom kontakter med en kylfirma och en byggnadsentreprenör. Här tas enbart upp de kostnader som ej erhållits ur [2].

Energibehovet (elström) beräknas till $1/2,31$ av energibehovet vid vanlig elvärme. (Värmefaktorn för vårt system är 2,31, se avsnitt 5.3.)

Vid beräkningarna har livslängden på ackumulatorsystemet uppskattats till 30 år och på det övriga till 15 år. Beräkningarna redovisas i TAB 6.4.

Investeringskostnader (exkl. radiatorer):

Värmepump 1, ca 1,3 kW maxeffekt	7 000 kr
Värmepump 2, ca 3,0 kW maxeffekt	8 000 kr
Varmvattenberedare	2 500 kr
Reglersystem	2 000 kr
Akkumulatorsystem (avsnitt 3.5)	8 200 kr
Summa	27 700 kr

TAB 6.4 Kostnadsuppskattningar för vårt system.

7 ANALYS OCH DISKUSSION AV RESULTATEN

7.1 Systemets tekniska förutsättningar

Vid första påseendet ser systemet i FIG 2.1 ej alltför komplicerat ut. Emellertid måste konstateras att det *praktiska* utförandet kommer att kräva ett stort antal komponenter.

De båda värmepumparna är fullt realiserbara med konventionella komponenter. För systemets driftstillförlitlighet är kompressorernas arbetssätt i detta system en fördel. Driftsäkerheten belastas emellertid av systemets komplexitet.

Värmeackumulering i jord är ett realiserbart sätt att lagra stora energimängder vid låg temperatur. Under en vanlig enfamiljsvilla kan en 1 m djup jordackumulator lagra ca 700 kWh vid en temperaturhöjning av jordmassan på ca 10°C. Ökad fukthalt höjer jordmassans värmelagringskapacitet. Värme kan föras till och från jordmassan med t.ex. polyetenrör. Temperaturgradienten i jordmassan vid värmeöverföring måste beaktas. Värmeförluster och fuktvandring måste, beroende på användningssätt, hindras med isolering respektive diffusionsbrytande skikt.

Systemets reglering är tekniskt realiserbar men kräver mer modern teknik än konventionella uppvärmningssystem. Ganska många parametrar måste registreras och omvandlas till styrsignaler. I många fall är det nödvändigt att förse systemet med en anordning som ger larm vid fel och onormala driftstillstånd.

Simulering av systemet visar att kompressorernas storlek blir betydligt större än förväntat, under förutsättning att systemet skall klara hela värmebehovet. Systemets totala värmefaktor blir ca 2,3 vil-

ket är betydligt lägre än den förväntade. Detta beror huvudsakligen på att ackumulatorn blir passiv under större delen av året.

7.2 Systemets ekonomiska förutsättningar

Det beskrivna systemet får en hög investeringskostnad. Den blir ca fyrdubbelt respektive dubbelt investeringskostnaden för ett elradiatorsystem respektive en oljevärmeinstallation. Energibesparingen systemet beräknas ge kan *ej* motivera den höga investeringskostnaden. Konventionell värmepump är idag fördelaktigare än det föreslagna systemet och kommer förmodligen att vara det på sikt.

REFERENSER

- [1] Fikri, Z, Heat Pump Applications in Sweden, Research and Development Needs. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport D8:1975. Stockholm.
- [2] Värmepumpar, Symposium i Stockholm 26 - 27 november 1974. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport T2: 1975. Stockholm.
- [3] Energilagring, nuläge och utvecklingstendenser, 1975. (Ingeniörsvetenskapsakademien.) IVA-rapport 72. Stockholm.
- [4] Vuorelainen, O, Thermal Conditions in the Ground from the Viewpoint of Foundation Work, Heating and Plumbing Installations and Draining, 1960. (The State Institute for Technical Research.) Acta Polytechnica Scandinavica. Civil Engineering and Building Construction, Series no.7. Helsinki.
- [5] Kersten, M S, Thermal Properties of Soils, 1949. (University of Minnesota, Inst. of Tech. Eng. Exp. Station.) Bulletin 28. 52:21.
- [6] Granholm, H, Om frostens nedträngande i marken med särskild hänsyn till möjligheten att förhindra tjälskador. Chalmers tekniska högskolas handlingar nr. 332,1971. Göteborg.
- [7] Saare, E, Wenner, CG, Värmeledningstal hos olika jordarter, 1957. (Statens nämnd för byggnadsforskning.) Handlingar nr. 31. Norrköping.
- [8] Frostisolering. (Information från Gullfiber AB, Stockholm.) Katalogblad nr Sfb/Kml, 11 - 1101,4. 1969.

- [9] Adamsson, B, Byggnadstekniska värmeproblem. (Kompendium från Institutionen för byggnadskonstruktionslära, LTH, Lund.) Kapitel 6.
- [10] Eftiring, B, Datorprogram för studium av tvådimensionella temperatur- och tjälförhållanden under hus. (Institutionen för byggnadskonstruktionslära, LTH, Lund.) Arbetsrapport 1971:3.
- [11] Luikov, A V, Analytical Heat Diffusion Theory, 1968. (Academic Press.) p. 197 - 200. New York and London.
- [12] Plyat, SH N, Heat and Mass Transfer of Circular Hollow Cylinders under Boundary Conditions of the Second Kind, 1961. (Pergamon Press Ltd.) International Journal of Heat and Mass Transfer, vol 5, 1962. Oxford, London, New York, Paris.
- [13] Compressor Units, 5F,H-1P-CIC-METRIC, 1974. (Produktinformation om bland annat kylkompressorer utgiven av Carrier International Corporation, Syracuse, New York.)
- [14] Lufttemperatur för Stockholm/Bromma, juli 1975 - juni 1976. (Kopior av printerutskrift från SMHI, Klimatbyrån, Norrköping.)

BILAGA

Något om polyetenrörs egenskaper

Polyetenrör har flera egenskaper som gör dem lämpliga för användning i värmeackumulator enligt beskrivningen i kapitel 3 i denna rapport. Polyetenrör är/har

- relativt billiga, (ett par kronor per meter för dimensionen $\phi 40 \times 36,8$ mm)
- lätthanterliga
- högt värde på värmekonduktiviteten i materialet (jämfört med t ex PVC)
- lång livslängd (tillverkarna uppger den till minst 50 år)

Nedan anges några parametrar för materialet i LD - polyetenrör, som kan vara av intresse. Uppgifterna är tagna ur: "LD - polyeten för rörtillverkning". (Unifos Kemi AB, Stenungsund. Teknisk information, DGDS - 6011, 1976-03-01.)

Densitet (kompond)	935 kg/m ³
Draghållfasthet vid brott	16 Mpa
Flytgräns	11 MPa
Brottöjning	>500 %
Värmekonduktivitet (vid 20 ⁰ C)	0,35 W/m ⁰ C
Värmekapacitivitet (vid 0 - 80 ⁰ C)	2300 Ws/kg ⁰ C

Minimal böjradie uppges till 10 - 12 ggr rördiametern.

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 760260-0 från
Statens råd för byggnadsforskning till Västbo-Villan Smålands-
stenar AB, Smålandsstenar

TEKNISKA HOGSKOLAN I LUND
SEKTIONEN FOR VAG. OCH VATTEN
BIBLIOTEKET

R85: 1977

ISBN 91-540-2784-5

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6600685
Abonnemangsgrupp:
W. Installationer

Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 1403
111 84 Stockholm

Cirkapris: 23 kr + moms