



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**

**R69:1985**

## **Fagersjöprojektet**

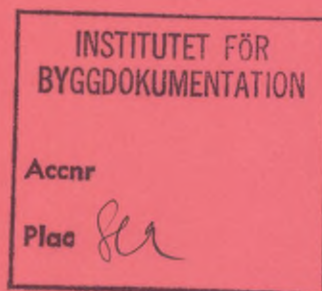
**Förprojektering**

**Uteluft/vattenvärmepump till befintlig  
gruppcentral för 817 lägenheter  
i Stockholm**

**Henrik Enström**

**Hans Kenne**

**Ole Lidbjörk**



**Byggeforskningsrådet**

R69:1985

FAGERSJÖPROJEKTET

Förprojektering

Uteluft/vattenvärmepump till befintlig  
gruppcentral för 817 lägenheter i Stockholm

Henrik Enström  
Hans Kenne  
Ole Lidbjörk

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 820364-3  
från Statens råd för byggnadsforskning till Skandinavisk  
Termoekonomi AB, Stockholm.

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

R69:1985

ISBN 91-540-4389-1

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck AB Stockholm 1985

## INNEHÅLL

	<u>Sid</u>	
1	INLEDNING	3
2	TEKNIK	4
2.1	Allmänt	4
2.2	Områdets värmebehov	4
2.3	Undercentralers utformning	4
2.4	Vald värmepumpstorlek	11
2.5	Värmepumpens uppbyggnad	11
2.6	Värmepumpens värmeavgivning och elbehov	17
2.7	Elförsörjning	20
2.8	Miljöpåverkan	23
2.9	Bygg- och installationsteknik	24
3	EKONOMI	26
3.1	Finansiering	26
3.2	Anläggningskostnad	26
3.3	Driftkostnad	27
3.3.1	Elkostnad	27
3.3.2	Underhållskostnad	30
3.4	Lönsamhet	30
4.	UPPHANDLING	33
	FIGURFÖRTECKNING	35

## SAMMANFATTNING

I rapporten redogörs förutsättningar för installation av en uteluftvärmepump i en befintlig oljeeldad panncentral för drygt 800 lägenheter. En förprojektering av huvuddata har utförts, med hjälp av vilken ekonomiska kalkyler kan göras.

Stor vikt har lagts vid att fastlägga värmebehovets dynamiska förlopp. Mätningar har utförts såväl i panncentral som i undercentraler. Olika sätt att anpassa befintligt värmesystem till värmepumpens krav har studerats.

Värmepumpens balanspunkt blir vid knappt 0°C utelufttemperatur då dess värmeavgivning är ca 2,7 MW, därunder krävs tillsatsvärme från oljepannorna. Årligen ersätts ca 1 600 m<sup>3</sup> olja av värmepumpen, motsvarande 80% av värmebehovet. Det innebär en minskning av exempelvis svavelutsläppen med 30 ton/år. Anläggningen visar ett positivt kapitalflöde från början.

Svenska Bostäder beställde Fagersjöanläggningen i december 1982 av Skandinavisk Termoekonomi AB på totalentreprenad. Värmepumpen togs i drift i slutet av 1983.

## 1 INLEDNING

Fagersjöprojektet initierades av BFR och Skandinavisk Termoeekonomi AB under våren 1981 bl a som en ersättning för Minnebergsprojektet som av stadsplaneskäl skjutits på framtiden.

Projektet är ett led i BFR:s satsning på värmepumpkomplettering av befintliga gruppcentraler och är planerat att genomföras i fyra steg.

1. Förstudie
2. Förprojektering - upphandling
3. Detaljprojektering - byggande
4. Utvärdering

Förstudien redovisades vid seminarium hos BFR 1982 03 16.

Steg 2 i projektet, förprojektering - upphandling, som denna slutrapport avser, har omfattat följande huvuddelar.

- . Värmepumpens dimensionering
- . Kringutrustning (Bygg- och installationsteknik)
- . Ekonomi
- . Upphandling
- . Administration

## 2       TEKNIK

### 2.1     Allmänt

I samband med installationer av värmepumpar krävs alltid mer eller mindre omfattande förstudier. Det är därvid viktigt att utförandet styrs av ett systemtänkande, där kunskap från flera teknikområden samordnas.

Förstudien för Fagersjöprojektet har redovisats i seminarieform på BFR. Den blev relativt omfattande på grund av projektets komplexitet och storlek. En del data från förstudien visas även i denna rapport.

### 2.2     Områdets värmebehov

Det undersökta området i Fagersjö omfattar 817 lägenheter, ett daghem, en skola samt diverse affärslokaler, totalt 66 700 m<sup>2</sup> uppvärmd yta. Husen är byggda 1961 - - 62 och förvaltas av Svenska Bostäder. En panncentral bestående av två oljepannor à 4 500 Mcal/h (5,2 MW) och en mindre fastbränslepanna, samtliga byggda 1961, avger värme till lokalerna via 30 undercentraler. Normalt åtgår årligen ca 2 000 m<sup>3</sup> eo 4 ls, dvs ca 30 l/m<sup>2</sup>.

Omfattande mätningar har utförts i panncentralen och i undercentralerna för att bestämma värmebehov, temperaturkrav och flöden. Enligt figur 1 är effektbehovet ca 4,5 MW vid utomhustemperaturen -20°C.

Framledningstemperaturen ut från panncentralen ligger mellan 85°C och 90°C oavsett utomhustemperatur. Anledningen är att man på grund av korrosionsrisk vill undvika låg returtemperatur till pannorna. Shuntkoppling saknas i panncentralen. Den höga temperaturnivån ger relativt stora kulvertförluster. Mätningar tyder på förluster mellan 150 och 200 kW enbart från kulverten. En 30%-ig minskning av förlusterna innebär en årlig besparing på mellan 400 och 500 MWh, motsvarande ca 100 000 kronor.

### 2.3     Undercentralers utformning

Befintligt systemutförande i undercentraler där tappvatten- och radiatorvärmning sker i "serie", se figur 2, lämpar sig väl vid värmepumpspanvändning. Utförandet innebär att vid stora tappningar värmeeffekt kan "lånas" ifrån radiatorsystemet samt att hela primärvattenflödet maximalt utnyttjas då detta till fullo passerar tappvattenväxlaren. Erforderlig primärvattentemperatur begränsas därvid.

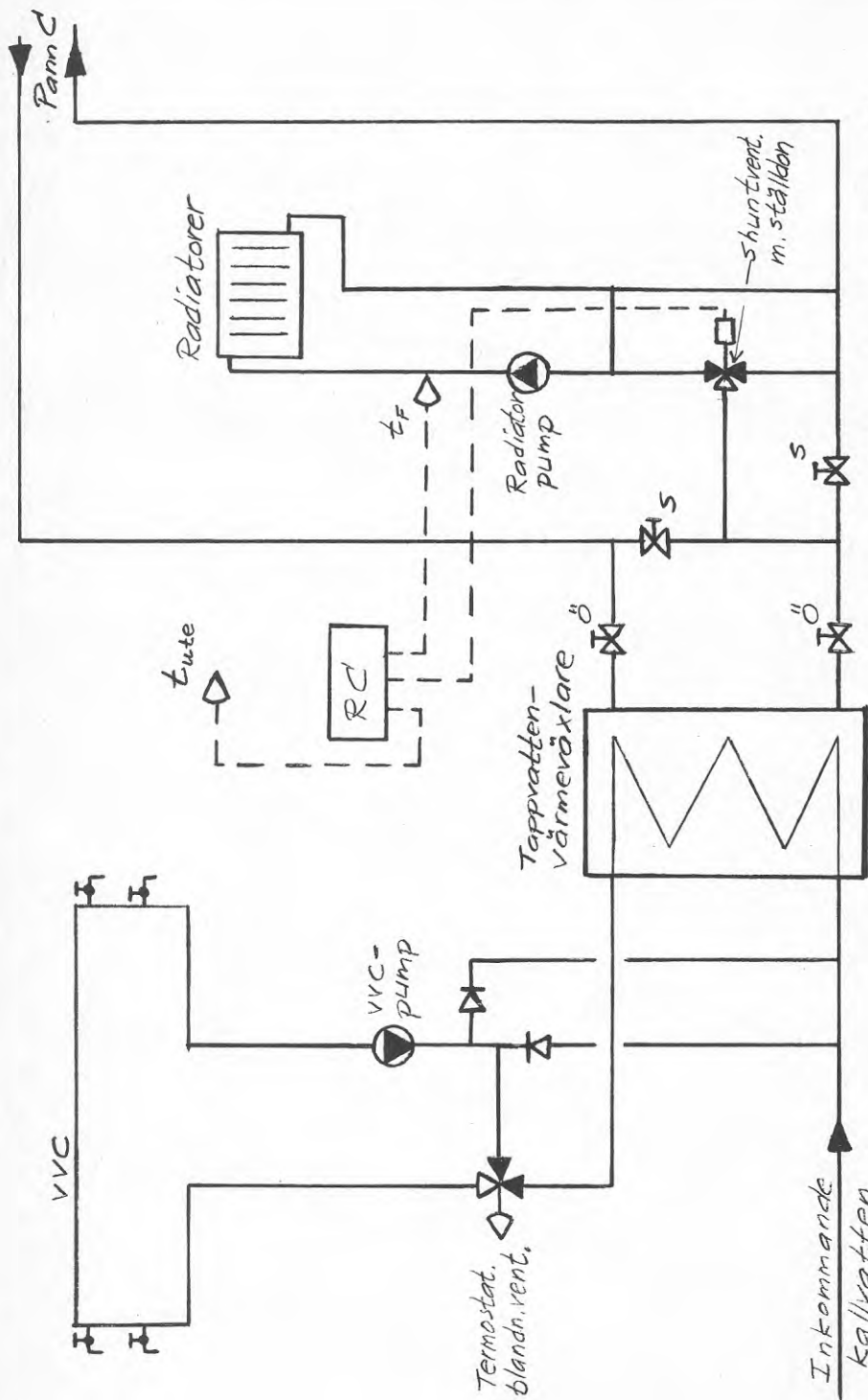
Befintlig värmväxlare för tappvattenvärmning, samma storlek för alla hus oberoende av antalet anslutna lägenheter, kräver framledningstemperaturer på 80 à 90°C för att vid störttappningar säkerställa varmvattentemperaturen 45°C, vilket är beställarens krav.





# Principschema över rördragning i undercentral

Figur 2.



ö anger ventil öppen normaldrift  
s anger ventil stängd normaldrift

Önskvärd framledningstemperatur då värmepumpen själv skall klara områdets värmebehov är 55 å 65°C. Kapaciteten hos utrustning för varmvattenberedning måste därför byggas ut. Därvid har två alternativ undersökts, dels beredning med befintlig värmväxlare samt nyanskaffad bufferttank för att klara störttappningarna, dels utökning av befintlig värmväxlare så att störttappningar klaras utan buffert.

System med värmväxlare och bufferttank samt därvid gällande ekvationer för temperaturförhållandena vid fullständig blandning i tanken, vilket nära torde vara fallet, visas i figur 3. Viss skiktningförbättring erhålles genom installation av strypventil i laddningscirkulationsledning. Inverkan från denna komplikerar dock beräkningarna avsevärt samt är utan betydelse för tanktemperaturen vid antagandet fullständig blandning.

I figur 4 redovisas beräknat dygnsförlopp för tapptemperaturen, på grund av antagen fullständig blandning lika med tanktemperaturen, vid tappförlopp enligt figur 5, 50 liters tankvolym per lägenhet och totalt 32 lägenheter, dvs ett "medelhus" i Fagersjö. Beräkningen är utförd enligt samband från figur 3.

Från figur 4 kan dras slutsatsen att minst tankvolym 50 liter per lägenhet krävs för att säkerställa tapptemperaturen 45°C vid störttappningsperioder. Således total tankvolym för 32 lägenheter, 1 500 å 2 000 liter. Med hänsyn till att maximalt tillåten ytterdiameter på tankar är begränsat till 80 cm på grund av flertalet dörrar för aktuell intransporteringsväg kan endast 500 å 600 liters tankar användas. Undercentralrummen synes dock kunna rymma 3 - 5 tankar.

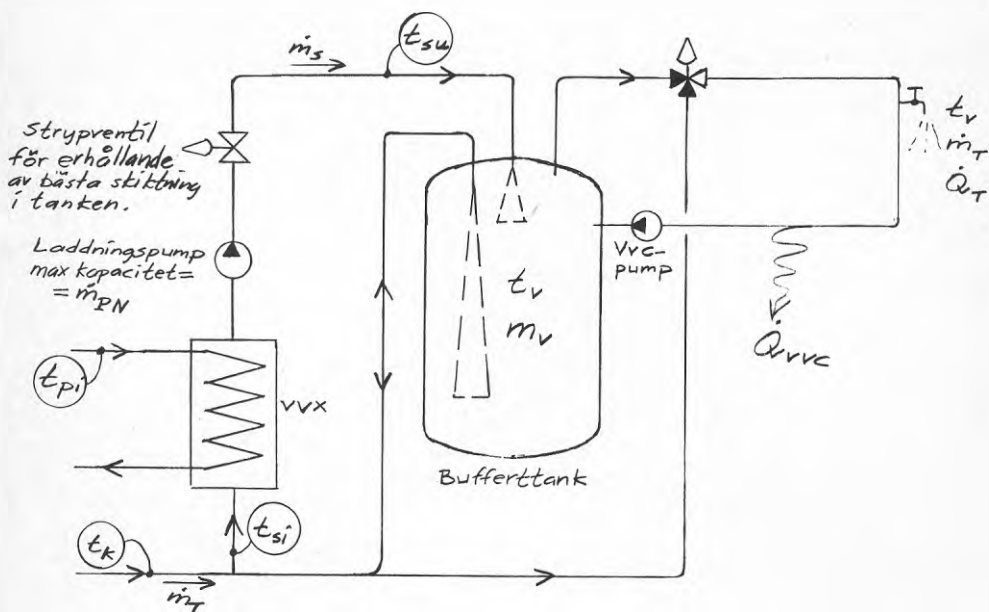
Vid direkt beredning av tappvarmvatten, dvs utan bufferttank, dimensioneras värmväxlareutrustningen för att klara kraven enligt VA-normen. Sannolikt tappvattenflöde vid 32 lägenheter är då 1,6 l/s. Med primärvattenflöde och temperatur enligt figur 4 krävs att befintlig växlarens kapacitet, uttryckt som kA, utökas ca 4 gånger. På grund av merarbetskostnad, 1 000 å 2 000 kronor, för seriekoppling av ny värmväxlare med befintlig jämfört med att ersätta befintlig växlare samt dennas marginella kapacitetstillskott bör helt ny värmväxlare installeras.

En kostnadsjämförelse mellan de bägge alternativen för tappvattenberedning ser då ut enligt nedan:

a) Befintlig värmväxlare och bufferttank

Tankar 3 st å 500 l ca 12 kr/l	18 000 kr
Laddningspump	300 kr
Strypventil, termostatisk	400 kr
Installationsarbete rör och el	~ 12 000 kr
	~ 30 700 kr

# Tappvattenvärmning med värmeväxlare och bufferttank



Vid fullständig blandning i tanken gäller

$$\dot{m}_v \cdot c_p \cdot \frac{dt_v}{dt} = \dot{m}_s \cdot c_p \cdot (t_{su} - t_v) - \dot{Q}_{vvc}$$

där  $t_{su} = t_{si} + \eta_s (t_{pi} - t_{si})$

$$\eta_s = (1 - K) / (1 - \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \cdot K) \quad \text{där } K = e^{-\frac{KA}{c_p} (\frac{1}{\dot{m}_s} - \frac{1}{\dot{m}_p})}$$

Utän inverkan av strypventil samt väljes  $\dot{m}_{PN} > \dot{m}_T$

erhålles:  $t_{si} = \frac{1}{\dot{m}_{PN}} \cdot [\dot{m}_T \cdot t_k + (\dot{m}_{PN} - \dot{m}_T) \cdot t_v]$

Förlopp från tidpunkten 0 till 1;  $t_{v1} = (t_{v0} + \frac{A}{B}) \cdot e^{-\frac{t_1 \cdot B}{m_v}} - \frac{A}{B}$

där  $A = \dot{m}_T \cdot t_k \cdot (1 - \eta_s) + \eta_s \cdot t_{pi} \cdot \dot{m}_{PN} - \dot{Q}_{vvc} / c_p$

$B = \eta_s \cdot (\dot{m}_T - \dot{m}_{PN} - \dot{m}_T / \eta_s)$

Förutsättningar: se fig 2

32 lagenheter

$m_p = 1,8 \text{ kg/s}$ ,  $m_s = m_{pN} = 7 \text{ kg/s}$

Bufferttanksvolym 50 l / g h

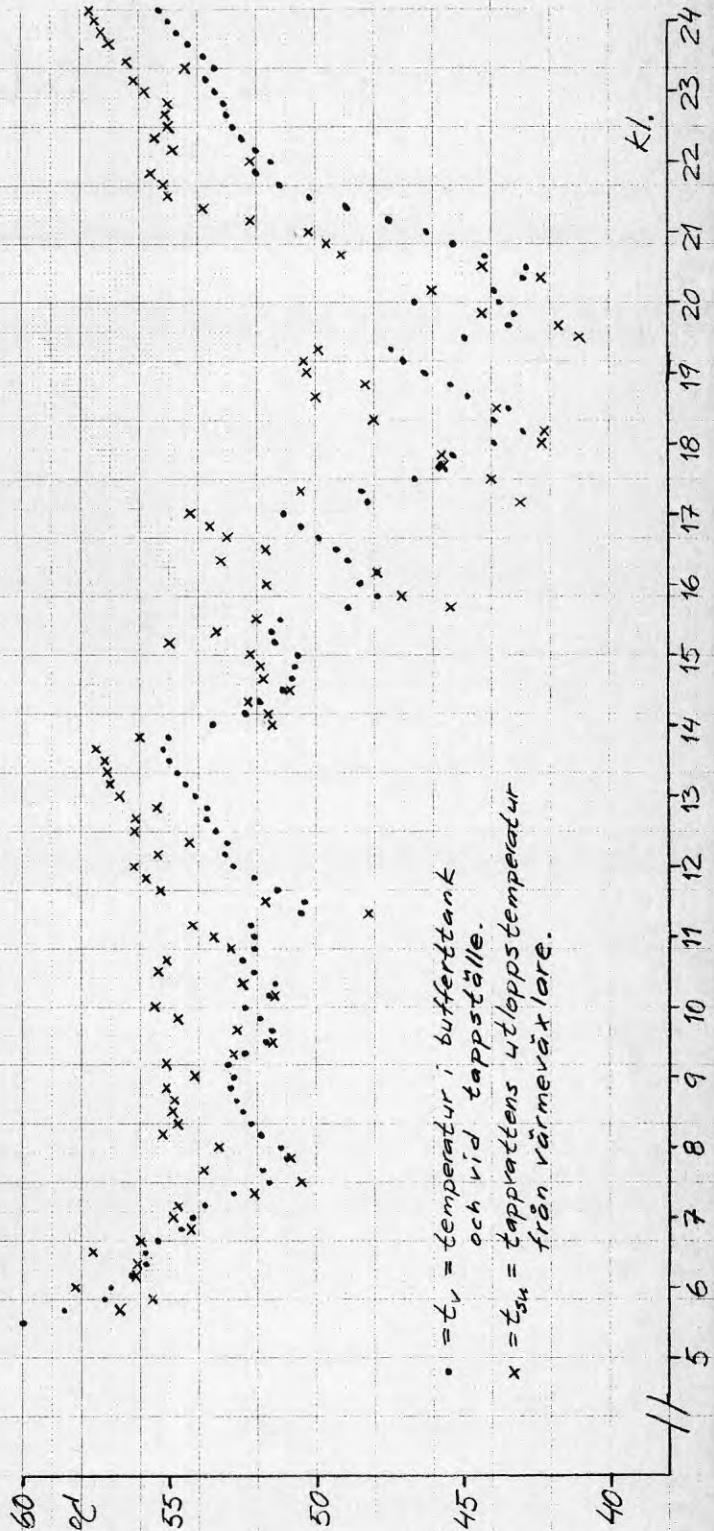
$t_{pi} = 60^\circ\text{C}$

$Q_{vvc} = 7 \text{ kW}$

$kA \approx 3,5 \text{ kW/}^\circ\text{C}$  för värmeväxlare

Tappvattentemperatur vid  
varmvattenberedning med befintlig  
värmväxlare och bufferttank.  
Tappvarmvattenflödesförlopp enligt  
Fig 5

Figur 4



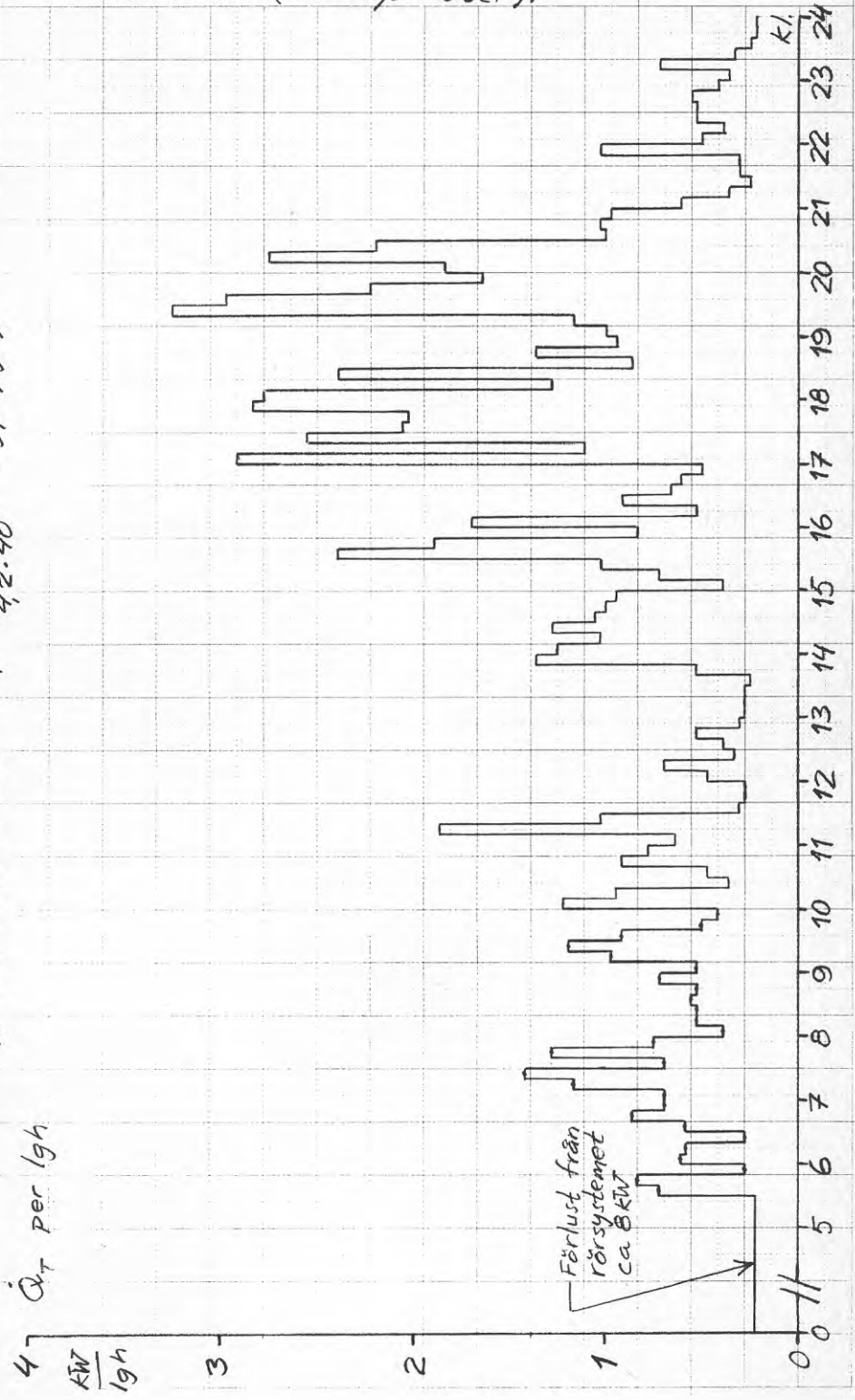
• =  $t_v$  = temperatur i bufferttank  
och vid tappställe.  
x =  $t_{su}$  = tappvattens utloppstemperatur  
från värmväxlare.

kl.

Uppmätt effekt för tappvatten-  
värmning, medelvärde per  
10 minuter, vardagsdygn.  
Hus 38 (36 lägenheter).

Figur 5

Tappvarmvattenflöde  $m_T = \frac{\dot{Q}_T}{42.40}$  (kg/s, lgh)



$\dot{Q}_T$  per lgh

$\frac{kW}{lgh}$

b) Värmeväxlare

Värmeväxlare av plattyp för	
primärt: 1,8 l/s 60/24, 4°C	
sekundärt: 1,6 l/s 5/45°C	12 000 kr
Installationsarbete rör	8 000 kr
	<hr/>
	20 000 kr

Således ca 10 000 kronor lägre kostnad för alternativet med beredning av tappvarmvatten med ny värmeväxlare.

Det bör även beaktas att värmeväxlaralternativet ger bättre möjlighet att klara extrema störttappningsperioder. Alternativet ger även möjligheter till drift med sänkt primärvattentemperatur under perioder med låg tappvattenförbrukning, åtminstone kl 23 - kl 05, och lågt radiatoreffektbehov. Vid beredning med befintlig värmeväxlare och bufferttank måste dessa perioder utnyttjas för laddning av tanken.

## 2.4 Vald värmepumpstorlek

Värmepumpen dimensioneras för att klara hela värmebehovet ner till ca -2°C utomhustemperatur. Man får då en hög energitäckningsgrad med en rimligt stor anläggning.

Effektbehovets varaktighetsdiagram framgår av figur 6. Genom att lägga in olika värmepumpstorlekar i varaktighetsdiagrammet kan man studera olika alternativs energitäckningsgrad. I figur 7 visas tre olika värmepumpars energitäckningsgrad vid varierande bryttemperatur. Bryttemperaturen är den temperatur då värmepumpen stannar. Som syns är det av stor betydelse att värmepumpen kan vara i drift så länge som möjligt. Den valda värmepumpstorleken innebär att drygt 80% av årsvärmebehovet kommer att produceras av värmepumpen.

## 2.5 Värmepumpens uppbyggnad

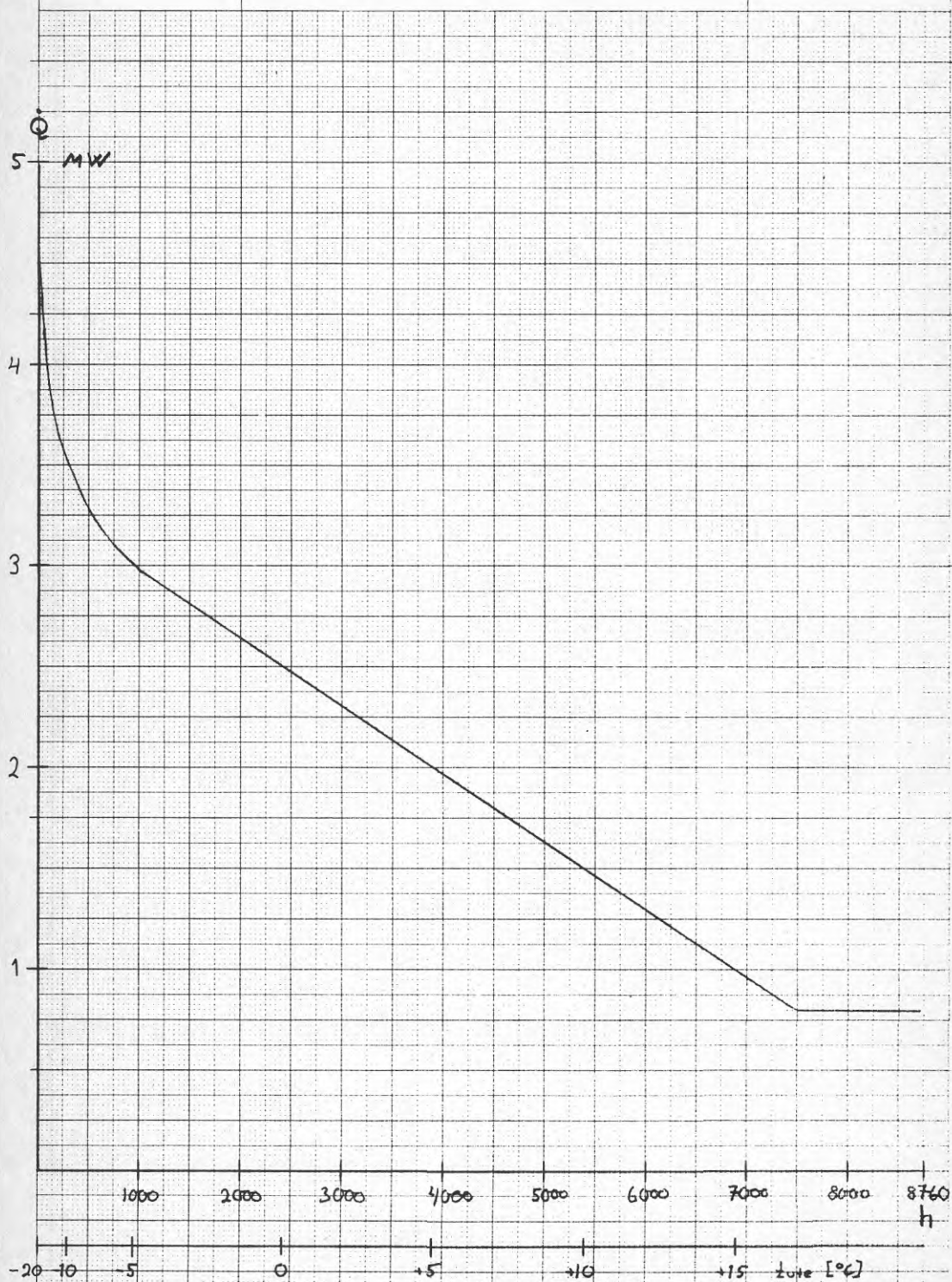
Projekterat värmepumpsystem för Fagersjö framgår av figur 8. Systemet består av två lika stora aggregat, kompressorer/kondensorer. De två kompressorerna är på lågtrycksidan kopplade till en gemensam vätskeavskiljare. Från denna cirkuleras köldmedievätska till förångarbatterierna med två köldmediepumpar.

Huvudkomponenternas tekniska data är kortfattat:

Kompressorer: Skruvkompressoraggregat STAL typ SVR 73EB  
 Kyleffekt 940 kW vid  $t_1/t_2 = +65/-10^\circ\text{C}$   
 Effektbehov 550 kW vid  $t_1/t_2 = +65/-10^\circ\text{C}$   
 Kapacitetsreglerbarhet 10-100%  
 Elmotorers driftspänning 10 kV

Fagersjö

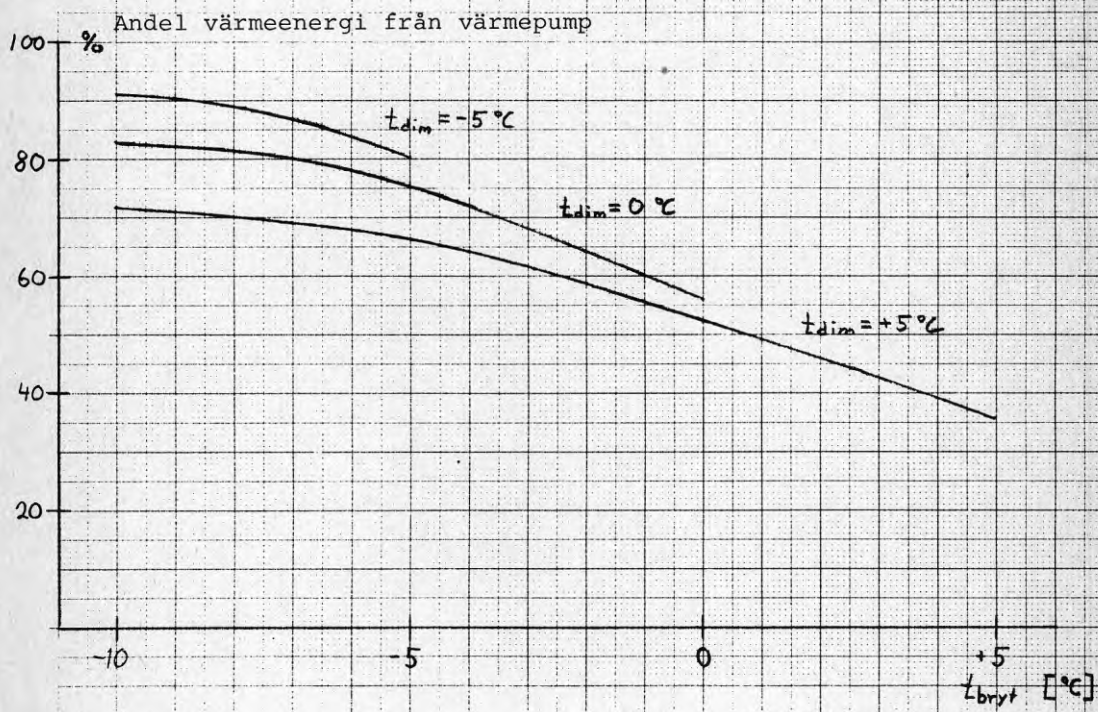
Figur 6

Varaktighetsdiagram  $\dot{Q} = f(\tau)$ 



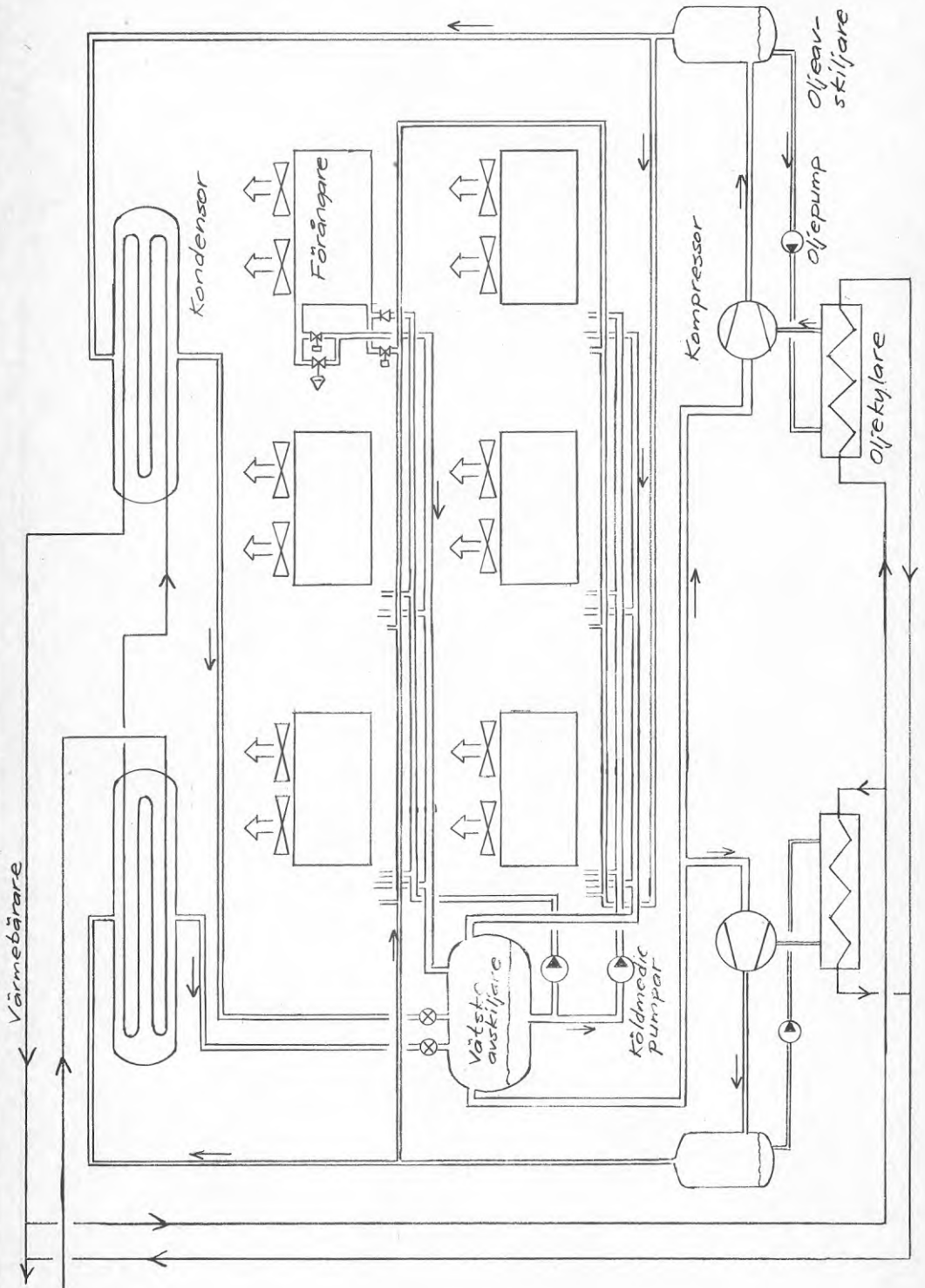
Fagersjö

Figur 7



# Värmepumpsystem

Figur 8



- Kondensator: Tubpannekondensatorer STAL typ KTC 65  
Värmeeffekt per °C inloppstemperatur-  
differens = 160 kW/°C vid värmebä-  
flöde 200 m<sup>3</sup>/h.
- Förångare: Sex batterier vardera med kapaciteten  
234 kW vid inloppstemperaturdifferensen  
11°C. Fläktar med tvåhastighetsmotorer.  
Varvtal vid högsta hastighet 450 varv/  
/min.
- Köldmedium: R12.

Systemet med gemensam förångarsida har fördelarna dels att vid alla driftförhållanden optimalt utnyttja förångarytorna, dels att vid dellastad anläggning och vid ur ljudsynpunkt extra känsliga tider ge möjlighet att sänka fläktvarvtalet med bibehållen värmefaktor.

De sex förångarbatterierna är vardera utrustade med automatventiler för varmgasavfrostning. Vid varmgasavfrostning av batteri stoppas fläktarna i aktuell battericell. Varmgasavfrostning sker genom att gas direkt från kompressorerna leds in i batteriet. Köldmediekondensatet förs sedan till returledningen via en överströmningsventil som upprätthåller "kondenseringstrycket" i batteriet under avfrostningen.

Maskinrummet ventileras (frånluft) via kanaler under förångarbatterierna och ger värmetillskott under normal drift. Vid avfrostning ger ventilationsluften ett värmetillskott i batteriets nedre del. Kanalerna fungerar även som dräneringsrännor för avfrostningsvattnet, vilket leds med fall till maskinrummet.

Figur 9 visar värmepumpens inkoppling i värmebä-  
systemet. För erhållande av högsta möjliga kapacitet hos kondensatorerna och därmed lägsta kondenserings-  
temperatur skall dessa på värmebärrarsidan vara serie-  
kopplade. Värmebärrörssystemet utföres dock så att vid rensning av tuber eller fel av något slag i den ena kondensorn denna kan kopplas bort från värmebä-  
systemet med den andra kompressorn/kondensorn fort-  
farande driftduelig.

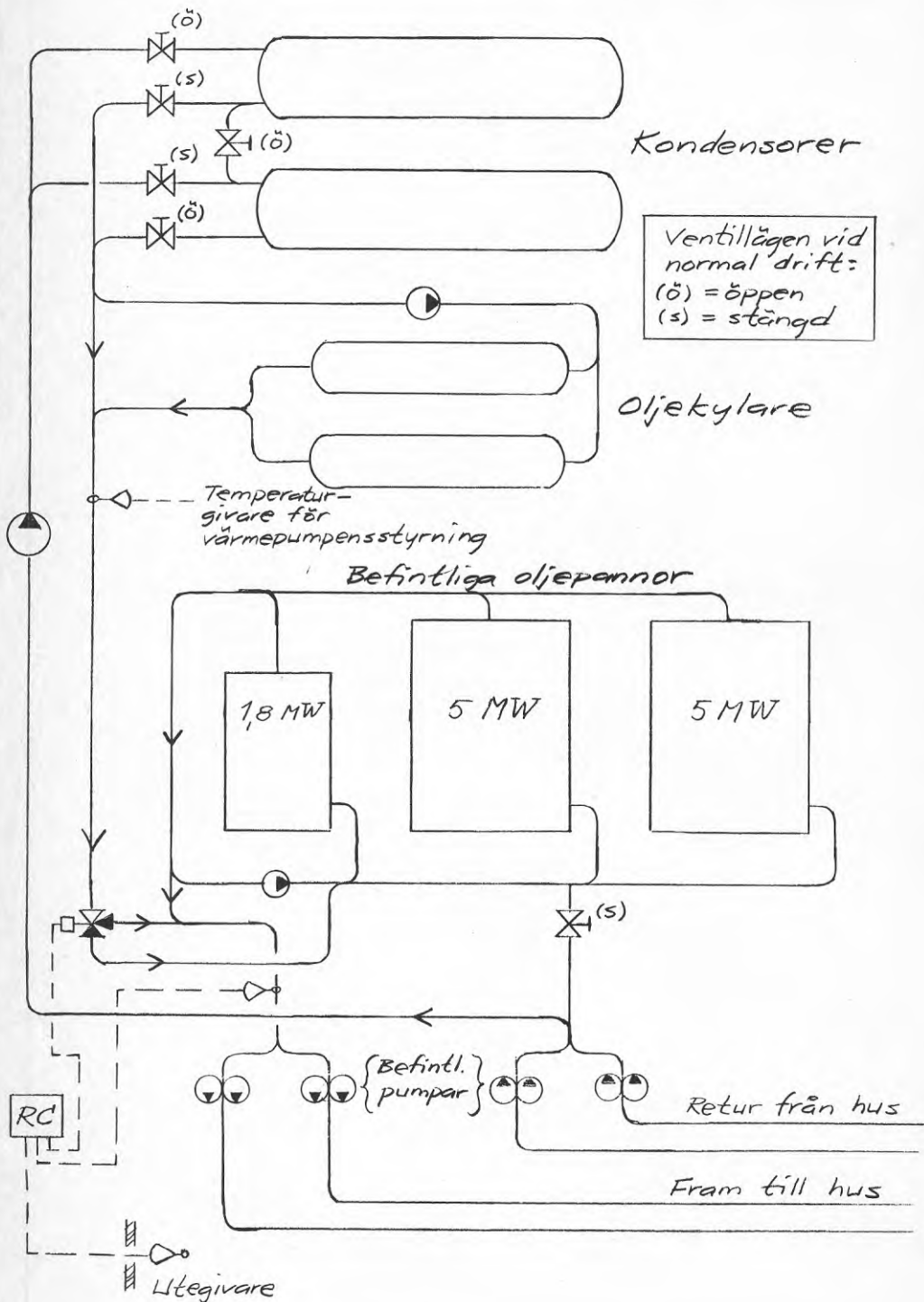
En shuntkrets anordnas för att vid tillsatsvärmebehov shunta in hetvatten från oljepannor till rätt fram-  
ledningstemperatur. Denna säkerställer även en för-  
ledning ur korrosionssynpunkt acceptabel returtempe-  
ratur, >70°C.

Värmepumpens kapacitet regleras så att mot utetempe-  
ratur svarande framledningstemperatur erhålles. Detta  
sker på vanligt sätt med framlednings- och utetempe-  
raturgivare. Kompressorerna kapacitetsregleras därvid  
så att högsta driftkostnadsbesparing erhålles. Nämda  
funktioner utföres av värmepumpens interna reglerut-  
rustning.

Inkoppling av oljepannor ska ske automatiskt. Därvid

# Värmepumpens inkoppling i värmebärarsystemet

Figur 9



regleras framledningstemperaturen med yttre reglerutrustning bestående av styrventil, separat reglercentral samt framlednings- och utetemperaturgivare.

Följande principer för tillsatsvärmens inkoppling tillämpas:

- 1) Tillsatsvärmens inkopplas omedelbart vid totalstopp för värmepumpen för att säkra tappvattenvärmningen.
- 2) Vid sjunkande utetemperatur med ökande värmebehov utöver värmepumpens kapacitet inkopplas tillsatsvärmens, sedan börvärdet för framledningstemperaturen underskridits i 5 å 10 timmar.
- 3) Vid eldistributörs önskemål att av belastnings-skäl urkoppla värmepumpen skall tillsatsvärme omedelbart inkopplas.

Vid utetemperatur under ca +5°C föreligger avfrostningsbehov av förångarbatterierna. På grund av kapacitetsreglering hos kompressorer samt tvåhastighetsmotorer för förångarfläktar är det svårt att utföra sk behovsstyrd avfrostning. Avfrostning sker därför i början med driftur med omsorgsfullt utprovade tidsperioder, för minimering av avfrostningsenergi behovet. Avbrytande av avfrostning bör ske när flänstemperaturvisare avkänner ca +5°C. Efter den första intrimningsfasen kan sedan mer avancerad styrutrustning för avfrostning provas.

## 2.6 Värmepumpens värmeavgivning och elbehov

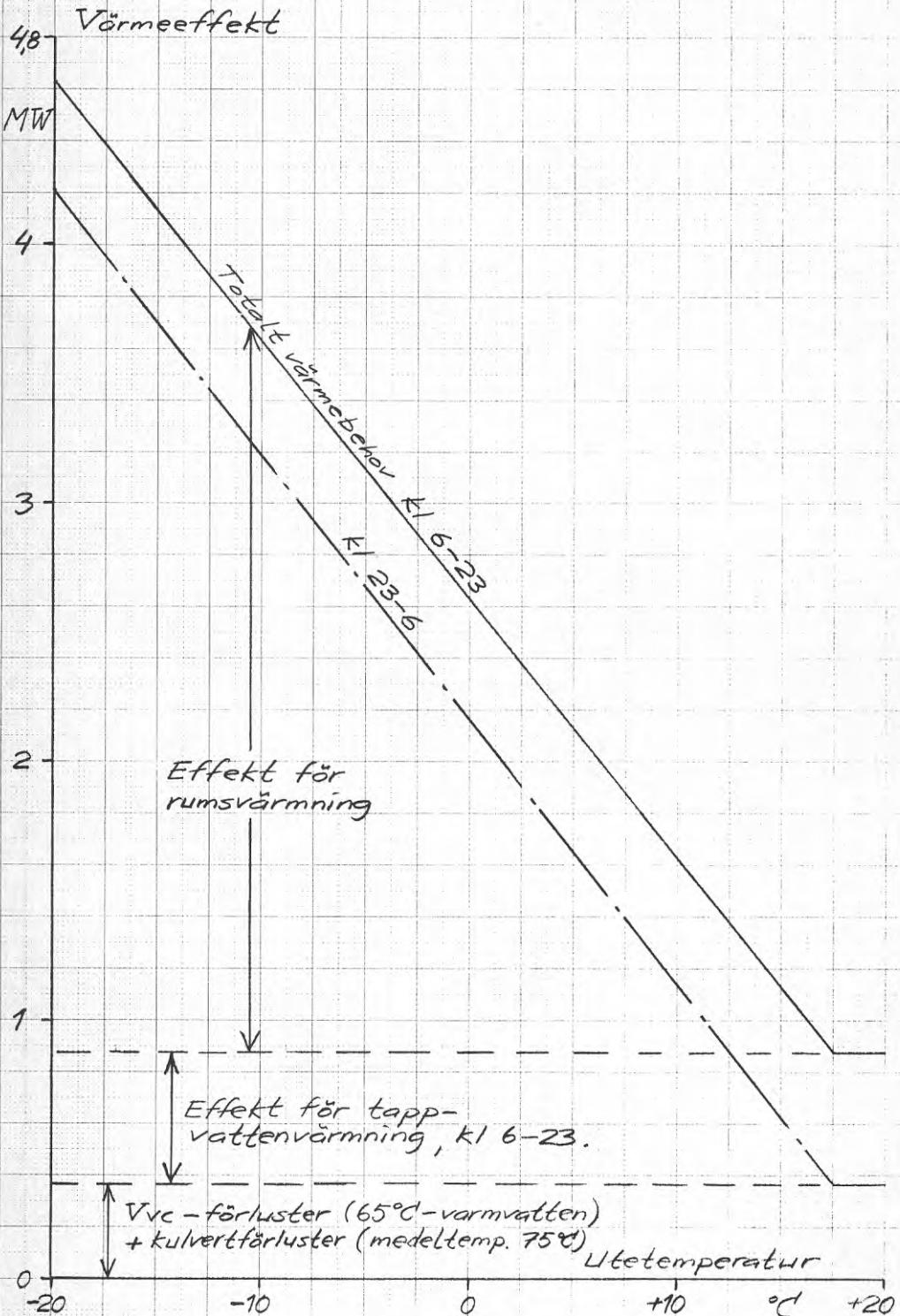
Områdets värmeeffektbehov framgår av figur 10. Där visas medelbehovet dels dagtid, kl 06 - 23, dels nattetid, kl 23 - 06, enligt omfattande mätningar.

Av stor betydelse för värmepumpens lönsamhet är att temperaturerna i kulvertnätet kan hållas så låga som möjligt. Bestämmande härför under den större delen av året blir tappvattenvärmningen. Figur 11 visar inverkan av värmebärarflödet på fram- och returledningstemperaturen förutsatt en och samma värmväxlare för tappvattenvärmning som skall klara tappvattentemperaturen 45°C vid VA-normflödet. Nattetid bör framledningstemperaturen sänkas till 45 å 50°C då radiatorvärmningen så tillåter.

På grund av eldistributörens krav på att kompressorer tillsvidare endast får startas vid godtycklig tidpunkt maj - september och övrig tid kl 01.00 - 03.00 påverkas värmepumpens driftsätt. Således måste värmepumpens värmeavgivning begränsas genom kapacitetsreglering av kompressorerna istället för värmefaktoroptimal on-off-körning i större utsträckning än vad som annars vore fallet. Detta driftsätt kan dock förväntas ge längre livslängd hos kompressor med elmotor än on-off-körning.

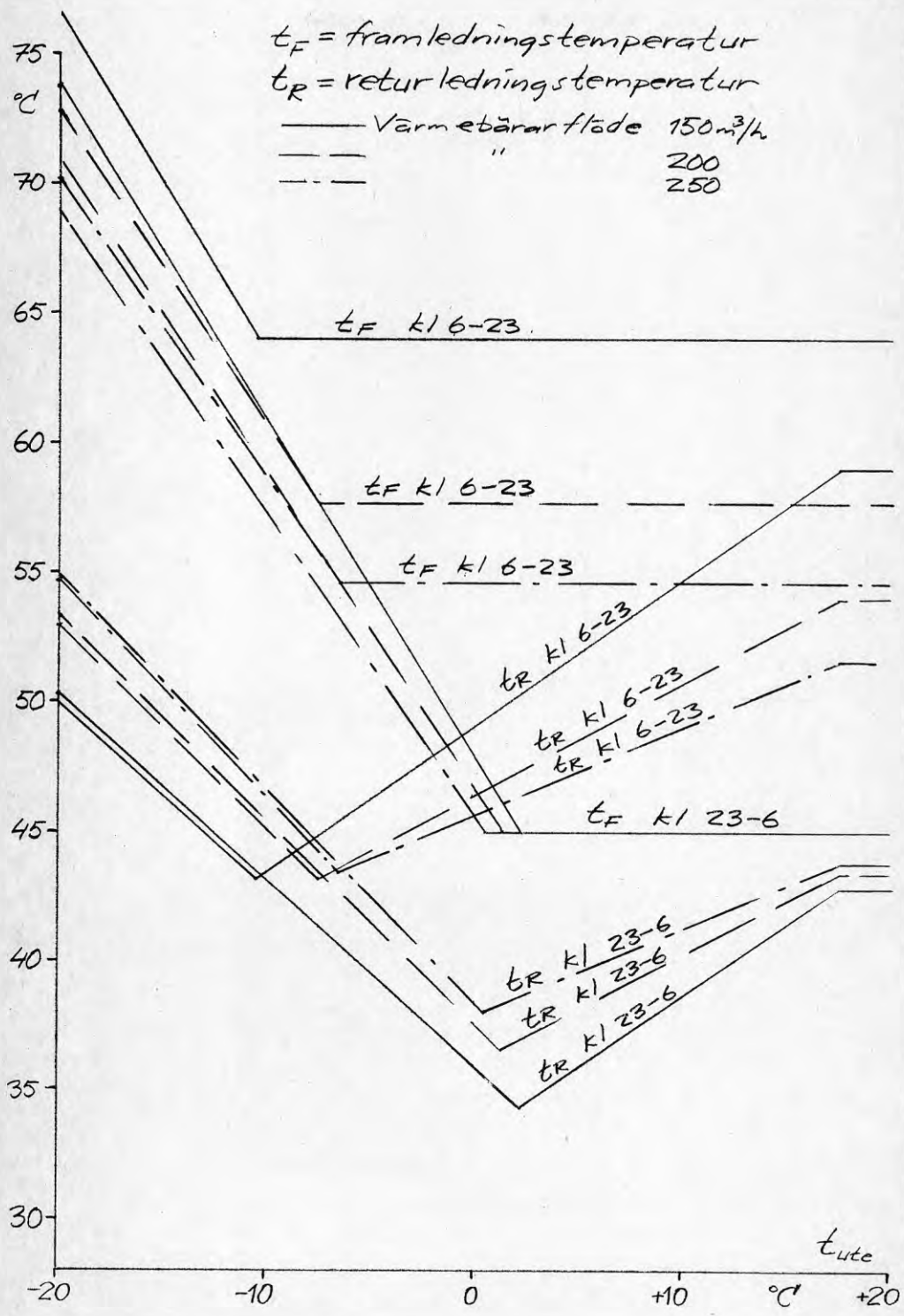
# Värmeeffektbehov.

Figur 10



Värmetärrares fram- och returtemperaturer.

Figur 11



För att begränsa kapacitetsregleringens värmefaktor-reducering ska kompressor B, se figur 12, i första hand nedregleras. Detta bör ske ned till ca 50% kapacitet innan kompressor A börjar nedregleras. För perioden maj - september bör kompressorerna köras on-off med viss kapacitetsreglering anpassad till aktuellt värmebehov och kulvertnätets värmelagringskapacitet.

Med ovan angivna förutsättningar och samband redovisade i figur 12 har värmepumpens värmeeffektavgivning samt värmefaktor som funktion av utetemperaturen beräknats, se figur 13. Vid i figuren antagen driftperiod,  $t_{ute} = -10 - +20^{\circ}\text{C}$ , har den årliga värmeleveransen från värmepumpen bestämts till 14,7 GWh. Årsvärmefaktor, utan hänsyn till avfrostningars energibehov, blir ca 2,59. Elenergiebehov för avfrostningar kan uppskattas, t ex BFR R73:1982, till 3 ä 4% av värmepumpens elbehov. Inklusiv avfrostningar skulle årsvärmefaktor därmed bli 2,59/1,04 ~ 2,5.

Inverkan av olika värmebärrarflöden och för dessa angivna fram- och returledningstemperaturer framgår av följande tabell visande energibesparingen, beräknad som

$$Q_Z = Q_1 - 1,05 (E_{KA} + E_{KB}) + E_{P1}$$

Tabell 1. Energibesparing vid varierande vattenflöden.

$V_v = 150$	200	250 m <sup>3</sup> /h
$Q_Z = 8,69$	9,02	9,36 GWh

## 2.7 Elförsörjning

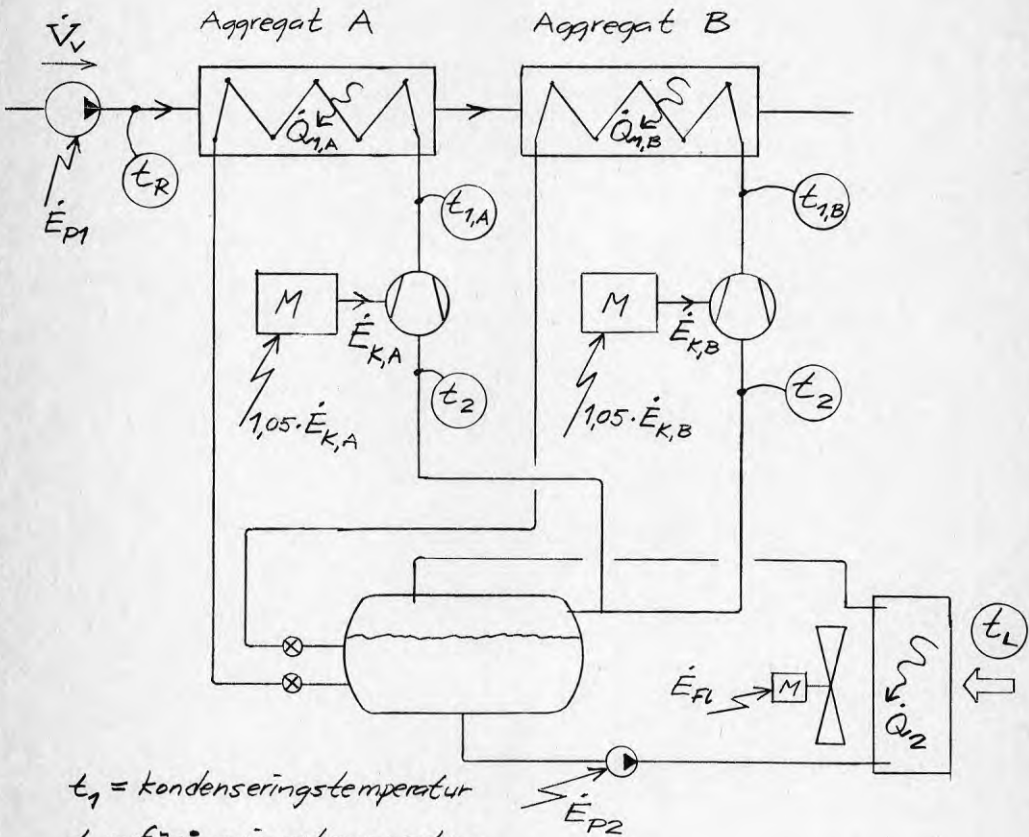
Värmepumpens elförsörjning sker via reservkabel. Det innebär en viss risk för avbrott då primärnätet av någon anledning falerar. Erfarenhetsmässigt inträffar detta endast några enstaka dygn per år. Då det dessutom vanligen sker vid låga utomhustemperaturer när värmepumpen ändå är avstängd torde det inte ha någon egentlig betydelse.

En betydligt större nackdel är att eldistributören kräver att kompressorerna endast får startas mellan kl 01.00 - 03.00 under oktober - april. Detta krav påverkar givetvis värmepumpens driftsätt, komplicerar styrningen och försämrar prestanda.

Anledningen till att kompressorerna endast får startas under en mycket begränsad tid under eldnings säsongen är att elnätet då är kraftigt belastat på grund av konverteringen till elpannor i småhus. Totalt ca 3 000 villor elvärms idag via det aktuella elnätet. Denna situation aktualiserar diskussionen om hur man bäst tillvaratar det sk elöverskottet. Man måste hålla i minnet att även om vi idag och under överskådlig framtid har en hög elproduktionskapacitet, så är inte alltid distributionsnätet dimensionerat att



Samband för beräkning  
av värmepumpkapacitet.



$t_1$  = kondenseringstemperatur

$t_2$  = förångningstemperatur

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_{2,A} + \dot{Q}_{2,B}$$

$$\dot{Q}_{1,A} = \dot{Q}_{2,A} + \dot{E}_{K,A} \quad \dot{Q}_{1,B} = \dot{Q}_{2,B} + \dot{E}_{K,B}$$

Vid kapacitetsreglerad kompressor

$$\dot{E}_K = (0,3 + 0,7 \cdot \dot{Q}_2 / \dot{Q}_{2,100\%}) \cdot \dot{E}_{K,100\%}$$

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{1,A} + \dot{Q}_{1,B} + \dot{E}_{P1}$$

$$\Phi_L = \dot{Q}_1 / [1,05 \cdot (\dot{E}_{K,A} + \dot{E}_{K,B}) + \dot{E}_{P1} + \dot{E}_{P2} + \dot{E}_{F1}]$$

$$\dot{E}_{P1} = 20 \text{ kW} \quad \dot{V}_V = 200 \text{ m}^3/\text{h} \quad \dot{E}_{P2} = 10 \text{ kW} \quad \dot{E}_{F1} = 40 \text{ kW}$$

$$t_2 = t_L - \dot{Q}_2 / C_F$$

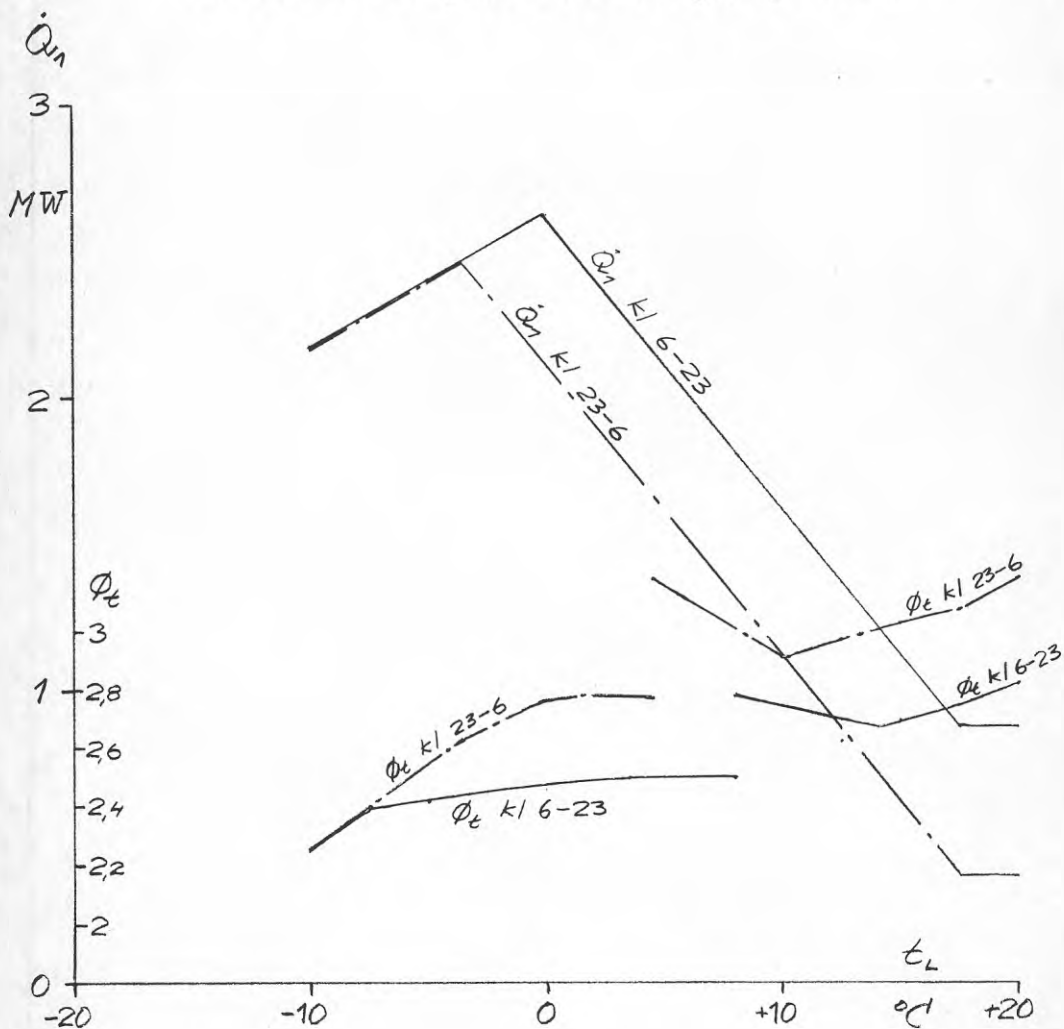
$$t_{1A} = t_R + \dot{Q}_{1A} / C_K \quad t_{1B} = t_R + \dot{Q}_{1A} / (\dot{V}_V \cdot \rho \cdot c_p) + \dot{Q}_{1B} / C_K$$

$C_F$  och  $C_L$  = konstanter gällande för förångare resp kondensator

Värmebärarflöde  $200 \text{ m}^3/\text{h}$ .

kl 6-23, komp.	A	100%		100%	100→50%	100→50%	50%, on-off
	B	100%	100%	100→50%	50%	0	0
kl 23-6, komp.	A	100%	100%	100→50%	100→50%	50%, on-off	
	B	100%	100→50%	50%	0	0	

Årlig värmeleverans från värmepump  $Q_H = 14,7 \text{ GWh}$ .  
Årsvärmefaktor, exkl avfrostning,  $\Phi_L = 2,59$ .



transportera tillgänglig elkraft. Intressant är då det faktum att värmepumpar klarar sig med 2 à 3 gånger mindre eleffekt än elpannor för att avge samma värmeeffekt. Då tillsatsvärmen utgörs av befintlig oljepanna blir för denna kombination eleffektbehovet 4 à 5 gånger mindre än vid konvertering till el. Observera dessutom att maximalt eleffektbehov inträffar vid dimensioneringstemperaturen, för uteluftvärmepumpar ofta vid ca 0°C. Vid mycket låga utetemperaturer är värmepumpen avstängd och belastar inte elnätet alls.

I energidebatten är det faktum att värmepumpar tillgodogör elenergi 2 à 3 gånger bättre än elpannor väl förankrat. Situationen avseende behovet av eleffekt är dock inte lika välbekant, vilket är olyckligt då eldistributionsnätet i många fall utgör en begränsning för elkonvertering vid elpannealternativ. Då så är fallet kan därför uppemot 3 gånger mer olja ersättas med värmepumpar än med elpannor. Om i en framtid elproduktionskapaciteten blir begränsande fås givetvis samma förhållande.

## 2.8 Miljöpåverkan

Stora uteluftvärmepumpar påverkar närmiljön på följande sätt.

- ljudalstring
- lokal lufttemperatursänkning
- utseende
- utrymme
- minskning av luftföroreningar

De fyra första sätten får anses som negativa, och det är kring sådana som debatten vanligen förs, vilket är ett välkänt fenomen vid introduktion av ny teknik.

Enligt Naturvårdsverkets råd och riktlinjer 1978:5 avseende externt industribuller, får ljudnivån ej överstiga 45 dBA dagtid och 40 dBA nattetid utanför bostadsbyggnad. För områden med särskilt rekreativvärde sänks nivåerna med 5 dBA.

Ljudet från kompressorer och elmotorer dämpas i Fagersjö genom en omsorgsfull inbyggnad i maskinrummet. Särskild hänsyn tas till dörrar, rörgenomföringar o dyl. Ljudalstringen från förångarfläktarna kräver en annorlunda behandling. Ljuddämpningsutrustningen måste dimensioneras tillsammans med parametrar som luftflöde, tryckfall och erforderlig förångaryta.

Lågvarviga fläktar med tvåhastighetsmotorer används. Under t ex sommarnätter då ljudsituationen är mest känslig och värmebehovet lågt, kan man köra fläktarna på extra lågt varvtal och därmed nå lägre ljudnivåer än 40 dBA. Luftmängden genom förångaren har också minskats till ca 600 000 m<sup>3</sup>/h, vilket är ungefär hälften av den först föreslagna. Därmed blir ljud-

frågan enklare att hantera. Erforderlig temperaturdifferens i förångaren ökar visserligen (förångningstemperaturen sjunker), men samtidigt minskar erforderlig fläkteffekt. Slutresultatet blir att värmepumpens totala prestanda är ungefärligen detsamma.

I debatten kring stora uteluftvärmepumpar har frågan om risk för uppkomst av infraljud ställts. Infraljud är ljud av låg frekvens, <20 Hz, och därför ohörbart för människan. Man befarar att infraljud kan ge upphov till obehag. De är dock ofta av den typen att orsaken är svår att bevisa, t ex illamående eller allmän obehagskänsla. Några fastlagda bestämmelser om gränsvärden finns inte i Sverige, men man är mån om att försöka undvika infraljudalstrande installationer. Frågan har behandlats i Fagersjöprojektet. Expertis har konstaterat att infraljud kan uppstå från förångarfläktarna om man inte tänker på detta vid konstruktionsarbetet. Om man beaktar risken går det däremot att dimensionera fläktar och luftkanaler så, att problem med infraljud undviks.

Då luften passerar förångaren sänks dess temperatur 5 å 10°C. Det är viktigt att den nedkylda luften snabbt blandas med omgivande luft så att recirkulation undviks och inga olägenheter uppstår på grund av lokalt lägre temperatur. Teoretiskt kan t ex trafikproblem befaras vid utetemperaturer kring 0°C. Underlaget för beräkning av detta är begränsat. Enligt mätningar på en uteluftvärmepump i Linköping (1) och en i Näsby Park (2) syns problemet vara litet. Teoretiska beräkningar visar att svårigheter kan uppstå om förångaren t ex placeras i en "gryta" så att omblandning försvåras. För Fagersjö bedöms risken vara liten för problem av detta slag.

Värmepumpen beräknas reducera oljeåtgången med ca 80%. Det innebär att man slipper 30 ton svavel och andra föroreningar från förbränning av 1 600 m<sup>3</sup> olja varje år.

## 2.9 Bygg- och installationsteknik

Värmepumpkomplettering av en befintlig gruppcentral innebär alltid ganska omfattande bygg- och installationsarbeten. Varje anläggning är unik och det är därför av stor vikt att de lokala förhållandena studeras noggrant och befintliga utrymmen nyttjas på ett fantasifullt sätt.

I Fagersjöprojektet har en helt ny byggnad för förångarbatterier med tillhörande fläktar och ljuddämpningsanordningar projekterats. I övrigt rymms hela maskinutrustningen och elcentralen i den befintliga byggnaden. Förhållandena i Fagersjö har varit relativt gynnsamma genom att panncentralen ursprungligen projekterats för en ångpanneanläggning, som ej kommit till utförande. Dessutom har centralen innehållit en numera avställd sopförbränningspanna med tillhörande

utrymmen för askkärn mm, som kunnat utnyttjas för  
bl a maskinuppställning.

## 3 EKONOMI

## 3.1 Finansiering

En väsentlig del av detta forskningsprojekt har varit att kartlägga finansieringsförutsättningarna för en stor uteluftvärmepump.

Med de preliminära kostnadsbedömningarna från förstudien som bakgrund kontaktades följande institutjoner i finansieringsfrågan.

1. Bostadsstyrelsen
2. Oljeersättningsfonden
3. BFR (experimentbyggnadslån)

Med tanke på att anläggningen utgör ett bostadskomplement borde en finansiering inom bostadslånesystemet vara naturlig. Vid tiden för låneansökan fanns dock en begränsning i Energilåneförordningen av innebörd att större projekt än 300 lägenheter ej skulle finansieras avseende nya energikällor. Detta gällde endast befintliga områden. För nybyggnadsprojekt har under några år funnits belåningsregler för stora värmepumpar. Låneunderlaget utgör därvid 1 krona per inbesparad kWh och år.

## 3.2 Anläggningskostnad

Efter den översiktliga kostnadsbedömning för projektet, som gjordes i samband med förstudien, har förprojekteringen drivits vidare och preliminära upphandlingar genomförts för anläggningens huvudkomponenter. Som underlag för ansökan om experimentbyggnadslån har nedanstående kostnadssammanställning nyttjats. (Prisnivå september 1982)

1. Värmepumpanläggning inkl förångare, fläktar, styr- och reglerutrustning samt ljuddämpningsanordning	7 200 000 kr
2. Högspänningsanläggning	750 000 kr
3. Mark- och byggnadsarbeten	1 800 000 kr
4. Komplettering av värmeväxlare i undercentraler	700 000 kr
5. VVS-installation i panncentralen	400 000 kr
6. Övrig elinstallation	450 000 kr
7. Detaljprojektering	300 000 kr
8. Administration	350 000 kr
	<hr/>
	11 950 000 kr
Mervärdeskatt (11,88)	1 420 000 kr
	<hr/>
Summa kronor	13 370 000

Finansiering genom bostadslånesystemet sker på principiellt olika sätt om anläggningen avser nybyggnad eller ombyggnad.

För nybyggnad beräknas ett schablonmässigt låneunderlag som för värmepumpar utgör 1 krona per inbesparad kWh och år. Detta belopp skall uppräknas med orts- och tidskoefficient och utgör mars 1983 i Stockholm 1:90 kronor. För en anläggning av Fagersjöes storlek med förväntad energibesparing ca 8 GWh skulle alltså låneunderlaget beräknat på detta sätt bli ca 15,2 Mkr.

Eftersom Fagersjöprojektet avser en befintlig panncentral regleras finansieringen av Energilåneförordningen (ENL). Här tillämpas icke schablonbelopp utan lånets storlek beräknas med eldning av redovisad installationskostnad och energikostnadens förväntade minskning.

Fram till 30 september 1982 innehöll energilåneförordningen en begränsning till högst 300 lägenheter för projekt avseende sk ny uppvärmningsform såsom värmepumpar, ved- och fliseldning mm. Enligt tidsplanen måste finansieringsfrågan lösas under sommaren 1982. Därför inlämnades ansökan om BRF:s experimentbyggnadslån för hela den beräknade anläggningskostnaden.

Delvis som ett resultat av Fagersjöprojektet avskaffades ovannämnda begränsning till 300 lägenheter och den slutliga lösningen blev att finansieringen delades mellan BFR och Bostadsstyrelsen.

Ett annat alternativ som undersökts är oljeersättningsfonden (OEF). Där gjordes bedömningen att projektet ej kunde behandlas som en P o D-anläggning (Pilot- och Demonstration) beroende på att OEF redan var engagerad i en annan stor uteluftvärmepump. Lånevillkoren skulle därigenom bli sådana att projektet skulle bli ointressant för beställaren.

Den slutliga finansieringen av Fagersjöprojektet har lösts genom att experimentbyggnadslån utgår med 7 500 000 kronor och energilån med 6 800 000 kronor. Experimentbyggnadslånet utbetalas i förskott medan energilånet först utbetalas efter godkänd slutbesiktning av anläggningen. Härigenom tillkommer indexökning med 320 000 kronor och kreditivkostnad med 400 000 kronor på energilånedelen.

### 3.3 Driftkostnad

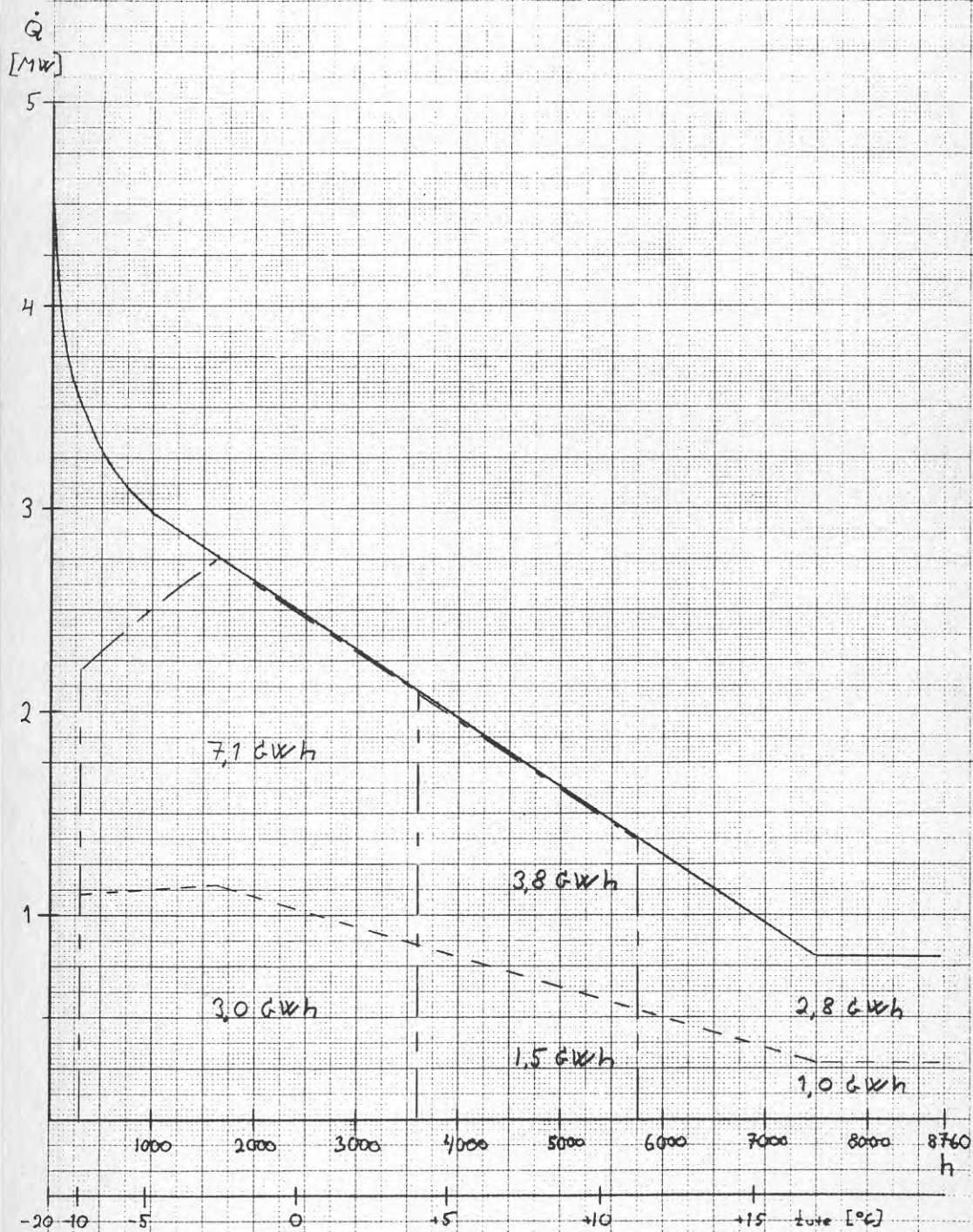
#### 3.3.1 Elkostnad

Med ledning av varaktighetsdiagrammet figur 14 kan värmepumpens energiförbrukning erhållas.

Stockholms Energiverks högspänningstaxa framgår av figur 15. Eftersom taxan är säsongindelad har motsvarande gränser mellan vinter, vår-höst och sommar

## Fagersjö

Figur 14

Varaktighetsdiagram  $\dot{Q} = f(\tau)$ 



## STOCKHOLMS ENERGIVERK

Box 19604  
104 32 STOCKHOLM  
Tel-nr: 736 70 00



## TAXA FÖR HÖGSPÄNNING

Gäller fr o m 1983-01-01

## AVGIFTER

Spänning kV	110	33	11
Tariffblock	1	2	3
Fast avgift kr/år	420 000	42 000	4 200
Abonnemangsavgift kr/kW och år	24	30	36
Effektavgift kr/kW och månad under vinterperioden (nov—mar)	7	12	16
Energiavgift öre/kWh			
Vinter (nov—mar)			
Höglasttid	22,0	27,5	31,0
Låglasttid	12,0	12,5	13,0
Vår, höst (apr, sep, okt)			
Höglasttid	13,0	14,0	15,0
Låglasttid	9,4	10,2	11,0
Sommar (maj—aug)			
Höglasttid	9,4	10,2	11,0
Låglasttid	7,4	8,2	9,0

Denna taxa innefattar inte statlig energiskatt

Höglasttid = mån—fre 0700—2100 (vid sommartid 0800—2200)

Låglasttid = övrig tid

Indextillägg till denna taxas samtliga avgifter 0,1 (K-690) % där K är medelvärde under föregående år av konsumentprisindex med år 1949 som basår. Procentsatsen avrundas till närmaste heltal.

## TILLÄMPNINGSBESTÄMMELSER

- Energiverket bestämmer leveransspänning.
- Normalt skall mot leveransspänningen svarande taxeblock tillämpas. Abonnenten äger dock rätt att välja taxeblock för högre spänning än verklig leveransspänning mot ett tillägg till det valda taxeblockets fasta avgift och abonnemangsavgift enligt följande:  
vid val av taxeblock 1: 420 000 kr/år och 9 kr/kW och år  
vid val av taxeblock 2: 42 000 kr/år och 18 kr/kW och år  
Abonnenten äger vidare rätt att välja taxeblock för lägre spänning än verklig leveransspänning.  
Ändring av taxeblock skall överenskommas i förväg och gälla per kalenderår.
- Abonnemangets storlek skall fastställas i förväg och gälla till kontraktstidens slut, om ej annat överenskommes.

Abonnemangsavgift erläggs för den abonnerade effekten. Om den utnyttjade effekten överstiger abonnerad effekt erläggs för den överuttagna effekten förhöjd avgift.

- Effektavgift erläggs för de fem månadsvärdena under vinterperioden (jan, feb, mar, nov, dec) för maximalt uttagen medel-effekt per timme. Inträffar den avgiftsbestämmande effekten under låglasttid kan reducerad effektavgift ifrågakomma.
- För reaktiv effekt (kVAr) uttagen utöver  
vid tariffblock 1 25 %  
vid tariffblock 2 och 3 50 %  
av aktiv effekt erlägges en särskild årlig avgift på 12 kr/kVAr.
- För leveranser som föranleder speciellt höga kostnader eller som utgör komplettering till annan energianskaffning kan särskilda avgifter ifrågakomma.

inlagts i varaktighetsdiagrammet.

För variationen mellan höglast- och låglasttid har dock ingen anpassning gjorts utan följande vägda medelvärden tillämpas (inkl 4 öre statlig energiskatt).

vinter	25 öre/kWh
vår-höst	17 öre/kWh
sommar	14 öre/kWh

Då erhålles värmepumpens eldriftkostnader för maximal eleffekt 1,1 MW.

Fast avgift	4 200 kr/år
Abonnemangsavgift	39 600 kr/år
Effektavgift	88 000 kr/år

#### Energikostnader

vinter	$3.0 \times 10^6 \text{ kWh} \cdot 0:25$	750 000 kr/år
vår-höst	$1.5 \times 10^6 \text{ kWh} \cdot 0:17$	255 000 kr/år
sommar	$1.0 \times 10^6 \text{ kWh} \cdot 0:14$	<u>140 000 kr/år</u>
Summa elkostnad		1 277 000 kr/år

Underhållskostnad	<u>100 000 kr/år</u>
Summa driftkostnad	1,38 Mkr/år

#### 3.3.2 Underhållskostnad

Som tumregel brukar anges att kompressorbyte är erforderligt efter ca 15 år. Övrigt erforderligt underhåll kan bedömas till samma kostnader som kompressorbyte.

Om man försiktigtvis räknar med att även högspänningsmotorerna får bytas med samma intervall som kompressorerna innebär detta för Fagersjö ca 1,2 Mkr eller 10% av anläggningskostnaden. Totala underhållskostnaden fördelad över avskrivningstiden 15 år skulle då bli ca 1,3% eller 160 000 kr/år. Värmepumpens totala driftkostnad blir då det första året 1,45 Mkr.

#### 3.4 Lönsamhet

För bedömning av lönsamheten hos en värmepumpanläggning kan ett flertal olika kriterier anges. Vanligtvis brukar pay-off-tid (år), energibesparingskostnad (kr/kWh och år) eller energiproduktionskostnad (kr/kWh) redovisas. Ett projekt som finansieras med energilån och/eller experimentbyggnadslån kan dock inte analyseras enbart med enkla kvotberäkningar. De kan endast ge en jämförelse med liknande anläggningar med samma finansieringsförutsättningar.

För att klarlägga de företagsekonomiska konsekvenserna för beställaren måste intäkter och kostnader i projektet studeras för varje år under den ekonomiska

livslängden. Lönsamheten kan anges som nuvärdet av de årliga besparingarna eller studeras i ett "cash-flow"-diagram, se figur 16. Nedan anges förutsättningarna för en nuvärdes- och cash-flow-analys för Fagersjöprojektet.

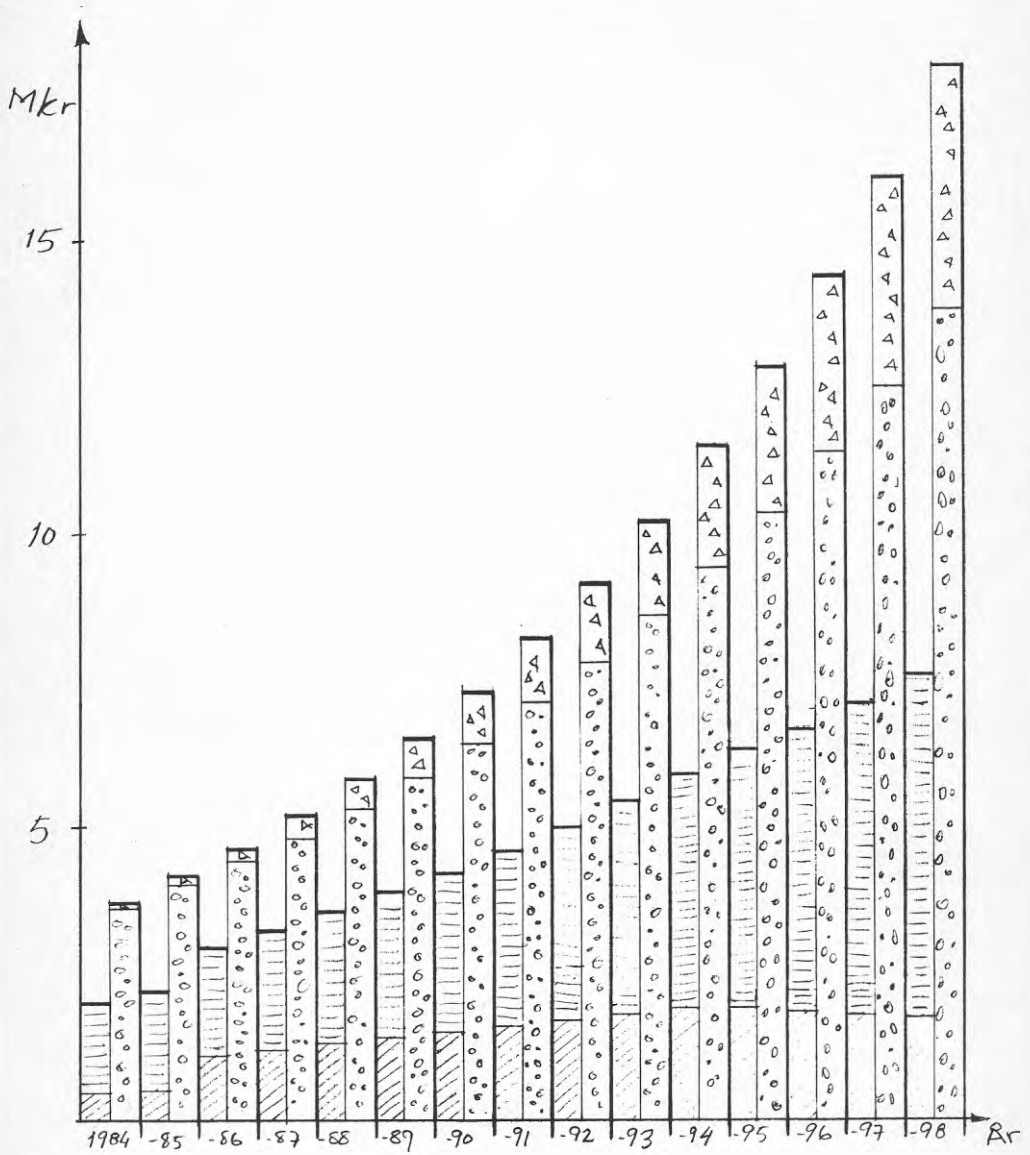
Experimentbyggandslån	7 500 000 kr
Energilån	<u>6 800 000 kr</u>
Total anläggningskostnad	14 300 000 kr

Experimentbyggandslån är enligt beslutet ränte- och amorteringsfritt till och med 1985 12 31.


För energilånet utgår ränta med 3% första året, därefter höjs räntesatsen med 0,25 procentenheter per år. Räntan räknas hela tiden på det ursprungliga lånebeloppet till dess den sålunda uppräknade räntan blir lika stor som bostadslåneräntan (f n 13%) räknat på den återstående kapitalskulden, varvid uppräknningen avbryts. Amorteringen av energilånet är upplagd som ett annuitetslån med 8% ränta. Normalt skall lånet vara återbetalt på 20 år. I årskostnadsjämförelsen nedan har återbetalningstiden dock försiktigtvis satts till 15 år.


Enligt tidplanen förutsätts anläggningen tas i drift i januari 1984. Det innebär att kapitalkostnaden under de två första åren endast behöver räknas på energilånedelen. För åren därefter förutsätts experimentbyggnadslånet läggas samman med energilånet och löpa med samma villkor som detta.


Årskostnadsjämförelse ("Cash-flow")



 Driftkostnad värmepump

 Driftkostnad oljepannor

 Kapitalkostnad ---

 Ökning av d.o med 2% real oljepris-höjning per år

## 4 UPPHANDLING

I förstudien till Minnebergsprojektet (BFR-rapport R84:1980) konstateras bl a.

"De största svårigheterna för värmepumpens tillämpning ligger sannolikt i finansieringen av de relativt dyrbara anläggningarna, osäkerhet i energipris- och energiförsörjningsutvecklingen samt otillräcklig erfarenhet om goda konstruktioners underhållskostnadsbehov. Fabrikanternas utvecklingsinsatser för erhållande av goda konstruktioner dämpas i sin tur av osäkerheterna i marknadsbedömningen. Det är dock utomordentligt väsentligt, att de kunskapskrävande insatserna ej sprids på många likartade konstruktioner och försöksanläggningar utan i stället koncentreras på ett litet antal väl genomtänkta typer. Otaliga misslyckanden har skett just för att för litet tid ägnats utformning och provning."

Med tanke på att ännu ingen stor uteluftvärmepump är i drift i Sverige, trots stora ekonomiska satsningar på utredningar och förstudier, är ovanstående konstaterande väl så aktuell idag som 1980.

Fagersjöprojektet kan i vissa avseenden betraktas som en ersättning för Minnebergsprojektet, som av stadsplaneskäl skjutits för långt fram i tiden. De leverantörskontakter som bearbetades i Minnebergsprojektet har därför nyttjats i Fagersjö. De maskinleverantörer som efter en första förfrågningsomgång kvarstod i Minnebergsprojektet var följande:

1. STAL Refrigeration AB, Norrköping
2. Mycom-Termofrost Energiteknik AB, Bromma
3. Gebr Sulzer AG, Winterthur, Schweiz
4. Brown Boveri Corp, Mannheim, Västtyskland

En betydelsefull faktor i genomförandet har varit att välja rätt entreprenadform eller rollfördelning mellan de olika aktörerna i processen. Vi skall här kort beröra de principiella frågor som framförallt beställaren AB Svenska Bostäder haft att överväga.

En allmänt spridd uppfattning är att den kyltekniska delen i en värmepumpinstallation av lite större format måste upphandlas som "turn-key" eller totalentreprenad. Skälet härtill är givetvis att det är maskintillverkaren som har den största komponentkännedom och kunskapen om hur den delen av anläggningen skall optimeras. Dessutom är det av största vikt att ansvaret för konstruktion, tillverkning och funktion entydigt ligger på en och samma hand.

Som totalentreprenör för den direkta värmepumpleveransen utsågs Stal Refrigeration. För övriga delar i anläggningen (motsvarande ca 50% av anläggningskostnaden enligt ovan) fanns flera olika möjligheter.

### 1. Delad entreprenad

Svenska Bostäder skulle själv eller med hjälp av lämpliga konsulter svara för projektering, upphandling och genomförande av projektets olika delar (bygg, el, VVS).

### 2. Generalentreprenad

I princip detsamma som delad entreprenad men ansvaret för samordning läggs på en av entreprenörerna.

### 3. Totalentreprenad

Nackdelen med ovan angivna entreprenadformer är framförallt att beställaren måste ta ett eget funktionsansvar för flera vitala delar i anläggningen. Detta kan synas vara ett begränsat problem och kommer sannolikt inte att bereda större svårigheter när värmepumpstekniken blivit ordentligt etablerad och omfattande installations- och drifterfarenheter vunnits. Så länge tekniken är ny och beställarna relativt oerfarna måste däremot ett entydigt funktionsansvar vara ett oavvisligt krav, vilket endast kan tillgodoses i en totalentreprenad.

Det kan inte nog understrykas att "systemtänkandet" prioriteras i hela projektet. Detta gäller även upphandlingsformen där begreppet "systemleverans" alltmer vinner terräng i värmepumpsammanhang. Juridiskt skiljer sig systemleveransen ej från totalentreprenaden men brukar användas för att beteckna entreprenadåtagande som innehåller väsentliga inköp av tjänster och leveranser från annan bransch än totalentreprenörens.

I Fagersjö valde alltså beställaren totalentreprenad/systemleverans. När detta val träffats återstod valet av totalentreprenör. Den mest näraliggande lösningen kan synas vara maskinleverantören som har det avgjort största ekonomiska åtgandet (ca 50% av den totala anläggningskostnaden). De maskintillverkare som kan komma ifråga i projekt som Fagersjö har dock varken erfarenhet av totalentreprenader, där så väsentliga delar ligger utanför maskinleveransen, eller tillräckligt systemkunnande. Totalentreprenörsrollen är dock välbekant för de flesta större byggföretag och detta alternativ övervägdes. Hos byggföretagen är dessvärre systemkunnandet i detta sammanhang obefintligt och den tekniska kompetensen i allmänhet låg. Det visade sig att byggföretagen är obenäma att iklåda sig det risktagande som förknippas med en sådan systemleverans.

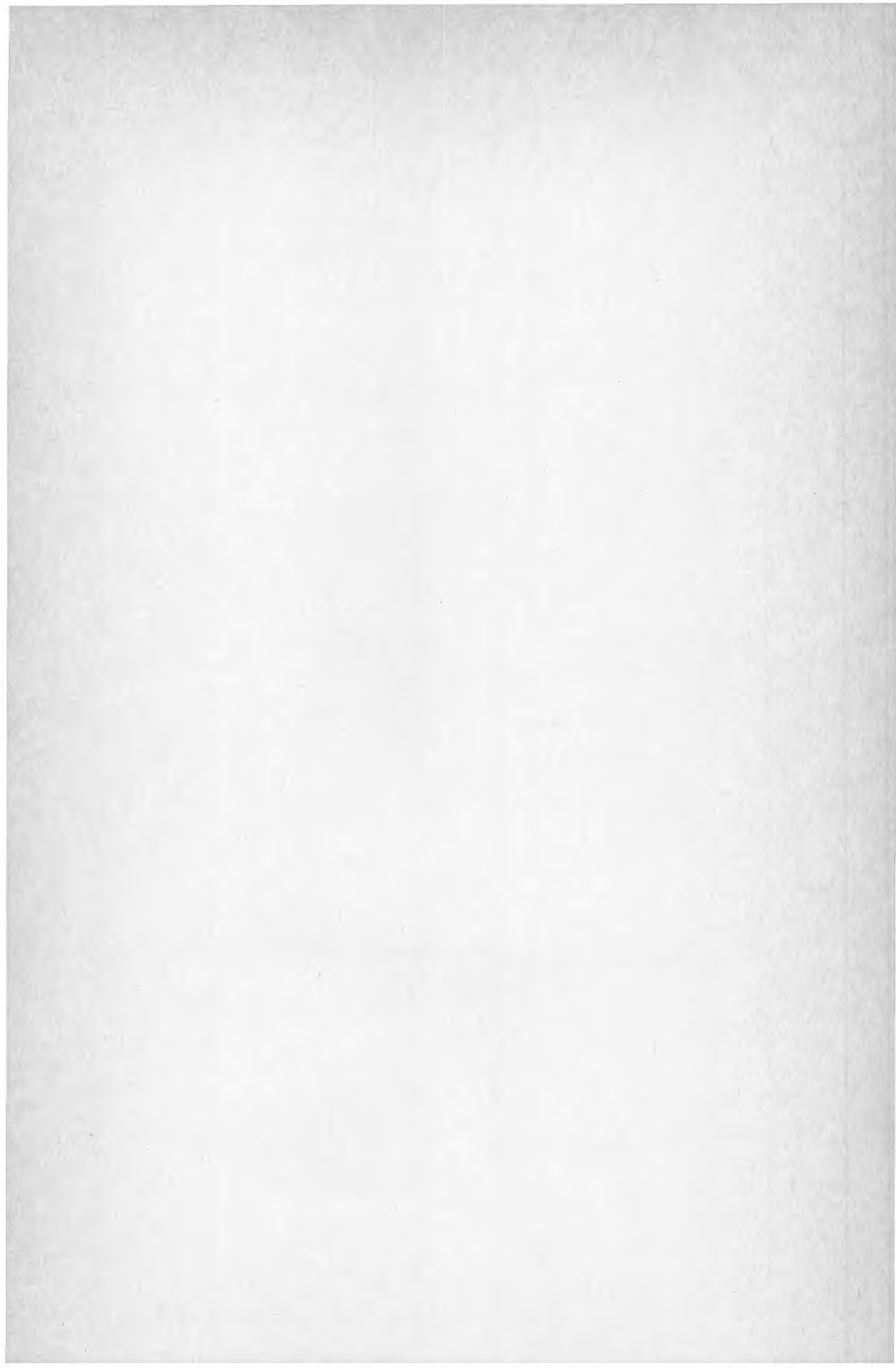
Den lösning som valdes för Fagersjöprojektet blev att Termoekonomi utsågs till systemleverantör med ansvar för såväl projektering och genomförande som funktion.

## FIGURFÖRTECKNING

- 1 Avläst oljeförbrukning som funktion av utetemperaturen
- 2 Principschema över rördragning i undercentral
- 3 Tappvattenvärmning med värmeväxlare och bufferttank
- 4 Beräknad dygnsvariation av tvv-temperatur
- 5 Uppmätt dygnsvariation av tvv-temperatur
- 6 Varaktighetsdiagram över värmebehovet
- 7 Värmepumpens energitäckningsgrad
- 8 Värmepumpsystemets principiella uppbyggnad
- 9 Värmepumpens inkoppling i befintligt system
- 10 Värmeeffektbehov som funktion av utetemperaturen
- 11 Fram/returledningstemperatur som funktion av utetemperaturen
- 12 Samband för beräkning av värmepumpskapacitet
- 13 Värmepumpens effektavgivning och värmefaktor som funktion av utetemperaturen
- 14 Värmepumpens energiavgivning och energibehov
- 15 Stockholms Energiverks högspännings-taxa
- 16 Kapitalflödesdiagram ("Cash-flow").









Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 820364-3  
från Statens råd för bygnadsforskning till Skandinavisk  
Termoekonomi AB, Stockholm.

Art.nr: 6705069

Abonnemangsgrupp:  
Ingår ej i abonnemang

Distribution:  
Svensk Byggtjänst, Box 7853  
103 99 Stockholm

R69: 1985

ISBN 91-540-4389-1

Statens råd för bygnadsforskning, Stockholm

Cirka pris: 30 kr exkl moms