



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.



## Solvärme- och värmepumpsystem för sjukvårdsbyggnader

Förstudie

Lennart Berndtsson  
Arne Jönsson  
Ingemar Nordenadler

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	81-1289
Plac	<i>Ser</i>

*V<sub>1</sub>  
ANK*

Byggeforskningsrådet

*Ser*

R79:1981

SOLVÄRME- OCH VÄRMEPUMPSYSTEM FÖR SJUKVÅRDSBYGGNADER  
Förstudie

Lennart Berndtsson  
Arne Jönsson  
Ingemar Nordenadler

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 810030-6 från  
Statens råd för byggnadsforskning till Wahlings Installations-  
utveckling AB, Danderyd.

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

R79:1981

ISBN 91-540-3538-4

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1981 153940

## INNEHÅLL

1	FÖRORD . . . . .	5
2	SAMMANFATTNING . . . . .	7
3	FÖRUTSÄTTNINGAR . . . . .	9
3.1	Byggnad . . . . .	9
3.2	Verksamhet . . . . .	12
3.3	Värmebehov . . . . .	12
3.3.1	Transmissionsvärmebehov . . . . .	12
3.3.2	Ventilationsvärmebehov . . . . .	12
3.3.3	Tappvarmvattenvärmebehov . . . . .	12
3.4	Tekniska system . . . . .	13
3.4.1	Värmesystem . . . . .	13
3.4.2	Tappvarmvattensystem . . . . .	13
3.4.3	Luftbehandlingssystem . . . . .	13
3.4.4	System för kökskyla m m . . . . .	14
4	ALTERNATIVA VÄRMESYSTEM . . . . .	15
4.1	Tidigare undersökta alternativ . . . . .	15
4.2	Oljeeldning i panncentral . . . . .	15
4.3	Uppvärmning med värmepump och tappvarmvattenberedning med olja . . . . .	16
4.4	Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump . . . . .	25
4.5	Värmekällor för värmepumparna . . . . .	30
4.5.1	Uteluft med luftberörd förångare . . . . .	30
4.5.2	Uteluft med vätskeberörd förångare . . . . .	30
4.5.3	Uteluft och frånluft med luftberörd förångare . . . . .	31
4.5.4	Uteluft och frånluft med vätskeberörd förångare . . . . .	32
4.5.5	Energitak . . . . .	33
4.5.6	Egenkonvektionselement . . . . .	35
4.6	Solvärme för tappvarmvattenberedning . . . . .	35
5	ENERGIFÖRBRUKNING OCH KOSTNADER FÖR OLIKA KOMBINATIONER AV VÄRMESYSTEM . . . . .	39
5.1	Oljeeldning . . . . .	39
5.2	Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med olja, uteluft med luftberörd förångare som värmekälla . . . . .	39
5.3	Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft med luftberörd förångare som värmekälla . . . . .	40
5.4	Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft och frånluft med luftberörd förångare som värmekälla . . . . .	40
5.5	Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft och frånluft med vätskeberörd förångare som värmekälla . . . . .	41
5.6	Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft med vätskeberörd förångare som värmekälla . . . . .	41
5.7	Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft, frånluft och energitak med vätskeberörd förångare som värmekälla . . . . .	41
5.8	Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft, frånluft och konvektionselement med vätskeberörd förångare som värmekälla . . . . .	42
5.9	Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft med luftberörd förångare som värmekälla . . . . .	42
5.10	Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft och frånluft med luftbe-	

		4
	rörd förångare som värmekälla . . . . .	42
5.11	Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft och frånluft med vätskeberörd förångare som värmekälla . . . . .	43
5.12	Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft, frånluft och energitak med vätskeberörd förångare som värmekälla . . . . .	43
5.13	Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft, frånluft och konvektions-element med vätskeberörd förångare som värmekälla . . . . .	43
5.14	Sammanfattning . . . . .	43
6	RESULTAT . . . . .	49

## 1 FÖRORD

I en tidigare arbetsetapp, vars resultat redovisas i Rapport R 140:1980 (forskningsanslag 780236-1), undersöktes förutsättningarna för att värma tappvarmvatten med solvärme i nyproducerade sjukvårdsbyggnader. Projektet avsåg en förstudie för ett planerat experimentbygge avseende en byggnad med sjukhem och vårdcentral som skall uppföras i Mariefred av Södermanlands läns landsting. Resultatet visar att det är möjligt att spara 150 MWh/år, som motsvarar drygt 50 % av årsvärmebehovet för tappvarmvatten, genom att installera 470 m<sup>2</sup> solvärmepaneler och en vattenackumulator med volymen 20 m<sup>3</sup>. Installationskostnaden uppskattas till ca 1,13 Mkr (mars 1980).

Parallellt med BFR-utredningen har Södermanlands läns landsting låtit utreda vilka alternativa uppvärmningsformer som kan vara aktuella för experimentbyggnaden. Härvid framkom att system med eldrivna värmepumpar, vars värmekälla utgörs av frånluft efter värmeåtervinning, blandad med uteluft är intressanta.

Syftet med denna arbetsetapp är att undersöka förutsättningarna för alternativa utföranden av experimentbyggnadens värmsystem på basis av de tidigare utförda utredningarna. Härvid förutsätts att värmeåtervinningssystem med roterande värmväxlare installeras i luftbehandlingsanläggningen liksom kondensorvärmeåtervinning från kökslokalernas kylanläggningar för kyl- och frysrum. Återvunnet kondensorvärme tillförs tappvarmvattnet.

Arbetet har bedrivits vid Wahlings Installationsutveckling AB med civilingenjör Ingemar Nordenadler som projektledare och civilingenjörerna Lennart Berndtsson och Arne Jönsson som utredningsmän. Som sakkunnig i värmepumpsteknik har civilingenjör Bernt Bäckström, Wahlings Göteborg, medverkat.





## 2 SAMMANFATTNING

I denna utredning undersöks alternativa uppvärmningssystem med värmepumpar och solvärmesystem för tappvarmvatten för ett planerat sjukhem och vårdcentral i Mariefred. Sjukhemmet innehåller 60 vårdplatser och vårdcentralen 10-15 dagvårdsplatser. Programytan är 4.000 m<sup>2</sup>, totalytan 8.000 m<sup>2</sup> och byggnadsvolymen ca 32.000 m<sup>3</sup>.

Sjukhemmet skall förses med roterande värmeväxlare för värmeåtervinning ur ventilationsluften och utrustning för förvärmning av tappvarmvatten med kylkondensorvärme från kökets kylanläggning. Det maximala effektbehovet för transmissions- och ventilationsvärmebehovet är 430 kW och det beräknade årliga uppvärmningsenergiebehovet är 790 MWh per år.

För tappvarmvattenvärmning beräknas åtgå 260 MWh per år med ett effektbehov på 640 kW vid sannolikt maximalt vattenflöde. I samtliga undersökta uppvärmningssystem ingår en oljeeldad panncentral som ger tillsatsvärme.

I utredningen har undersökts 12 olika värmepumpsystem som använder värmekällorna: uteluft, uteluft-frånluft och solenergi eller kombinationer av dessa.

För tappvarmvattenvärmning har undersökts ett alternativ som kräver ständig tillsatsvärmning av tappvarmvattnet med olja och ett som endast kräver oljevärmetillsats under de fyra kallaste månaderna på året samt olika kombinationer med solvärme för tappvarmvattenvärmning.

De behandlade alternativens pay-off-tid jämförs varvid konstateras att de båda förslag som har de lägsta investeringskostnaderna är fördelaktigast. Det ena av dessa innebär uppvärmning med värmepump med luftberörd förångare och uteluft som värmekälla. Tappvarmvattenberedningen sker med oljevärme. Det andra alternativet innebär uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump med luftberörd förångare varvid uteluften utgör värmekälla.

En skillnad mellan de båda alternativen är att man i det första använder oljevärme som tillsats vid tappvarmvattenberedningen under hela året vilket ger tomgångsförluster i panncentralen, men billigare värmepumpar medan man i det andra alternativet har en så stor värmepump att den även klarar tappvarmvattenberedningen utan tillsatsvärme under årets 8 varmaste månader. Detta medför att investeringskostnaderna ökar medan tomgångsförlusterna från panncentralen minskar.

Övriga alternativ innehåller ytterligare komponenter för att kunna ta värme ur frånluften, ur energitak eller konvektions-element. Dessa komponenter förmår inte ge sådana energibesparingar att de ökade investeringskostnaderna kan förräntas. De alternativ som innehåller solvärmesystem får den lägsta lönsamheten eftersom solvärmeanläggningen medför en tämligen stor extra kostnad och på grund av att solvärmen i detta fall delvis ersätter gratisenergi från kylkondensatorerna.

De båda lönsammaste alternativen är tämligen likvärdiga med en pay-off-tid på mellan 5,5 och 6 år inklusive de uppskattade underhållskostnaderna för värmepumparna. Värmepumparna har en uppskattad livslängd på ca 10 år vilket ger en internränta på ca 12 % i fast penningvärde. Vid beräkningarna har antagits att oljan kostar 1.500 kr/m<sup>3</sup> och elenergin 200 kr/MWh (20 öre /kWh).

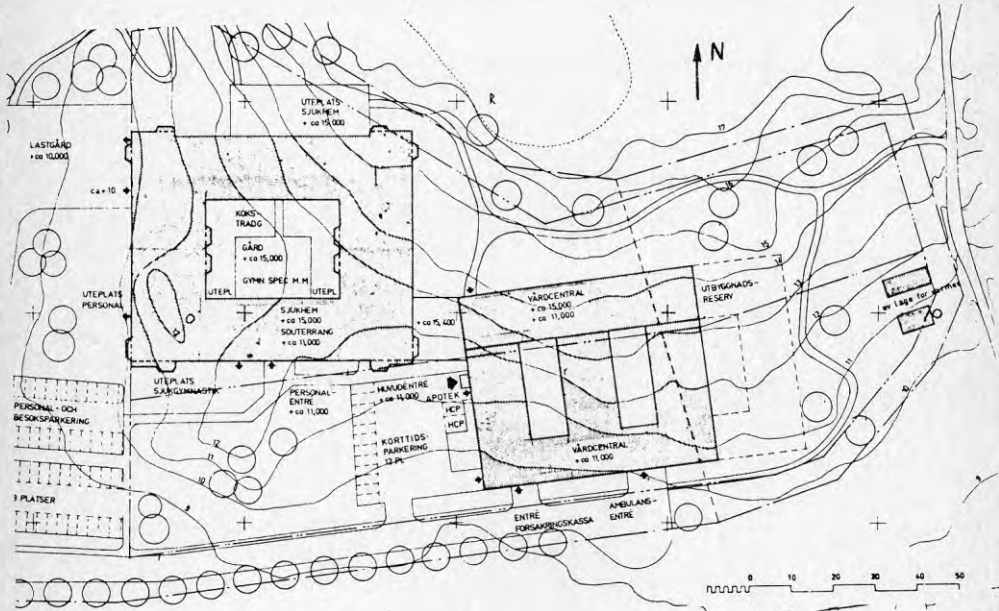
Av de övriga undersökta alternativen är de som innehåller energitak och konvektionselement intressanta från forskningssynpunkt eftersom sådana lösningar ännu ej provats i större skala i Sverige. Detta kan motivera installation trots den enligt utredningen sämre lönsamheten med en pay-off-tid på ca 10 år. Detta gäller även det behandlade solfångaralternativet med förhållandevis låg solfångarkostnad.

Möjligheterna är goda att installera de behandlade komponenterna i den aktuella byggnaden.

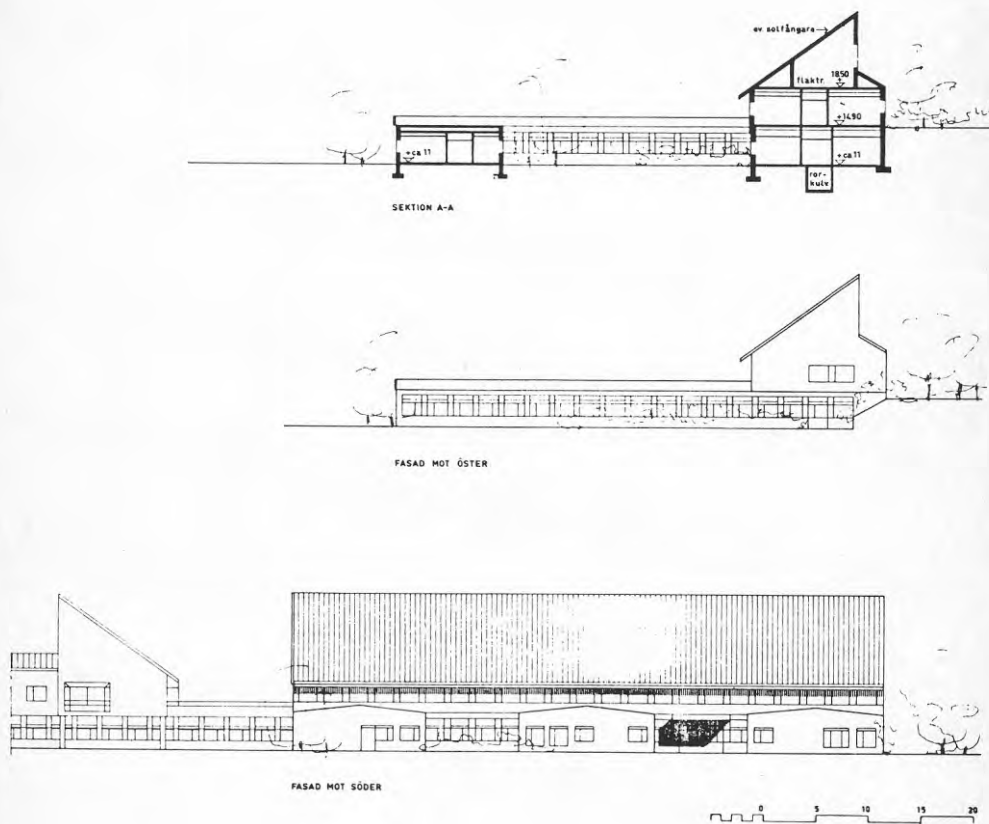
### 3 FÖRUTSÄTTNINGAR

#### 3.1 Byggnad

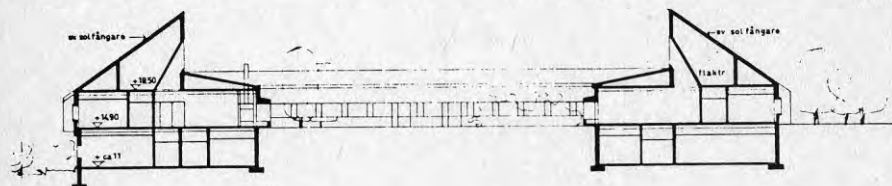
Byggnadens preliminära utformning framgår av figur 3.1, 3.2 och 3.3.



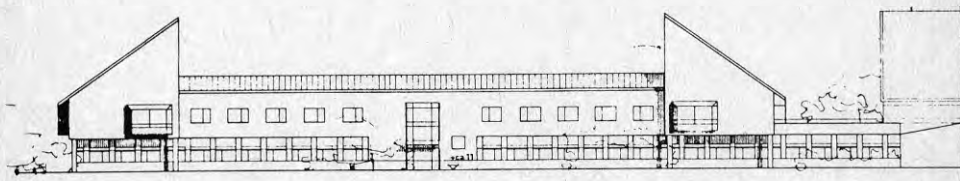
Figur 3.1 Mariefreds sjukhem/vårdcentral. Situationsplan



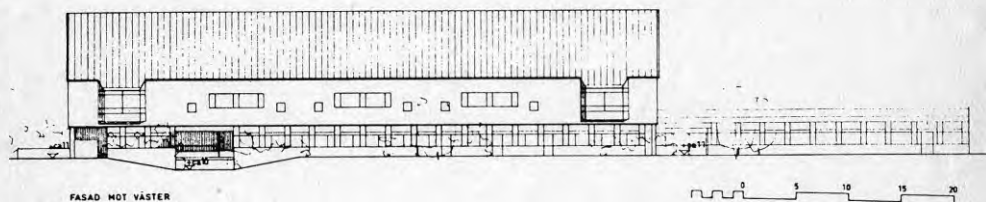
Figur 3.2 Mariefreds vårdcentral. Sektion, fasader



SEKTION A-A



FASAD MOT SÖDER



FASAD MOT VÄSTER

Figur 3.3 Mariefreds sjukhem. Sektion, fasader

Byggnadens programyta är ca 4000 m<sup>2</sup> och dess totalyta ca 8000 m<sup>2</sup>. Byggnadsvolymen är ca 32000 m<sup>3</sup>.

### 3.2 Verksamhet

Sjukhusdelen innehåller 60 vårdplatser och storkök medan vårdcentralen har 10-15 st dagvårdsplatser. Antalet allmänläkartjänster är 3 st. En distriktstandläkartjänst samt 1,5 distriktskötersketjänster ingår även i vårdcentralen.

### 3.3 Värmebehov

#### 3.3.1 Transmissionsvärmebehov

Maximalt effektbehov: ca 140 kW

Årsenergibehov: ca 290 MWh

#### 3.3.2 Ventilationsvärmebehov

Värmeåtervinning med roterande växlare förutsätts.

Maximalt effektbehov: ca 290 kW

Årsenergibehov: ca 500 MWh

#### 3.3.3 Tappvarmvattenvärmebehov

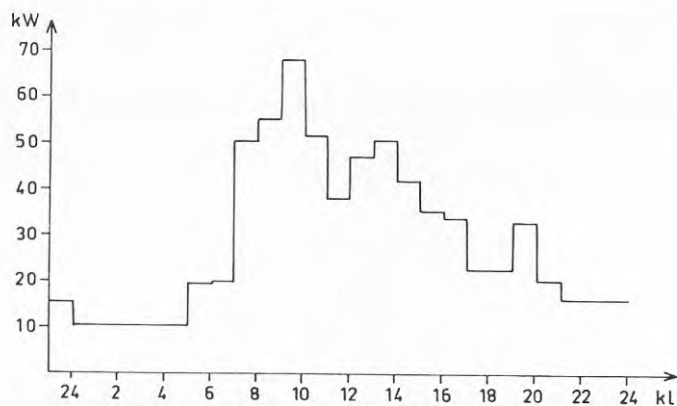
Centralt system:

Maximalt effektbehov ca 640 kW

Årsenergibehov: ca 260 MWh

Lokala elvattenvärmare:

Årsenergibehov: ca 30 MWh



Figur 3.4 Effektbehov för tappvarmvatten under ett dygn

### 3.4 Tekniska system

Oavsett vilka alternativa uppvärmningssystem som kommer att installeras gäller följande beträffande de tekniska systemen:

#### 3.4.1 Värmesystem

Värme distribueras från en panncentral belägen öster om byggnaderna. Se figur 3.1. Panncentralen kommer att eldas med Eol och vara helt förberedd för eldning med fasta bränslen.

Radiatorvärmesystemet dimensioneras för en maximal framledningstemperatur av  $+60^{\circ}\text{C}$  och ett temperaturfall på  $10^{\circ}\text{C}$ .

Ventilationsvärmesystemet dimensioneras för en maximal framledningstemperatur av  $+60^{\circ}\text{C}$  och ett temperaturfall på  $20^{\circ}\text{C}$ .

#### 3.4.2 Tappvarmvattensystem

Tappvarmvattnet från undercentralen håller temperaturen  $+50^{\circ}\text{C}$ . För dekontamineringsändamål krävs  $+90^{\circ}\text{C}$ . Dessa temperaturer erhålls genom elektrisk eftervärmning vid förbrukningsställena.

#### 3.4.3 Luftbehandlingssystem

Byggnaderna utrustas med FT-ventilation uppdelat i ca 7 st tilluftsaggregat samkörda med frånluftfläktar. Ingen klimatkyla eller luftfuktningsutrustning installeras. Värmeåtervinningssystem med roterande växlare överför frånluftvärme till tilluften.

Uppskattade luftflöden

Tilluftsaggregat som betjäns	Luftflöde l/s	Drifttid kontinuerligt	under arbetstid
Vårdavdelningar	1500	X	
Vårdavdelningar	1500	X	
Apotek	2000		X
Omklädnadsavdelning	2500	X	
Kök	2000		X
Allm.läkare, tandläkare m m	4500		X
Entré m m	1500		X
<b>Totalt</b>	<b>15500</b>		

Av tabellen ovan framgår att det totala luftflödet är ca 15500 l/s (ca 55000 m<sup>3</sup>/h) varav ca 5500 l/s (ca 20000 m<sup>3</sup>/h) avser kontinuerlig drift.

Tilluftsaggregat med frånluftsfläktar avses placeras i 3 fläktrum. Se figur 3.1.

#### 3.4.4 System för köskyla m m

För förvaringsutrymmen i kök m m installeras en kylanläggning. Kondensorvärme avses härvid återvinnas för värmning av tappvarmvatten. Detta bedöms minska energibehovet för tappvarmvatten från 260 MWh/år till 185 MWh/år, d v s med 75 MWh/år.



## 4 ALTERNATIVA VÄRMESYSTEM

### 4.1 Tidigare undersökta alternativ

I den utredning som Södermanlands läns landsting låtit genomföra beträffande alternativa värmeförsörjningssystem studerades bl a lösningar där värmepumpar utgör komplement till värmeförsörjning från panncentralen. De värmepumpalternativ som utvärderades från lönsamhetssynpunkt var

- eldriven värmepump med luftberörd förångare som tar värme från uteluft blandad med frånluft efter värmeväxlaren.
- diesel driven värmepump med luftberörd förångare som tar värme från uteluft blandad med frånluft efter värmeväxlaren.

Alternativet med eldriven värmepump visade sig vara fördelaktigare med hänsyn till kapital- och driftkostnader, varför diesel driven värmepumpar bedömdes vara mindre intressanta för denna anläggning.

Solvärmesystemet för tappvarmvatten som presenterades i BFR-rapport R140:1980 i föregående utredningsetapp visade sig ge en energibesparing på ca 150 MWh/år varvid man ej tog hänsyn till att kylkondensorvärmeåtervinning också kommer att utnyttjas för tappvarmvattenvärmning. Av de totala investeringskostnaderna, ca 1,13 Mkr, utgör ca 0,63 Mkr (55 %) kostnader för solfångarna och dess montage.

### 4.2 Oljeeldning i panncentral

Vid den tekniska och ekonomiska utvärderingen av de olika uppvärmningsalternativen utgör konventionell uppvärmning från en egen oljeeldad panncentral grundförslaget. Detta är lämpligt eftersom man i samtliga i denna utredning behandlade alternativ förutsätter att det finns en oljeeldad panncentral som kan nyttjas, dels för tillsatsvärme under den kallaste delen av året, dels som reserv för värmepumparna.

Grundförslaget med konventionell oljeeldad panncentral ger de lägsta investeringskostnaderna och de högsta energikostnaderna.

Den minskade energiförbrukningen till följd av de behandlade värmepump- och solvärmeinstallationerna uttrycks i minskad årlig oljeförbrukning. Vid den ekonomiska jämförelsen undersöks om värdet av denna minskade oljeförbrukning är tillräckligt för att betala, dels elenergin för drift av bl a värmepumpar, dels de ökade kapitalkostnaderna för tilläggsinvesteringen.

Årsverkningsgraden för oljeeldade pannor är ca 80 %. Den totala årsverkningsgraden för panncentralen blir dock lägre på grund av pannornas och kulvertarnas tomgångsförluster. I oljeeldningsförslaget planeras installation av två pannor, vardera dimensionerade för 85 % av den maximala uppvärmningseffekten, varför endast en panna behöver vara i drift under största delen av året. En pannas egenförbrukning av olja uppskattas till 10 l/dygn. Kulvertens värmeförluster, uppskattas till 20 W/m enkel ledning och med en total ledningslängd av 200 m motsvarar detta en oljeför-

brukning av 6,5 l/dygn. Tomgångsförlusterna blir då totalt ca 500 l/månad.

Under de fyra vintermånaderna ökas tomgångsförbrukningen till totalt 3 m<sup>3</sup> eftersom hänsyn måste tas till att båda pannorna delvis är i drift och att utetemperaturer är lägre. Detta ger en total tomgångsförbrukning under året av 7 m<sup>3</sup> olja. Den totala verkningsgraden inklusive tomgångsförlusterna i pannor och kulvert blir därför i medeltal under året 75 %, vilket innebär att byggnadens totala oljeförbrukning blir ca 140 m<sup>3</sup>/år.

#### 4.3 Uppvärmning med värmepump och tappvarmvattenberedning med olja

I detta alternativ dimensioneras värmepumparna för att tillgodose byggnadens uppvärmningsbehov vid 0°C utetemperatur. Vid lägre utetemperaturer används värme från den oljeeldade panncentralen som tillsatsvärme. Tappvarmvattnet bereds dels i enlighet med förutsättningarna med återvunnet kylkondensvärme, dels med underkylnings- och hetgasvärme från värmepumparna. Resterande tappvarmvattenbehov tillgodoses med värme från den oljeeldade panncentralen vilket medför att denna måste vara i drift hela året. Detta ger tomgångsförluster i kulvert och panncentral med ökad oljeförbrukning som följd.

Detta uppvärmningsalternativ kan utföras enligt fig 4.1 varvid bortses från den i figuren visade solvärmeanläggningen för tappvarmvattenberedning. Värmepumparna kan använda flera olika värmekällor vilket behandlas i avsnitt 4.5. Energiförbrukningen är dock av samma storleksordning i de olika fallen. Beräkningen har utförts för det alternativ då värmekällan utgörs av uteluft och förångaren är luftberörd.

#### Uppvärmning

Energibehovet för uppvärmning beräknas utgående från dygnstemperaturens varaktighetskurva i Bromma som framgår av fig 4.2. Uppvärmningsbehovet antas börja vid 12°C utetemperatur eftersom transmissionsvärmebehovet ned till denna temperatur antas tillgodosett med inre värmeöverskott från belysning, personer och varmvatten. Värmebehovet för ventilationsluften ned till denna utetemperatur tillgodoses vid en tilluftstemperatur på 20°C, en frånluftstemperatur på 22°C och en temperaturverkningsgrad på 75 % för den roterande ventilationsluftväxlararen, genom ventilationsluftvärmeåtervinning.

Byggnadens maximala effektbehov för uppvärmning 430 kW inträffar vid utetemperaturen -20°C.

Varaktighetskurvan för byggnadens effektbehov för uppvärmning visas i fig 4.3.

Uppvärmningsbehovet tillgodoses med värmepumpar och värme från panncentralen. För att bestämma hur stor del av uppvärmningsbehovet som kan tillgodoses med "oljevärme" respektive värmepump och för att kunna beräkna värmepumparnas elenergiförbrukning används följande data för värmepumparna.

Värmepumparnas värmefaktor vid olika förångnings- och värmebärartemperaturer antas variera enligt fig 4.4. För att kompensera för avfrostningsenergiförbrukningen reduceras värmefaktorn med 5 % vid temperaturer på det värmeupptagande elementet understigande  $0^{\circ}\text{C}$ . Dessutom antas värmepumpens egenförbrukning av elenergi för drift av fläktar och pumpar uppgå till 7 kW.

Eftersom värmepumpens värmeeffekt reduceras vid sjunkande förångningstemperatur används den relativa effektminskningen enligt fig 4.5. Där har värmepumpens värmeeffekt vid  $-10^{\circ}\text{C}$  förångningstemperatur satts till 1 medan den relativa effekten vid andra förångningstemperaturer ungefär följer den räta linjen i fig 4.5.

Värmebärartemperaturen i byggnaden antas följa kurvan för framledningstemperaturen enligt fig 4.6 där även returtemperaturerna från radiatorsystemet och luftvärmarna är inritade. Returtemperaturen på värmebäraren till värmepumpen kommer att ligga mellan returtemperaturen från radiatorsystemet och från luftvärmarna.

Skillnaden mellan utetemperatur och förångningstemperatur beror på vilken värmekälla som används. Vid beräkningen av energiförbrukningen antas temperaturskillnaden  $15^{\circ}\text{C}$  mellan uteluft och förångningstemperatur, varvid det totala uppvärmningsbehovet täcks enligt fig 4.3. Energiförbrukningen korrigeras för en annan temperaturskillnad genom ändring av värmefaktorn.

Det totala uppvärmningsbehovet 790 MWh tillgodoses av 250 MWh "oljeenergi" och 540 MWh värmeenergi från värmepumpen, varav 300 MWh måste tillföras i form av elenergi.

Då värmepumparna ansluts till en luftberörd uteluftsförångare kommer temperaturskillnaden mellan uteluft och förångningstemperatur att vara ca  $10^{\circ}\text{C}$  enligt fig 4.7 vilket medför att värmepumpens värmefaktor ökar jämfört med föregående beräkning. Vid temperaturskillnaden  $10^{\circ}\text{C}$  mellan utetemperatur och förångningstemperatur kommer det totala uppvärmningsbehovet 790 MWh att tillgodoses med 240 MWh "oljeenergi" och 550 MWh värmeenergi från värmepumpen, som då kräver 250 MWh elenergi. Den minskade oljeförbrukningen beror främst på att värmepumpen kan vara i drift vid lägre utetemperaturer om temperaturskillnaden mellan ut- och förångningstemperatur är mindre. Värmepumpen antas stängas av vid förångningstemperaturen  $-25^{\circ}\text{C}$ . "Oljeenergin" 240 MWh motsvarar med 80 % pannverkningsgrad  $30\text{ m}^3$  olja. Eftersom värmepannorna måste vara i drift hela året tillkommer enligt ovan  $7\text{ m}^3$  olja i tomgångsförbrukning. Oljeförbrukningen för uppvärmning och tomgångsförluster blir därför totalt  $37\text{ m}^3$  per år.

Enligt ovan tillförs tappvarmvattnet energi från kylkondensörvärmeåtervinningen, värmepumparnas underkylare, värmepumparnas hetgasvärmeväxlare samt från oljepannan.

Kylkondensörvärmnet tillförs tappvarmvattnet med en maximal effekt av  $15\text{ kW}$  under 18 h per dygn. Det kan maximalt ge en temperatur av  $30^{\circ}\text{C}$  på varmvattnet.

Underkylarga kan ge ca  $20\text{ kW}$  vid en temperatursänkning på köldmediet på  $12^{\circ}\text{C}$ . Med underkylning av köldmediet kan man beroende på kondenserings temperatur höja kallvattentemperaturen till ca  $40^{\circ}\text{C}$ . Hetgasvärmeväxlarna kan med en ingående temperatur  $60^{\circ}\text{C}$  och en utgående temperatur  $70^{\circ}\text{C}$  på det cirkulerande vattnet lämna  $10\text{ kW}$

värme till varmvattnet.

Oljepannan används som reserv och för leverans av spetslastenergi till varmvattenberedaren vid den högre temperaturen 70°C.

De av värmepumpen avgivna effekterna gäller vid -15°C förångnings-temperatur och ca 40°C temperatur på utgående värmebärare.

Under 8 månader per år nyttjas värmepumpen för uppvärmning av byggnaden medan den under 4 månader per år enbart används för varmvattenberedning, eftersom byggnaden då inte har något värmebehov. Under varmvattenberedningsdriften tillförs även kondenseringsvärmets till varmvattnet. Under året åtgår 260 MWh värme och under varje dag förbrukas varmvatten enligt effektkurvan i fig 3.4.

Vintertid 8 mån

Kylkondensörvärmeåtervinningen och underkylningsvärmets kan per dag tillföra tappvarmvattnet 300 kWh, vid uppvärmning upp till 30°C varav 200 kWh från kylkondensörvärmeåtervinningen. Här räknas med att under året utnyttjas i medeltal halva värmepumparnas maxeffekt.

Under den tid på dagen då varmvattenbehov finns tillförs varmvattnet värme från hetgasvärmväxlarna vid en högre temperaturnivå med i medeltal under året 5 kW x 24 h = 120 kWh/dygn. Resterande värmemängd 280 kWh tas från "oljevärme". För de 8 vintermånaderna gäller således för varmvattenberedningen att energin fördelas enligt följande:

50 MWh kylkondensörvärme  
 25 MWh underkylningsvärme  
 30 MWh hetgasvärme  
 70 MWh "oljevärme" vilket med 80 % pannverkningsgrad motsvarar 8,7 m<sup>3</sup> olja

Sommartid 4 mån

Under sommaren används även värmepumpens kondenseringsvärme för varmvattenvärmning upp till 40°C. Detta kräver att den värmväxlare som används för underkylningsvärmets dimensioneras för att klara den större effekten under sommaren.

Eftersom värmepumparna har hög effekt bör de kunna klara all varmvattenvärmning upp till 40°C eller 530 kWh per dag. Eftersom temperaturen i lågtemperaturackumulatortorn höjs till 40°C kommer endast en liten del kylkondensörvärme att kunna återvinnas, ca 50 kWh per dygn. Resterande värmemängd 170 kWh tillförs med "oljevärme".

Under de 4 sommarmånaderna kommer således:

58 MWh från värmepumpen  
 6 MWh från kylkondensörvärmeåtervinningen  
 20 MWh från olja vilket med 80 % pannverkningsgrad motsvarar 2,5 m<sup>3</sup> olja

För varmvattenberedningen kommer värmepumpen att kräva ca 20 MWh elenergi, vid en värmefaktor på 3.

Hela året

För tappvattenvärmning kommer under året att förbrukas:

56 MWh kylkondensorvärme  
 25 MWh underkylningsvärme  
 30 MWh hetgasvärme  
 58 MWh värmepumpvärme (kondens, hetgas, underkylning)  
 90 MWh oljevärme motsvarande 11 m<sup>3</sup> olja

För varmvattenvärmning kommer värmepumpen att dra 33 MWh elenergi, varför totala energiförbrukningen blir 33 MWh elenergi vid 90 MWh "oljevärme" (motsvarande 11 m<sup>3</sup> olja). För varmvattenvärmning åtgår 33 MWh elenergi och 11 m<sup>3</sup> olja.

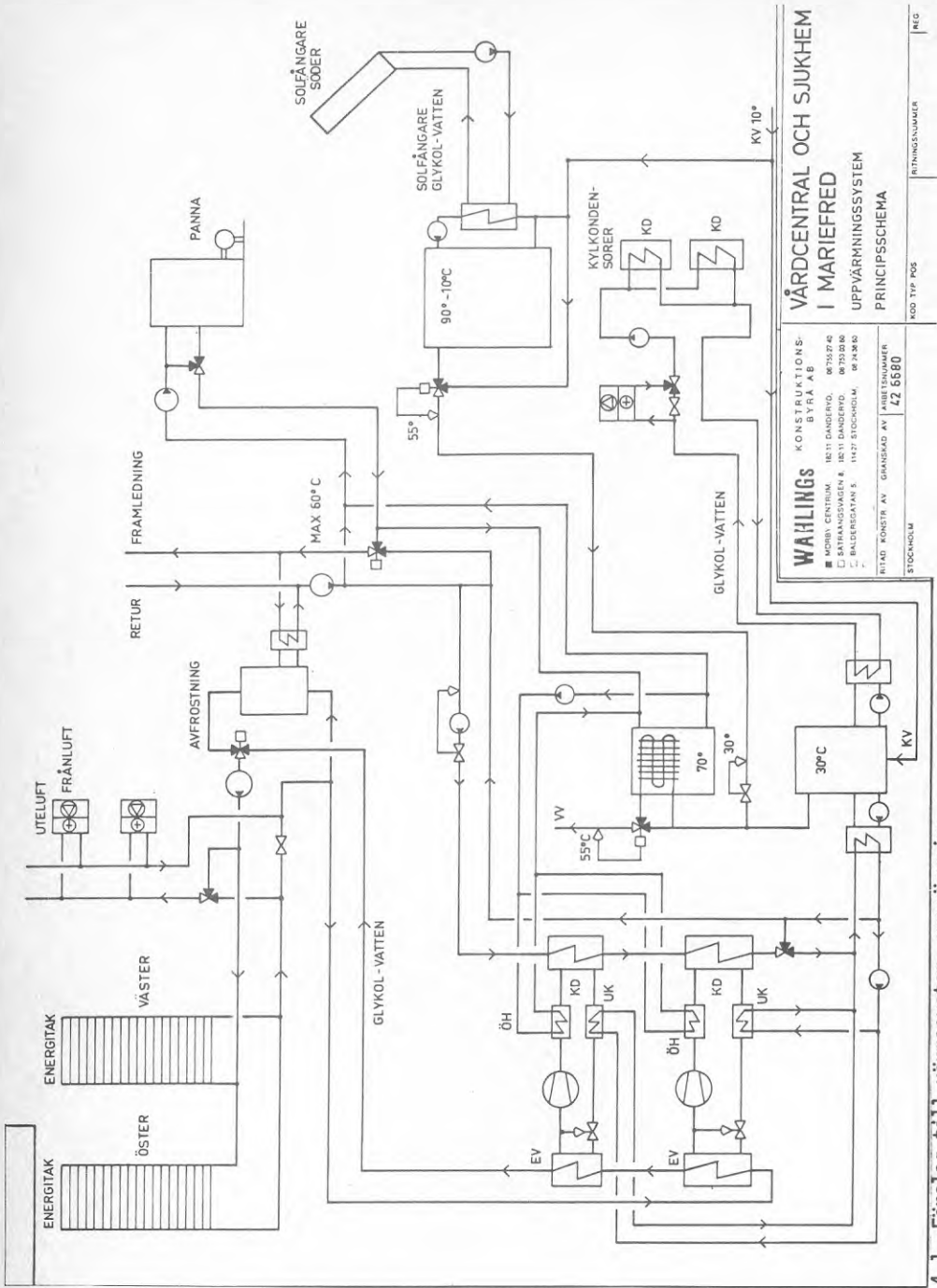
Sammanfattning

I detta alternativ där de båda värmepumparna dimensioneras för att klara av byggnadens uppvärmningsbehov vid 0°C och där "oljevärmen" används som tillsats för varmvattenberedningen under hela året förbrukas för uppvärmning 37 m<sup>3</sup> olja och 250 MWh elenergi, inklusive tomgångsförluster i panncentral och kulvert. För tappvarmvattenberedningen förbrukas 11 m<sup>3</sup> olja och 33 MWh elenergi.

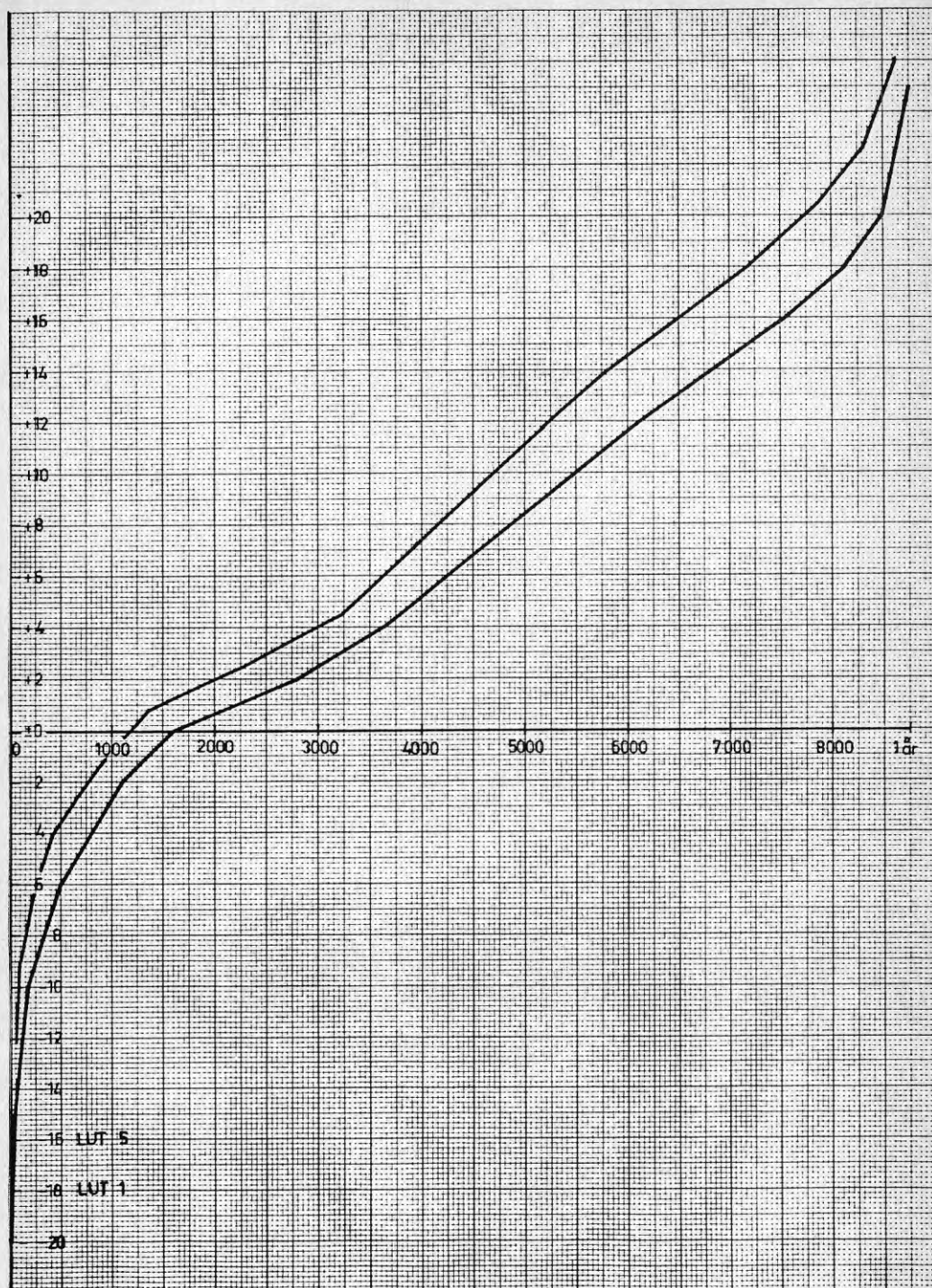
Värmepumparna beräknas tillsammans kosta ca 200 000 kr inklusive hetgasvärmväxlare och underkylare. De ger ca 90 kW värmeeffekt vardera vid 35°C utgående värmebärartemperatur och -10°C förångningstemperatur. Utluftförångarna beräknas kosta 50 000 kr per styck.

Värmepumparna kan arbeta med köldmediet R22 eftersom värmesystemet är utfört som lågtemperatursystem.

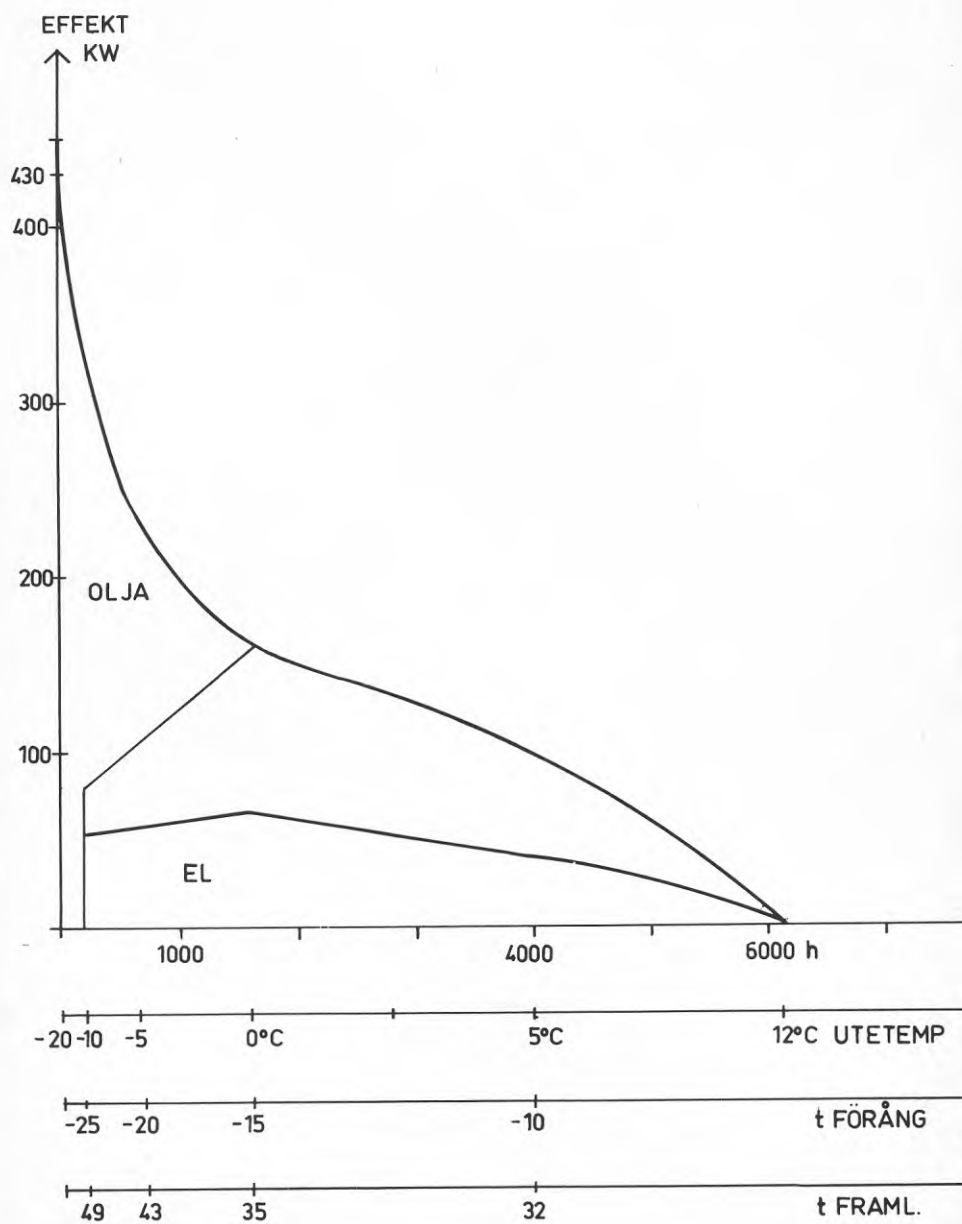
Kostnaderna är endast ungefärliga för att tjäna som jämförelse med andra alternativ men förutsätts omfatta även installation av värmepumparna.



Figur 4.1 Förslag till värmesystem, uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med olja

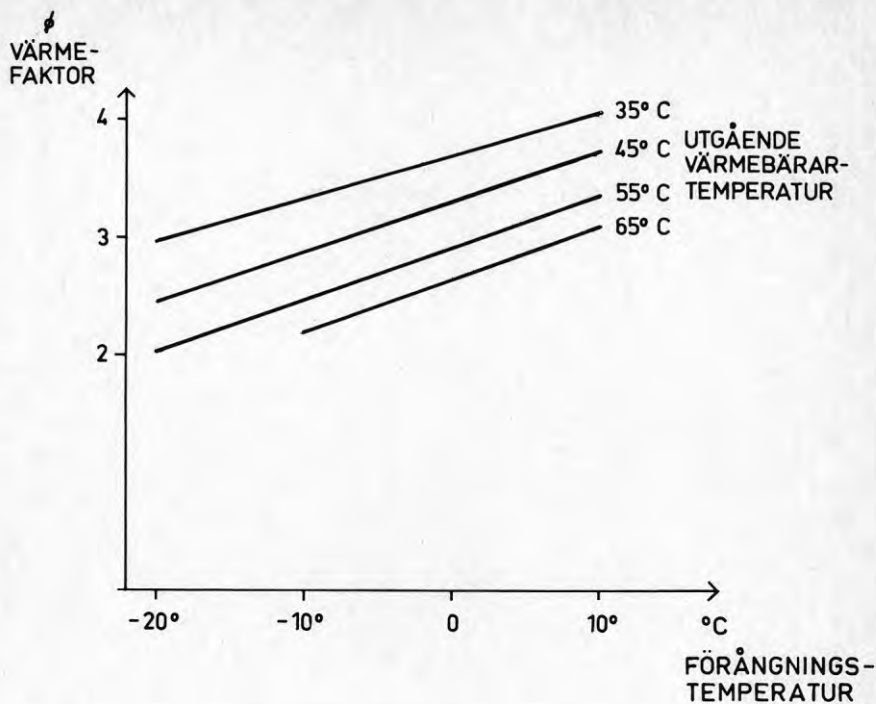


Figur 4.2 Dag- och dygnsvaraktighetskurva för uttemperaturen på Bromma enligt Klimatdata för Sverige, del III

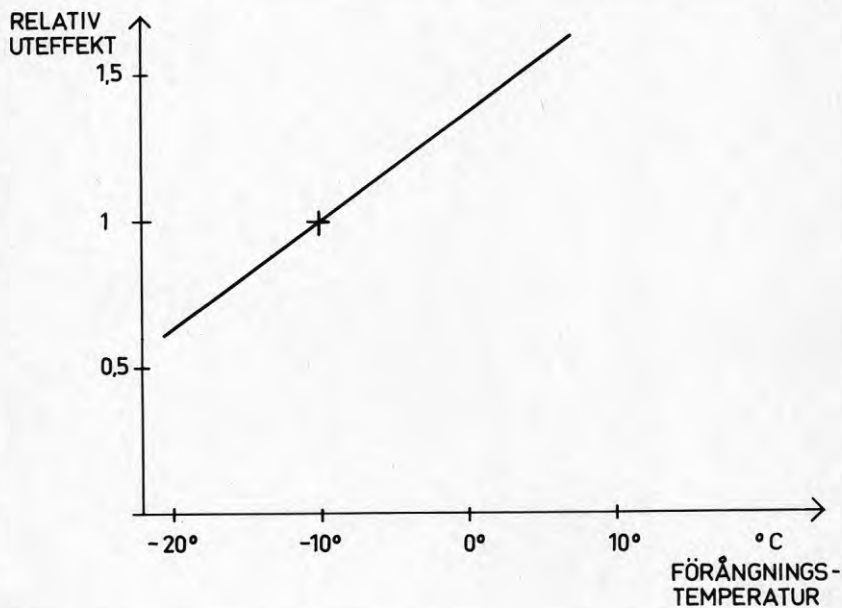


Figur 4.3 Varaktighetskurva över byggnadens effektbehov för uppvärmning, elenergi och oljeenergiförbrukning

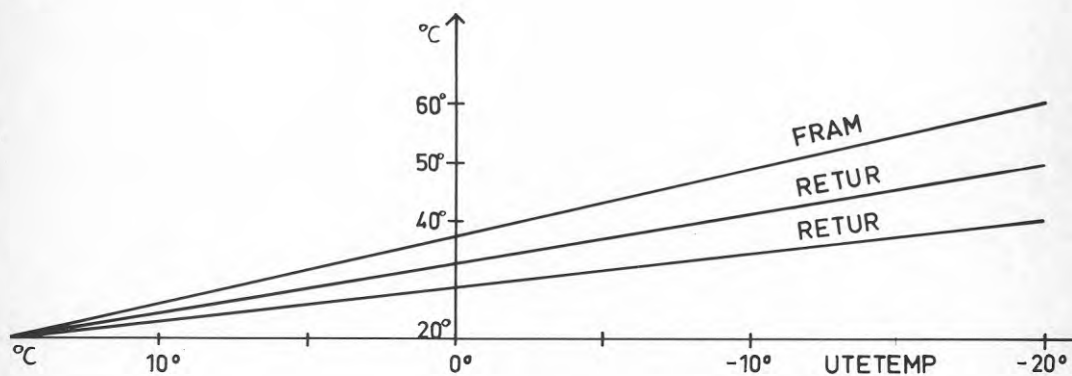




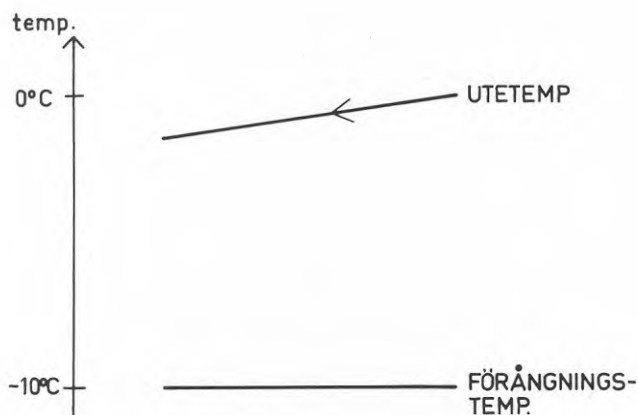
Figur 4.4 Värmepumparnas värmefaktor vid olika förångnings- och utgående värmebärartemperatur



Figur 4.5 Värmepumparnas relativa uteffekt (värme) vid olika förångningstemperatur



Figur 4.6 Framlednings- och returtemperaturer från radiatorer och luftvärmare som funktion av utetemperaturen



Figur 4.7 Temperaturer i värmeväxlare och förångare vid uteluft med luftberörd förångare som värmekälla

#### 4.4 Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump

För att kunna bereda varmvattnet i alternativet enligt avsnitt 4.3 måste panncentralen vara i drift hela året vilket medför tomgångsförluster. För att eliminera dessa föreslås att varmvattenackumulatörerna och värmepumparna dimensioneras så att tappvarmvattenberedningen kan ske med värmepump under 8 månader per år så att panncentralen endast behöver vara i drift under de fyra månaderna december - mars.

Värmepumparna och uppvärmningssystemet kan kopplas enligt det principiella kopplingsschemat i figur 4.8. Den undre värmepumpen, märkt "R12" dimensioneras för att ensam kunna klara av tappvarmvattenberedningen tillsammans med en tappvarmvattenackumulatör på ca  $4 \text{ m}^3$ . Värmepumpens effekt vid  $0^\circ\text{C}$  utetemperatur måste då vara  $150 \text{ kW}$  vid  $65^\circ\text{C}$  utgående värmebärartemperatur. Då den undre värmepumpen används för tappvarmvattenberedning kopplas den bort från uppvärmningssystemet varvid kondenseringstemperaturen höjs och värmen tillförs endast till tappvarmvattnet. Då tappvarmvattenackumulatören är fulladdad kopplas värmepumpen åter in på uppvärmningssystemet där kondenseringstemperaturen sänks till vad som motsvarar erforderlig framledningstemperatur enligt fig 4.6. Värmepumpen kan då avge högre värmeeffekt än vid tappvarmvattenberedning.

Den andra värmepumpen arbetar hela tiden i uppvärmningssystemet med en lägre kondenseringstemperatur och kan därför ha köldmediet R22. Den dimensioneras på samma sätt som systemet enligt avsnitt 4.3, det vill säga för att klara halva uppvärmningsbehovet vid utetemperaturen  $0^\circ\text{C}$ .

Med detta dimensioneringsfall kommer den tillgängliga uppvärmningseffekten dagtid att vara för liten för att klara av byggnadens effektbehov för uppvärmning enligt varaktighetskurvan. Effektunderskott uppstår under de ca 6 h per dygn då den stora värmepumpen enbart används för varmvattenvärmning. Detta effektunderskott förutsätts täckas av byggnadens värmeöverskott samt av en ökad värmeförsel under dygnets övriga 18 h.

Båda värmepumparna förses med hetgasvärmväxlare och underkylare för att ta till vara värme för tappvarmvattenvärmning även under den tid då värmepumparna nyttjas för uppvärmning av byggnaden. De båda värmepumparna kan använda flera olika värmekällor vilket kommer att behandlas i avsnitt 4.5. För att kunna bedöma energiförbrukningen vid anslutning till de olika värmekällorna beräknas el- och oljeförbrukningen vid  $10^\circ\text{C}$  respektive  $15^\circ\text{C}$  temperaturskillnad mellan utetemperatur och förångningstemperatur. För värmekällor som ger temperaturskillnader mellan dessa värden kan man genom interpolation beräkna elenergi- och oljeförbrukning.

Med hjälp av värmefaktorerna enligt fig 4.4 och den relativa uteffekten enligt fig 4.5 har varaktighetsdiagrammet i fig 4.9 upprättats. Härvid förutsätts 5 % reduktion av värmefaktorn för avfrostning och att egenförbrukningen hos fläktar och pumpar är ca  $7 \text{ kW}$ .

Vid  $10^\circ\text{C}$  temperaturskillnad mellan utetemperatur och förångningstemperatur åtgår  $160 \text{ MWh}$  "oljevärme" medan  $630 \text{ MWh}$  kommer från värmepumpen som kräver  $255 \text{ MWh}$  elenergi. Vid  $15^\circ\text{C}$  temperaturskillnad åtgår  $175 \text{ MWh}$  "oljevärme" medan värmepumpen levererar  $615 \text{ MWh}$ ,

vilket kräver 300 MWh elenergi.

Då tappvarmvattnet tillförs värme från flera värmekällor som har olika effekt, temperaturområde och varaktighet under olika tider på året beräknas energiåtgången för tappvarmvattenberedningen separat, varvid året indelas i tre perioder med fyra månader i vardera.

#### Juni-september

Under juni-september används värmepumparna inte för uppvärmning av byggnaden utan endast för tappvarmvattenberedning. Under en månad åtgår 22 MWh värmeenergi till varmvatten, varav 7 MWh/månad från kylkondensatorvärmeåtervinningen. Resterande 15 MWh tas från värmepumpen avsedd för tappvarmvattenberedning som då kräver 5 MWh elenergi per månad. Under de fyra sommarmånaderna åtgår totalt 20 MWh elenergi för tappvarmvattenberedning.

#### April, maj, oktober, november

Nästa fyramånadersperiod är vår-höst-månaderna april-maj och oktober-november. Under dessa månader används värmepumparna för att värma byggnaden medan oljepannorna ej är i drift. Per månad tillförs i medeltal 7 MWh från kylkondensatorvärmeåtervinningen, 3 MWh från underkylarna och 2 MWh från hetgasvärmeväxlarna under den tid värmepumparna används för att värma byggnaden. Resterande 10 MWh tillförs från den värmepump som är avsedd för tappvarmvattenberedning. Under hela perioden åtgår ca 15,5 MWh elenergi för tappvarmvattenberedningen.

#### December-mars

Den sista fyramånadersperioden avser vintermånaderna december-mars, då panncentralen är i drift och värmepumparna inte ensamma klarar uppvärmning och varmvatten, utan tillsatsvärme från olja måste användas. Per månad tillförs i medeltal 7 MWh från kylkondensatorvärmeåtervinningen, 3 MWh från underkylarna, 3,5 MWh från hetgasvärmeväxlarna, 4 MWh från värmepumpen avsedd för tappvarmvattenvärmning och 5 MWh från "oljevärme". Under hela perioden åtgår 13 MWh elenergi och 20 MWh oljevärme.

#### Hela året

För varmvattenvärmningen åtgår totalt under hela året 48,5 MWh elenergi och 20 MWh "oljevärme" som med 80 % pannverkningsgrad motsvarar 2,5 m<sup>3</sup> olja.

Då panncentralen med detta driftsätt endast behöver vara i drift fyra månader per år kommer tomgångsförlusterna endast att uppgå till ca 3 m<sup>3</sup> olja per år, vilket innebär att vid 10°C temperaturskillnad mellan uteluft och förångningstemperatur och med 80 % pannverkningsgrad kommer oljeförbrukningen för uppvärmning endast att vara 23 m<sup>3</sup>/år. Inkluderas oljan för tappvarmvattenberedningen blir den totala oljeförbrukningen 25,5 m<sup>3</sup>/år.

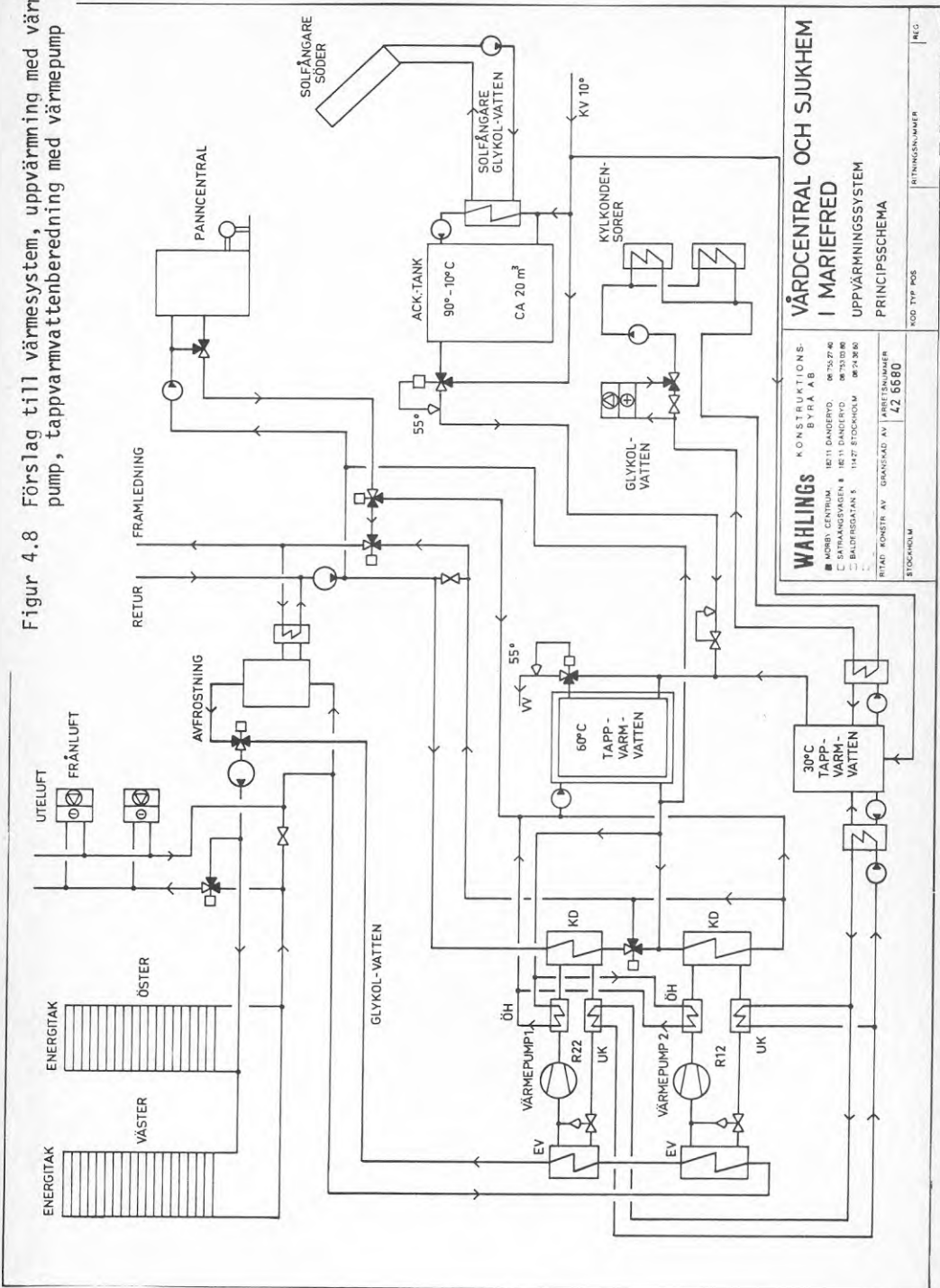
Detta alternativ får högre investeringskostnader än de enligt avsnitt 4.3 eftersom värmepumpen för tappvarmvattenberedning måste ha större effekt och arbeta med köldmediet R12 vilket ger lägre specifik effekt än R22. Den beräknas kosta 200 000 kr, medan den andra värmepumpen med köldmediet R22 fortfarande kostar ca

100 000 kr inklusive hetgasvärmväxlare och underkylare.

Dessutom tillkommer kostnader för en större tappvarmvattenberedare men dessa torde vara försumbara i detta sammanhang.

Om värmepumparna utrustas med uteluftsförångare tillkommer kostnaderna för dessa, ca 50 000 kr per styck.

Figur 4.8 Förslag till värmesystem, uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump



**WAHLINGS** KONSTRUKTIONS-  
BYRÅ AB  
 ■ NORRA CENTRUM 18211 DANDERYD. 08752740  
 ■ SÖDRA CENTRUM 18211 DANDERYD. 08733000  
 ■ SÄLTERSÖVÄGEN 4 18211 DANDERYD. 08733000  
 ■ SÖDERSTRÅKA 3 1427 STOCKHOLM. 08742850

**VÄRDCENTRAL OCH SJUKHEM**

**I MARIEFRED**

UPPVÄRMNINGSSYSTEM

PRINCIPSCHEMA

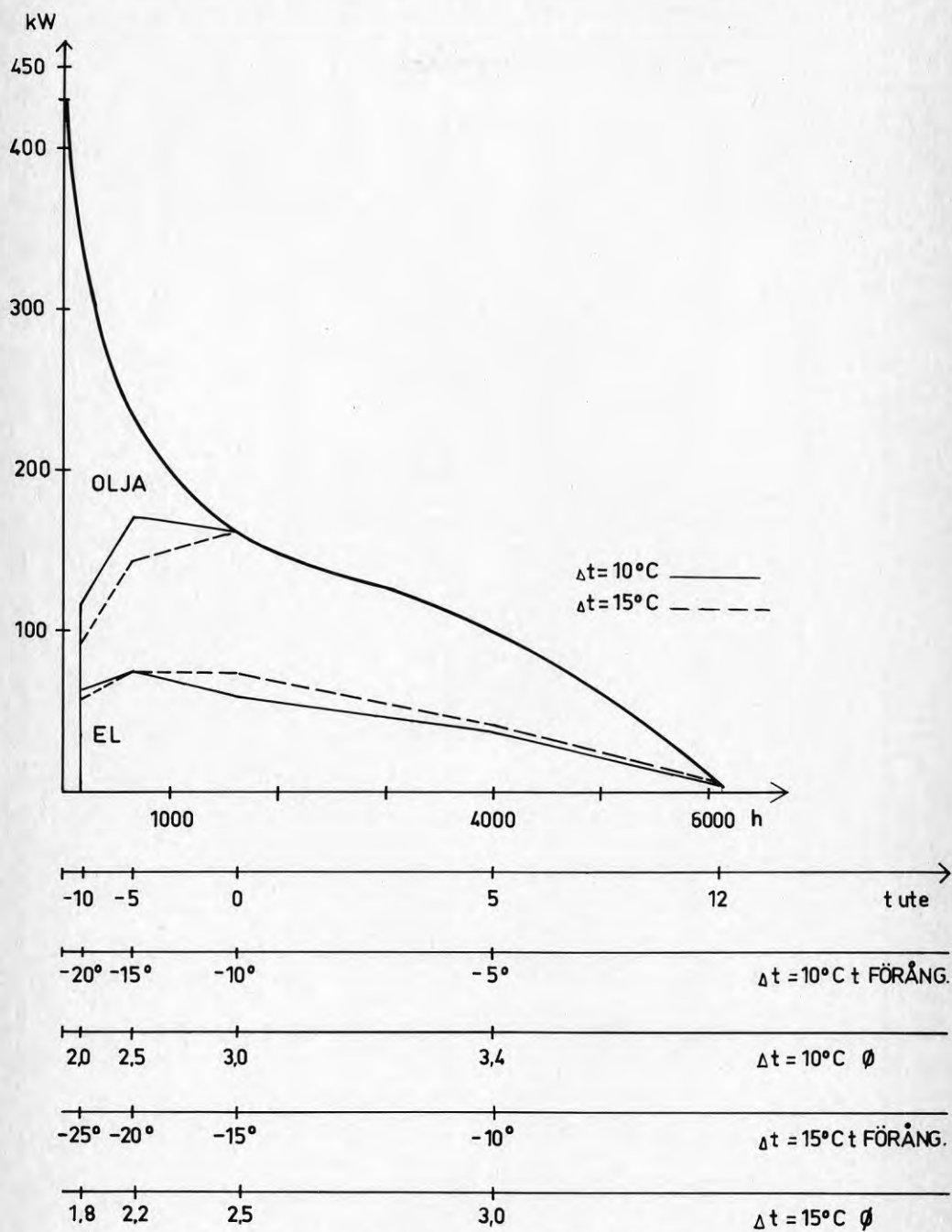
BYRÅ FÖRSTÄ AV GRANSHÄAD AV IANSTÄLLNINGAR  
 42 5580

STOCKHOLM

KOD TYP POS

RITNINGSNUMMER

REG



Figur 4.9 Varaktighetskurva över byggnadens effektbehov för uppvärmning, elenergi- och oljeenergiförbrukning

#### 4.5 Värmekällor för värmepumparna

Värmepumparna enligt de i avsnitt 4.3 och 4.4 beskrivna förslagen kan använda i princip två värmekällor, nämligen uteluft och en blandning av uteluft och frånluft. Vid användning av det så kallade energitaket (avsnitt 4.5.5) används i viss mån även solenergi som värmekälla. De olika värmekällornas energi överförs till värmepumparna antingen direkt med luftberörd förångare eller indirekt genom en mellankrets med köldbärare, förslagsvis glykolvatten eller saltlösning. De olika värmekällorna och överförings-sätten ger olika temperaturskillnad mellan uteluften och förångningstemperaturen men energiförbrukningen blir ändå av samma storleksordning. Investeringskostnaderna för värmepumpsystemet är dock olika för de olika alternativen.

##### 4.5.1 Uteluft med luftberörd förångare

Vid användning av uteluft som värmekälla och luftberörd förångare för att överföra värme till värmepumpen krävs att förångaren är placerad i närheten av värmepumpen, för att inte tryckfallen i köldmedierören mellan förångaren och värmepumpen skall bli för höga. Det är lämpligt att placera förångaren utanför kylmaskinrummet eller ovanför kylmaskinrummet på byggnadens tak. Varje värmepump måste ha sin egen förångare, vilket medför att avfrostningen kan utföras med hetgasavfrostning.

Temperaturskillnaden mellan utetemperatur och förångningstemperatur är normalt  $10^{\circ}\text{C}$ , vilket visas i fig 4.7.

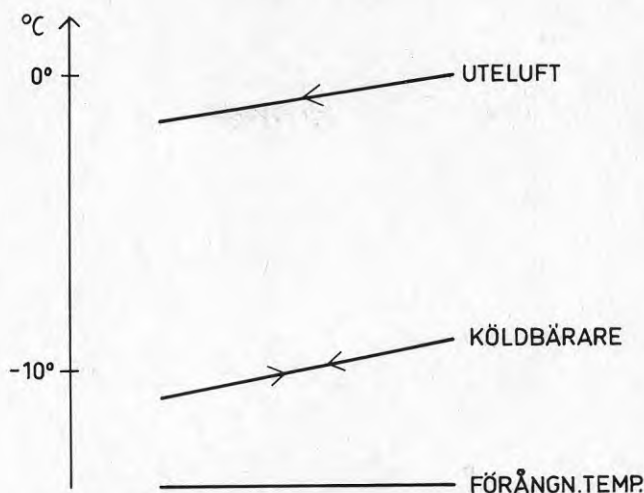
Förångarna är försedda med fläktar som ger en ljudnivå på ca 50 dB(A) på avståndet 10 m.

##### 4.5.2 Uteluft med vätskeberörd förångare

Då man använder vätskeberörd förångare, varvid menas att man installerar en köldbärarkrets mellan värmepumpens förångare och det fläselement som tar upp värme ur uteluften, behöver man inte ta någon hänsyn till ledningarnas längd mellan värmepumpen och det element som tar upp värme ur uteluften. Detta innebär att man kan placera elementet som tar upp värme ur uteluften på en nästan valfri plats. Köldbärare är vanligen en vatten-glykobländning och eftersom denna avger värme till köldmediet i värmepumpens förångare kallas förångaren vätskeberörd. Avfrostningen sker i detta fall genom att varm köldbärare cirkuleras i utluftelementet under avfrostningsperioderna. Man bör lämpligen ha varm köldbärare i en ackumulator som vid behov kopplas till utluftelementet för att få en snabb avfrostning.

Temperaturskillnaden mellan uteluft och förångningstemperatur blir enligt fig 4.10  $14^{\circ}\text{C}$ . Temperaturskillnaden blir större än med luftberörd förångare eftersom man inför en extra värmeöverförande yta. Utluftelementet är försett med fläkt som ger en ljudnivå på ca 50 dB(A) på avståndet 10 m.





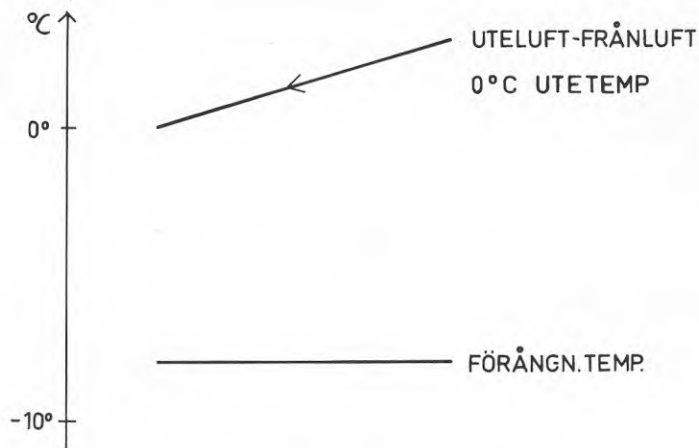
Figur 4.10 Temperaturer i värmeväxlare och förångare vid uteluft med vätskeberörd förångare som värmekälla

#### 4.5.3 Uteluft och frånluft med luftberörd förångare

Frånluften efter värmeåtervinningen i de roterande värmeväxlarna är varmare än uteluften och är därför en bättre värmekälla för värmepumparna. Frånluftsflödet är däremot inte så stort att det ensamt räcker till som värmekälla utan det måste blandas med uteluft vilket ger en temperatur på luften till förångaren på ca  $3^{\circ}\text{C}$  över utetemperaturen. Uteluft- frånluftflödet blir inte så stort som då man enbart använder uteluft. Temperatursänkningen på luften då den passerar förångaren blir därför  $3^{\circ}\text{C}$ , vilket enligt fig 4.11 ger en skillnad mellan uteluftens temperatur och förångningstemperaturen på  $8^{\circ}\text{C}$ .

Frånluften bortförs från byggnaden via sju skorstenar. Eftersom man måste ha korta rörledningar mellan värmepumpen och förångaren måste sex av utsläppen byggas samman till två gemensamma utsläpp så att man totalt får tre punkter där frånluftvärme tillvaratas.

Enligt det uppvärmningssystem där tappvarmvatten värms med värmepump enligt fig 4.8 kan den stora värmepumpen för tappvarmvattenvärmning placeras vid det ena utsläppet och den andra värmepumpen som enbart används för uppvärmning delas upp på två enheter som placeras vid de två andra utsläppen. De två mindre värmepumparna kommer då att få högre förångningstemperatur än den stora värmepumpen, men den i fig 4.11 visade förångningstemperaturen kommer ändå att gälla som ett medelvärde. Avfrostningen kan i detta fall utföras med varmgasavfrostning. Förångarna kommer att vara försedda med fläktar och spjäll som via automatikutrustning blandar uteluft och frånluft i rätt proportioner.



Figur 4.11 Temperaturler i värmeväxlare och förångare vid uteluft och frånluft med luftberörd förångare som värmekälla

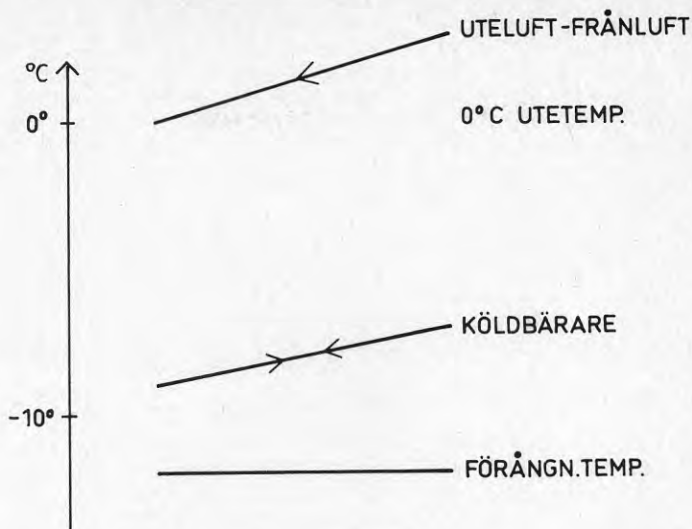
#### 4.5.4 Uteluft och frånluft med vätskeberörd förångare

Då man har en köldbärarkrets mellan utelufttelementen och värmepumparnas förångare blir man inte beroende av att ledningarna mellan värmepumpen och uteluftselementet skall vara korta. I detta alternativ kan därför ett värmeupptagande flänsselement placeras vid vart och ett av de sju frånluftsutsläppen och förbindas med värmepumparna med köldbärarkretsen. Detta medför att man inte behöver ha tre värmepumpar utan endast två stycken placerade i ett maskinrum enligt fig 4.8.

Temperaturen på blandningen mellan frånluft och uteluft blir som tidigare 3°C högre än utelufttemperaturen. Mellankretsen med köldbärare medför dock att skillnaden mellan utetemperatur och förångningstemperatur blir 12°C enligt fig 4.12.

Uteluft-frånlufttelementen måste avfrostas genom att varm köldbärare cirkuleras genom elementen. Det är lämpligt att ha en varm köldbärare lagrad i en ackumulator som kopplas in i köldbärarkretsen vid avfrostning. Ackumulatören värms under perioderna mellan avfrostningarna.

Uteluft-frånlufttelementen måste vara försedda med fläktar och spjäll som automatiskt blandar uteluft och frånluft i rätt proportioner.



Figur 4.12 Temperatuer i värmväxlare och förångare vid uteluft och frånluft med vätskeberörd förångare som värmekälla

#### 4.5.5 Energitak

Med energitak menas ett plåttak som är försett med kanaler eller rör där en värmeupptagande vätska till exempel vatten-glykolblandning kan cirkulera. Vätskan cirkuleras genom en s k vätskeberörd förångare på en värmepump, där den kyls av och därmed avger värme. Då vätskan åter kommer in i energitaket värms den upp av uteluften och av eventuell solstrålning. Energitaket kan även jämföras med en solfångare utan glastäckning där den värmeupptagande ytan står i kontakt med uteluften. Fig 4.13 visar en detalj av ett energitak vilket är uppbyggt av en trapetskorrugerad plåt som utgör underlag för de element som genomströmmas av vätskan. Elementen är strängsprutade aluminiumprofiler med ett inlagt kopparskikt som omsluter vätskekanalen. Elementen läggs på den trapetskorrugerade plåten enligt fig 4.13 och skruvas fast.

Den trapetskorrugerade plåten används som konventionell taktäckning med den skillnaden att man måste ha en vattentät täckning under energitaket, eftersom det bildas kondens och frost på undersidan av den korrugerade plåten. Frosten smälter och rinner ned på den vattentäta täckningen då energitaket avfrostatas.

Energitaket avfrostatas genom att det genomströmmas av varm köldbärare.

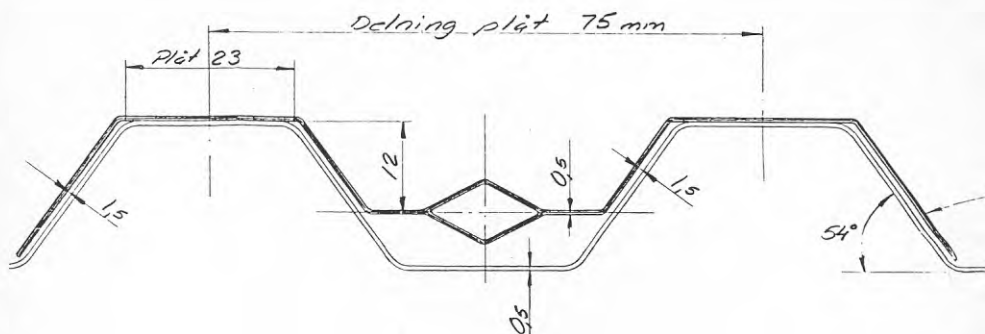
En fördel med energitak är att då solen skiner fås högre temperatur på köldbäraren än om enbart uteluften använts som värmekälla. Energitaket fungerar som värmeupptagande element utan fläkt, vilket gör taket driftsäkert, tyst och ej i behov av fläktenergi.

En nackdel är att energitaket vid klart väder nattetid genom utstrålning lämnar lägre temperatur på köldbäraren än om man enbart använt uteluften som värmekälla, eftersom den klara natthimlen har lägre temperatur än luften och energitaket är exponerat mot natthimlen. En annan nackdel är avfrostningen, då det är kallt ute eller då det finns snö på energitaket. Då det är kallt krävs en stor energimängd för att värma upp hela taket till en temperatur över noll grader. Då taket är snötäckt måste man värma upp hela energitakets plåtyta till temperaturer över noll grader för att snön skall släppa och falla ned.

Vid installation av energitak på den aktuella byggnaden förutsätts att det monteras så att det inte finns fri luftcirkulation på undersidan av taket, utan att det tätas vid taknocken så att inte snö kan tränga direkt ned på energitakets undersida. Detta medför åt värmeegenomgångstalet mellan luft och köldbärare blir ca  $7 \text{ W/m}^2\text{K}$  räknat per  $\text{m}^2$  energitak. Värmeegenomgångstalet gäller vid mulet väder och svag vind.

På byggnaden finns ca  $1000 \text{ m}^2$  takyta som kan förses med energitak, vilket med  $10^\circ\text{C}$  temperaturskillnad mellan värmebärare och uteluft ger en upptagen effekt ur uteluften genom konvektion och ur omgivningen genom strålning på  $70 \text{ kW}$ . Vid  $0^\circ\text{C}$  utetemperatur behöver värmepumparna ca  $110 \text{ kW}$  värme som tillförs förångarna. Energitaket är således ej tillräckligt som värmekälla för värmepumparna utan det bör kombineras med till exempel uteluft-frånluftelement som kan kopplas in på samma köldbärarkrets och som kan använda sig av samma avfrostningssystem.

Energitaket beräknas ge en merkostnad på  $250 \text{ kr/m}^2$  tak jämfört med konventionell taktäckning.



Figur 4.13 Detalj av energitak.

#### 4.5.6 Egenkonvektionselement

Ett alternativ till energitak är egenkonvektionselement, varmed menas flänsselement som normalt används för kylning i kylrum. Flänsselementen skall ställas upp så att vinden fritt kan blåsa på dem, eftersom värmeomgångstalet då ökas mellan uteluften och köldbäraren som cirkulerar genom flänsselementen.

På samma sätt som vid energitaket cirkuleras köldbärare, till exempel vatten-glykolblandning, genom flänsselementen och värmepumpens förångare. Köldbäraren kyls i förångaren och återförs till flänsselementen där den värms av uteluften och åter cirkuleras till förångaren.

Egenkonvektionselementen avfrostatas på samma sätt som energitaket genom att de genomströmmas av varm köldbärare från en ackumulatör. Fördelen med egenkonvektionselement är att de, för samma värmeupptagningsförmåga som energitaket, är billigare. De är även lättare att installera och inverkar inte på takkonstruktionen eller ställer krav på att taket under ytterskiktet skall vara vattentätt. Egenkonvektionselementen ställs ovanpå taket och då de avfrostatas kommer smältvattnet att rinna ned på takets normala ytterskikt. De kommer inte heller att så starkt påverkas av solstrålning eller kalla natthimlar. Det är däremot svårt att bedöma hur de kommer att påverkas av snö. Liksom energitaket är de oberoende av fläkt för sin funktion, men fungerar bättre då den naturliga vinden blåser på dem.

I detta exempel dimensioneras egenkonvektionselementen för att ha samma värmeupptagande förmåga som energitaket, vilket innebär att de måste kombineras med någon annan värmekälla till exempel uteluft-frånlufterelement som då kopplas in på samma köldbärarkrets som egenkonvektionselementen.

För att få samma värmeupptagande förmåga som 1000 m<sup>2</sup> energitak vid mulet väder och svag vind krävs ca 60 m egenkonvektionselement som är 1 m höga och 0,15 m breda med delningen 8 mm mellan flänsarna.

Egenkonvektionselementen kan monteras stående pånocken på ett spetsigt tak eller stående på ett plant tak.

Egenkonvektionselement för den aktuella anläggningen kostar ca 75 000 kr inklusive material för fastsättning, rörledningar för förbindning mellan elementen och arbete.

#### 4.6 Solvärme för tappvarmvattenberedning

Genom att välja en billigare solfångare än den som föreslagits i BFR-Rapport R140:1980 bör man kunna reducera kostnaderna för solvärmesystemet med ca 250 000 kr till ca 750 000 kr. Då beräkningarna i R140:1980 avser en solfångare med enbart ett glas antas verkningsgraden vara densamma för den nya billigare solfångaren som är täckt med ett plastskikt. Den nya solfångaren består i princip av samma element som energitaket, se fig 4.13, men har isolering på undersidan och plasttäckning på ovasidan. Solfångaren fungerar då även som tak. Den ovan angivna kostnaden tar hänsyn till att takkostnaden bortfaller för den del av byggnaden som täcks med den nya typen av solfångare.

Solfångarsystemet ansluts till det övriga tappvarmvattenvärmsystemet enligt fig 4.8 vilket innebär att man i första hand använder värme från solfångaren då temperaturen på tappvattnet från solvärmeackumulatören överstiger 30°C vilket är den temperatur som ackumulatören för tappvatten värmt med kylkondensorvärme och underkylningsvärme från värmepumparna håller.

Energibidraget från solvärmen till tappvarmvattnet har beräknats i R140:1980 och framgår av fig 4.14. Övriga värmebidrag till varmvattnet varierar månad för månad beroende på om värmepumparna är i drift enbart för varmvattenvärmning, om de används för uppvärmning av byggnaden eller om oljepannorna används som tillsats. Övriga energibidrag varierar också beroende på inom vilket temperaturområde de ligger och vilken effekt de har.

Energien till tappvarmvattenberedningen anges för varje månad och energikälla i nedanstående tabell.

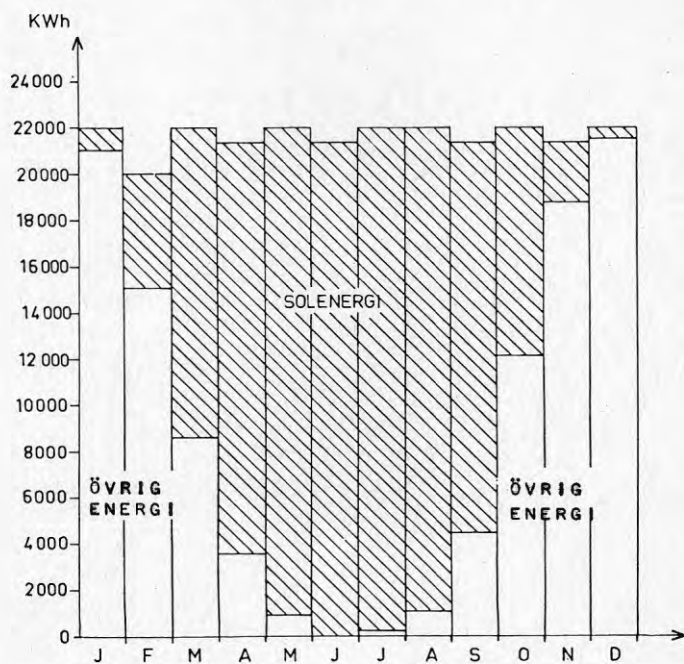
Tabell 4.1 Energibidrag till tappvarmvattenberedningen från "oljevärme", kylkondensorvärme, underkylningsvärme, hetgasvärme, solvärme och kondenseringsvärme från värmepumpen under årets månader.

Månad	Olja MWh	Kylkond. MWh	Underkyl. MWh	Hetgas MWh	Sol MWh	Värmepump MWh
Januari	4	7	3	4	1	3
Februari	2	7	2	4	5	1
Mars	2	2		3	11	2
April				2	17	2
Maj				2	19	1
Juni					22	
Juli					20	2
Augusti					20	2
September					17	5
Oktober			2	2	10	6
November		7	3	3	3	6
December	5	7	3	4	0	3
Summa	13	30	13	25	145	33

För att tillföra tappvarmvattnet energi enligt ovanstående tabell kräver värmepumpen tillförsel av 20 MWh elenergi medan pannorna förbrukar 1,6 m<sup>3</sup> olja vid pannverkningsgraden 80 %.

Installation av solfångare i detta system medför att kylkondensorernas "gratisvärme" inte kan tillvaratas mer än under vintern då inte solvärmeanläggningen ger något energibidrag.

Gratisvärme från kylkondensorvärmeåtervinningen ersätts således delvis med gratisvärme från solenergianläggningen, vilket minskar energibesparingen med solfångaranläggningen.



Figur 4.14 Fördelning mellan solenergi och övrig energi under året





## 5 ENERGIFÖRBRUKNING OCH KOSTNADER FÖR OLIKA KOMBINATIONER AV VÄRMESYSTEM

De olika värmesystemens ekonomi kommer att jämföras med pay-off-tiden beräknad med utgångspunkt från att använda enbart "oljevärme" från panncentralen.

Vid jämförelsen används oljepriset 1500 kr/m<sup>3</sup> och elenergi priset 200 kr/MWh (20 öre/kWh).

Det är främst elenergiförbrukningen för värmepumparna som ändras då man använder olika värmekällor. Värmekällor med liten skillnad mellan utetemperatur och förångningstemperatur ger låg elenergiförbrukning. Elenergiförbrukningen beräknas utgående från värden enligt kapitel 4.

Kostnaderna vid den ekonomiska jämförelsen är endast uppskattningar för att få fram de principiella kostnadsskillnaderna mellan alternativen.

De olika energiförbrukningarna och installationskostnaderna är sammanställda i tabell 5.1. De i tabellen införda kostnaderna för komponenter avses innefatta även installation av dessa. Det redovisade tillägget på 40 % avser moms och administrativa pålägg. Hänsyn har ej tagits till olika underhållskostnader för olje- och värmepumpsuppvärmningen.

### 5.1 Oljeeldning

Enligt beräkningarna i kapitel 4.2 kommer oljepannorna att dra 140 m<sup>3</sup> olja per år inklusive 7 m<sup>3</sup> tomgångsförluster i pannor och kulvert.

Detta ger en årskostnad av 210 kkr.

Merkostnaden för investering i installationer förutom oljepanneanläggningen skall i de följande olika fallen förräntas med värdet av energibesparingen.

### 5.2 Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med olja, uteluft med luftberörd förångare som värmekälla

Enligt beräkningarna i avsnitt 4.3 åtgår 48 m<sup>3</sup> olja och 283 MWh elenergi för uppvärmning och tappvarmvattenberedning inklusive tomgångsförluster från pannor och kulvert. Detta ger en total energikostnad av 129 kkr vilket innebär att man sparar 81 kkr per år jämfört med enbart "oljevärme".

För detta system krävs två värmepumpar med en uteffekt på ca 90 kW vardera vid 35°C utgående värmebärartemperatur och vid 0°C utetemperatur. Kostnaden för dessa bedöms uppgå till 100 kkr per styck. Till detta kommer förångare som kostar ca 50 kr per styck. Investeringskostnaden blir alltså ca 420 kkr inklusive 40 % pålägg.

Med energibesparingen enligt ovan blir pay-off-tiden 5,2 år.

### 5.3 Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft med luftberörd förångare som värmekälla

Enligt beräkningar i kapitel 4.4 kräver detta uppvärmningssystem 304 MWh elenergi och 25,5 m<sup>3</sup> olja inklusive 3 m<sup>3</sup> för tomgångsförluster för oljepannorna och kulverten under de fyra vintermånader då panncentralen måste vara i drift.

Energikostnaderna uppgår då till 99 kkr per år vilket ger en besparing jämfört med oljeeldning på 111 kkr per år. Värmepumpen som skall användas för tappvarmvatten måste vara avsevärt större än den som används för enbart uppvärmning vilket gör att kostnaden blir ungefär dubbelt så hög, ca 200 kkr, som för den värmepump som är avsedd för uppvärmningssystemet. Övriga kostnader påverkas inte.

Detta ger en total investeringskostnad på 560 kkr inklusive 40 % tillägg, vilket ger pay-off-tiden 5 år.

### 5.4 Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft och frånluft med luftberörd förångare som värmekälla

Systemet med luftberörd förångare som har en blandning av uteluft och frånluft som värmekälla har behandlats i kapitel 4.5.3.

Detta system ger relativt låg skillnad mellan utetemperatur och förångningstemperatur varför värmepumpen får låg elenergiförbrukning, endast 240 MWh per år för uppvärmning.

Den totala energikostnaden för detta system blir 96 kkr per år vilket innebär att energikostnadsbesparingen blir 114 kr per år.

Investeringskostnaderna kommer däremot att bli högre för detta system eftersom tre maskinrum erfordras med värmepumparna uppdelade på mindre enheter som blir dyrare per installerad effekt-enhet. De olika värmepumparna måste även sammanbindas med separata rörledningar för att man skall kunna tillföra tillsatsvärme från panncentralen vintertid. Värmepumparna kräver dessutom separata rörsystem för att föra värme till tappvarmvattenberedarna. De olika maskinrummen kan vidare ge upphov till bullerproblem i byggnadens olika delar. De extra installationerna kommer att öka investeringskostnaden jämfört med de föregående alternativen där man kunde utnyttja endast ett maskinrum.

Investeringskostnaden uppdelad på olika poster visas i tabell 5.1.

Pay-off-tiden för detta alternativ blir 7,5 år vilket visar att den ökade investeringskostnaden inte kan betalas med den ökade energibesparingen som detta alternativ ger, jämfört med systemet enligt avsnitt 5.3.

5.5 Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft och frånluft med vätskeberörd förångare som värmekälla

I detta alternativ används endast ett maskinrum, för de båda värmepumparna enligt avsnitt 4.5.4.

Jämfört med föregående alternativ kommer skillnaden mellan utelufttemperatur och förångningstemperatur att öka vilket ger högre elenergiförbrukning, 270 MWh per år, gentemot föregående alternativs 240 MWh. Energikostnaderna per år blir 106 kkr vilket ger en energibesparing motsvarande 104 kkr per år.

Detta alternativ kräver att ett värmeupptagande element med fläkt och spjäll placeras vid var och en av de sju frånluftöppningarna. Varje element kostar ca 15 kkr. Dessutom behövs rör, pumpar och ventiler i den värmeupptagande kretsen och ett avfrostningssystem bestående av en vätskeackumulator och en värmare för vätskan.

Kostnaderna anges i tabell 5.1. Pay-off-tiden beräknas till 7,7 år. Jämfört med föregående alternativ, med tre värmepumpar, ser man att den minskade investeringskostnaden ej uppväger de ökade energikostnaderna, men alternativen är i stort sett likvärdiga.

5.6 Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft med vätskeberörd förångare som värmekälla

Detta alternativ tas med endast som jämförelse eftersom det enligt avsnitt 4.5.2 har den största skillnaden mellan utetemperatur och förångningstemperatur vilket ger hög elenergiförbrukning, samtidigt som det bör ha ungefär samma investeringskostnader som alternativ 5.3. Värmepumparna kommer att förbruka 300 MWh elenergi för uppvärmning per år.

Övriga energi- och investeringskostnader anges i tabell 5.1. Pay-off-tiden för detta alternativ blir 6,6 år vilket är längre än normalalternativen 5.2 och 5.3.

5.7 Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft, frånluft och energitak med vätskeberörd förångare som värmekälla

I detta alternativ kombineras värmekällan uteluft-frånluft med energitaket, på så sätt att köldbäraren först får passera energitaket för uppvärmning och därefter genom frånluft-uteluftselementen för ytterligare värmning. Man får då med den tidigare använda storleken på frånluft-uteluftselementet och med de i avsnitt 4.5.5 angivna värmeomgångstalen för energitaket en förångningstemperaturer enligt fig 5.1. Skillnaden mellan utelufttemperatur och förångningstemperatur blir  $9^{\circ}\text{C}$ , vilket är  $3^{\circ}\text{C}$  mindre än om man inte haft något energitak, enligt fig 4.12.

Detta alternativ får därför ett tämligen stort värde på den årliga energikostnadsbesparingen, 114 kkr, enligt tabell 5.1.

Investeringen blir däremot högre än föregående alternativ eftersom taket ger en merkostnad utöver ett normalt tak på  $250 \text{ kr/m}^2$  och alternativet kräver större utrustning för avfrostning. Pay-off-tiden blir 10,4 år enligt tabell 5.1.

#### 5.8 Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft, frånluft och konvektionselement med vätskeberörd förångare som värmekälla

Jämfört med föregående alternativ 5.7 byts energitaket ut mot konvektionselement som dimensioneras för att ha ungefär samma värmeupptagande egenskaper som energitaket, vid svag vind. Vid starkare vind kommer konvektionselementens värmeövergångstal att öka.

Temperaturerna kommer att följa ungefär samma förlopp som i fig 5.1 och ge en skillnad mellan utetemperatur och förångningstemperatur på  $9^\circ\text{C}$ . Därmed får detta alternativ samma energiförbrukning som det föregående.

Investeringskostnaden kommer att bli lägre, eftersom konvektionselementen är billigare än energitaket.

Pay-off-tiden blir 8,4 år enligt tabell 5.1.

#### 5.9 Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft med luftberörd förångare som värmekälla

Detta förslag motsvarar det tidigare undersökta alternativet 5.3 som försetts med solvärmeanläggning för tappvarmvattenberedning.

Energiförbrukningen för tappvarmvattenberedning då man ansluter en solvärmeanläggning har beräknats i kapitel 4.6. Den största ändringen gentemot föregående alternativ, som inte har solvärme, är att oljeförbrukningen för tappvarmvattenvärmning minskar från  $2,5 \text{ m}^3$  till  $1,6 \text{ m}^3$  per år och att elförbrukningen minskar från ca 50 MWh till ca 20 MWh per år. Detta ger ett ökat värde av energibesparingen med ca 5 kkr samtidigt som solvärmeanläggningen kräver en investering på 750 kkr.

Värdet av den årliga energibesparingen blir 117 kkr.

Pay-off-tiden för detta alternativ blir 13,8 år enligt tabell 5.1.

#### 5.10 Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft och frånluft med luftberörd förångare som värmekälla

Detta motsvarar det tidigare undersökta alternativet 5.4 försett med solvärmeanläggning för tappvarmvattenberedning, vilket innebär att energiåtgången för tappvarmvattenberedningen minskar och att investeringskostnaderna ökar.

Värdet av energibesparingen blir 120 kkr per år.

Pay-off-tiden blir 15,8 år enligt tabell 5.1.

- 5.11 Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft och frånluft med vätskeberörd förångare som värmekälla

Detta motsvarar det tidigare undersökta alternativet 5.5 försett med en solvärmeanläggning för tappvarmvattenberedning. Liksom för föregående alternativ innebär det att energiförbrukningen minskar, gentemot alternativ 5.5 och att investeringskostnaderna ökar.

Värdet av energibesparingen blir 113 kkr per år.

Pay-off-tiden blir 16,4 år enligt tabell 5.1.

- 5.12 Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft, frånluft och energitak med vätskeberörd förångare som värmekälla

Detta motsvarar det tidigare undersökta alternativet 5.7 försett med solvärme för tappvarmvattenberedning.

Värdet av energibesparingen blir 120 kkr per år.

Pay-off-tiden blir 19 år enligt tabell 5.1.

- 5.13 Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft, frånluft och konvektionselement med vätskeberörd förångare som värmekälla

Detta motsvarar det tidigare undersökta alternativet 5.8 försett med en solvärmeanläggning för tappvarmvattenberedning.

Värdet av energibesparingen blir 120 kkr per år.

Pay-off-tiden blir 16 år enligt tabell 5.1.

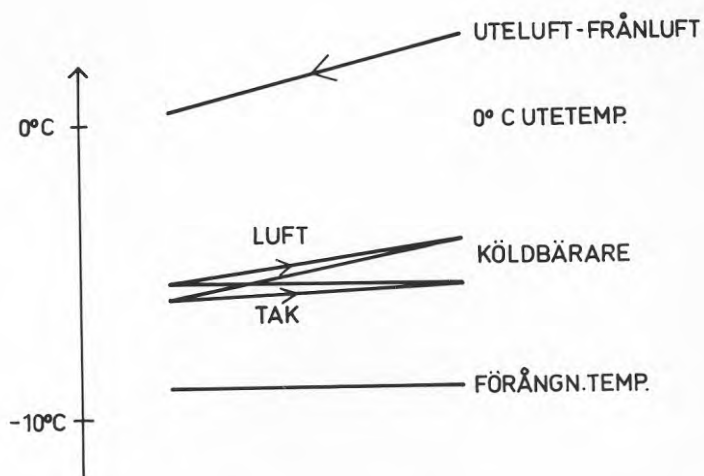
#### 5.14 Sammanfattning

För att enkelt jämföra lönsamheten för de olika alternativen rangordnas de efter ökande pay-off-tid i tabell 5.2. De alternativ som har kortaste pay-off-tid, alternativ 3 och 2, har enbart värmepumpar med luftberörd förångare. Med hänsyn till beräkningsnoggrannheten kan man ej med säkerhet avgöra vilket av dessa alternativ som är lönsammast, utan de får anses vara ekonomiskt likvärdiga. De bör även ha ungefär samma underhållskostnader.

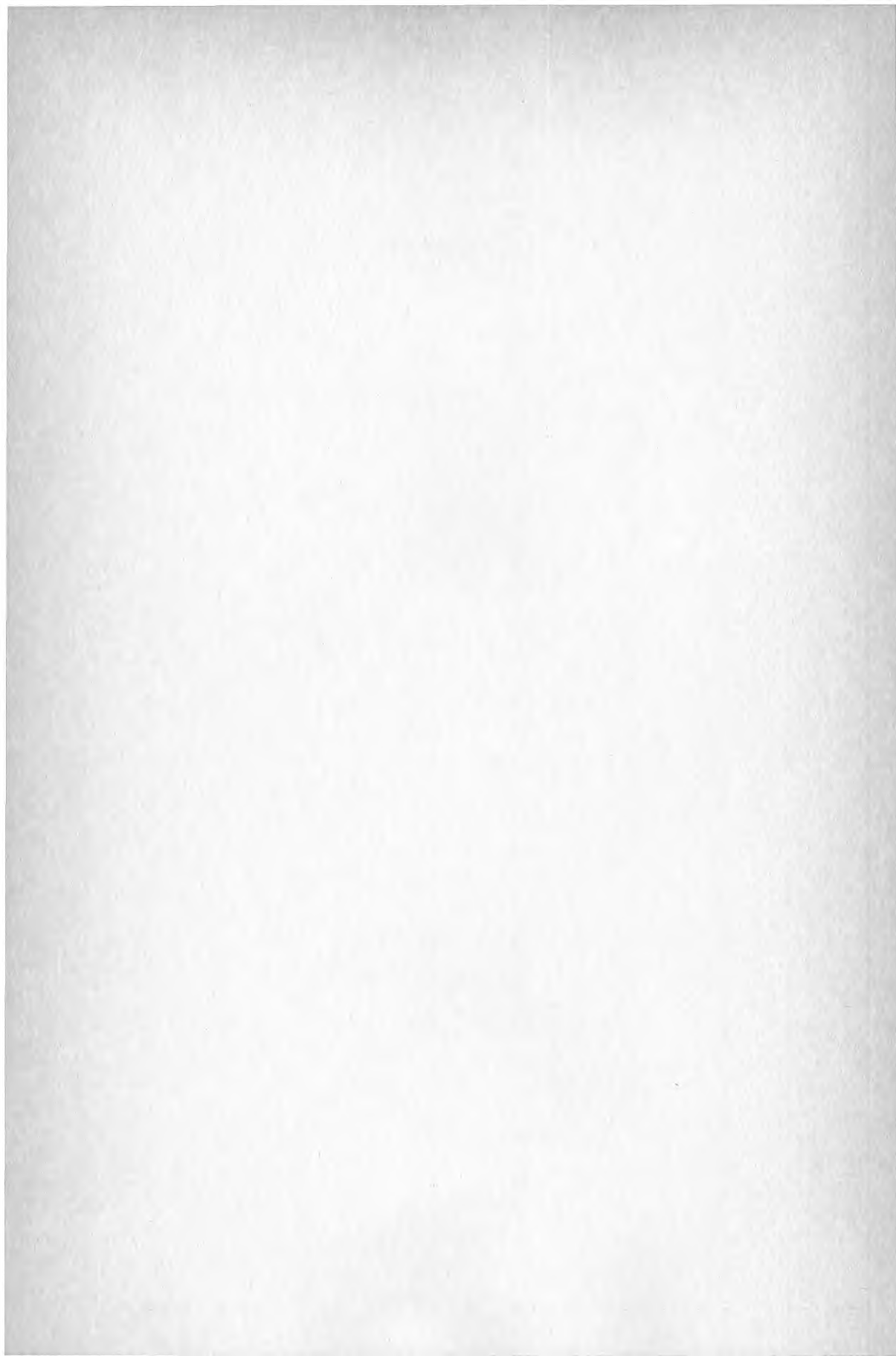
De övriga alternativen ordnar sig i stort sett efter ökande investeringskostnader, det vill säga att de blir olönsammare desto högre investeringskostnaden är. De alternativ som har den högsta pay-off-tiden är alternativ 9-13 vilka samtliga är försedda med solvärme för tappvarmvattenvärmning.

Underhållskostnaderna för de alternativ som har stora investe-

ringar blir högre än för de som har små, eftersom då man bl a har många fläktförsedda flänsselement som kräver underhåll. Även solfångarna kräver underhåll, t ex rengöring.



Figur 5.1 Temperaturer i värmeväxlare och förångare vid uteluft, frånluft och energitak (egenkonvektionselement) med vätskeberörd förångare som värmekälla



Tabell 5.1 Energiförbrukning, energikostnader, investeringskostnader och pay-off-tider för de undersökta uppvärmningsalternativen

Alternativ	Alternativ												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Energi Uppvärmning	107	37	23	23	24	25	23	23	23	23	24	23	23
E1 MWh	250	250	255	240	270	300	240	240	255	240	270	240	240
Varmvatten	33	11	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
E1 MWh	33	49	49	49	50	55	49	49	20	20	20	20	20
Totalt Olja m <sup>3</sup>	140	48	25,5	25,5	26,5	27,5	25,5	25,5	25,5	26	25	26	25
E1 MWh	283	283	304	289	330	355	289	289	275	260	290	260	260
Energi kostnad kkr	210	129	99	96	106	113	96	96	93	90	97	90	90
Minskad energikostnad kkr	81	111	114	114	104	97	114	114	117	120	113	120	120
Investeringskostnad utöver oljeledning kkr	200	300	300	320	300	300	300	300	300	320	300	300	300
Värmepumpar	100	100	100	110	50	50	50	50	100	110	50	50	50
Förångare													
Ute- och frånluftselement					105	100	105	105			105	105	105
Energitak konvektionselement							250	75			250	250	75
Rörledning				150	75		90	90		150	75	90	90
Pumpar, ventiler				30	30		40	40		30	40	40	40
Avfrostning													30 <sup>4,6</sup>
Solvärme				20	10		30	30	750	750	750	750	750



Summa	300	400	610	570	460	865	685	1150	1360	1330	1615	1370	
Summa + 40 %	420	560	850	800	640	1210	960	1610	1900	1860	2260	1920	
<u>Pay-off-tid</u>	5,2	5,0	7,5	7,7	6,6	10,4	8,4	13,8	15,8	16,4	19,0	16,0	
Alternativ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13

Tabell 5.2 Undersökta uppvärmningsalternativ ordnade efter pay-off-tid (exkl underhållskostnader)

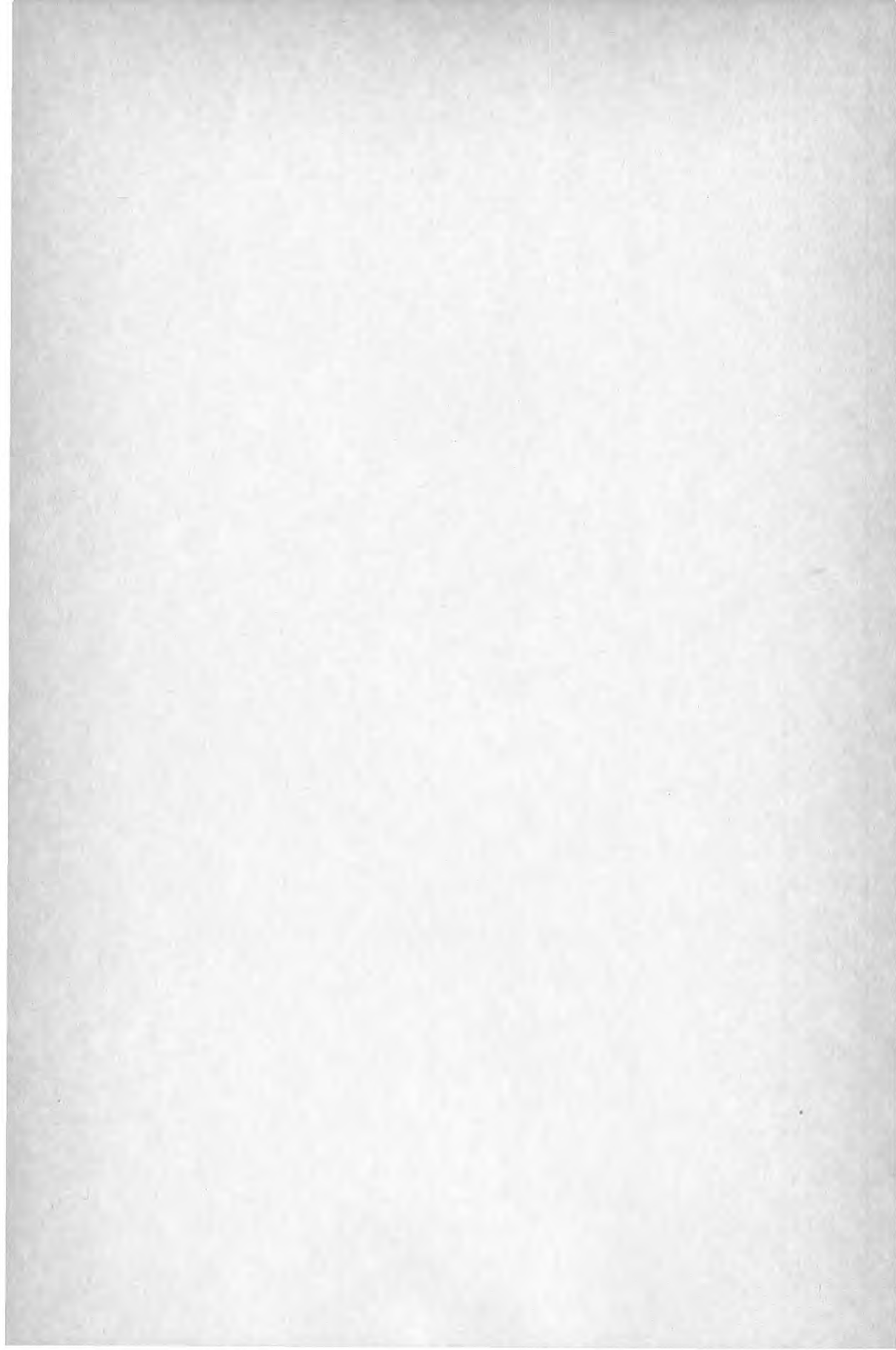
Alternativ	Pay-off-tid år	
3	5	Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft med luftberörd förångare som värmekälla
2	5.2	Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med olja, uteluft med luftberörd förångare som värmekälla
6	6.6	Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft med vätskeberörd förångare som värmekälla
4	7.5	Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft och frånluft med luftberörd förångare som värmekälla
5	7.7	Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft och frånluft med vätskeberörd förångare som värmekälla
8	8	Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft, frånluft och konvektionselement med vätskeberörd förångare som värmekälla
7	10.4	Uppvärmning och tappvarmvattenberedning med värmepump, uteluft, frånluft och energitak med vätskeberörd förångare som värmekälla
9	13.8	Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft med luftberörd förångare som värmekälla
10	15.8	Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft och frånluft med luftberörd förångare som värmekälla
13	16.0	Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft, frånluft och konvektionselement med vätskeberörd förångare som värmekälla
11	16.4	Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft och frånluft med vätskeberörd förångare som värmekälla
12	19.0	Uppvärmning med värmepump, tappvarmvattenberedning med värmepump och solvärme, uteluft, frånluft och energitak med vätskeberörd förångare som värmekälla

## 6 RESULTAT

Utredningen visar att de alternativ som har den kortaste pay-off-tiden är de som har den lägsta investeringskostnaden och den enklaste uppbyggnaden. Det vill säga värmepumparna med luftberörda förångare med och utan oljevärme som tillsats för varmvattenberedningen. De alternativ som har mer komplicerad utrustning för att ta upp värme ur uteluft och frånluft får högre investeringskostnader som inte kan betalas med de minskade driftkostnaderna. De alternativ som har längst pay-off-tid är de som har solvärme för tappvarmvattenvärmning, vilket beror på att solvärmeanläggningen har en stor grundinvestering och att vi redan har gratisenergi från kylkondensorvärmeåtervinningen som inte kan tillgodogöras då solvärmeanläggningen installeras. Vid beräkningen av pay-off-tiden i tabell 5.1 har underhållskostnaderna försumrats. Dessa uppgår troligen till 1-2 % av investeringskostnaden per år, vilket är 5000 - 10000 kr per år i underhållskostnader för de billigaste alternativen 5.1 och 5.2.

Underhållskostnaden ökar pay-off-tiden till mellan 5,5 och 6 år för de båda alternativen med låg investeringskostnad. För de mera komplicerade alternativen är underhållskostnaderna svårare att uppskatta.







**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 810030-6  
från Statens råd för byggnadsforskning till Wahlings  
Installationsutveckling AB, Danderyd.**

**R79: 1981**

**ISBN 91-540-3538-4**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6700379**

**Abonnemangsgrupp:  
W. Installationer**

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

**Cirkapris: 25 kr exkl moms**