



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.

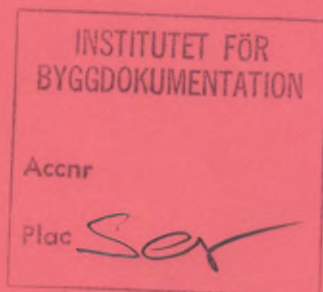
This work has been digitized at Gothenburg University Library and is free to use. All printed texts have been OCR-processed and converted to machine readable text. This means that you can search and copy text from the document. Some early printed books are hard to OCR-process correctly and the text may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



Frånluftvärmepumpar med brinesystem

Förstudie i Fisksätra, Nacka

Johan Munck
Tor Wadmark



R7:1985

FRANLUFTVÄRMEPUMPAR MED BRINESYSTEM
Förstudie i Fisksätra, Nacka

Johan Munck
Tor Wadmark

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 811752-5
från Statens råd för byggnadsforskning till AB Skånska
Cementgjuteriet, Malmö

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

R7:1985

ISBN 91-540-4316-6

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

FRÄNLUFTSVÄRMEPUMP MED BRINESYSTEM I FISKSÄTRA

<u>Innehållsförteckning</u>	<u>Sid.</u>
1 Sammanfattning	2
2 Syfte, Förhistoria	4
3 Allmänna förutsättningar, Frånluft som värmekälla	6
4 Val av värmepumpar, antal och effekt	9
5 Anslutning av värmepumparna, Funktionsbeskrivning	9
6 Värmepumpsberäkningar för vinterperioden	11
7 " " vår och höst	16
8 " " sommarperioden, värmemagasinet	16
9 Netto värmefaktor	17
10 Påfrostning och Avfrostning	17
10.1 Påfrostning	18
10.2 Avfrostning	21
10.8 Förluster vid avfrostning	23
10.9 Netto värmefaktor	24
11 Sammanfattning av värmepumparnas insats	25
12 Fisksätra helt utbyggt med värmepumpar	25

Bilagor

A Energibehov per lägenhet, tunga hus	29
B Basdata för värmepumpsberäkningar i Fisksätra	32
B.1 Undercentral Forellgatan	32
B.2 Tillägg för hela anläggningen	40
C Varaktighetsdiagram för tappvarmvatten över dygnet	42
D Inverkan av seriekoppling av flera värmepumpar	44
E Frånluften jämförd med andra värmekällor	45
F Anbudshandlingar	46
G El-taxor för Nacka	53

1. SAMMANFATTNING

- 1.1 Den föreliggande studien där värmets för värmepumparna tas ur frånluften har föregåtts av en tidigare BFR Rapport - R 103:1982, se avsnitt 2.3. I denna togs värmets för värmepumparna antingen från uteluften eller från sjövattnet och genom isning vintertid. Värmepumparna uppställdes centralt.

När vi från BFR begärde medel för studium av att införa eldrivna frånluftsvärmepumpar i Fisksätrabebyggelsen fick vi som svar att man i första omgången huvudsakligen var intresserad av att vi begränsade oss till att förse en av de tio undercentralerna, d.v.s. 257 av 2500 lgh, med frånluftsvärmepumpar. Detta har skett genom ingående studium och dokumentation av hur en sådan installation lämpligen bör se ut.

- 1.2 Resultatet från studium av sektionen Forellgatan 15 visar att anläggningen passar väl för ändamålet och att ett över 80% oljesparande kan uppnås vid en värmefaktor av 3,5 och en preliminärt uppskattad pay-off-tid under 4 år. Vid ett 80% oljesparande står idag, 1984, följande belopp till förfogande för amortering och eventuell hyressänkning. Minskad oljekostnad 670 000 kr, tillkommande el 210 000 kr ger sänkning av bränslekostnad = 460 000 kr d.v.s. 1800 kr/lgh och år.
- 1.3 För Fisksätrabebyggelsen gäller följande data före och efter en eventuell ombyggnad med frånluftsvärmepumpar

Husvärme plus tappvarmvatten netto 16800 kWh/lgh, år (1983)
Hushållsel exkl. fastighets-el per lgh: 3000 kWh/år (1982)

	l/m ² fdy brutto	kWh/m ² fdy netto
Olja Eo-4LS före 1980 (74 m ² ly + garage 17,2/2 m ²)	23,4	209
Olja Eo-4LS 1983 efter sparåtgärder	21,4	191
Olja Eo-4LS med inf. av värmepumpar	3,6	
3,6 l/m ² fdy ger 34 kWh/m ² fdy netto. Härtill lägges VP:s el-förbrukning = 33 kWh/m ² fdy d.v.s. summa		67

Med frånluftsvärmepump fås jämfört med år 1983 ett oljesparande av 83%. Hur el genereras ger två alternativ:

Energisparande vid olja + vattenkraft	63%
Energisparande vid olja + kondenskraft	29%

Förbrukningen av primärenergi för uppvärmning och hushåll blir då:

Energins ursprung	Olja och vattenkraft kWh/lgh	Olja och kondenskraft kWh/lgh
Uppvärmning	16800 · 0,37 = 6200	16800 · 0,71 = 11900
Hushållsel	3000/0,9 = 3300	3000/0,324 = 9300
Summa	9500	21200

Siffrorna visar med stor tydlighet vikten av att värmepumparna insättes så att möjligast högt oljesparande och hög värmefaktor uppnås. Dessutom visar det att sparande på hushållsel också är av primär betydelse.

- 1.4 Ser vi på möjligheterna ur landets synpunkt visar studien vilken utomordentlig potential till oljesparande som finns i att införa frånluftsvärmepumpar. I landet finns 950 000 lgh med mekaniskt frånluftssystem, de flesta återfinns inom de senare åren byggda satelitstäderna för, vilka Fisksätrabebbyggelsen är representativ. Dessa fögbrukar ca $1,7 \text{ m}^3$ olja per lgh/år, d.v.s. en årsförbrukning av $1,6 \text{ M m}^3$. Härtill kommer förbrukningen i allmänna byggnader såsom kontor, skolor, sjukhus m.m. jämte industri som också i stor utsträckning har mekanisk frånluft. Denna sektor uppskattas till 2,6 gånger så stor mot ovan varför sammanlagda förbrukningen blir ca $5,7 \text{ M m}^3/\text{år}$. Sparpotentialen är sålunda $0,8 \cdot 5,7 = 4,6 \text{ M m}^3/\text{år}$, vilket är 36% av oljeförbrukningen för hela byggnadssektorn och i dagens oljepris motsvarande mer än 10 miljarder kronor.

2. SYFTE, FÖRHISTORIA

- 2.1 Denna rapport har föregåtts av en tidigare studie, BFR-Rapport R 103:1982. Värmepumpar i befintliga panncentraler, Förstudie i Fisksätra av Yngve Johansson, John Munck, Ulf Pettersson och Tor Wadmark.
För denna angavs följande syfte, vilket gäller även för denna rapport II.

2.2 Syfte

Syftet med projektet är att för en koncentrerad bostadsbebyggelse, vilken uppvärms av en oljeeldad panncentral, och vilken samtidigt kan sägas vara representativ för bebyggelse under de senaste decennierna, undersöka vilka möjligheter som finns att effektivisera värmeförsörjningen. För de mest intressanta alternativen redovisas i denna första etapp av projektet förutom energibesparingen också de uppskattade kostnaderna för anläggningens ombyggnad eller dess nyproduktion. I undersökningen ingår också, en genomgång av andra intressanta uppvärmningssystem. Avsikten är att i en andra etapp studera de mest gynnsamma alternativen vidare, samt utföra projektering av det mest gynnsamma.

- 2.3 Från sammanfattningen till Etapp I kan anföras:

"En panncentral för motsvarande totalt ca 3.000 lgh byggda 1971-1976 i Fisksätra, Nacka kommun, sydost om Stockholms centrum, har undersökts hur den kan effektiviseras med värmepumpar.

Värmepumparna har förutsatts drivas med diesel- alternativt elmotorer. Värmekällan har varit vatten alternativt luft. Vattnet har vintertid isats i värmepumpens förångare. Närliggande sjö finns.

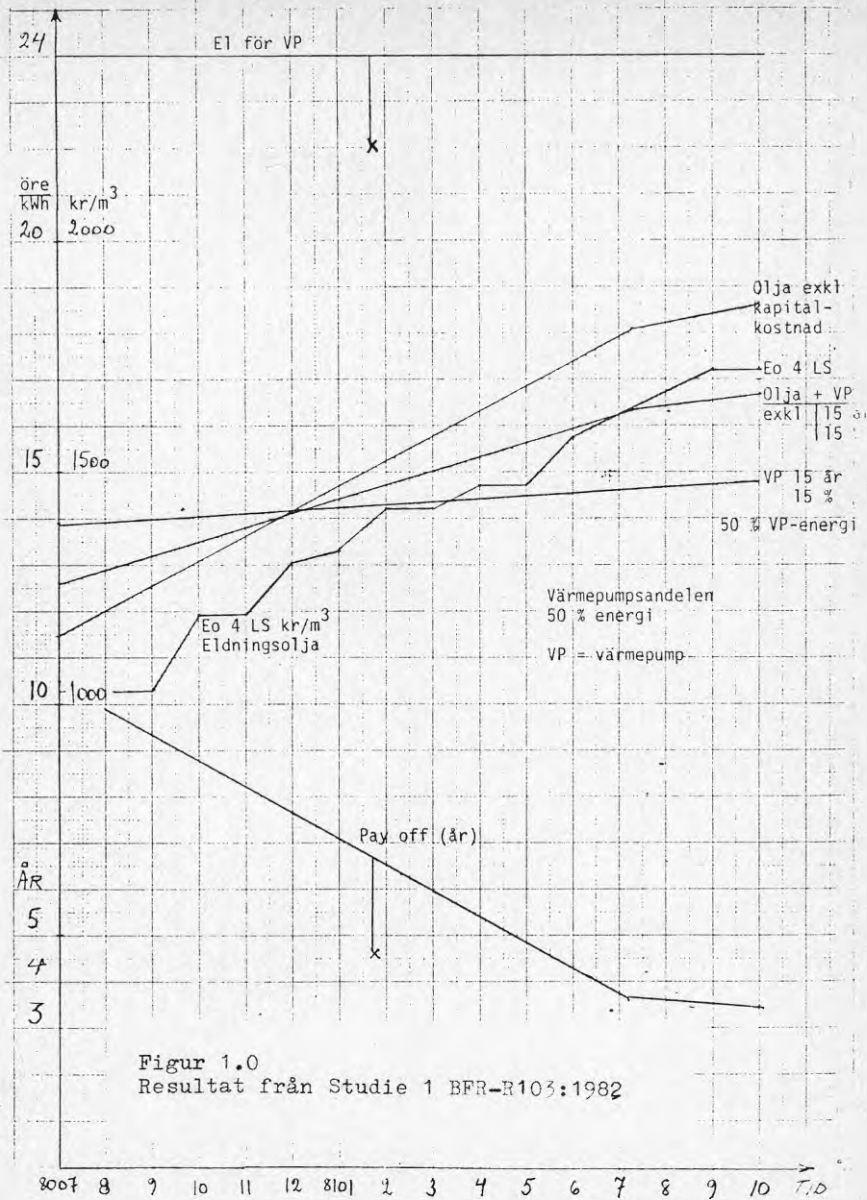
Värmepumpcentralen har antagits placerad vid befintliga panncentralen alternativt vid sjön. Värmepumparnas kondensoreffekt har beräknats för tre alternativt sex stora dieselvärmepumpar och motsvarande antal elmotordrivna. Max axeleffekt ca 150 kW per motor.

Dessa kombinationer ger många beräkningsfall, där intressanta skillnader erhållits. Se kap 7 - Ekonomisk-teknisk sammanställning och kap 6 - Sammanställningstabell 6.101.

Oljebesparingen uppgår till mellan 19% och 30% för diesel-drift resp 28% och 47% för eldrift av normalårsförbrukningen 5.400 m³ lågsavlig eldningsolja (Eo 4 LS).

.....
.....

De stora förändringarna av pay-off tiderna under det senaste året med dess höjda oljepriser är påtaglig. Beräknad pay-off och olika värmekostnader samt oljeprisets höjning framgår av bifogat diagram 1,0."



2.4 Värmepump i undercentraler

På sida 75 i rapporten påpekas att med decentraliserat inkopplade värmepumpar och med energin tagen ur frånluften kan högre oljesparande och högre värmefaktor uppnås än vad som redovisats i rapporten. Detta är så mycket mera viktigt att studera som ett kraftigt el-överskott kan förutses råda under de närmaste 15 åren och detta inte kan utnyttjas för landet fördelaktigare än genom drift av värmepumpar av den art det här är fråga om. I den bifogade etapp II av undersökningen har detta system ingående studerats.

Undersökningen har koncentrerats på att utarbeta preliminära bygghandlingar för en av anläggningens 10 undercentraler betjänande 257 lgh - ett energikvarter. Värmepumparna lämnar värme för såväl radiatorkretsen som för bruksvarmvatten.

- 2.5 Preliminära beräkningar för delning av anläggningen i tre värmepumpcentraler redovisas också.

2.6 Resultatanvändning

Följande som skrevs under punkt 1.3 i Rapport I gäller fortfarande:

"Då de flesta under de senaste decennierna byggda större bostadsområden uppvärms av oljeeldade panncentraler, skall resultatet från projektets slutrapport kunna vara till nytta när man i någon av dessa vill effektivisera värmeförsörjningen. Vidare kan kommuner som planerar ett införande av fjärrvärmeanläggningar med hjälp av slutrapporten kritiskt granska om deras föreslagna fjärrvärmesystem uppfyller de oljebesparingsmål som måste uppställas för de närmaste årtiondena."

Härtill kan, som i sammanfattningen framhålles, sägas, att utnyttjande av frånluften i gynnsamma fall ger så goda värden för oljesparande och värmefaktor, att man allvarligt bör överväga om inte flera av landets fjärrvärmesystem bör decentraliseras.

3. ALLMÄNNA FÖRUTSÄTTNINGAR. FRÅNLUFT SOM VÄRMEKÄLLA

- 3.1 På basis av de ingående mätningar som gjordes i etapp I av studien och med senare kompletterande mätningar har Bilaga B "Basdata för värmepumpsberäkningar i Fisksätra" upprättats.

Med hjälp av detta material kan man beräkna vilken oljespareffekt och värmefaktor som kan uppnås med olika värmepumpsalternativ. För att sådana utredningar skall få största möjliga allmängiltighet förutsätts att den centrala värmeanläggningen inte får utnyttjas för uppvärmningen mer än som praktiskt och ekonomiskt skulle varit motiverat om undercentralens byggkroppar hade en konventionell separat för dem dimensionerad panncentral.

I de flesta alternativ, som kan bli föremål för utförande måste den centrala anläggningen vara i drift vid kall väderlek och dessutom tjänstgöra som reserv.

Det förutsätts därvid att de ingrepp som görs i den nuvarande undercentralens utrustning vid tillkoppling av värmepumpssystemet är så gjorda att på kort tid automatiskt eller manuellt systemet kan återställas så att det fungerar som förut när den centrala värmecentralen försörjde husen med värme.

3.2 Frånluft som värmekälla Flödets storlek

Om man i en äldre byggnad vill utnyttja frånluften som värmekälla till värmepumpar har man först att ta ställning till vilket frånluftsflöde man skall räkna med, d.v.s. om man på något sätt skall ändra det existerande flödet. Som bas för en analys av vad som i varje fall kan vara optimalt skall man givetvis ta reda på vad bygghandlingarna visar, om kontroll av

dessas värden utförts och i vilket skick frånluftssystemet befinner sig. Detta innebär kontrollmätning av flödet efter det att systemets ventiler, kanaler, eventuella filter samt fläktar rengjorts och eventuellt justerats. Vad som gäller för Fisksätra, se bilaga B - B14 - B16.

När man på detta sätt fått sitt basunderlag ställs man, för en stor part av de byggnader med frånluft som byggts under de senaste årtiondena, inför frågan om man skall minska luftflödet att motsvara nya normer eller om man skall behålla det uppmätta flödet. De äldre byggnaderna har ofta en luftomsättning om 1,0 - 1,2 per timme medan Planverkets nya normer rekommenderar ca 0,7 luftomsättning/h och till och med ner till 0,5 luftomsättning/h. Bakgrunden till de lägre värdena är avsikt att uppnå energisparande.

- 3.21 Vid ett schematiskt teoretiskt övervägande kommer man lätt till det resultatet att det bör vara riktigt att något minska på flödet för de äldre bostäderna innan man inför värmepumpar. Men problemet är komplicerat och har många praktiska konsekvenser som man måste ta hänsyn till.

Det första är att man när man minskat flödet kan få allvarliga fukt- och mögelproblem i lägenheterna. Det andra är att man genom minskning av luftflödet reduceras sin värmekällas storlek och därmed inte kan nå det oljesparande och de höga värmefaktorer som kan uppnås med oförändrat flöde. Den mindre värmekällan medför visserligen att värmepumparna blir mindre men har samtidigt den negativa effekten att de förmånligaste kopplingscheman för distribution av värmets till radiatorerna och bruksvattnet, med utnyttjande av gasvärmets från kolvärmepumpar, inte kan tillämpas. Man förlorar därigenom i oljesparande och får lägre värmefaktor och måste ha tillsatsvärmets inkopplat under längre del av året.

Innan man går djupare in i detta optimeringsresonemang skulle man vilja ha säkra mätningar från ett antal äldre byggbestånd vid fullt flöde och reducerat flöde för att se vilken reduktion av oljeåtgången som man i praktiken kan uppnå. Såvitt vi vet finns inga sådana mätningar offentliggjorda.

- 3.22 Den tekniska ledningen för Nackahem har på eget initiativ för några år sedan i Fisksätra infört reducerat fläktvarv under natten för att därigenom spara olja. I slutet av 1982 började man tvivla på att denna åtgärd gav någon nämnvärd effekt. Man körde därför under okt. - nov. 1982 fyra veckor hela dygnet omväxlande med fullt varv och reducerat varv. En bearbetning av protokollets värden framgår av figur 3.23 nedre kurvan som visar oljeförbrukningen dygn för dygn vid varierande utetemperatur.

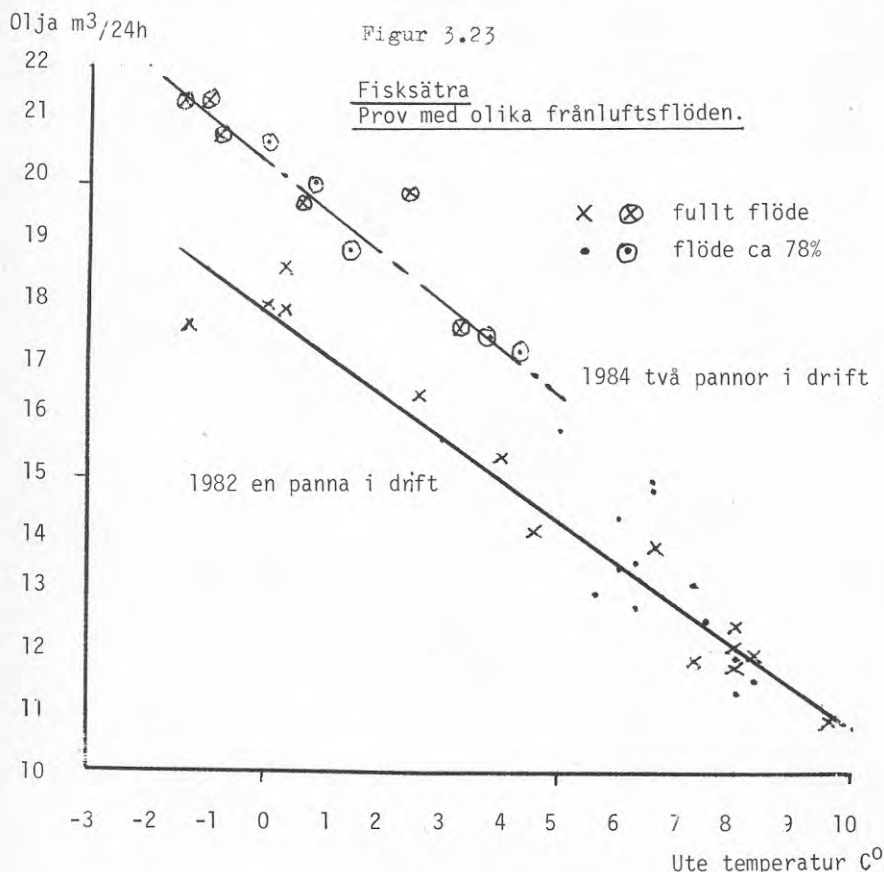
Markeringarna är medelvärdena för utetemperaturen av fem mätningar, för oljeförbrukningen av två kl. 07.00 och 16.00. Den inritade linjen stämmer med hänsyn till spridningen ganska väl både för punkter och kryss. Detta betyder att fulla flödet inte ger högre oljeförbrukning än reducerat flöde. Tyvärr finns inga punkter vid det lägre flödet än till 5°, vilket reducerar värdet av denna första mätning.

- 3.24 Ytterligare några kommentarer till denna undersökning måste ges. Före försöket startades hade inte frånluftssystemet rengjorts och dess status kontrollerats. Det är därför troligt att omsättningen är något mindre än de värden som enligt bilaga B gäller för ett rengjort system i Fisksätra, nämligen 1,0 luftoms./h vid det höga varvet och 0,78/h vid det lägre.

För att slutsatsen ovan skall vara berättigad borde man helst ha dokumenterat att temperaturen i lägenheterna vid reducerat varv inte var högre än vid fullt varv. Några sådana mätningar finns ej. Det enda som kan sägas är att huvudparten av lägenheterna var utrustade med termostater på

radiatorerna. Hur dessa i praktiken är inställda och hur de betjänas är inte heller känt. Man bör emellertid kunna anta att termostaterna givit samma inomhustemperatur i de båda fallen eftersom ingen vetat om de pågående proven och omställningar därför är föga troliga.

- 3.25 För att få ytterligare belägg för att de gjorda mätningarna är generellt giltiga för Fisksättraanläggningen ordnades vid månadsskiftet mars-april 1984 en ny mätning under två veckor. Resultatet av dessa mätningar framgår av de markerade värdena för den övre kurvan i diagrammet, figur 3.23. Under 1983 rengjordes frånlufts-systemet, varför flödesvärdena från bilaga B kan anses gälla. De nya mätningarna täcker även för det låga flödet temperatur ner till 0° . Därmed är för båda flödena det temperaturområde då huvudparten av värmets förbrukats täckt. De nya mätningarna styrker därför helt de tidigare. Vi har därför i denna studie vid beräkning av den energi frånluften kan lämna utgått från 90 % av flödet efter rensning av systemet. Detta ger en viss marginal för nedsmutsning.
- 3.26 Det bör observeras att vid 1984 års mätningar var två av pannorna igång medan under 1982 års mätningar endast en panna var i drift. Ökningen i oljeförbrukning vid två pannor är ca 15%. En kontroll av oljeförbrukningen senare på året 1984 visar en ännu större skillnad för två pannor. Hur många är medvetna om att så stora skillnader kan förekomma? Ett utnyttjande av SMHI:s femdygnsprognos så att man kör med två pannor endast när det är nödvändigt kan möjliggöra avsevärda besparingar.
- 3.27 Frånluften som värmekälla innebär ytterligare några fördelar vilket närmare behandlas i bilaga E.



4. VAL AV VÄRMEPUMPAR, ANTAL OCH EFFEKT

Vid val av antal och storlek av värmepumpar har man att beakta flera synpunkter; först och främst vill man väl utnyttja frånluftens värmeinnehåll vilket betyder att luften bör avkylas till noll grader eller därunder. Vidare vill man uppnå möjligaste hög värmefaktor vilket kan realiseras genom att koppla flera värmepumpar i serie både på förångar- och kondensorsida. Slutligen vill man att den tid av året som pannorna står påeldade skall vara möjligast kort. Här är det den maximalt erforderliga effekten för värmning av tappvarmvattnet som styr. Man får räkna med en maximal effekt av ca fyra gånger medeleffekten. Om värmepumparna dimensioneras för denna effekt kan pannorna vara avställda större delen av vår och höst. Sist men inte minst begär man ett högt oljesparande ej under 80%.

De ovanstående önskemålen uppfyller i Fisksätraanläggningen väl om t ex tre värmepumpsaggregat Stal VMP 106 utrustade med varmgasvärmväxlare, kondensor med två-vägs genomlopp och lämplig reglerutrustning installeras. De levereras fabriksmonterade på balkram för uppställning på vibrationsdämpande gummielement.

5. ANSLUTNING AV VÄRMEPUMPARNA, FUNKTIONS BESKRIVNING

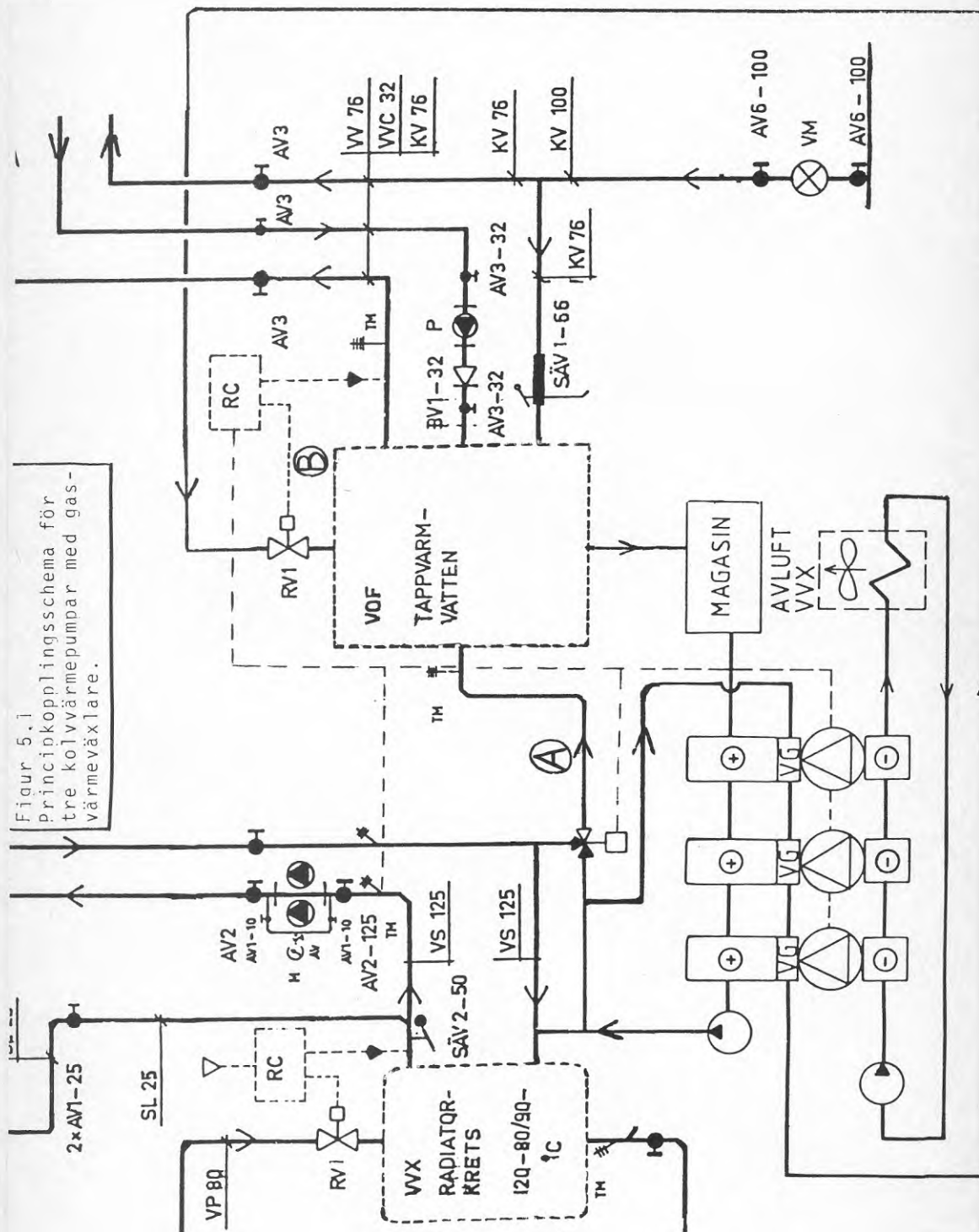
Vid studium av olika alternativ för anslutning av värmepumparna till den koppling som gäller för undercentral Forellgatan se fig. B.121 har den koppling som visas i figur 5.1 valts. Den kännetecknas av att värmes till radiatorerna distribueras utan mellanliggande värmväxlare medan värmes för tappvarmvattnet har att passera den befintliga varmvattenberedaren. Härigenom blir bruksvattnet dubbelisolerat från freonkylmediet. Funktionen av det valda systemet är följande:

Frånluftsbatterierna på taken av de tre huskropparna är kopplade till på taken förlagda fram- och returledningen för det brineflöde som flyter genom batterierna och värmepumparnas förångare. Brineledningarna förs i trapphusen ner till källaren och fram till undercentral Forellgatan 15 som utvidgats i intilliggande garage. Brinepumpen står uppställd vid sidan av värmepumparna. Radiatorvattnet från de tre huskropparna strömmar genom de tre seriekopplade kondensorererna via en cirkulationspump till intaget för den befintliga värmväxlaren för radiatorvattnet, genom denna och ut i radiatorsystemet. Returflödet föres genom en trevägsventil "A" till tappvarmvattenberedarnas nedre krets där det förvärmer tappvarmvattnet, samt vidare till kondensorererna varigenom kretsen är sluten. Pumpen skall övervinna strömningsmotståndet i kondensorererna, 3-vägsventilen A, värmväxlaren för tappvarmvattnet och tillhörande rörledningar. Trevägsventilens tredje rör är kopplat till framledningen från värmepumparna.

Framflödet från kondensorererna avtappas med ca 10% genom en ledning kopplad till kondensorerernas varmgasväxlare. Vattnet uppvärms där och strömmar sedan via en strypventil "B" till toppen av värmväxlaren för tappvarmvattnet. Härigenom blir det i den övre delen av denna värmväxlare förvärmad vattnet slutligt uppvärmt till ca 47°.

För att tillförsäkra att tappningstemperaturen i någon del av varmvattensystemet inte sjunker under 45° finns i det existerande systemet en varmvattencirkulationskrets, benämnd VVC, med tillhörande pump. Denna krets uppskattas ständigt ha en värmeförlust av ca 20 kW.

Figur 5.1
Principkopplingschema för
tre kolvärmepumpar med gas-
värmväxlare.



Regleringen av tappvarmvattnets framtemperatur sker med hjälp av en temperaturgivare placerad i utgående tappvarmvattenledningen. Ventilerna A och B styrs av givaren så att framtemperaturen inte sjunker under 47° . Funktionen olika faser illustreras vid genomgång av värmepumparnas insats vid olika årstider.

6. VÄRMEPUMPSBERÄKNINGAR FÖR VINTERPERIODEN

För vintern väljes i varaktighetsdiagrammet figur B.131 tidsperioden 500 - 1500 h. Då är utetemperaturen i medeltal -4° , tappvarmvattnets medel-effekt 116 kW, radiatoreffekten 539 kW, fram- och returtemperaturen för radiatorerna $45,3^{\circ}$ respektive 38° .

För värmepumpsaggregaten gäller det i fig. 6.1 återgivna effektvärme-faktordiagrammet. Datadiagram för den storlek av frånluftsbatterier som mest förekommer återfinns i figur 6.2. Totala frånluftskapaciteten för Forellgatans undercentral motsvarar 18 sådana enheter.

Med hjälp av dessa data kan man genom passningsräkning få fram följande resultat som gäller nattetid under 6 h då förbrukningen av tappvarmvatten enligt fig. B.133 är nära noll. Då är ventilen B nästan stängd, ventilen A släpper fram returvattnet och allt framvatten från värmepumparna går in i radiatorkretsen.

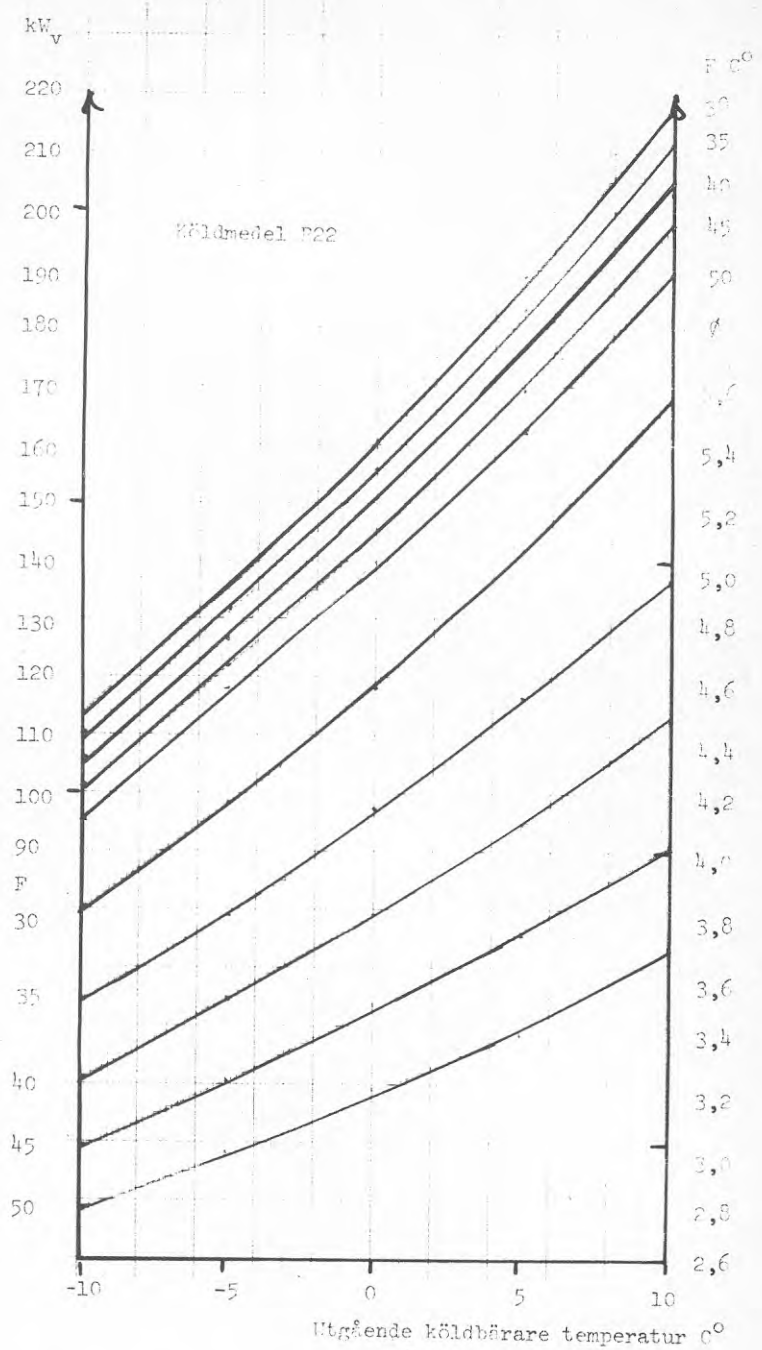
Värmepumparnas värmeeffekt	464	kW
" el-behov	126,5	kW
Värmefaktor brutto	3,67	
Levererat värme under 6 h	116000	kWh
Täckning av radiatorkretsens behov under natten	464/539	86%
Frånluften kyld till ca	-2°C	
Brinens min.temperatur	-4°C	

Börjar man förbruka tappvarmvatten sjunker temperaturen vid den givare som styr ventilen B. Ventilen öppnar och släpper fram flödet från gasvärmväxlarna så att varmvatten kan produceras. Den maximala effekt för detta ändamål som kan produceras fås genom följande beräkning.

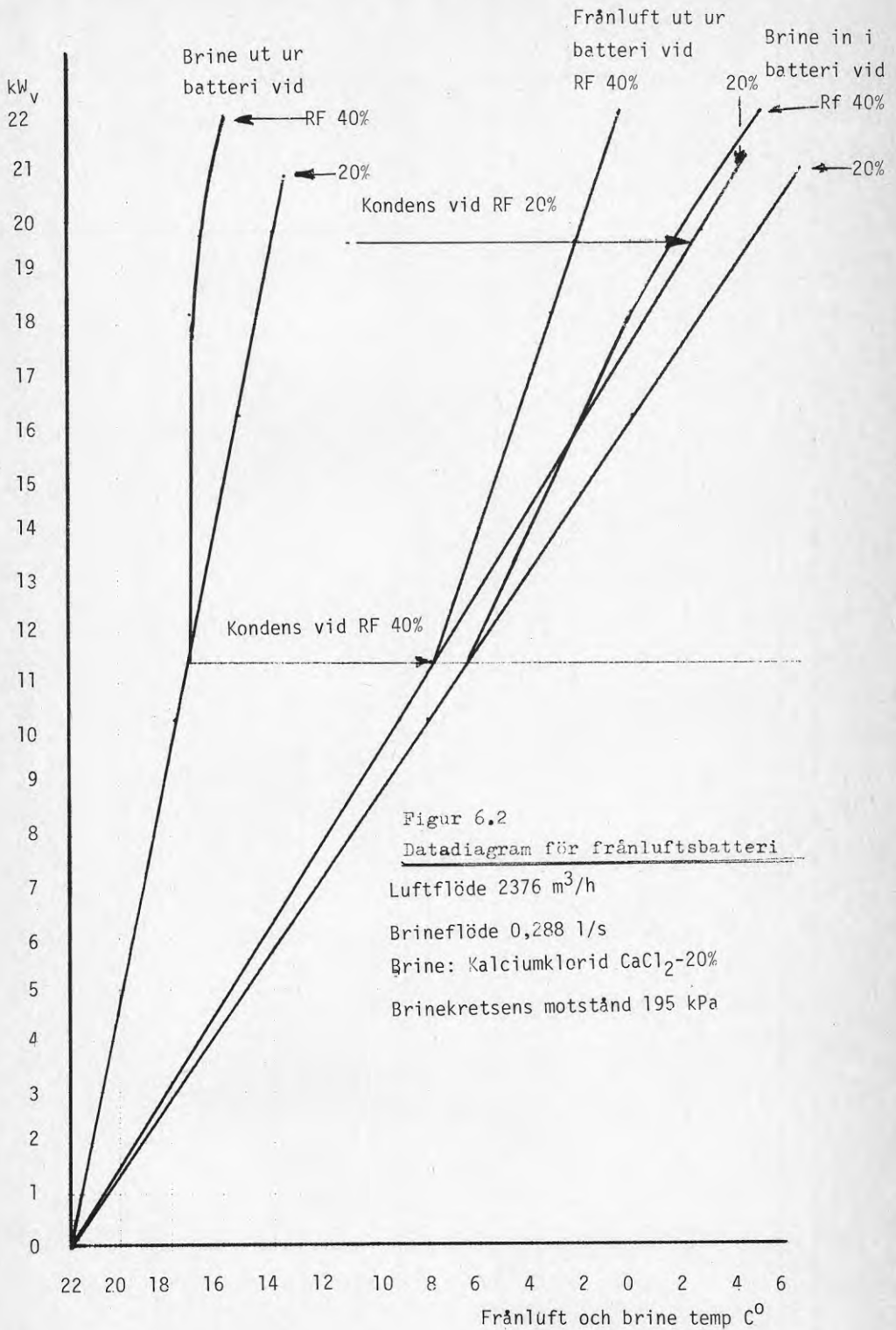
Gasvärmes uppger här till 11,6% av värmepumparnas totala värmeeffekt d.v.s. $0,116 \cdot 464 = 54$ kW. Radiatorkretsens returtemperatur är 38° . Temperaturfallet i värmväxlarens nedre krets är 3° . Ingående kallvattnets temperatur är under denna kalla period 3° . Förvärmningen av vattnet blir då $38 - 3 - 3 = 32^{\circ}$.

I den övre kretsen i varmvattenberedaren uppvärms tappvarmvattnet från 35° till sin slutliga temperatur ca 47° , d.v.s. med 12° . Med denna koppling fås sålunda ett uttag av $54 \cdot 32 : 12 = 144 + 54 = 198$ kW. Detta är $198:116 = 1,7$ gånger normalförbrukningen för perioden. Går man in i varaktighetsdiagrammet för tappvarmvattnet fig. B.133 finner man att denna koppling klarar ytterligare 14 h utöver nattens 6 h.

Ju mer värme som går till tappvarmvattnet, ju lägre blir framtemperaturen till radiatorkretsen. Detta betyder att värmepumparnas effekt ökar något liksom deras värmefaktor.



Figur 6.1 Effekt och värmefaktor vid varierande köldbäraretemperatur för aggregat VMP 106 spec.



När varmvattenuttaget fordrar ännu större effekt än 198 kW börjar ventilen A släppa fram varmt framvatten som blandar sig med motsvarande reducerat returvatten. Man får då mer effekt till förvärmning av tappvarmvattnet och parerar det högre effektbehovet. När bruksvarmvatten produceras blir värmefaktorn något högre än på natten varför man för denna vinterperiod kan räkna med en brutto medelvärmefaktor av 3,7 vid en producerad värmemängd enligt beräkningarna av 469 000 kWh.

Värmepumparnas maximala effekt 464 kW är 4,0 gånger medeleffekten i varaktighetsdiagrammet, fig. C.6. Pumparna räcker sålunda jämnt till för bruksvattnets maxuttag. Här har då ej medtagits den roll som magasinet spelar, se sommarfallet.

Enligt tabellen presterar värmepumparna under de 1000 h som perioden varar 469 000 kWh värme. Enligt varaktighetsdiagrammet är värmebehovet $(116 + 539) \cdot 1000 = 655\ 000$ kWh, vilket ger en oljebesparing för perioden av 71,6 %. I en tabell, figur 6.3 och i ett varaktighetsdiagram, fig. 6.4, har dessa värden upptagits tillsammans med värden från övriga tidsperioder.

Figur 6.3 Tabell över Värmepumparnas prestation brutto

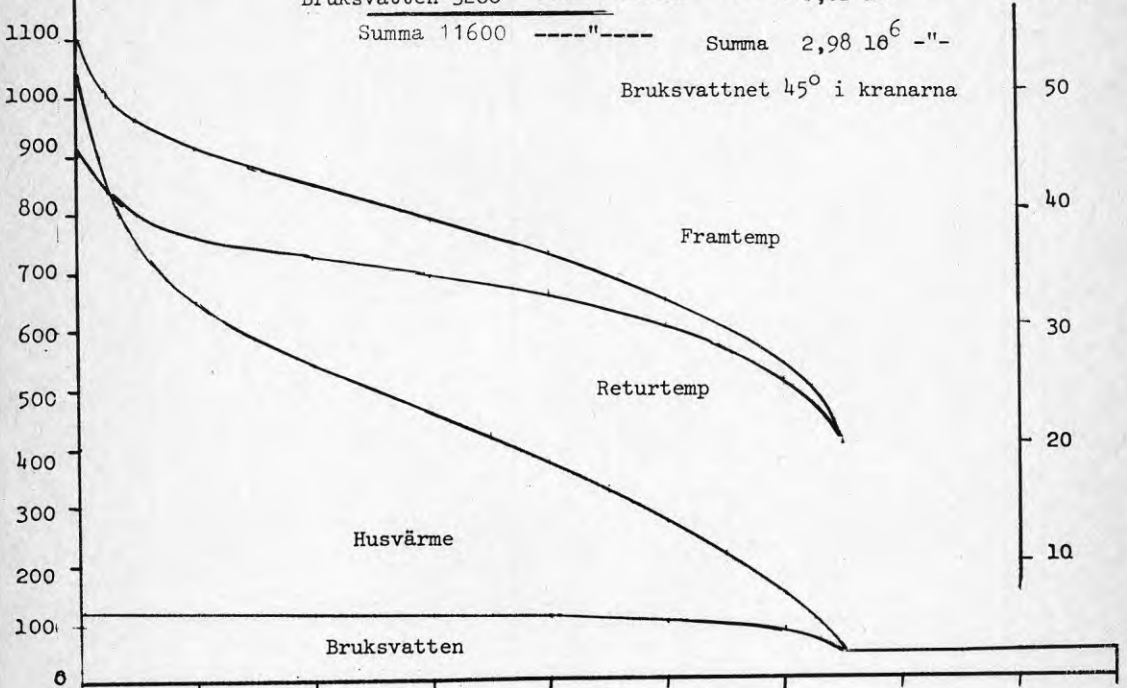
Period	Värme VP tot	El för VP	Värme- faktor för per. brutto	Antal VP i drift	Värme- täckn. för per. %	Frånluft- ten kylld till °C	Brine kylld till °C
h	kWh	kWh					
0- 500	233000	66600	3,5	3	55	-1	-3
500-1500	469000	126500	3,7	3	72	-2	-4
1500-2500	477000	122300	3,9	3	85	-2	-4
2500-3500	419000	107400	3,9	2-3	93	3,5 (-2)	2 (-4)
3500-4500	375000	93800	4,0	2-3	100	3,5 (-2)	2 (-4)
4500-5500	270000	61400	4,4	1-2	100	10,5 (3)	9,5 (1,5)
5500-6500	150000	32600	4,6	1-2	100	10 (3)	9 (1,5)
2260	<u>128000</u>	<u>32000</u>	<u>4,0</u>	1	<u>100</u>	11,5	10,5
	2520000	642600	3,92		84,6		

Under de två återstående vinterperioderna i varaktighetsdiagrammet, 0-500 h med medeltemperaturen -7 och 1500-2500 h med utetemperaturen 0,6°, blir värmepumparnas insats nära lika den ovan beskrivna. Oljesparandet för perioden blir 55 respektive 85%.

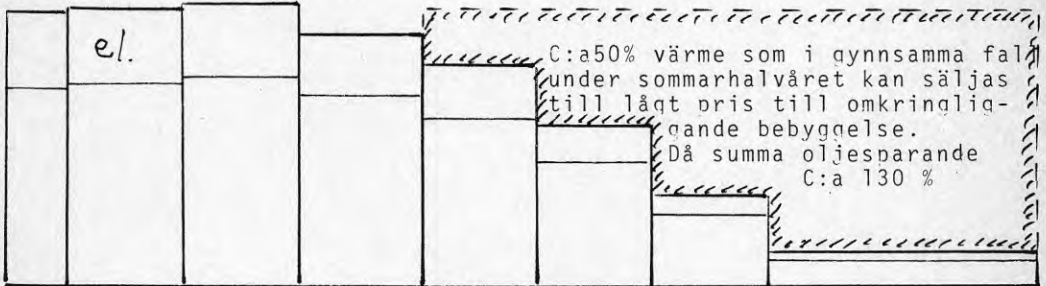
Figur 6.4 Resultat vid införande av 3 st 45kW kolv-
värmepumpar i undercentral Forellqatan i Fisksätra.

för 257 lgh
kW_v

Husvärme 8400 kWh/lgh och år x 257 = 2,16 10⁶ kWh F och R temp.
Bruksvatten 3200 --- " --- " --- = 0,82 10⁶ " " grad C
Summa 11600 --- " --- " --- Summa 2,98 10⁶ " " " " " "



0	500	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	8760
18	-7	-4	-0,6	1,6	4,2	7,6	11,7	Utetemperatur		
100	85,9	63,9	46,1	31,0	18,4	9,3	4,3	% förbrukat värme		
59000	1160000	115000	111000	106000	98000	88000	128000	kWh Bruksvatten		
361000	5390000	415000	339000	269000	172000	62000	kWh Husvärme			
3	3	3	3-2	3-2	1-2	1-2	1	Antal VP i drift		
-1	-2	-2	3,5(-2)	3,5(-2)	10,5(3)	10(3)	11,5	Från l.kyld t.C ⁰		
55	72	85	93	100	100	100	100	Värmetäckn.f per.		
3,5	3,7	3,9	3,9	4,0	4,4	4,6	4,0	Brutto värmefakt.		



Brutto oljesparande = 84,6%
minskning för avfrostning till
Netto oljesparande = 82%

Brutto värmefaktor 3,92
Avgår tiikommande el för fläktar,
och pumpar minus sparad el när
huvudcirkulationen är ur drift.
Netto värmefaktor = 3,6.

7. VÄRMEPUMPSBERÄKNINGAR FÖR VÅR OCH HÖST

För perioden 2500-3500 h med utetemperaturen $1,6^{\circ}$ täcker två värmepumpar radiatoreffekten under natten. På dagen när förbrukningen av tappvarmvatten är som högst uppstår en värmebrist för radiatorkretsen som måste täckas av panncentralen.

För nästa period 3500-4500 h med utetemperaturen $4,2^{\circ}$ uppstår också vid stort uttag av tappvarmvatten en värmebrist om ca 12000 kWh för radiatorkretsen. Trots detta har i tabellen markerats att värmepumparna ger 100% täckning under perioden. Detta är baserat på följande resonemang:

Under den tid brist föreligger tillföres tappvarmvattnet ca 24000 kWh mer värme än vid medelförbrukningen av tappvarmvatten. Om man räknar med att hälften därav kommer byggnadsuppvärmningen tillgodo uppnås full kompensering. Därtill kan sägas att under bristperioden tillgodogör sig byggnaden dessutom mer strålningsvärme, personvärme och elspisvärme än övriga delar av dygnet. Man kan formulera saken så att genom att denna brist uppkommer undviker man att tillföra övervärme under perioden.

Under perioden 4500-5500 h med utetemperaturen $7,6^{\circ}$ räcker det med en värmepump på natten. När tappvarmvattenförbrukningen ökar kopplas successivt två eller eventuellt tre pumpar in. Även för denna period kan en brist uppstå för radiatorkretsens försörjning men denna är liten.

I det föregående har intet sagts om en eventuell sänkning av värmefaktorn när värmepumparna inte arbetar med full kapacitet utan med dellast. Detta beror på att den sänkning av värmefaktorn som skulle inträda vid delbelastning av en värmepump i det fall då värmet uttas ur frånluftsbatterier praktiskt taget fullt kompenseras av den förbättring man får då värmekällans temperatur stiger. Se fig. 6.2 där kurvan "brine ut ur batteriet" visar att värmepumpens förångare tillföres varmare brine ju lägre effekt som tas ut ur batteriet. Detta är en stor fördel för värmekällan frånluft. (Anm.: För skruvvärmepumpar t.o.m. stiger värmefaktorn vid dellast.)

För den sista 1000-timmarsperioden före sommaren, 5500-6500 h med utetemperaturen $11,0^{\circ}$, blir belastningen på värmepumpen under natten då endast radiatorvärme behövs så låg som under 30%. Då gäller inte det ovan sagda om automatiskt bibehållande av värmefaktorn. Här får kompressorerna arbeta med start- och stoppreglering, vilket ger samma reglerförhållanden som när en värmepanna är inkopplad.

8. VÄRMEPUMPSBERÄKNINGAR FÖR SOMMARPERIODEN, VÄRMEMAGASINET

Din sista perioden omfattar de tre sommarmånaderna om 2760 h med utetemperaturen $16,6^{\circ}$ och en medeleffekt för generering av tappvarmvatten av 57 kW. För denna period är den enda värmebelastningen produktionen av tappvarmvatten vilket gör värmepumparnas driftsförhållanden speciella. Med en värmepump uppnås en värmeeffekt av 199 kW. Detta är 3,5 gånger medeleffekten vilket för sommaren torde motsvara största behovet.

Den naturliga och mest ekonomiska regleringen på sommaren är start och stopp. För att därvid få lämpliga driftsperioder har i kopplingsschemat införts ett blandmagasin om 3200 l. Systemets funktion är följande:

När värmepumpen arbetar är dess kapacitet under större delen av dygnet väsentligt större än förbrukningen. Magasinet laddar då upp med varmvatten så att när värmepumpen stoppas vid inställd temperatur har magasinets vatten fått en temperatur strax under den maximala. Under värmepumpens stopperiod cirkulerar magasinets vatten genom kondensator och tappvarmvattenvärmeväxlare och kyls så småningom ner av det förbrukade tappvarmvattnet. När den avkända temperaturen för utgående tappvarmvatten sjunker under minimum inställt värde startar värmepumpen på nytt. Temperaturen hos det cirkulerande vattnet stiger då endast med $2,8^{\circ}$ och sedan vidare med en stegringshastighet beroende på hur mycket värme bruksvattnet just då fordrar. Överskottsvärmet tillföres magasinet genom vatten-cirkulationen. Start-stopps sekvensen i dessa perioder beräknas motsvara värmepumparnas villkor.

9. NETTO VÄRMEFAKTOR

I det föregående har vid angivande av värmefaktorn inte tagits hänsyn till den sänkning av densamma som elförbrukning hos fläktar och cirkulationspumpar medför. Ej heller har avfrostningens inverkan analyserats.

9.1 Ökat fläktarbete

Den ökade fläkteffekten har uträknats till 0,10 kW per batteri av den visade storleken. Elförbrukningen per år blir då 1,8 kW säg 2,0 kW. Tillkommande årsenergi blir sålunda $2 \times 8760 = 17500$ kWh = 2,7% av värmepumparnas el-förbrukning.

9.2 Brinepumparbete

Motståndet i frånluftselementets brinekrets är 195 kPa i de seriekopplade förångarna 120 kPa och i rörledningarna till källarcentralen = 100 kPa, summa 415 kPa. Detta ger med flödet 5,18 l/s och med hänsyn till pump och motorverkningsgrad och drifttiden årsenergin 35200 kWh. Härtill kommer energiförbrukningen för pumpen i kondensatorernas cirkulationskrets som är 55200 kWh/år.

9.3 Sparad el under sommarhalvåret

Under sommarhalvåret då värmepumparna lämnar allt erforderligt värme och pannorna är avställda sparas el för drift av huvudcirkulationen samt pannornas pumpar och fläktar. Detta representerar 50000 kWh/år som skall dras från tillskottet av el enligt 9.1 och 9.2.

10. PAFROSTNING OCH AVFROSTNING

Påfrostning och avfrostning av luftbatterier till värmepumpar har under flera år diskuterats som ett problem som medför avsevärd minskning i värmepumparnas oljesparande effekt och sänkning av dess värmefaktor samt i praktiken kan ge anledning till service. Detta har resulterat i att många värmepumpsutredare även i samband med utnyttjande av frånluft nöjt sig med att utnyttja det värme som ligger över påfrostningsgränsen. Detta är helt onödigt och medför ett diskriminerande av en av våra viktigaste värmekällor frånluften i jämförelse med andra värmekällor. I ett rätt utförd frånluftssystem kan avfrostningen lösas enkelt och säkert och några risker i samband med att kyla luften till låga temperaturer styr inte optimeringen av hur långt man skall gå i kylning av frånluften.

10.1 Påfrostning

Avgörande för när och hur påfrostning i ett frånlufts batteri äger rum är givetvis den relativa fuktigheten hos frånluften och ytemperaturen i frånlufts batteriets luftkanaler. Den senare å sin sida styrs av temperaturen hos brinen vid dess ingång i frånlufts batteriet. För de schematiska resonemangen nedan förutsätts för enkelhetens skull att ytemperaturen i batteriets luftkanaler närmast intaget för brinen är lika med brinens temperatur. Brinens intemperatur i batterierna återfinns i sista kolumnen av fig. 6.3. Man ser att minustemperatur råder hela dygnet under de tre kallaste perioderna och under ytterligare två perioder på dagen då tappvarmvattenförbrukningen är hög.

Hur hög relativa fuktigheten hos frånluften är i ett byggbestånd av Fisksättras karaktär har, såvitt oss är bekant, inte närmare undersökts. Svensk Byggnorm uppger värden i ett diagram figur 22:731, här reproducerat och kompletterat som figur 10.11. Om den heltdragna kurvan i diagrammet säger Byggnormen:

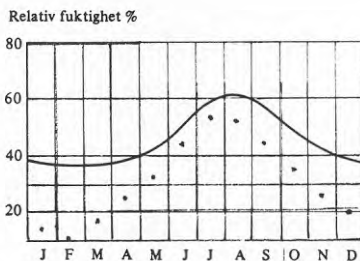
"Värdena godtas tillämpade för flertalet utrymmen i bostadshus, kontor, sjukhus, skolor, varuhus o d samt i ständigt uppvärmda lokaler där speciella anordningar för reglering av fuktighetsförhållandena inte vidtagits."

Dessutom sägs följande:

"För lokaler som inte är avsedda för luftbefuktning beräknas ånghalten inomhus vara lika med summan av ånghalten utomhus och tillskottet i ånghalt på grund av olika aktiviteter i lokalen. Ånghaltstillskottet vintertid utgör vanligen ungefär:

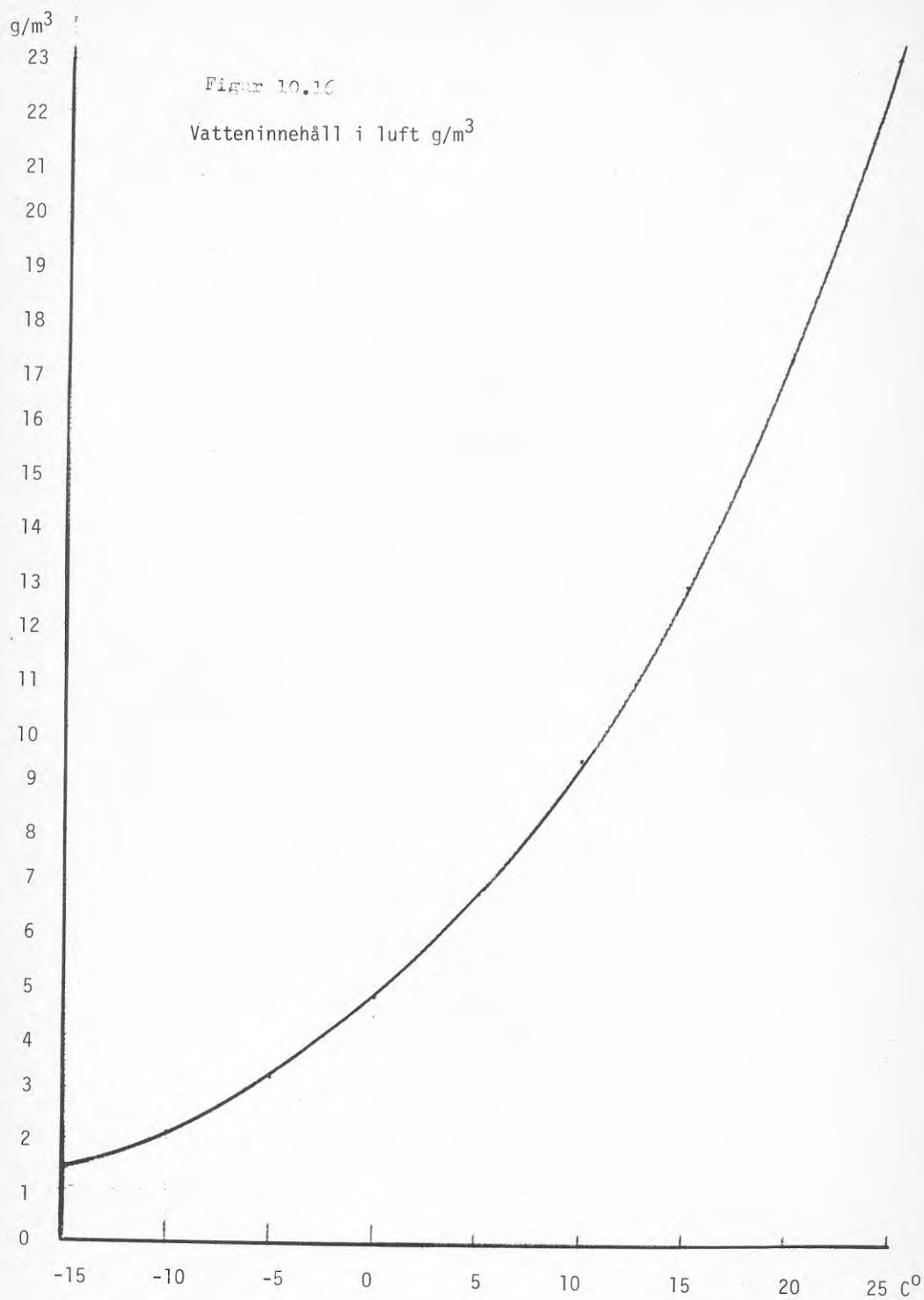
- $2 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$ för kontorshus
 - $3 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$ för normalt boningsutrymme
 - $4 \cdot 10^{-3} \text{ kg/m}^3$ för våningsutrymme med särskilt stort fuktillskott eller liten luftväxling (duschrum, badrum, tvättutrymme).
- Ånghaltstillskottet kan momentant vara högre."

Figur 10.1
Värden på relativ fuktighet inomhus under årets månader.



De i figuren inlagda prickarna för varje månad representerar den relativa fuktighet som skulle råda inomhus om man för varje månad omräknar utomhusvärden enligt SMHI för medeltemperatur och relativ fuktighet till frånluftstemperaturen 22° . Punkterna representerar med andra ord de minimivärden man uppnår om ingen tillförsel av fukt sker inomhus.

- 10.12 Klarhet i vid vilken temperatur vatten fälls ut i frånluftsbatterierna får man genom att studera kurvorna i figur 6.2. Där markeras, för den batterityp vi valt, när kondensation sker vid en RF av 20% och 40% i frånluften. Vid RF = 20% utfälls vatten teoretiskt först när frånluften nerkyllts till $-2,5^{\circ}$ varvid brinens intemperatur är $-4,5^{\circ}$. Nu är enligt värmepumpsberäkningarna angivna i tabellen figur 6.3 lägsta brinetemperaturen på vintern -4° . Teoretiskt skulle sålunda vatten inte fällas ut eller påfrostning ske vid denna punkt. I praktiken kommer naturligtvis på grund av att luftkanalernas väggar har en temperatur av ca -4° en lätt påfrostning att ske och vattnet tas från ett gränsskikt av luften.
- 10.13 Går vi till den andra ytterligheten RF = 40% finner vi att vatten utfälls redan när frånluften nerkyllts till ca $7,7^{\circ}$. Den stora värmemängd som kondensationsvärmets representerar ger de två kurvorna för brinen, in och ut och för frånluften ut ur batteriet en kraftig vinkeländring. Förhållandena för påfrostning ändras då väsentligt, hur får man först klart för sig när man ser hur kondenseringen påverkar värmepumpsberäkningarna. En kontroll av vinterfallet då alla värmepumparna arbetar för fullt visar att brinens intemperatur i batteriet blir -2° mot tidigare -4° och frånluftens uttemperatur $+2^{\circ}$ mot tidigare -2° . Värmeeffekten stiger med 6,5% till 494 kW och värmefaktorn ökar med 2,7% till 3,77. Även i detta fall skulle teoretiskt ingen påfrostning äga rum eftersom utluften inte nerkyllts till fryspunkten. En viss lätt påfrostning sker dock eftersom luftkanalens väggar vid brinens inlopp ligger nere på ca -2° . Men huvudparten av fuktigheten vid RF = 40% lämnar batteriet i form av vatten från den del av batteriet där det fälls ut och temperaturen ligger över fryspunkten. För både 20 och 40% RF blir sålunda påfrostningen liten.
- 10.14 Mest is får man antagligen när den relativa fuktigheten hos frånluften är ca 30%. Man kan också förmoda att i Fisksätra med en luftomsättning av ca 1,0/h den relativa fuktigheten i medeltal knappast under vinter når upp till nära 40% som Sv. Byggnormens kurva visar. Ett troligt medelvärde är 30% omkring vilket ganska stora variationer kan uppträda över dygnet och med yttertemperaturens variation. För uppskattning av den ismängd som skall avfrostas räknas därför här med 30%.
- 10.15 En schematisk uppskattning av den ismängd man teoretiskt får vid RF 30% i ett frånluftsbatteri motsvarande data i figur 6.2 ger följande överläggning:
Enligt kurvan i figur 10.16 över mättad lufts vatteninnehåll vid olika temperaturer håller frånluften vid RF 30% $20 \cdot 0,3 = 6 \text{ gr/m}^3$. I det föregående har visats att den nerkylda luften när den lämnar batteriet är -2° vid RF 20% och $+2^{\circ}$ vid RF 40%. Här uppskattas temperaturen bli -1° vid RF 30%. Enligt kurvan håller då frånluften $4,5 \text{ gr/m}^3$ d.v.s. totalt har som vatten och is utfällts $6 - 4,5 = 1,5 \text{ gr/m}^3$. Batteriets konstruktion avgör hur mycket av detta vatten som kan stanna på batteriets kanalväggar i form av rimfrost eller is. En uppskattning visar att minst hälften borde lämna batteriet som vatten. Säg för säkerhets skull att $2/3 = 1 \text{ gr/m}^3$ luft stannar kvar som is. Med luftmängden $2376 \text{ m}^3/\text{h}$ blir då ismängden i batteriet $2,4 \text{ kg/h}$.



10.2 Avfrostning

Det system som föreslås för Fisksätra undercentral Forellgatan 15 är följande: I brineledningen från frånluftsbatterierna vid dess anslutning till den första förångaren placeras en temperaturgivare som avkänner den momentana brinetemperaturen. När genom påfrostning av frånluftsbatterierna deras effektivitet sjunker förmår de ej uppvärma brinen till den temperatur som rådde innan någon påfrostning hunnit verka. Den temperatursänkningen som följer blir ett mått på graden av påfrostning. Man får fastställa vilken temperatursänkning man godtar innan avfrostning skall ske.

- 10.3 Avfrostningen sker helt enkelt genom att man minskar värmepumparnas effekt till ca en tredjedel genom att stoppa två aggregat. Då stiger temperaturen hos den till frånluftsbatterierna flytande brinen omedelbart till omkring $+7^{\circ}$. En varmfront inne i brineledningen fortplantar sig då med en hastighet av ca 0,5 m/s till frånluftsbatterierna och börjar tina upp isbeläggningen inifrån vätskesidan. När detta börjat ske och mindre effekt tas ut ur batteriet stiger temperaturen i hela frånluftsbatteriet så att den avgående kylda frånluften stiger över fryspunkten. Då börjar avfrostningen även från luftsidan. Allteftersom avfrostningen fortskrider stiger hela temperaturplanet i systemet och man närmar sig fortfarighetstillståndet då de temperaturer råder för brinen och den avgående frånluften som gäller när endast en värmepump är inkopplad. En djupare insyn i detta avfrostningsförlopp får man genom att genomräkna förhållandena i ett exempel valt från vintern.

- 10.4 Under perioden 500 - 1500 h med en utetemperatur av -4° arbetar tre värmepumpar för fullt och presterar en värmeeffekt av 464 kW vid en bruttovärmefaktor av 3,67. Under sex timmar av natten då praktiskt taget ingen förbrukning av tappvarmvatten äger rum gäller ovanstående. Vid detta driftsfall är temperaturen hos avgående brine från sista värmepumpen $-4,0^{\circ}$ d.v.s. denna temperatur råder också vid brinens ingång i frånluftsbatterierna. Detta medför att den avgående frånluften enligt fig. 6.2 får en temperatur av ca -2° vilket å sin sida betyder att rimfrost eller is bildas vid frånluftens utgång ur batteriet.

Beräkningar visar att den 22-gradiga frånluften då uppvärmer den avgående brinen till $14,2^{\circ}$. Brinens temperatur har sålunda stigit med $18,2^{\circ}$.

När nu efter signal om avfrostning endast en värmepump arbetar kommer under den första fasen innan ingående brinen till värmepumpens förångare hunnit stiga värmepumpen att prestera 181 kW värmeeffekt vilket är ca 39% av tidigare 464 kW. Detta sker vid en brutto värmefaktor som ökat från 3,67 till 3,83. Temperaturen hos brinen som lämnar förångaren har stigit från -4° till $+7^{\circ}$.

Om driften med en värmepump skulle fortsättas till fortfarighet skulle värmeeffekten stiga till 200 kW (=43%), värmefaktorn blir 4 och den utgående töande brinen ökar från 7° till 11° .

- 10.5 Avståndet från värmepumparna till det närmaste frånluftsbatteriet är ca 50 m och till det avlägsnaste ca 170 m. Med en brinehastighet av 0,5 m/s betyder detta att den varma brinefronten kommer fram till det närmaste batteriet efter 1,7 minuter och till det avlägsnaste efter 5,7 minuter. Här har inte tagits hänsyn till att den 7-gradiga brinen skall flyta genom 50 respektive 170 meter långa rör som är nerkylda till $-4,0^{\circ}$. En noggrannare kalkyl måste göras för att mer i detalj klargöra när avfrostningsförloppet börjar.

Vid normal drift är värmepumpars effekt 464 och värmefaktorn 3,67. Ur batterierna tas då $464 \cdot 2,67 : 3,67 = 338$ kW. Temperaturfallet i batterierna var $18,2^\circ$ d.v.s. brinen transporterar en värmeeffekt av $338 : 18,2 = 18,6$ kW/grad. Under de första minuterna efter signal till avfrostning har brinens temperatur stigit från $-4,0^\circ$ till 7° d.v.s. med 11° .

Ökningen i värmemängd som under den ovan nämnda tiden 1,7 min matats in i rörledningen blir $11 \cdot 18,6 \cdot 1,7 : 60 = 5,8$ kWh. Rörledningen som skall uppvärmas 11° har till första batteriet värmekapaciteten $0,18 \cdot 11 = 2,0$ kWh vilket är 34% av 5,8. Man kan sålunda säga att efter ca 2,3 min har den varma fronten nått det första batteriet och avfrostningen inifrån kan börja med fulla 7° .

- 10.6 Om temperaturfallet vid brinevärmets övergång till isen sättes till 1° kommer den effekt som står till förfogande för att avfrosta ett batteri att bli $(7-1) 18,6 : 18 = 6,2$ kW. Den ismängd som skall töas är per batteri och timme = $2,4$ kg, vilket motsvarar en uppvärmningsenergi av $2,4 (80+7) \cdot 1,163 \cdot 10^{-3} = 0,24$ kWh. Om hela effekten kommer töandet tillgodo d.v.s. 100% värmeutbyte, skulle smälttiden bli $0,24 : 6,2 \cdot 60 = 2,3$ min, d.v.s. avfrostningen skulle kunna avbrytas efter $2,3 + 2,3 = 4,6$ min.

Nu är det givetvis tiden för avfrostning av det avlägsnaste batteriet som bestämmer när full drift med tre värmepumpar kan börja. En beräkning i analogi med den ovanstående visar att brine med full temperatur 7° när detta batteri efter ca 7 min. och sålunda skulle avfrostningen kunna avbrytas efter $7 + 2,3 = 9,3$ min.

- 10.7 Nu är inte visat att värmeövergången i avfrostningszonen är så god att all is smälts enligt ovan men på grund av följande bidrag till avfrostningen efter övergång till full drift bör tiden 9,3 minuter kunna betraktas som realistisk med kraftig marginal.

Redan efter 7 min har så mycket varm brine matats in i det avlägsnaste batteriet att från luften som strömmar över isen ligger några grader över 0 och därmed bidrar till töandet. Luftens temperatur stiger sedan kontinuerligt under den vidare avfrostningen och uppnår slutligen ungefär samma temperatur som brinen i batteriet d.v.s. bidrar kraftigt till avfrostningen.

När övergång till full drift sker är temperaturen hos brinen intill det avlägsnaste batteriet ca 7° och just efter värmepumparnas förångare ca 9° . De närmaste batterierna har nämligen då under flera minuter lämnat förhöjd temperatur till brinen som strömmar till förångarna. Den ensamt arbetande värmepumpen var sålunda på väg till sin fortläufighetsdrift då avgående brinens temperatur enligt det föregående blir 11° .

Det tar 5,7 min. innan den 9-gradiga brinen når det avlägsnaste batteriet. Den verkliga avfrostningstiden skulle då bli $2,3 + 5,7 = 8$ min. vilket givetvis är onödigt länge. Om vi i stället för 100% utbyte av brinens avfrostning antar 50% åtgå $2 \cdot 2,3 = 4,6$ min d.v.s. tiden minskas till $8 - 4,6 = 3,4$ min. Avfrostningscykeln kan då avbrytas efter $9,3 - 3,4 = 5,9$ min. säg 6 min. Då kommer hela avfrostningen för det avlägsnaste batteriet att ske efter det cykeln avbrutits vilket inte är någon nackdel. Denna schematiska överläggning bör innehålla en viss marginal och kunna användas till ännu mer avlägsna batterier. Observera att rörledningarnas värmeutbyte med omgivningen är en positiv faktor, inte en negativ.

10.8 Förluster vid avfrostningen.

Frågan hur mycket mindre värmeenergi värmepumparna avlämnar på grund av avfrostningen måste utredas liksom hur värmefaktorn påverkas.

Under de 6 min. av en vintertimme som avfrostning sker skulle om värmepumparna inte gjort avbrott för avfrostning en värmemängd av $464 \cdot 0,1 = 46,4$ kWh matats in i värmesystemet varav 33,8 kWh hämtats från frånlufts batterierna. Den vid avfrostning arbetande ensamma värmepumpen matar in 20 kWh varav 15 från batterierna.

Under de 6 minuterna är brinens temperatur efter förångaren 11° förhöjd vilket med ett flöde av 216 l/mig ger värmemängden $216 \cdot 6 \cdot 0,8 \cdot 11 \cdot 1,163 \cdot 10^{-3} = 13,3$ kWh. Denna värmemängd finns när pålastningen startat magasinerad i brinesystemet i form av förhöjd temperatur hos framledningen till batterierna, i en del av batterierna och för de närmaste batterierna även i deras returledningar. För det närmaste batteriet är fram- och returtiderna 1,7 min och uppfyllande av batteriet 2,4 min, summa 5,8 min. För detta batteri har den varma fronten sålunda just hunnit runt.

Från batteriernas frånluft har sålunda under de 6 minuterna tagits $15 + 13,3 = 28,3$ kWh. Det fattas 5,5 kWh i de 33,8 kWh som normalt tas ut. Detta värme tar två vägar, dels hjälper det till att smälta isen, dels går det ut som förlust i form av förhöjd avloppstemperatur för frånluften.

Tinandet av isen i batterierna representerar värmemängden $2,4 \cdot 18 \cdot 87 \cdot 1,163 \cdot 10^{-3} = 4,4$ kWh. Till förfogande står $13,8 + 5,5 = 19,3$ kWh. Antag att av värmemängden 5,5 kWh avgår 4 kWh som förhöjd temperatur hos frånluften. Då kommer brinesystemets värmeinnehåll vid övergång till full last att ha ökat med $19,3 - 8,4 = 10,9$ kWh.

Värmepumparna kommer att tillgodogöra sig allt detta värme under inkörningsperioden till fortfarighet varvid pumparna kommer att arbeta med något förhöjd värmefaktor. Å andra sidan kommer det högre temperaturplanet i batterierna att medföra att mindre värme tas ur frånluften så att den avgår med högre temperatur än de -2° som gäller vid normal drift. Det värme man här förlorar måste belasta avfrostningsprocessen. Att fullt utreda dessa förhållanden är mycket komplicerat och har inte gjorts. Vår uppskattning är att hälften av de insamlade 10,9 kWh förloras. Summeras posterna fattas en inmatning av 40% av energin under de 6 minuterna. Omräknat till hela timmar blir det 4%.

Enligt tabellen figur 6.3 som visar när brinens temperatur ligger under noll måste avfrostning ständigt ske för de tre kallaste perioderna och ibland för de två därefter följande. Ett gott närmevärde på den förlorade energin får man om man tar 4% av värmepumparnas levererade energi under de fyra kallaste månaderna eller $0,04 \cdot 1597000 = 64000$ kWh. Detta betyder att oljesparandet sjunker från 84,6 till 82,4%.

Det bör anmärkas att ovanstående schematiska resonemang bör innehålla en inte oväsentlig marginal. Vid beräkningen av ismängden 2,4 kg/h räknades med en konstant RF hos frånluften av 30%. I praktiken varierar under vintermånaderna fuktigheten från under 20% och till över 40%. Tidigare har visats att vid dessa extremvärden är påfrostningen minimal. När RF är över 40% fås till och med en automatisk avfrostning av tidigare uppbyggt islager. Sålunda kan sägas
oljesparande = 82% .

Slutligen bör anmärkas att om oljeåtgången jämförs med den ursprungliga förbrukningen har ett oljesparande av 85,6% uppnåtts. Som framgår av Rapport I förutsåg vi nämligen att man genom timning av värmeanläggningen och genom de lägre förluster som ett nytt system skulle medföra kunde man räkna med ett initialsparande av 20%. Mer än hälften därav har Nackahems förvaltning minskat oljeförbrukningen under de senare åren.

Under avfrostningsperioden och därpå följande återgång till normal drift är värmefaktorn något högre än när ingen frost finns i batteriets kanaler. Denna förhöjning anses utjämnad av den mindre sänkning av värmefaktorn som inträffar under påfrostningen.

10.9 Netto värmefaktor

Till den elenergi som enligt figur 6.3 fordras för värmepumparnas drift kommer följande:

Ökat fläktarbet		17500 kWh
Brinepumpens arbete		35100 "
Cirkulationspumpens arbete		55200
Summa tillkommande el		<u>107800 kWh</u>
Avgår sparad sommarel		50000 "
	Kvar:	<u>57800 kWh</u>
El för värmepumparna		642600 "
	Summa el:	<u>700400 "</u>

Netto system värmefaktor $2520000/700400 = 3,60$

11. SAMMANFATTNING AV VÄRMEPUMPARNAS INSATS

Den i de föregående kapitlen genomförda studien visar fördelen av att sammanföra avluftsvärmet från ett stort antal utsläpp till en central och där uppställa värmepumparna och annan erforderlig utrustning. Avfrostning, tappvarmvattenförsörjning m.m. löser sig på ett fördelaktigt och naturligt sätt enligt kopplingsschema Figur 5.1. Anläggningen blir överblickbar och väl tillgänglig för service.

Det valda systemets prestation av 82 (85) % oljesparande vid en systemvärmefaktor av 3,6 är mycket förmånlig och kan givetvis inte med säkerhet uppnås vid alla liknande byggbestånd av motsvarande storlek (250 lgh). Ett oljesparande av 80% vid en värmefaktor av 3,5 borde emellertid i de flesta fall kunna uppnås.

12 FISKSAFTRA HELT UTBYGGT MED VÄRMEPUMPAR:

Utbyggnaden kan ske efter flera system av vilka de följande är exempel:

12.1 Tio stycken undercentraler

Ett sätt att förse hela anläggningen med värmepumpar är givetvis att bygga om de nuvarande tio mycket nära lika undercentralerna så som visats för Forellgatans undercentral. Detta skulle betyda att man fick $3 \times 10 = 30$ lika värmepumpsaggregat med en nominell effekt av 45 kW. Detta låter givetvis som en tilltalande seriefabrikation men när man finner att aggregaten innehåller $8 \times 30 = 240$ cylindrar, vevstakar, ventiluppsättningar, inställer sig hämningar. Revisionstiden för kolvkompressorer av den valda typen är 10 000 h.

Numera finns oljeflödade skruvvärmepumpar ner till de storlekar det här är fråga om och med dem förlängs revisionsperioden till 40 000 h. Nackdelen med dem är att man inte kan tillgodogöra sig den höga temperaturen hos värmepumpens gasvärme för slutuppvärmning av tappvarmvattnet. Det förmånliga kopplingsschemat figur 5.1 kan därför inte tillämpas. Detta kompenseras dock praktiskt taget helt av att dessa skruvvärmepumpar har andra förmånliga egenskaper se bilaga E som gör att de i kombination med ett lämpligt kopplingsschema kan uppnå samma oljesparande vid en något högre värmefaktor än vad kolvmaskinerna presterar. Skruvkompressorerna

kommer därför i framtiden antagligen att dominera vid de effekter det här är tal om.

12.2 Tredelning av anläggningen

Ett sätt att minska tillsyn och service är att slå ihop de 10 undercentralerna till tre enheter utrustade med större skruvvärmepumpar. I bilaga B.2 har visats hur en sådan uppdelning lämpligen bör ske. Avståndet från värmepumparna till de avlägsnaste frånluftsbatterierna kommer vid ett sådant system visserligen att avsevärt öka men det är ingen nackdel vid det avfrostningsförfarande som valts. Förbindelseledningar får ordnas mellan de understationer som ingår i den större enheten så att den ursprungliga centrala värmeförsörjningen inte störs men det bör inte innebära några större problem.

En överslagsberäkning visar att ett oljesparande vid tredelning ej under 80% vid en värmefaktor ej under 3,5 uppnås. De stora värmepumpsaggregaten representerar en väsentligt lägre kostnad per installerad kW så att enhetens kostnad trots mer omfattande rördragning torde sjunka minst 10% mot summa kostnader för tio separata enheter. Ett lämpligt kopplingschema visas i figur 12.21.

12.3 Centralt uppställda värmepumpar

12.31 Att sammanföra brineflödet från anläggningens ca 250 frånluftsbatterier till en central och där ställa upp stora värmepumpar av skruvtyp kan knappast diskuteras som ett realistiskt alternativ. Uppdelningen i t.ex. tre enheter blir förmånligare.

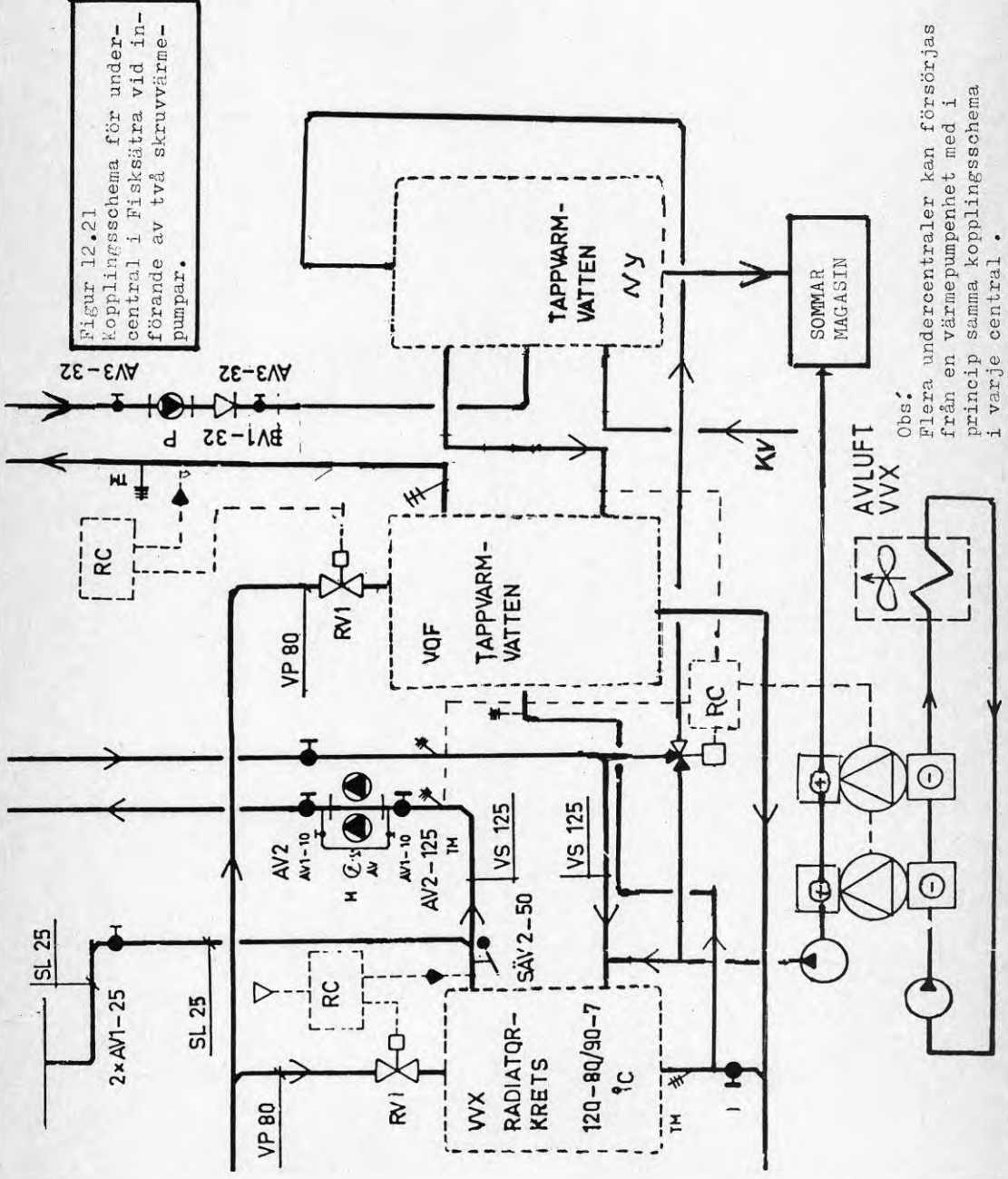
12.32 Fisksätra Rapport I - R 103:1982 utgår från centralt uppställda värmepumpar med alternativt diesel- och eldrift och med uteluften alternativt sjövattnet med isning på vintern som värmekällor. Dessa alternativ är i dagens läge inte aktuella;

- Dieseldriften kan inte konkurrera med det låga kilowattimmepris som tas ut för vårt el-överskott.
- Uteluftsalternativet ger vid ett oljesparande av önskad 70 - 80% en så låg värmefaktor att detsamma inte blir intressant vid det högre strömpris som kommer i framtiden, kanske kvickare än som nu påstås. Därtill kommer ljudproblemen.
- Utnyttjande av sjövattnet ger sådana ismängder att de knappast skulle godtas av opinionen även om nackdelarna i praktiken skulle bli utan verklig betydelse.

12.33 Ett intressant alternativ med utnyttjande av sjövattnet har på Nackahems uppdrag utretts av K-konsult. Man utnyttjar yt- och bottenvattnet i de djupaste delarna av Saltsjöduvnäs-viken och sprutar vattnet över en s.k. strilförångare. Denna kännetecknas av att man kan utnyttja vatten av endast några grader över noll utan frostbildning på förångaren. Man har vid analys av förhållandena i Saltsjöduvnäs-viken funnit att man på sommaren måste återföra lika mycket värme till de djupare lagren av sjön som tas ut under vintern för att inte få en fortgående nerkyllning. Detta sker genom att man på sommaren via en värmeväxlare överför värme från ytvattnet till bottenvattnet.

Nackdelarna med detta system är att man vid cirkulation av de mycket stora vattenmängderna får ett stort pumparbete som belastar värmefaktorn.

Figur 12.21
 Kopplingschema för undercentral i Fisksåtra vid införande av två skruvvarmpumpar.



Obs:
 Flera undercentraler kan försörjas från en värmepumpenhet med i princip samma kopplingschema i varje central.

Slutresultatet blir att vid installation av tre seriekopplade skruvkompressorer som tar ca 5 MW värme ur sjövattnet uppnår en årsbesparing av olja på ca 73% vid en värmefaktor i medeltal av 2,45. Installationskostnaden har beräknats till 15 MKr exkl. moms.

Detta skall ställas mot i denna rapport föreslagna frånluftsvärmepumpen med ett oljesparande av minst 80% och en värmefaktor ej understigande 3,5 vid en beräknad väsentligt lägre kostnad.

Anm.: K-Konsult har i slutet av sin utredning i diagramform visat en jämförelse mellan deras sjövärmeprojekt och en av dem tidigare gjord utredning om införande av frånluftvärme i Fisksätra. Denna jämförelse faller ut till sjövärmets fördel. Orsaken härtill är bland annat att man förutsatt en minskning av luftomsättningen till ca hälften, att man godtar den värmemängd man får då ingen påfrostning sker, att värmepumparna systematiskt är bundna att arbeta mot 60° etc. Ett sådant system gör inte rättvisa åt frånluftsvärmsystemets möjligheter. Resultatet blir ett oljesparande av ca 63% vid en värmefaktor av ca 2,7. Flera andra större konsultföretag har på liknande sätt framfört projekt som inte tillvaratar frånluftssystemets möjligheter.

ENERGIBEHOV PER LÄGENHET I TUNGA HUSInledning

A1 Tillförseln av värme till våra moderna flerfamiljshus utrustade med mekanisk ventilation styrs vanligen av en regulator som avkänner uteluftens temperatur på norrsidan av huset. Värmet distribueras efter en inställbar reglerkurva som varierar framtemperaturen hos radiatorvattnet så att önskad rumstemperatur uppnås. Detta system är på intet sätt perfekt när det gäller att hushålla med värmet. Införande av individuella termostater på radiatorerna förbättrar knappast värmeekonomin ibland tvärtom. Hur systemet fungerar i praktiken är till stor del bundet till våra vädringsvanor vilka i sin tur varierar starkt från familj till familj. Generellt kan sägas att med olämplig vädring i en lägenhet och med automatisk ökning av värmeförseln kan man utan svårighet öka värmebehovet med 30% eller mer. Här fordras en analys för att tränga in i vilket manöverutrymme som finns för minskande av värmeåtgången genom att inte distribuera mer värme än som behövs för god komfort.

A2 Först skall då diskuteras hur mycket fönstervädring som kan anses behövas i en modern lägenhet som har mekanisk ventilation med en omsättning av luften på 0,7 till 1,2 gånger per timme. Svaret måste bli att det beror på årstiden och på vad som händer i lägenheten. Om vi börjar med den kalla delen av året då mest värme förbrukas och då en övervädring ger en markant ökning av värmebehovet. Då behövs endast vädring av sovrummen på morgonen under såg fem minuter och i matrum och kök en kort tid såg 10 minuter efter en måltid och i samband med matlagning. Härtill kommer rökning vid samkväm etc.

Under den egentliga sommaren då värmesystemet är avstängt finns inga restriktioner för vädringen. Olika individer har helt olika inställning till hur mycket man vill ha fönstren öppna. Miljön omkring byggnaden, ljud, damm och vind, det senare speciellt vid högt belägna våningår spelar stor roll för det praktiska agerandet.

Kommer vi till mellansäsongerna vår och höst blir förhållandena för olika familjer helt olika. Somliga fortsätter att mer eller mindre tillämpa vintervanorna och andra vill helt tillämpa fria sommarvanor. Det är här som inmonterande av termostater medför stora värmeförluster som ofta mer än kompenserar de vinster som kan göras på vintern. "Det är så härligt att vår och höst på natten ligga med fönstret på glänt. Termostaten drar på värme så att man inte fryser". Det är under våren och hösten som det största sparandet kan genomföras och det måste ske genom att man inte "serverar" mer värme än som verkligen behövs.

A3 En karaktäristisk egenskap hos det nuvarande systemet är att vid omslag till kall väderlek ökar framtemperaturen till radiatorerna omedelbart så att inomhustemperaturen stiger över det normala. Detta händer varje natt då utetemperaturen är lägre än på dagen vilket är det normala. I stället för att få en nattsänkning av temperaturen, vilket är hygieniskt motiverat och därtill ekonomiskt, får man en höjning av temperaturen.

Resultatet blir att många vant sig vid att i sovrummen ställa fönstren litet på glänt för att skydda sig för övervärme. Här borde införande av individuella termostater på radiatorerna vara ett gott skydd mot övertemperatur och så är väl också fallet för dem som inställer sin termostat i sovrummen att hela dygnet ge en rätt nattemperatur. Men hur många tillämpar den ovan relaterade "nattkomforten". Kanske inte så många i villor där en högre oljeräkning mer känns men i hyreshus ger säkert detta beteende ett stort värmeslöseri.

Den påtalade överförsörjningen med värme märks särskilt väl i stora fastigheter, både bostads-, kontors- och offentliga vid en period av låg utetemperatur. Aldrig är det inomhus så varmt och så okomfortabelt torrt som när det är smällkallt utomhus. Fenomenet kommenteras särskilt i de "moderna" byggnader där man inte kan öppna fönstren och skydda sig för värmets genom att vädra.

A4

Byggnadens värmetröghet.

Det som är orsaken till att det nuvarande systemet fungerar så otillfredsställande ur värmehushållningssynpunkt är att regleringen inte tar hänsyn till husens värmetröghet d.v.s. till allt det värme som finns magasinerat i huskroppen och dess inredning. Inte heller avkänner regleringen de värmetillskott som tillförs byggnaden när tappvarmvattenförbrukningen är stor eller då el-spisarna är mest utnyttjade. Båda ger väsentliga tillskott till husuppvärmningen.

Värmetrögheten hos ett hus är i huvudsak beroende av husets vikt och dess isoleringsgrad. Vid teoretiska beräkningar definierar man värmetrögheten med den så kallade tidsfaktorn R vars formella definition är:

$$R = \frac{M \cdot c}{s : a kA + m \cdot c_p} \quad \text{där}$$

A = husets ytterarea

k = Värmegenomgångstal

M = husets massa i kg

c = spec.värmet för huset i kJ/kg

m = luftflödet i kg/s

c_p = luftens specifika värme i kJ/kg

t_{diff} = temperaturdifferensen inne - ute $^{\circ}\text{C}$

$t_{sänk}$ = temperatursänkningen vid tiden H h och H=0

$$\frac{t_{diff}}{t_{diff 0}} = e^{-\frac{H}{R}} \quad t_{sänk} = t_{diff 0} \left(1 - e^{-\frac{H}{R}} \right)$$

För praktisk tillämpning kan man ta fasta på att teoretiskt faller temperaturen inomhus enligt en exponentialkurva som ger följande sänkning av inomhustemperaturen vid -1° utetemperatur

Tidsfaktor R	R 80	150	250
efter 1 h	0,21	0,11	0,07
efter 2 h	0,42	0,23	0,14
efter 4 h	0,83	0,45	0,27
efter 6 h	1,23	0,67	0,40
efter 12 h	2,37	1,31	0,80

För Fisksätrabebyggelsen kan R sättas till ca 250. Detta betyder att om värmeförseln och fläktsystemet stängs av skulle efter 6h-temperaturen endast sjunka $0,4^{\circ}$.

- A.5 Det torde vara helt realistiskt att i Fisksätra på natten säg mellan kl 22 och 04 minska värmeförseln till radiatorsystemet till hälften av vad som gäller för dagtid genom att varannan timme stänga av värme och ventilation helt och varannan köra för fullt. Man skulle då kunna få följande sparstrategi för värmeförseln vid -1° utetemp.

22 - 04 = 6h halv medeleffekt

Därmed skulle viss nattsänkning av temperaturen tillförsäkras.

04 - 08 = 4h full effekt

Här tillkommer värmeförseln från morgonens tappvarmvattentopp samt morgonens matlagning. Därmed kompenseras nattsänkningen delvis.

08 - 15 = 7h något sänkt effekt

Här hjälper eventuell solstrålning och under alla förhållanden den globala strålningen till att temperatursänkningen blir ingen eller liten. Genom att effekten kl 09 sänks blir utkylningen vid vädring kraftig så att övervädring blir föga trolig.

15 - 22 = 7h full effekt

Den lilla dagsänkning som uppkommit tas helt igen genom att följande värmeförsök ligger i maximum, bruksvatten, matlagning, ljus och TV samt personvärme.

Denna sparskiss för regleringen som säkert måste varieras med årstiden skulle kunna ge en väsentlig sänkning av värmebehovet under året.

Tanken bakom programmet är att vid nuvarande oljevärmsystem ger de olika typerna av tillskottsvärme en variation i inomhustemperaturen och kanske med störst utslag i frånluftens temperatur. Genom att i radiatorerna servera mindre värme skulle övertemperaturen kunna hållas nere och ett icke oväsentligt värmesparande uppnås.

Det finns idag nya typer av temperaturregulatorer i marknaden med tidsfördröjning och datastyrning genom vilka inte endast shuntar regleras utan även de pumpar som finns i systemen varierar i varv. Det teoretiska och på praktiska prov grundade underlag som behövs för full utnyttjning av dessa nya hjälpmedel finns emellertid inte. Det är därför mycket viktigt att sådan forskning initieras och genomförs.

BILAGA B

BASDATA FÖR VÄRMEPUMPSBERÄKNINGAR I FISKSÄTRAB.1 Undercentral Forellgatan nr 15

Det underlag för värmepumpsberäkningar som finns i Fisksättraprojektet, etapp I, BFR Rapport R 103:1982, har nedan sammanställts och kompletterats.

B.11 Allmänt

Undercentralen betjänar tre huskroppar nr 03, 04 och 32, med sammanlagt 257 lägenheter. Av dessa är nr 3 och nr 4 sexvånings nord/sydorienterade hus med plana tak och sju trapphus per enhet. Hus nr 32 är en femvånings loftgångsbyggnad öst/västorienterad med platt tak och ett trapphus i vardera änden. Undercentralen är placerad i källaren i västra änden av hus nr 32. Ena väggen i undercentralen gränsar till ett garage där en yta av 6 x 8 m kan disponeras för uppställning av de tillkommande värmepumparna jämte övrig utrustning.

De plana taken på hus nr 03 och 04 har dimensionen $2 \times 12,5 \times 108 = 2700 \text{ m}^2$ och för hus nr 32 $11 \times 73 = 800 \text{ m}^2$. Man kan sålunda montera stora solfångare och energistaket med en längd av ca 620 m på dessa tak.

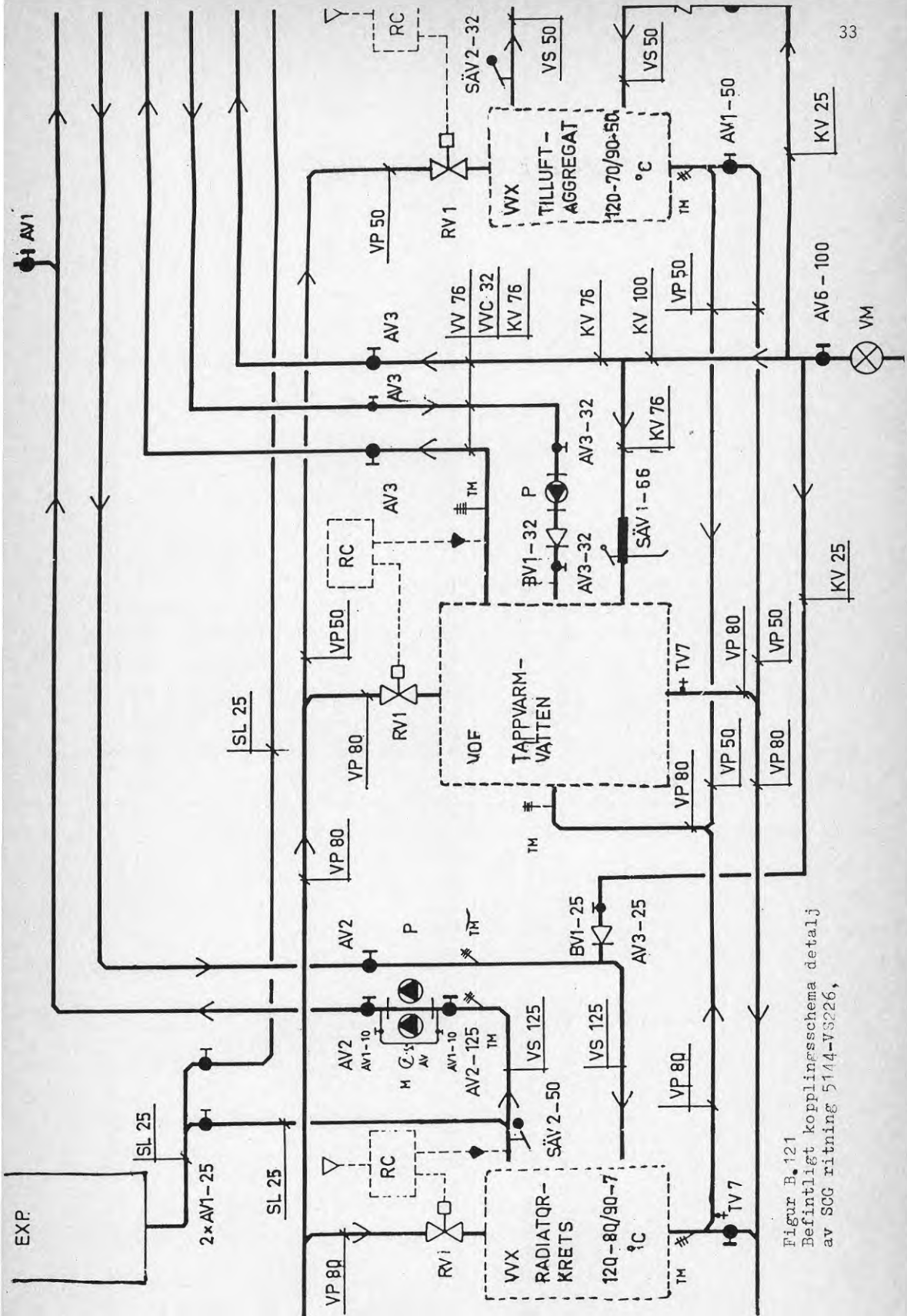
B.12 Befintligt kopplingsschema

Kopplingsschemat för försörjning av undercentralens värmebehov för radiatorer och tappvarmvatten visas i fig. B.121.

B.13 Varaktighetsdiagram

Baserat på de mätningar och utredningar som refererats i etapp I har ett varaktighetsdiagram för lokal- och tappvarmvattenuppvärmningen sammanställts se fig. B. 131. Där återges förutom värmeeffektens variation över året och med utetemperaturen också de fram- och returtemperaturer som gäller för radiatorvattnet.

Kurvan och siffrorna för bruksvarmvattnet har korrigerats med hänsyn till variationen i temperatur hos inkommande kallvatten se fig. B.132. Kurvan i fig. B.131 visar sålunda medeleffekten för bruksvattnet över året. För att göra noggranna värmepumpsberäkningar måste man emellertid också ha variationen av bruksvarmvattnets flöde över dygnet. Tyvärr har inga sådana mätningar gjorts i Fisksätra. Några för Fisksätra direkt tillämpliga undersökningar är för oss inte heller kända. Vi har därför på basis av ett ganska magert in- och utländskt material fått uppgöra ett troligt varaktighetsdiagram för tappvarmvattnets variation under dygnet. Se bilaga C och figur C.6. Skalan på y-axeln visar dygnets timmar på x-axeln, multipler av medelförbrukningen. Diagrammet anses gälla för 257 lgh när varmvattnet tappas vid 45° och när medelförbrukningen är 3200 kWh/lgh och år.



Figur B.121
 Befintligt kopplingschema detalj
 av SCG ritning 5144-VS226,

B.14 Frånluft enligt bygghandlingarna

Ventilationsluften för husen kommer in i lägenheterna genom hål bakom radiatorerna. Frånluften utsugs ur kök, badrum och toaletter och räknas ha en temperatur av 22°. Beträffande luftens relativa fuktighet (RF) se avsnitt 10.1 till 10.15 i huvudtexten.

Som norm för frånluftsmängden för kök, badrum och separat toalett gällde vid tiden för byggnadernas konstruktion att varje lägenhet i medeltal skulle ventileras med respektive $80 + 60 + 30 = 170 \text{ m}^3/\text{h}$, med $168 \text{ m}^3/1\text{gh} = \text{ca } 1,0 \text{ oms/h}$. I nya normerna gäller som minimum för kök, badrum och WC, $10 + 10 + 10 \text{ l/s} = 108 \text{ m}^3/\text{h}$, eller i Fisksätra $108:168 = 0,64 \text{ oms/h}$. Minimum tillåtet är 0,5 vilket i en del fall givit mögelproblem.

./. De för huskropparna 03 - 04 och 32 gällande nominella värdena på frånluften framgår av bifogade tabell, fig. B.141. Man ser av tabellen att flödena för hus 03 och 04 är 144,3 respektive 149,4 m^3/h och 1gh, vilket är mindre än ovannämnda $170 \text{ m}^3/\text{h}$. Skillnaden förklaras av att endast de större lägenheterna är utrustade med ett extra WC. För huvudparten av frånluftsutsläppen tillkommer flöde från soprum m.m., vilket representerar ca 20% av huvudflödet. Medelflödet per lägenhet blir därför $186 \text{ m}^3/\text{h}$ för alla tre husen.

B.15 Frånluftsmätning av flöde

För att få en uppfattning om hur anläggningen uppfyller de planerade och vid besiktning kontrollerade frånluftvärdena ordnades en kontrollmätning av frånluftens flöde i hus 04 och 32 den 17/5 1982, se nedanstående protokoll av P. Larsson, Fläktinstallatör AB. Larsson skriver:

B.151 "Som underlag för projektering av värmepumpar mättes frånluftens flöde på ett bostadshus i Fisksätra.

Systemet i huset består av kontrollventilation med två STDE-035 och sex STDE-040. Av dessa mättes fyra fläktar med spårgas varvid gasen injicerades i samlingslådan ca 1 m före fläkten. Mätningar utfördes av personal från Statens Institut för Byggnadsforskning.

Samtidigt användes en annan metod där lufthastigheten mättes i tre punkter runt fläktens utloppsring. Medelvärdet av hastigheterna antas proportionellt mot luftflödet. Genom att jämföra dessa mätningar med flödena uppmätta med spårgas på samma fläktar erhöles relationstal. Med hjälp av dessa relationstal kan flödet i en annan fläkt av samma storlek och typ beräknas om man känner lufthastigheten i utloppsringen. Ett relationstal beräknades för varje fläktstorlek.

Metodens tillförlitlighet kan bedömas genom att tre fläktar av storlek 040 var mätta med båda metoderna. Relationstalen varierade i de fallen mellan -12,5% och +9,5% från medelvärdet. Att mäta lufthastigheten i tre punkter går betydligt fortare än att spårgasmäta."

	Aggregat	m ³ /h	Anmärkning	36
Hus 03	FA-03:1	960	Antal lgh = 108 st.	
	8	1040		
	2	2180	Frånluft/lgh = $\frac{15580}{108} = 144,3 \text{ m}^3/\text{h}$	
	3	2220	Dito inkl. soprum m.m.	
	4	2260	= $\frac{18625}{108} = 172,5 \text{ m}^3/\text{h}$	=====
	5	2460		
	6	2240	Yta 68,3 /lgh	
	7	<u>2220</u>		
	Summa:		15580 + 7 x 435 = 18 625 m ³ /h (= +20%)	
			lgh yta 7373,4 m ² lgh höjd 2,45m lgh volym 18000 m ³ 1,03 oms/h inkl. sopnedkast. oms exkl. sopnedkast 0,86	
Hus 04	FA-04:1	840	Antal lgh = 108 st.	
	8	1180		
	2	2040	$\frac{1630}{108} = 149,4 \text{ m}^3/\text{h}$ och lgh	
	3	2350		
	4	2460	$\frac{19 175}{108} = 177,5 \text{ m}^3/\text{h}$ och lgh	
	5	2570		
	6	2470	Yta 68,1 /lgh	
	7	<u>2220</u>		
	Summa:		16130 + 7 x 435 = 19 175 m ³ /h (= +19%)	
			lgh yta 7355,7 m ² lgh höjd 2,45 m lgh volym 18000 m ³ 1,07 oms/h inkl. sopnedkast. oms exkl. sopnedkast 0,90	
Hus 32	FA-112	870	Antal lgh = 41 st. $\frac{9895}{41} = 241,3 \text{ m}^3/\text{h/lgh}$	
	114	1225		
	115	1020		
	116	1225		
	117	1215		
	118	735		
	119	1040		
	120	1465		
	121	<u>1106</u>	Yta 59,7 m ² /lgh	
	Summa:		9895 m ³ /h inkl. sopromsflöde.	
		m ² lgh yta 2448,0 + lokaler 331,0 = 3279,0 vånings höjd 2,45m lgh volym 8000 m ³ ger 1,24 oms/h inkl sopnedkast 1,14 - " - exkl - "		

- ./.
- Resultatet av mätningarna, se tabell fig. B.152, visade att flödet är ca 20% lägre än det projekterade flödet räknat på hela huset. För enskilda fläktar varierar flödesminskningen mellan 1 och 31%.
- B.153 Ytterligare en frånluftsmätning har utförts av Henriksbergs Verkstäder. De fick uppdraget efter klagomål på ventilationen från en hyresgäst. Mätningen har utförts med varmluftsinstrument individuellt i frånluftsuttagen för 10 lägenheter i Fisksätra Centrum. Vid mätningen erhöles till att börja med för låga värden. Man lät därför rengöra alla kanaler från kök och badrum, vilket visade sig vara nödvändigt.
- ./.
- Mätningarna från det rengjorda systemet enligt bifogade luftflödesprotokoll fig. B.154 visar god överensstämmelse med de projekterade nominella värdena.
- B.155 Förklaringen till den 20%-iga minskningen i mätningarna gjorda av Fläktinstallatör AB är sålunda, att badrumsuttagen inte blivit rengjorda på 9 år och köksuttagen arbetat 1,5 år av den normala tvåårsperioden mellan rengöringar.

För framtiden har Nackahem bestämt sig att rengöra kanalerna från köken vartannat år och kanalerna från badrummen vart fjärde år. Under dessa förhållanden har man anledning utgå ifrån att flödet aldrig under en rengöringsperiod minskar mer än 10% av det nominella. För värmepumpsberäkningarna kan man då räkna med följande flöden vid fullt fläktvarv.

För hus 03	17 000 m ³ /h
" " 04	17 000 "
" " 32	9 000 "
	43 000 : 257 = 167 m ³ /h och lgh
	43 000 : 44 000 m ² = Oms 0,98/h
	167 är 90% av de nominella 186 m ³ /h

B.16 Frånluftsmätning av temperatur

Vid måttillfället den 17 maj 1982 utfördes också mätning av frånluftens temperatur enligt nedan.

Instrument från Fläktinstallatör AB används

För varje fläkt mättes på utloppssidan runt om fläkten: ca 8 - 10 mätningar per fläkt.

- ./.-
- Mätningarnas resultat framgår av tabellen i fig. B.161. I värmepumpsberäkningarna har frånluften satts till 22°.

Flödesmätning i Fisksåtra, hus 04 den 17 maj 1982.

Flöden anges i m³/h

Aggregat	Fläkttyp STDE-	Projekterat flöde	Med spårgas uppmätt flöde	Relativt flöde 1)	Relativfaktor 2)	Beräknat flöde 3)	Mätt eller beräknat flöde	Flödes- minskning i % 4)
FA-04:1	35-1-06-6	1275	933	10,3	90,6		933	27
04:8	" "	1180		10,7		969	969	18
04:2	40-1-06-6	2475		11,0	243,4	2444	2444	1
04:3	" "	2785	2264	9,3	194,6	2264	2264	19
04:4	" "	2895	1985	10,2	228,8	1985	1985	31
04:5	" "	3005	2196	9,6			2196	27
04:6	" "	2905		10,1		2244	2244	23
04:7	" "	2655		9,6		2133	2133	20

Tot 19175

15168 21

1) Medelvärdet av hastigheten (m/s) mätt med varmtrådsinstrument i tre punkter runt fläkthjulets utloppsring.

2) Spårgasmätt flöde dividerat med relativt flöde. För fläktstorlek 40 finns tre mätningar som ger medelvärdet 222,2.

3) För ej spårgasmätta fläktar fås ett beräknat flöde genom att multiplicera relativfaktorn med relativflödet.

4) Dagens flöde jämfört med projekterat flöde.



AB HENRIKSBERGS
VERKSTÄDER

LUFFFLÖDESPROTOKOLL

Fisksättra centrum

Figur B.154

Løft nr	Helfart			Halvfart		Anmärkning	Ritningsnr
	Rum	m ³ /h	Dontyp	m ³ /h	Mätmetod		
261282	WC	30		28	Swema / varmtråd $\pm 10\%$		
	Bad	60		44	" Trätt placerad över		
	Kök	80		70	" utloppet i väningen		
261272	WC	28		25	"		
	Bad	57		40	"		
	Kök	75		68	"		
261262	WC	--		--		fick ej komma in	
	Bad	58		40	"		
	Kök	70		56	"		
261252	WC	33		23	"		
	Bad	70		58	"		
	Kök	77		60	"		
261242					Oly	fick ej återklipp	
261232	WC	30		20	" Före mätningen rensa-		
	Bad	65		50	" des kanalerna bil-		
	Kök	78		58	" kök och badrum		
261081	Bad	58	$\frac{3}{4}$	43	"		
	Kök	70		50	"		
261071	Bad	60		40	"		
	Kök	70		55	"		
261061						fick, ingen hemma	
261051	Bad	58		45	"		
	Kök	77		50	"		
261041						fick, ingen hemma	
261031	Bad	62		55			
	Kök	--		--		fick återklipp, snickarna	
230332	Bad	65		50	"		
LARSSON			$\frac{m^3}{h}$				
45c	WC	30,3 $\frac{min 28}{max 33}$	30	24,0 $\frac{min 20}{max 28}$		= 79,2%	
105c	Bad	61,3 $\frac{min 57}{max 70}$	60	46,5 $\frac{min 40}{max 58}$		= 75,9%	
95c	Kök	74,6 $\frac{min 70}{max 80}$	80	59,5 $\frac{min 50}{max 70}$		= 79,9%	
	Summa	166,1 $-2,5\%$	= 170	130,0 = 78,3%			

Figur B.161 Frånluftstemperatur i Fisksätra, hus nr 4 och 32

Fläkt nr	Hus nr 04		Hus nr 32	
	Medel temp °C	Max temp °C	Medel temp °C	Max temp °C
1	22,9	23,1	21,0	21,2
2	24,5	25,3	23,7	23,8
3	23,5	23,8	22,7	22,9
4	23,5	23,7	22,8	22,9
5	23,7	23,9	20,8	21,0
6	23,7	24,0	22,5	22,7
7	23,3	23,7	22,6	22,7
8	23,4	23,6	(27,0)	(27,7)
9			22,5	22,9
Medel	23,6°C		22,8°C 22,3°C exkl ()	

Dessa mätningar vid fullt varv hos fläktarna.

Anmärkning: Som förundersökning mättes medeltemperaturen för några av fläktarna ca 1 3/4 timme tidigare då varvtalet hos fläktarna var det låga varvtalet motsvarande 78% av fullt flöde. Därvid var avvikelserna mindre än 0,2°C från de ovanstående.

B.2 Tillägg för hela anläggningen

B.21 Vid utrustning av Fisksätraanläggningen med tre värmepumpcentraler som täcker hela energibehovet under stor del av året sker detta lämpligen med en västlig, en östlig och en sydlig enhet enligt följande:

Central väst - sammanläggning av centralerna 31, 32 och 33
9 huskroppar 1 - 6 och 31 - 33
Värmepumparna placeras i garaget vid sidan av undercentral 32 Forellgatan 15.

Central öst - sammanläggning av centralerna 34V, 34Ø, 35 + centralen under Centrum
10 huskroppar 7 - 12, 34, 35, Centrum och Kyrka
Värmepumparna placeras i garaget vid sidan av undercentral 34Ø Karpigatan.

Central syd - sammanläggning av undercentralerna 21, 41, 43 och 28
11 huskroppar 21 - 28, 41 - 43
Centralens bästa placering diskuteras.

Detta betyder följande uppdelning av värmeunderlaget.

Central väst - 767 lgh	yta	51870 m ²	= 5,1% av lgh
<u>8 lokaler</u>		<u>2650 m²</u>	
motsvarar <u>806 lgh</u>		54520 m ²	

Central öst - 732 lgh	yta	52300 m ²	= 3,3% av lgh
<u>5 lokaler</u>		<u>1700 m²</u>	
motsvarar <u>756 lgh</u>		54000 m ²	

Därtill anslutet

Centrum	5000 m ²	= 10,9% av lgh	
Kyrka	900 m ²		
Gatuvärme	-		
Totalt	59900 m ²		
Central syd - 994 lgh	yta	73200 m ²	= 1,6% av lgh
<u>10 lokaler</u>		<u>1200 m²</u>	
motsvarar 1014 lgh		74400 m ²	

B.22

Till Fisksättras huvudcentral är dessutom anslutet tre skolor som ägs av Nacka Kommun, samt centrum, kyrka och gatuvärme. Till dessa levererar Nackahem värme vid tomtgränsen enligt uppgjort kontrakt. För år 1983 debiterades:

	m ³ eldningsolja/år
Alleskolan	52 m ³
Fisksättraskolan	135 m ³
Lönnboskolan	66 m ³
Fisksättra centrum	166 m ³
Kyrka	30 m ³
Gatuvärme eget	25 m ³
Gatuvärme Nacka	<u>34 m³</u>
Summa	508 m ³

Även dessa värmeobjekt skulle kunna utrustas med värmepumpar. Detta bör dock enligt vår åsikt anstå tills den övriga anläggningen ombyggs och varit i drift någon tid.

VARAKTIGHETSDIAGRAM FÖR VARMVATTEN ÖVER DYGNET

- C.1 För att kunna göra värmepumpsberäkningar måste man ha varaktighetsdiagram för värmebehovet för såväl lokaluppvärmningen som bruksvarmvattnet. Sådana diagram visas i figurer B.131 och B.132. Dessa är uppgjorda över året och anger hur förbrukningen varierar med uttemperaturen och anger dessutom fram- och returtemperaturer för distributionen.

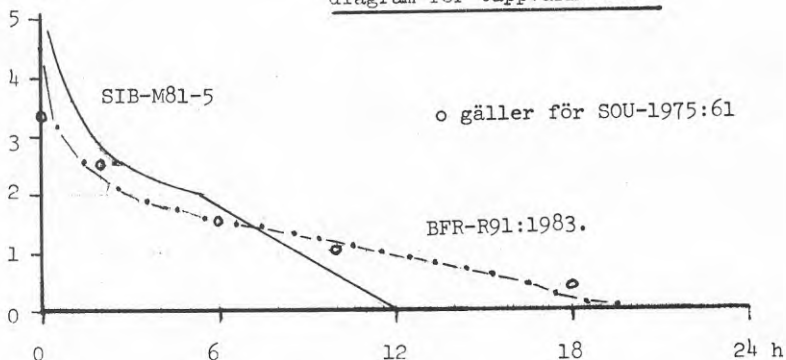
Skall man göra noggranna värmepumpsberäkningar behöver man emellertid också veta hur förbrukningen av tappvarmvatten varierar över dygnet. Några sådana mätningar finns inte gjorda för Fisksätrabebyggelsen och såvitt vi vet finns inte heller på annat håll gjorda mätningar som direkt är tillämpliga för Fisksätra. Vi har därför på basis av ganska magert in- och utländskt material uppgjort ett troligt diagram. Det material vi stöttar oss på är följande:

- C.2 BFR Rapport R 91:1983 Värmeåtervinning ur frånluft. Erfarenheter från ett års mätningar i kvarteret Bokhållaren i Karlstad utförd av Bertil Andréasson och Knut-Olof Lagerkvist. Anläggningen omfattar två huskroppar med 30 lgh per hus. Värmepumparna är endast inkopplade för tappvarmvattenuppvärmningen.

Under en vecka 18 t.o.m. 24 oktober 1982 gjordes noggranna mätningar timme för timme över varmvattenåtgången och effektbehovet. Resultatet redovisas som stapeldiagram dag för dag. Detta har bearbetats till varaktighetstabeller för varje veckodag. Medelvärde för dessa visar att förbrukningen för maximaltimmar är 3,1 gånger medelförbrukningen. Högsta värdet uppnås på söndagen mellan kl. 11 och 12 med 4,5 ggr. I bifogade kurva figur C.2 har för varje av dygnets timmar angivits hur många gånger timmedelförbrukningen överskrider dygnsmedelvärdet. X-axeln har angivits i effekt. På detta sätt kan kurvan användas för varje tidsperiod om 1000 h i varaktighetsdiagrammet figur B.131, där tappvarmvatteneffekten finns angiven.

Figur C.2

Gånger medel-effekten.

Exempel på dygnsvaraktighetsdiagram för tappvarmvatten

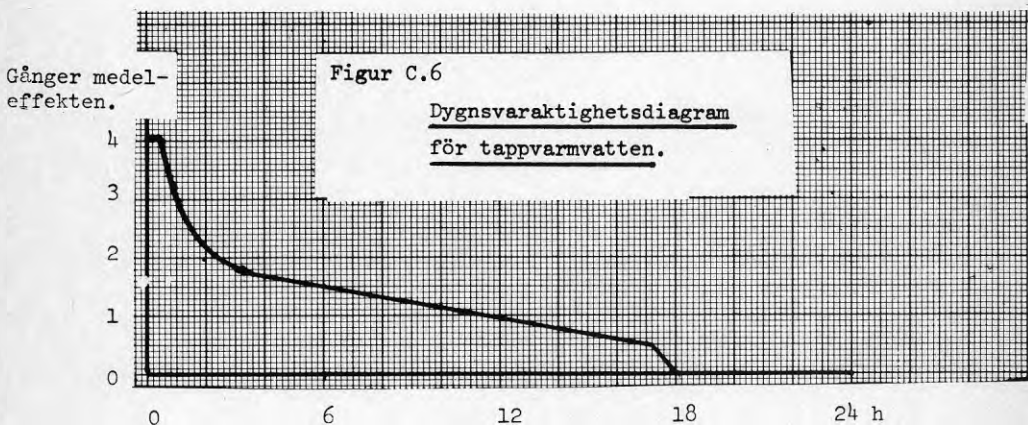
C.3 Sveriges Officiella Utredning SOU 1975:61 "Ransoning av varmvatten" visar i figur 4.3 ett stapeldiagram över halvtimmesmätning av effektbehovet för 16 lgh. Diagrammet gäller för ett dygn (fredag) då förbrukningen är hög. Diagrammet har samma karaktär med två toppar som vid den föregående mätningen. Värdena för halvtimmeseffekten dividerad med dygnseffekten är i diagram C.2 markerad med en rund ring. Som synes överensstämmer dessa punkter mycket väl med värdena från Karlstadsmätningen.

C.4 Slutligen har ett Meddelande M81:S från Statens Institut för Byggnadsforskning studerats. Det innehåller mätningar och teoretisk analys av dessa för en pilotundersökning i Norrköping av ett hus med 20 lgh. Ansvarig för undersökningen är Sture Holmberg.

Det i slutat av meddelandet angivna varaktighetsdiagrammet har omformats till våra axeldata och inritats i figur C.2.

C.5 På basis av detta material och med hänsyn till att det i Fisksätra gäller 257 lgh har kurvan, figur C.6, uppritats. Därvid har hänsyn tagits till tabell och kurvmaterial i USA - ASHRAE - Handbook, Chapter 37, Service Water heating. Där visas hur samlagringen utfaller vid olika stora objekt.

Det är väl känt att förhållandena för tappvarmvattenförbrukningen avsevärt kan variera beroende på boendeklientelet i fastigheten ifråga. Variation i antal boende per lägenhet, antalet barn eller pensionärer, skiftsarbete o.s.v. kan för ett visst byggbestånd göra stora skillnader. För det ändamål till vilket kurvan här skall användas nämligen att i kombination med varaktighetsdiagrammet B.131 ge godtagbar noggrannhet för oljesparande och värmefaktor torde kurvan emellertid vara väl ägnad. Den gäller i mellansvenskt klimat för 250 lgh med totalt värmebehov av 11 600 kWh/lgh och år, varav 3200 kWh för tappvarmvattnet. Med acceptabel noggrannhet bör den kurvan tillämpas för byggbestånd om 50 till några tusen lgh.



BILAGA D

INVERKAN AV SERIEKOPPLING AV FLERA VÄRMEPUMPAR

Vilka fördelar man får om man i en anläggning använder en eller flera värmepumpar är specifikt för varje anläggning och måste värderas från fall till fall. Här skall ej räknas upp alla plus och minus för en eller flera pumpar som kan förekomma vid olika installationer utan endast påvisa det som gäller när man har frånluft som värmekälla.

Vid en seriekoppling av flera värmepumpar på såväl förångarsidan som kondensorsidan minskar det värmesteg som kompressorerna måste övervinna jämfört med om en pump används. Hur stor vinsten blir beror på de temperaturskillnader som råder mellan temperaturen in och ut i förångaren respektive kondensorn, d.v.s. för köldbäraren och värmebäraren. Är temperaturskillnaden liten uppkommer praktiskt taget ingen vinst, är skillnaden stor kan en ej oväsentlig höjning av värmefaktorn uppnås.

Förhållandena för värmets till radiatorerna i Fisksätra under vintern då värmepumparna arbetar kontinuerligt med full last illustreras av det följande: Temperaturen hos brjnen in i förångaren är $14,2^{\circ}$ och ut -4° d.v.s. en temperaturskillnad av $18,2^{\circ}$. Skillnaden mellan fram- och returtemperaturerna för radiatorerna är som medelvärde ca 7° . En beräkning visar att man då får ca 11% högre värmefaktor med två värmepumpar mot en och ca 16% med tre mot en. Detta under förutsättning att samma värmemängd tas ur frånluften. Oljesparandet vid en värmepump blir givetvis några procent högre - ca 4% på grund av den lägre värmefaktorn som ger större el-tillskott.

Vid den koppling som valts enligt kopplingsschema figur 5.1 blir förhållandena för värmets till tappvarmvattnet nära lika det ovanstående. Hade ett kopplingschema valts där tappvarmvattnet direkt fick cirkulera genom kondensorn skulle på vintern en uppvärmning av vattnet med ca 40° uppkomma. Detta skulle väsentligt ha förbättrat värmefaktorn för denna värmemängd.

Frånluften jämförd med uteluften som värmekälla

- E.1 I tidskriftsuppsatser och annan litteratur har ofta frånluften jämförts med uteluften som värmekälla och frånluften ställts i en oförmånlig dager, med värmefaktorer på omkring 2,5. Det kan därför vara motiverat att ge jämförelsen en djupare analys. Målsättningen bör då vara att man skall uppnå ett oljesparande av minst 80% och därvid en möjligast hög värmefaktor. Detta betyder att värme tillföres både tappvarmvatten och radiatorer.
- E.2 Det första villkoret för att ett frånluftssystem skall ge goda värden är att frånluftflödet är tillräckligt stort. Som framgår av avsnitt 3.2 till 3.26 finns ingen anledning att minska det flöde som anges i bygghandlingarna för fastigheten. När man planerar att förse ett byggbestånd med frånluftsvärmepump är det givetvis nödvändigt att göra mätningar på anläggningen och eventuellt justera den så att ett gynnsamt och väl fördelat luftflöde för framtiden kan garanteras.
- E.3 För att få goda spareffekter i ett frånluftssystem bör man kyla frånluften minst 20°. Man får då på förångarsidan ett så högt temperaturfall att det lönar sig att införa flera seriekopplade värmepumpar. Se bilaga D varav framgår att man med två värmepumpar förhöjer värmefaktorn med ca 11% och med tre med ca 16% mot en.
- E.4 Det tillägg i fläkteffekt som motståndet i frånluftsbatteriet förorsakar behöver inte normalt bli högre än ca 3% av värmepumpens el-effekt. För ett uteluftsbatteri torde denna förlust ligga vid ca 10%.
- E.5 En fördel med frånluftssystemet är att dess ljudnivå normalt är så låg att inga extra ljuddämpande anordningar måste införas. För uteluftsbatterier måste i regel mer eller mindre kostsamma ljuddämpningsanordningar införas, speciellt vid större anläggningar.
- E.6 Avfrostningen vid ett frånluftssystem sker enkelt genom minskning av den uttagna effekten ur frånluftsbatteriet. Därvid fås avfrostning både från luft och vätskesidan i batteriet. Något övrigt ingrepp i värmepumpens normala drift sker inte.
- Flera system för avfrostning av uteluftsbatterier förekommer. De belastar oljesparandet och/eller värmefaktorn mer än vid frånluftssystemet. Det vanligaste systemet med ingrepp i värmepumpens normala funktion ger dessutom en icke önskvärd komplikation.
- E.7 För- och nackdelar med de två systemen ur plats- och rördragningsynpunkt är mycket beroende av de lokala förhållandena från fall till fall.
- E.8 Frånluftssystem ha fördelen att vid dellast nå högre värmefaktor.
- E.9 Generellt kan sägas att frånluftssystemet kommer bäst till sin rätt vid byggande av relativt stora närvarmesystem med lågtemperatur distribution av värmes. Huvudparten av frånluftspotentialen finns också i bebyggelse som är ägnad för införande av sådana närvarmesystem. I sådana anläggningar bör ett oljesparande av över 80% kunna uppnås vid en värmefaktor av 3,5.
- E.10 Sammanfattningsvis kan sägas att förutom fördelar av en över hela året hög temperatur hos värmekällan har frånluftssystemet flera andra fördelar som gör det mycket konkurrenskraftigt om fördelarna rätt utnyttjas. Ett sådant system bör planeras så intet av de gjorda investeringarna blir oanvändbara när systemet måste kompletteras till högre effektivitet när energipriserna och speciellt kWh-priset i framtiden stiger.
- E.11 En fördel för uteluftssystemet är att obegränsat luftflöde står till förfogande.

BILAGA FAnbudshandlingarF.1 Allmänt

Som framgår av avsnitt 2. Syfte, är avsikten att i denna rapport ge ett preliminärt underlag för en offert på ombyggnad av undercentral Forellgatan, och det värmesystem som undercentralen betjänar, till värmepumpsdrift med frånluften som värmekälla. Den systemlösning som valts vid beräkningarna i rapporten och de komponenter i form av värmepumpar, frånluftsbatterier, tappvattenmagasin, ventiler, instrument, etc, är att betrakta som godtagbara exempel. Leverantören ansvarar dock för deras praktiska prestanda och funktion ävensom för de likvärdiga element han kan vilja införa. För avvikande komponenter skall lämnas så komplett dokumentation att man kan värdera deras jämbördighet med de i rapporten angivna. Garanti för funktion och prestanda hos den levererande utrustningen skall lämnas,

Förutom de avvikelser från rapporten som angivits ovan står det leverantören fritt att offerera värmepumpar för alla undercentralerna i anläggningen. Därvid står det också anbudsgivaren fritt att lägga samman flera undercentralers värmebehov så att antalet värmepumpsförsedda centraler väsentligt minskar.

- F.2 Det kopplingsschema som legat till grund för de utförda beräkningarna framgår av Figur 5.1. Förslag till placering av frånluftsbatterierna, rördragning till dem och utförandet av värmepumpscentralen samt dennas anslutning till central Forellgatan framgår av följande ritningar.

F.21 Funktionsbeskrivning: Värmepumpar

3 st värmepumpar med varmgasvärmväxlare återvinner energi ur avluften och tillför varmvattenberedaren värme i första hand och i andra hand radiatorerna.

Tvåvägsventilen för varmvattenberedaren reglerar tillfört värmebärarvatten via varmgasvärmväxlarna och i sekvens styr trevägsventilen värmebärarvatten mellan radiatorkretsen och varmvattenberedaren för att hålla tappvarmvattnets temperatur (47°C).

Värmepumparnas toppeffekt svarar mot max behov av tappvarmvatten.

Radiatorkretsens befintliga central VARIATOR CVF 5 C tillför primärvärme från panncentralen via befintlig motorventil ME SV 414/W12 XPF-50 när värmepumparna ensamma inte förmår värma husen under vintern d.v.s. mellan jul och slutet av mars ca 2.200 h/år.

Mer detaljerad funktionsbeskrivning, se avsnitt 5 och figur 5.1.

F.22 Funktionskrav:

Värmepumparna skall förvärdesförskjuta önskat värde beroende av utetemperaturen med primära villkoret hålla temperaturen på tappvarmvattnet.

Tidfunktion installeras med återstartfördröjning. Den inställes att mäta tid mellan starter så att täta starter förhindras.

Pumparna för köldbärare (brine) stoppar när alla värmepumparna stannar. Vid mycket låg varmvattentappning under sommaren får vattnets tempeatur sjunka till 40°C innan en värmepump startas.

Automatisk turordningsväljare installeras.

Automatisk serieåterstart efter spänningsbortfall.

Begränsningar installeras för max kondenserings- och min förångningstryck.

Värmebärarens reglerområde $20 - 50^{\circ}\text{C}$.

Avfrostning av frånluftsbatterierna styrs av en temperaturgivare i brinens inlopp till förångarna enligt funktionsbeskrivning under 11.

Specifikation av komponenterna återfinnes nedan under F.3 till F.7.

F.3 Frånlufts batterierLuftflöden

Proj Frånluftsflöden inkl sovrumsventilation för hus 03, 04 och 32 röranslutna till undercentral, Forellgatan 15 i Fisksätra.

<u>Hus nr</u>	<u>Fläkt- aggregat</u>	<u>m³h</u>	<u>Bef. fläkt STDE</u>	<u>Proj. undertryck totalt-Pot. i fläkt- inlopp</u>
03	FA-03-1	960	035-1-06-6	160
	8	1475	"	140
	2	2615	040-1-06-6	160
	3	2655	"	160
	4	2695	"	160
	5	2875	"	145
	6	2675	"	160
	7	<u>2655</u>	"	160
Summa		18625		
04	FA-04:1	1275	035-1-06-6	150
	8	1180	"	155
	2	2475	040-1-06-6	170
	3	2785	"	160
	4	2895	"	145
	5	3005	"	135
	6	2905	"	140
	7	<u>2655</u>	"	160
Summa		19175		
32	FA-112	1225	035-1-06-6	160
	114	1225	"	150
	115	1020	"	155
	116	1225	"	150
	117	1215	"	150
	118	735	"	175
	119	1040	"	155
	120	1465	"	140
	121	<u>1110</u>	"	155
	Summa		9895	

F.31 Frånluftsbatterierna föres med tvättbart fettfilter 690.

Luftflöde enligt tabell på befintliga avluftfläktar. Temperatur på frånluften 22^o. Tryckfallet på brinesidantillåts vara 170 kPa över värmeåtervinningsenheten. Frånluftens relativa fuktighet 30^o och avluftens temperatur -2 gr. C. Brine 20% CaCl₂ värms från -4 till 14 gr C. Dimensionerande lufttryckfall utöver tryckfallet över batteriet utan is men med våt yta är dubbla totala tryckfallet över rent filter för luftfiltret och statiska undertrycket 150 Pa för befintligt kanalsystem.

$$\Delta p_{\text{tot}} = \Delta p_{\text{våt}} + \Delta p_{\text{rent filter}} + 150 \text{ Pa} + \Delta p_{\text{in och ut}}$$

Detaljer beträffande på- och avfrostning se avsnitt 10 och 11.

F.4 Värmepumpar

Värmepumparna har typbeteckningen t ex Stal VMP 106 CEDBC-BTASN-A med prioriterad tappvarmvattentemperatur och därtill avvägd temperatur och effekt när radiatorvärmen är tillgodosedd.

Brine 20% CaCl₂ 21 m³/h. Gasvärmen höjer ett reglerbart delflöde 10% ur huvudflödet till ca 50^oC för tappvarmvattnets färdigvärmning. Detaljer vid olika driftsförhållanden, se avsnitt 6 till 9.

DATA

VÄRMEPUMPAGGREGAT 3 i serie motströms

Värmeeffekt totalt ca	470 kW
Värmebärrarflöde i kondensorer	62 m ³ /h = 17.2 l/s
Köldbärrarflöde 20% Ca Cl ₂	21 m ³ /h = 5.8 l/s

Effektbehov	120 kW
Varmgaseffekt	50 kW
Värmebärrartryckfall	110 kPa

Värmebärraretemperaturer in 34 ut 40 gr C

Köldbärraretemperaturer in 14 ut -4 gr C

Köldbärrartryckfall 20% CaCl	120 kPa
Varmgasens värmebärrarflöde	5.4 m ³ /h = 1.5 l/s
Vätsketryckfall över varmgasväxlarna	max 10 kPa
In- och utlopp ur varmgasväxlarna	ansl 32
Köldmedium	R 22

F.5 Akkumulator (utan batteri)

Fabrikat CTC	
Magasin stående typ SM	
Volym (max höjd 2 m)	3 m ³
Drifttryck 4 bar	
Drifttemperatur 60°C	

F.6 Expansionskärl

Slutet expansionskärl t ex Flexcon	80 l
Förtryck	2 bar
Drifttryck	2,5 bar
Säkerhetsventil ansl 25 öppningstryck	3.0 bar
Manometer	0 - 4 bar

Ventilplacering får ej ske över någon installation för undvikande av brine dropp.

Säkerhetsventilens avlopp röranslutes till lämpligt uppsamlingskärl.

F.7 Pumpar

VÄRMEBÄRARPUMP

Vattenflöde	62 m ³ /h = 17.2 l/s
Tryckstegring	210 kPa
Motor	5.5 kW
T ex Flykt AL 1081 - 123	
Mätutrustning för tryckökningen över pumpen inkl. avstängningsventiler	

KÖLDBÄRARPUMP

Brineflöde 20% Ca Cl ₂	21 m ³ /h = 5.8 l/s
Tryckstegring med 20% Ca Cl ₂	360 kPa
Motor	5.5 kW
T ex Flykt AL 1065 - 122	
Mätutrustning för tryckökningen över pumpen inkl. avstängningsventiler	

F.8 Ventiler

VENTILER MED KONTINUERLIG VERKAN

2-vägsventil + 100⁰C kv = 10 NT = 1 MPa
T ex Billman V2DNF ansl 32

3-vägsventil + 100⁰C kv = 80 NT = 1 MPa
T ex Billman V3CDF ansl 80

Avstängningsventiler

VÄRMEBÄRARKRETSEN

Kilslidsventiler ansl 80 4 st NT = 1 MPa
Mätutrustning för tryckskillnaden över kondensorererna
inkl. avstängningsventiler
Mätutrustning (PT-100givare) för temperaturskillnaden
över kondensorererna

KÖLDBÄRARKRETSEN

Kulkikventiler 20% Ca Cl ₂ ansl 80	2 st	NT = 1 MPa
Mätutrustning för tryckskillnaden över förångarna inkl. avstängningsventiler		
Mätutrustning (PT-100givare) för temperaturskill- naden över förångarna		
Förinställningsventil av metall vid varje luft- batteri typ Trim, avstängningsbara		
ansl 25		6 st
ansl 20		5 st
ansl 15		14 st
Påfyllningsanordning och avluftningsutrustning		
ansl 15 kulkikventil		5 st
ansl 15 backventil		2 st

F.9 Ritningsförteckning för värmepumpssystem i Fisksätra

Ritningsnr. FISKSÄTRA, NACKA

- 01. Värmeåtervinning hus 03,04 takplan
- 02. " hus 32 takplan och sektion
- 03. " hus 03,04 källarvåning
- 04. " hus 32 undercentral och värmepumpar

Effekttariff

Användes för större lågspänningsabonnemang.

Gäller fr o m 1984-01-01.

Gällande energiskatt tillkommer 5,2 öre/kWh juli 1984

Tariffotyp	ES	ED natt- taxa
Fast avgift kr/år	4 000	4 000
Abonnemangsavgift kr/kW 1)	60	60
Effektavgift kr/kW 2)	24	24
Energiavgift öre/kWh		
november-mars kl 06-22	23	27
kl 22-06	23	14
april-oktober	14	14

Tillämpningsbestämmelser

- 1) Abonnemangsavgift erlägges för medelvärdet av de två högsta månadsvärdena under året för uttagen medeleffekt per 1/4 timme.
- 2) Effektavgift erlägges för maximalt uttagen medeleffekt per 1/4 timme under de fem vintermånaderna (november-mars).

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 811752-5
från Statens råd för byggnadsforskning till AB Skånska
Cementgjuteriet, Malmö.**

R7: 1985

ISBN 91-540-4316-6

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6705007

**Abonnemanggrupp:
Ingår ej i abonnemang**

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

Cirka pris: 30 kr exkl moms