

Värmepumpar i befintliga panncentraler

Förstudie i Fisksätra

Yngve Johansson
John Munck
Ulf Pettersson
Tor Wadmark

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	
Plac	ser

K
ANN

R103:1982

VÄRMEPUMPAR I BEFINTLIGA PANNCENTRALER
Förstudie i Fisksätra

Yngve Johansson
John Munck
Ulf Pettersson
Tor Wadmark

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 780531-0
från Statens råd för byggnadsforskning till AB Skånska
Cementgjuteriet.

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

R103:1982

ISBN 91-540-3780-0
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

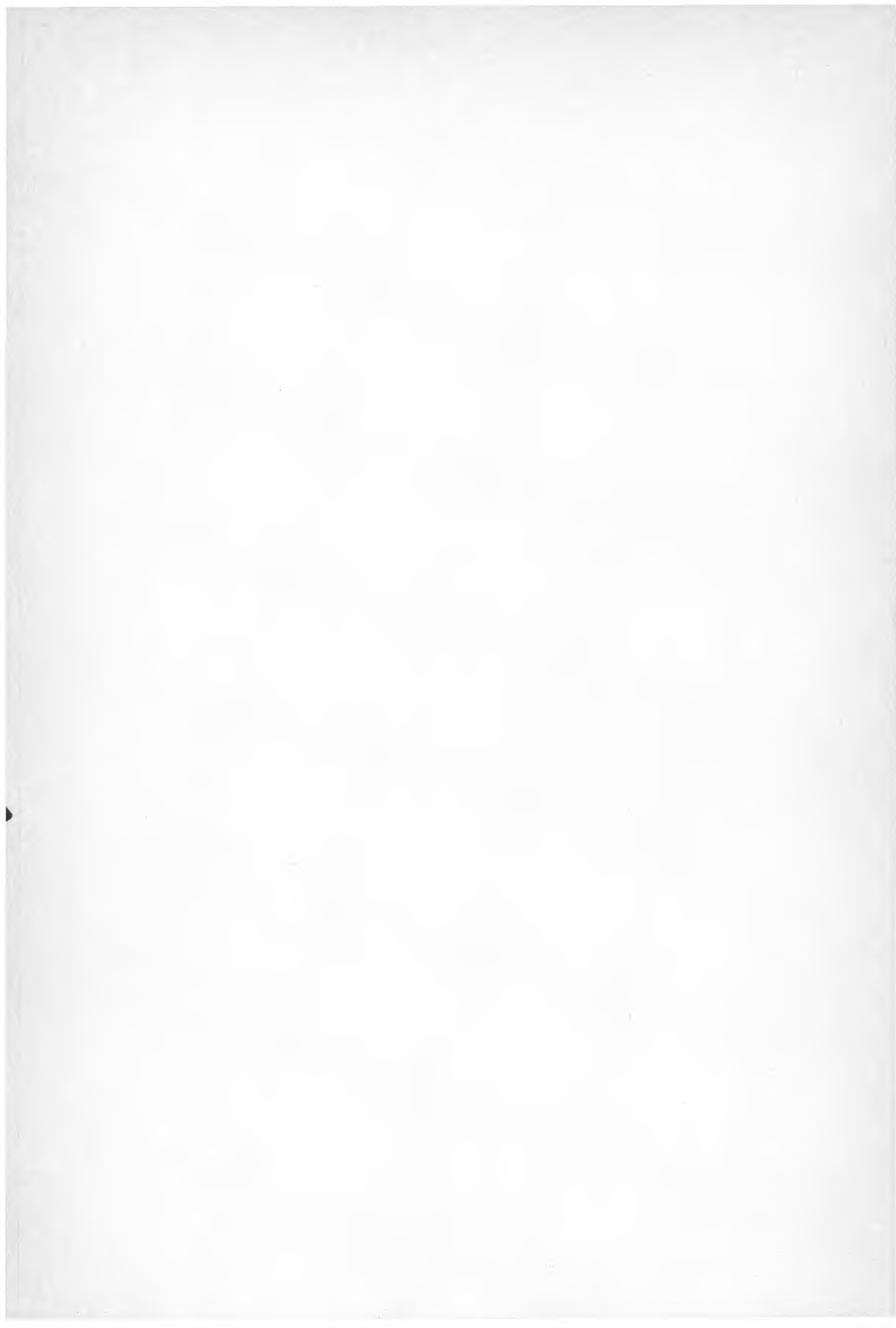
LiberTryck Stockholm 1982

INNEHÅLL

SAMMANFATTNING	7
INLEDNING	9
1. ALLMÄNNA FÖRUTSÄTTNINGAR	10
1.1 Syfte	10
1.2 Angreppssätt	10
1.3 Resultatanvändning	10
2. LÄGE, KLIMAT UTFÖRANDE	11
2.1 Läge	11
2.2 Klimat	11
2.3 Husens utförande	11
2.4 Uppvärmningssystemet	12
3. DATA FÖR BEFINTLIGA VÄRMESYSTEM	16
3.1 Effektbehov	16
3.2 Oljeförbrukning	16
3.3 Tappvarmvatten och rörförluster	17
3.4 Energibehov per lägenhet	18
3.5 Mätningar i undercentralerna	19
3.6 Beräkningar	20
4. BASMATERIAL FÖR UPPVÄRMNING I FRAMTIDEN ...	28
4.1 Selektiva väderdata från SMHI	28
4.2 Värme från sjövattnet	30
4.3 Förbrukning av tappvarmvatten	30
5. ALTERNATIVA VÄRMEKÄLLOR	35
5.1 Uteluft	35
5.2 Avluft (ventilationsluft)	35
5.3 Vatten	36
5.31 Med värmepump utan frysning	36
5.32 Med värmepump och frysning	36
5.33 Sjömagasin	36
5.4 Örent avloppsvatten	37
5.5 Solvärme	37

5.50	Plana glasade solfångare	37
5.51	Selektiv solfångare	38
5.52	Selektiv solfångare med värmepump och vattenmagasin	38
5.53	Oisolerad solfångare med värmepump	39
5.54	Evakuerad fokuserande solfångare	39
5.55	Heliostat-solfångare	40
5.56	Solceller	40
5.6	Värme kombinationer	40
6.	VÄRMEPUMPSBERÄKNINGAR	42
6.1	Förutsättningar	42
6.11	Alternativa lösningar	42
6.2	Kompressoraggregaten	42
6.21	Val av kompressor	42
6.22	Aggregatens omfattning	43
6.23	Kapacitetdata	43
6.3	Värmepumpsystem med vatten som värmekälla	44
6.31	Lågtryckssidan	44
6.32	Systemet	44
6.4	Värmepumpsystem med luft som värmekälla	45
6.41	Lågtryckssidan	45
6.42	Systemet	45
6.5	Ärlig värmeavgivning och energibehov för dieselmotorer	46
6.51	Alt 1 - Vatten som värmekälla	46
6.52	Alt 2 - Luft som värmekälla	47
6.6	Övrigt energibehov	49
6.61	Kondensor och dieselspillvärmepumpar	49
6.62	Pumpar vid tubismaskin i alternativ 1 (sjövattnen)	49
6.63	Pumpar för transport av vatten mellan sjö och ismaskin i alternativ 1	49
6.64	Fläktarbete för alternativ 2 (luft)	49
6.65	Köldmediepumpar för alternativ 2	49
6.66	Diverse	50
6.7	Ärsvärmefaktor	50
6.71	Alternativ 1 - Värmekälla vatten	50
6.72	Alternativ 2 - Värmekälla luft	50
6.8	Eldrivna värmepumpar	51
6.81	Alternativ 1 - Värmekälla vatten	52
6.82	Alternativ 2 - Värmekälla luft	52
6.9	Kostnadsuppskattning	53
6.91	Alternativ 1 - Värmekälla vatten	53
6.92	Alternativ 2 - Värmekälla luft	53
6.10	Isproduktion	53
6.101	Sammanställningstabell	54

7.	SAMMANSTÄLLNING ÖVER VÄRMEPUMPSBERÄKNINGAR OCH TEKNISKT-EKONOMISKT RESULTAT	71
7.1	Värmepumpens energiproduktion	71
7.2	Oljeförbrukning och oljesparande	71
7.3	Tillkommande elförbrukning	72
7.4	Värmefaktorer - ismängd	72
7.5	Sparad energi	72
7.6	Drift- och underhållskostnader	72
7.7	Investeringar	73
7.8	Ekonomiska resultatdata	73
7.9	Diskussion om de föreslagna systemens meriter i dagens energisituation	73
8.	FÖRSLAG TILL ÄNDRINGAR	75
8.1	Nuvarande princip för undercentralerna	75
8.2	Avvärmning - Bas för undersökningen etapp II...	75
9.	MÖJLIGA RATIONALISERINGSFÖRSLAG I DEN BEFINTLIGA ANLÄGGNINGEN	77
9.1	Bättre kontroll av garages tillufts- temperatur	77
9.2	Rengöring av värmeväxlarytor	78
9.3	Primärvatten i radiatorerna	78
9.4	Förslag till ytterligare förändringar	79
9.5	Verkställighet	79



SAMMANFATTNING

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 dieseldrift resp 28 % och 47 % för eldrift av normalårsförbrukningen 5.400 m³ lågsavlig eldningsolja (Eo 4 LS).

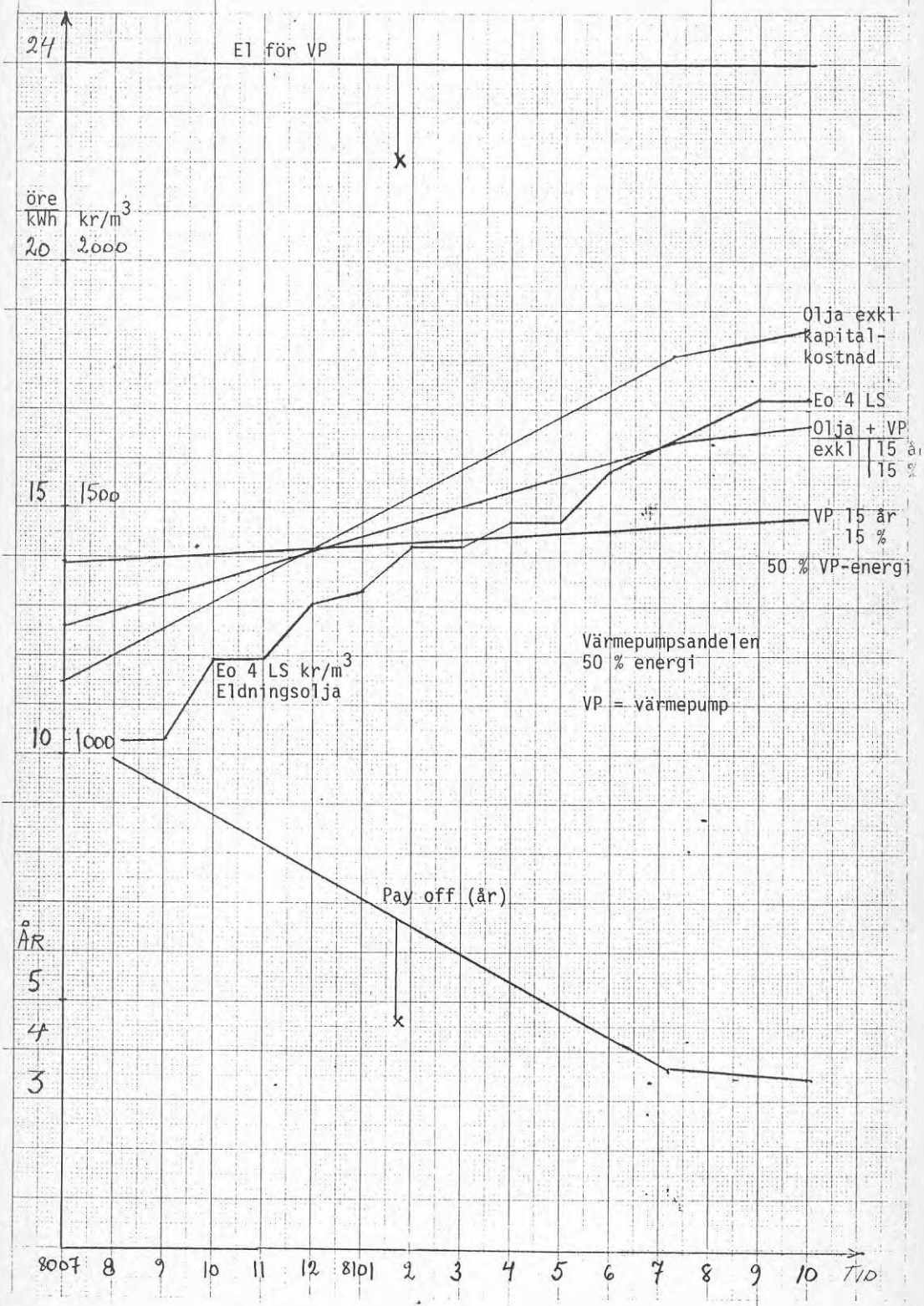
Fördelaktigaste alternativet med nio års pay-off tid för priser sommaren 1980 har erhållits med det mindre antalet värmepumpar, elmotordrift, vatten som värmekälla och värmepumpcentralen placerad vid sjön. Oljebesparingen uppgår till 28 % av 5.400 m³, dvs 1.100 m³/år.

Den relativt långa pay-off tiden beror på att vi jämför med en bra befintlig tjockoljeeldad panncentral och oljepriser sommaren 1980. Totala verkningsgraden har antagits vara konstant året om, dvs någon försämring sommartid har inte antagits. Inte heller har kostnader för nyinstallation av panna för motsvarande effekt som värmepumparna tillför medtagits.

För energipriser sommaren 1981 har erhållits bättre pay-off ca 5 år. Ekonomiskt intressanta återbetalningstider erhålles med priser september 1981. Pay-off tider nära 3 år med eldrivna basvärmepumpar för befintlig panncentral har erhållits som lägst exklusive moms.

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.

ELDRIVNA BASVÄRMEPUMPAR FÖR HALVERAD OLJEFÖRBRUKNING



INLEDNING

Riksdagen fattade 1975 ett energipolitiskt beslut med innebörden att en fortsatt tillväxt av energikonsumtionen inom industri- och transportsektorerna måste kompenseras av en fortgående minskning av energiförbrukningen inom byggnadssektorn. För detta erfordras betydande sparinsatser i såväl nybyggnationen som framför allt i det befintliga byggnadsbeståndet.

Uppvärmningen av alla byggnader svarar i dag för ca 50 % av den totala energiförbrukningen i Sverige. Energikällan är till största delen olja. Sålunda sker uppvärmningen huvudsakligen i områden med flerfamiljshus som byggdes under 1950- och 60-talen samt början av 70-talet genom ganska stora oljeeldade panncentraler. Ett behov finns att undersöka om sådana centraler kan ombyggas så att de konsumerar väsentligt mycket mindre olja. Anledningen till detta är inte bara vårt lands beroende av importerad olja, vars pris vi inte kan påverka, utan även framför allt att fastighetsbolagen och de boende har ett sådant intresse, då det är dessa som får betala de ständigt ökade uppvärmningskostnaderna.

Man kan också konstatera att de konventionella fjärrvärmesystemens nuvarande oljeekonomi icke motsvarar dagens energisituation. En undersökning av de stora värmecentralernas sparmöjligheter kan betraktas som en förundersökning till fjärrvärmecentralernas energirationalisering dvs en ökad decentralisering.

Fisksätra-bebyggelsen i Nacka kommun är ett typiskt exempel på den bostadsbyggnation som ägt rum i Sverige under de senaste decennierna. Inom området finns 2.500 lägenheter i flerfamiljshus och 550 enfamiljshus. Enfamiljshusen är eluppvärmda medan en oljeeldad panncentral svarar för uppvärmningen av flerfamiljshusen jämte centrumanläggning och skolorna i området. Anläggningen i Fisksätra är därför lämplig för en allmängiltig utredning om vilka möjligheter som finns att effektivisera värmeförsörjningen i ett större befintligt bostadsområde.

Undersökningen initierades av John Munck, som tog kontakt med Skånska Cementgjuteriet, SCG, som varit en av byggtreprenörerna i det konsortium som byggt området och som dessutom projekterat byggnader och värmesystem. Då tidigt möjligheten att använda värmepump vid effektivisering kom på tal, togs kontakt med STAL Refrigeration, varifrån en expert kom att ingå i den grupp som utför undersökningen.

Byggeforskningsrådet beviljade anslag till denna första etapp av projektet i juli 1978.

Denna första etapp omfattar framtagande av data för värmeanläggningen, olika förslag till effektiviseringsåtgärder samt översiktlig ekonomisk bedömning av de olika alternativen. I undersökningen ingår också en genomgång av andra intressanta uppvärmningssystem. Det är vår avsikt att denna första etapp skall följas av en andra i vilken det eller de mest gynnsamma alternativen studeras närmare och projektering av det mest gynnsamma skall övervägas.

1 ALLMÄNNA FÖRUTSÄTTNINGAR

1.1 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.

1.2 Angreppssätt

För projektets genomförande har en grupp experter samverkat:

Yngve Johansson	STAL Refrigeration	
John Munck	f d Tekn dir	Initiativtagare
Ulf Pettersson	SCG	
Tor Wadmark	SCG	Projektledare

Undersökningen börjar med framtagande av data beträffande den befintliga värmeanläggningen, såsom effekt- och energibehov, erforderlig framledningstemperatur etc. Mot bakgrund av dessa grundläggande data skissas olika förslag till effektiviseringsåtgärder. För de olika alternativen görs därefter översiktliga ekonomiska bedömningar av deras investeringskostnader och energibesparingsmöjligheter.

1.3 Resultatanvändning

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.

2 LÄGE, KLIMAT OCH UTFÖRANDE

2.1 Läge

Fisksätraområdet ligger inom Nacka kommun, söder om Lännerstasundet intill Saltsjöbaden, Avståndet från Stockholms centrum, sydost, är cirka 12 km och från Nacka cirka 6 km. Läget framgår av fig 2.1 a.

Totalt omfattar bebyggelsen cirka 2.500 lägenheter i flerfamiljshus och 550 enfamiljshus. Vidare finns inom området en centrumanläggning med butiker och ett församlingshem samt tre skolor. Bebyggelsens orientering framgår av fig 2.1 b. Av figuren framgår att bostadsbebyggelsen koncentrerats till grupper med tätt sammanförda hus för att ge en skyddad stadsmässig bostadsmiljö. Småhusen har förlagts till höjderna väster, söder och öster om den centrala flerfamiljsgruppen.

Befolkningen inom området uppgår till cirka 8.000 invånare. Av befolkningen bor cirka 75 % i flerfamiljshus medan cirka 25 % bor i olika typer av enfamiljshus.

Området byggdes under åren 1971-76 av byggkonsortiet FIGA, i vilket ingick SCG, Granit och Betong och Nya Asfalt. Arkitekt var Forsman & Snellman.

Flerfamiljshusen ägs av det kommunala bostadsbolaget Nackahem medan enfamiljshusen är privatägda.

2.2 Klimat

Inom området råder ett mellansvenskt kustklimat. Snö förekommer allmänt under vintern. Vindriktningen är mestadels västlig eller sydvästlig. Från Sveriges Meteorologiska och Hydrologiska Institut, SMHI, föreligger värderleksuppgifter från Observatoriekullen i Stockholm.

I tab 2.2 a finns för Stockholm månadsmedelvärden och årsmedelvärden beträffande nederbörd, snöfall, temperatur, relativ fuktighet, antal graddagar, soltid, procent av maximalt möjlig soltid samt solinstrålning. Dessutom visas i tab 4.1 a frekvensfördelning av dygnsmedeltemperaturer.

Dimensionerande utetemperatur	DUT 5	=	-18 °C
Årsmedeltemperatur (1961-75)	6,8	°C	

2.3 Husens utförande

Flerfamiljshusen finns i två utförande, dels lamellhus i 6 eller 7 våningar, dels loftgångshus i 4 eller 5 våningar. I husen finns källare medan vind saknas. Mellan husen under mark finns garage. Husen är byggda med bärande stomme av platsgjuten betong. Långsidorna har utfackningsväggar av

träreglar och mineralull. Fasadmaterialet är tegel. Taken, som har liten lutning, är belagda med papp. Fönstren är av tvåglastyg och inåtgående.

Tre olika typer av enfamiljshus finns: Friliggande villor, kedjehus och radhus.

2.4 Uppvärmningssystemet

I nordöstra delen av området finns en panncentral med tre oljeeldade pannor som svarar för uppvärmningen av flerfamiljshusen, centrumanläggningen och skolorna. Enfamiljshusen är eluppvärmda.

Den installerade panneffekten är 25,9 MW fördelade på tre pannor. Två av dessa är på 9,3 MW vardera, medan den tredje är på 7,3 MW. Pannorna eldas med eldningsolja 4 LS.

Från panncentralen utgår ett kulvertnät till de olika undercentralerna i området. Totalt finns 15 undercentraler. Kulverten är markförlagd och består av två rör, tillopp- och returledning. I undercentralerna finns sedan värmewäxlare till radiatorkrets, tilluftskrets och för tappvarmvattenberedning. Utgående temperatur på vatten i primärsystemet är enligt beräkningarna 120 °C vid lägsta dimensionerande utetemperatur.

I flerfamiljshusen sker uppvärmningen med radiatorer. I bottenvåningen finns dessutom golvvärme i form av rör i golven. Radiatorsystemet är dimensionerat för 80 - 60 °C framlednings- resp returtemperatur vid lägsta dimensionerande utetemperatur. Returtemperaturen på primärvattnet är beräknad till 70 °C.

Tappvarmvattensystemet är dimensionerat för en utgående temperatur av 55 °C med 5 °C på inkommande kallvatten och 75 - 35 °C på primära ledningssystemet sommartid.

I flerfamiljshusen finns fläktstyrd frånluftsventilation med utsugning i kök och badrum. Tilluften tas in direkt utifrån via rör från luftspalt bakom tegelfasaden. Rören mynnar bakom radiatorerna.

Det bör anmärkas att de ansvariga för anläggningens skötsel under de senare åren strävat mot att sänka några av de förberäkningarna angivna temperaturerna enligt ovan och därigenom spara olja.

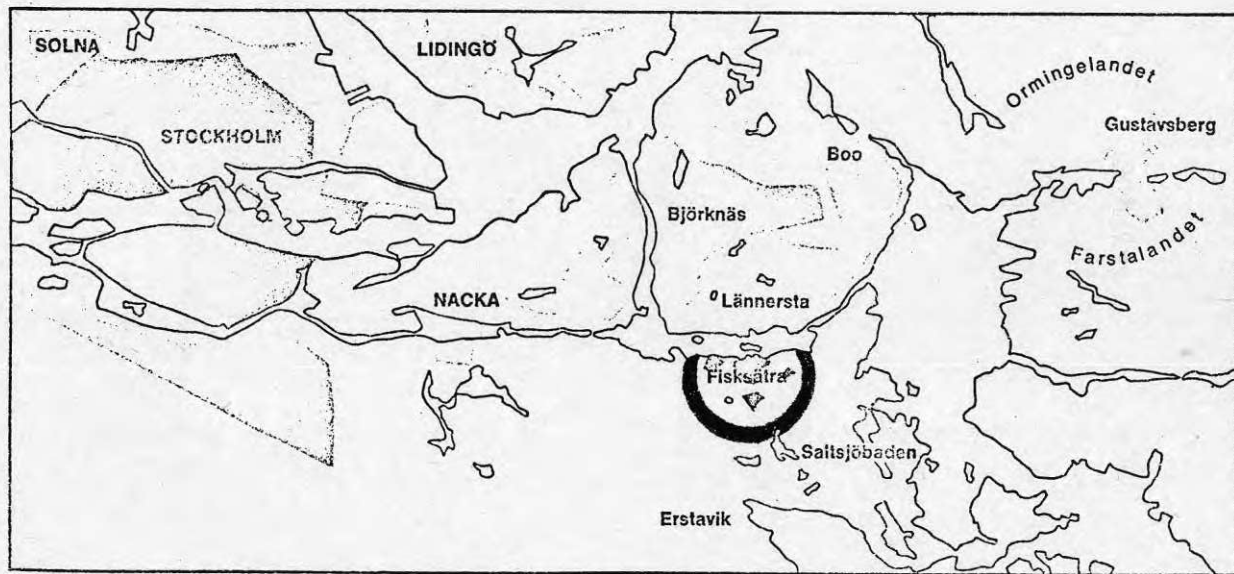
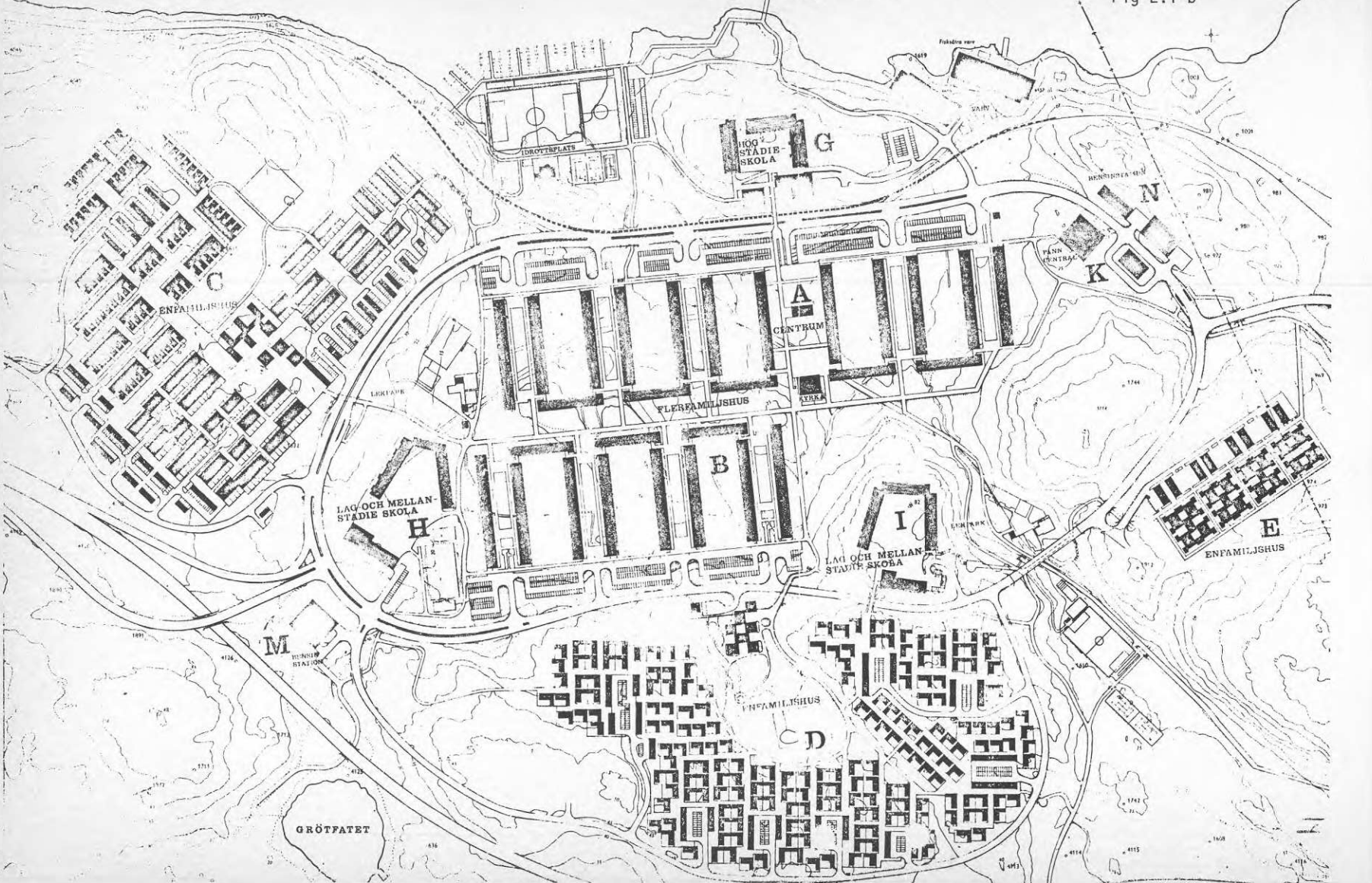


FIG 2.1a

Fisksätra

Fig 2.1 b



Tabell 2.2 a

Klimatdata för Stockholm- Observatoriekullen. Periodmedelvärden 1931-1960

	J	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D	År
Nederbörd (mm)	43	30	26	31	34	45	61	76	60	48	53	48	555
Snöfall (mm)	30	22	18	8	1	--	--	--	--	1	9	22	113
Temperatur (°C)	-2,9	-3,1	-0,7	+4,4	+10,1	+14,9	+17,8	+16,6	+12,2	+7,1	+2,8	+0,1	+6,6
Relativ fuktighet (%)	85	81	78	72	65	66	72	75	81	84	88	87	78
Antal graddagar	617	563	549	378	122	0	0	0	82	307	426	524	3568
Soltid (h)	42	70	151	188	273	320	274	239	159	102	53	35	1906
Procent av maximal möjlig soltid (%)	22	31	46	47	57	63	54	54	45	36	26	22	47
Solinstrålning (kWh/m ²)	10,7	26,2	74,8	110,9	154,2	179,6	164,4	123,4	78,8	36,7	12,4	6,6	978,7

3 DATA FÖR BEFINTLIGT VARMESYSTEM

3.1 Effektbehov

I panncentralen antecknas alla leveranser av olja och eventuella tankrengöringar. Vid varje månadsskifte sker dessutom en uppskattning av oljemängderna i tankarna. Med hjälp av detta kan en beräkning av oljeförbrukningen per månad göras. I VVS-handboken finns uppgifter på energiinnehållet i eldningsolja 4 LS. Därigenom kan energiförbrukningen i panncentralen per månad beräknas. På ut- och ingående kulvertledningarna i panncentralen finns givare till en energimätare monterade. Genom att jämföra energimätarens registrering en månad med energiförbrukningen i form av olja i panncentralen kan vi uppskatta verkningsgraden i panncentralen.

Denna verkningsgrad har beräknats till 88 %, vilket är normalt för panncentraler av denna storleksordningen. Energiförbrukningen mätt med energimätaren har emellertid bedömts något osäker på grund av att mätaren kan visa fel. Byggselsens energiförbrukning har därför beräknats med hjälp av levererad olja samt en antagen verkningsgrad i panncentralen av 88 %. Om energiförbrukningen en månad divideras med antalet timmar i månaden fås månadens medeleffekt.

Från SMHI har uppgifter beträffande månadsmedeltemperaturer i Stockholm erhållits. I ett diagram har därefter samhörande värden på medeleffekt och medeltemperatur inprickats för de olika månaderna under 1976, 1977 och första halvåret 1978 samt en kurva lagts in i fig 3.1

Av diagrammet framgår att det totala effektbehovet vid dimensionerande utetemperatur -18 °C är 17,7 MW. Alltså är det verkliga effektbehovet icke oväsentligt mindre än det installerade. Enligt diagrammet skulle husuppvärmningen upphöra vid en utetemperatur av +14 °C.

De olika undercentralernas totalt beräknade effektbehov vid dimensionerande utetemperatur, som för Fisksätrabyggselsens är -18 °C, framgår av tab 3.1 a.

3.2 Oljeförbrukning

Oljeförbrukningen i panncentralen uppgick under 1976 till 5.787 m³ och under 1977 till 5.491 m³. Om dessa värden korrigeras med hänsyn till antalet graddagar under året fås en oljeförbrukning under ett normalår av ungefär 5.400 m³ Eo 4 LS.

Från statistiken över oljeförbrukningen år 1978 framgår att medelförbrukningen för de tre sommarmånaderna är cirka 141 m³ per månad. Denna förbrukning skall motsvara energibehovet för att täcka rörförlusterna och tappvarmvattnet. En överlagsberäkning visade att värdet 141 m³ var mycket för högt

mot vad man hade anledning vänta sig. Därför genomfördes en manuell avstängning av husvärmen i alla undercentralerna varigenom förbrukningen gick ner till 96 m^3 per sommarmånad varvid en vinst på årsbehovet med 2,5 % erhöles. Att de automatiska regleringsventilerna för husvärme läcker eller är så inställda att de levererar värme när de inte bör göra det är säkerligen vanligt förekommande både i mindre system och i större t ex fjärrvärmesystem. Detta bör uppmärksammas av statsmakten så att värmeleverantörerna får hjälp av en kraftig officiell rekommendation till sparande på denna punkt. Rekommendationen bör säga:

"Under sommaren - icke eldningsperiod - får husuppvärmning av permanenta bostadshus, lokaler, garage och kontor ej ske. Värmetillförsel och värmesystem inkl värmebatterier i ventilationssystem skall sommartid vara manuellt avstängda med stoppade cirkulationspumpar för att hindra värmesvinn."

3.3 Tappvarmvatten och rörförluster

Sommarförbrukningen i Fisksätra-centralen är sedan uppvärmningskretsen blockerats ca $3,2 \text{ m}^3/\text{dygn}$. E_0 4 med under 1 % svavel, vilket motsvarar $3,2/24 = 0,133 \text{ m}^3/\text{h} \cdot 10800 = 1,44 \text{ MW}$.

Från denna primäreenergi skall dras pannans förluster vid drift antagna till 12 % plus de genomströmnings- och strålningsförluster m m som den lilla sommarpannan på 7,3 MW och de två 9,3 MW pannorna har. Reservpannorna hålls under sommaren vid cirka 80 °C.

Enligt Tekniskt Meddelande nr 115 från KTH, Inst Uppvärmning och Ventilationsteknik, Folke Pettersson, kan strålningsförluster från denna typ av pannor sättas till 0,06 % av effekten. Eftersom reservpannorna står under nedsatt temperatur blir strålningsförlusten för de tre pannorna något lägre än $(7,3 + 2 \cdot 9,3) \cdot 0,06/100 = 0,016 \text{ MW}$ vilket är nära försumbart.

Pannorna är försedda med automatiska spjäll vilka enligt prov är relativt täta. För att ta hänsyn till viss otäthet och vissa isoleringsförluster antas summan av strålnings- + genomströmnings- + isoleringsförluster = 0,1 MW.

Uteffekten från centralen blir då i medeltal under sommaren $1,44 \cdot 0,88 - 0,1 = 1,17 \text{ MW}$.

Denna effekt förbrukas för att täcka varmvatten och rörförluster. Varmvattenförbrukningen antas vara den som Energi-prognosutredningen (EPU) anger för lägenheter i äldre bebyggelse eller 4.000 kWh/lgh .

Förbrukningen av tappvarmvatten varierar kraftigt under året och med veckodag.

Det är känt att varmvattenförbrukningen på sommaren är mindre än på vintern. Tre uppgifter om hur stor denna är kan refereras:

KTH, Folke Pettersson	58 % av vintermånad
Beredskapsutredn SOU 1975:61	70 % av vintermånad
BFR-Rapport R 23:79 (4 HSB-hus)	65 % av vintermånad

Medelvärde per sommarmånad blir 64 % jämfört med vintermånad, vilket omräknat blir 70 % av månadsmedelvärdet för hela året. Se även rapport R57-1973 av Gösta Svensson, CTC.

För Fisksätra gäller då för bruksvattnet:

$$\text{Medeleffekt för året } \frac{4.000}{8760} = 0,457 \text{ kW/lgh}$$

$$\text{På sommaren } 0,457 \cdot 0,7 = 0,320 \text{ kW/lgh}$$

Antalet lägenheter är 2.490. Enligt mätningar förbrukar skolor + centrum m m under sommaren ca 12 % av lägenheter-
nas tappvarmvattenförbrukning, varför vi kan räkna med 2.800 lägenheter. Varmvatteneffekten på sommaren blir i medeltal = $2.800 \cdot 0,320 = 0,90$ MW.

Rörförlusten blir $1,17 - 0,90 = 0,270$ MW på sommaren då framtemperaturen är 80°C och markttemperaturen är 10°C . På vintern med framtemperaturen 100°C och markttemperaturen 5°C blir rörförlusten $0,27 (100-5) : (80-10) = 0,366$ MW

Årsförlusten i kWh i rörledningarna blir:

$$3 \text{ mån } 2190 \text{ h} \cdot 0,270 = 0,591 \cdot 10^6 \text{ kWh}$$

$$9 \text{ mån } 6570 \text{ h} \cdot 0,366 = 2,405 \cdot 10^6 \text{ kWh}$$

$$\text{Ett års rörförlust} = 3,00 \cdot 10^6 \text{ kWh}$$

Årsförbrukningen av olja är 5.400 m^3 . Detta motsvarar $51,3 \cdot 10^6$ kWh utgående energi från centralen om pannans årsverkningsgrad = 0,88.

Totala rörförlusterna blir då 5,8 % av årsenergin från centralen eller 5,1 % av primärenergin.

3.4 Energibehov per lägenhet

Nuvarande oljeförbrukning totalt 5.400 m^3 , dvs primärenergi = $5400 \cdot 10800 = 58,3 \cdot 10^6$ kWh. Avgår pann- och rörförluster $7,00 + 3,00 = 10,00 \cdot 10^6$ kWh = 17,2 % av primärenergin. Disponibel energi = $48,3 \cdot 10^6$ kWh/år.

Avgår varmvatten 4.000 kWh/lgh för 2.800 lgh = $11,2 \cdot 10^6$ kWh/år. Kvar för uppvärmning $37,1 \cdot 10^6$ kWh. Detta är energin för uppvärmning av lgh + skolorna, centrum etc, vilket uträknats motsvara 3120 lgh dvs per lgh $37,1 : 3120 = 11891$ kWh/lgh. Detta motsvarar nästan exakt den levererade energin per 1000 m³ uppvärmd yta (bostäder, lokaler och varmgarage) som Statistiska Centralbyrån 1977 anger för nybyggen gjorda åren 1971--75 med 26 - 50 % andel uppvärmd lokalyta och varmgarage 187 resp 179 MWh för Fisksätra.

3.5 Mätningar i undercentralerna

För att få fastsällt hur värmecentralens temperaturförhållande i praktiken överensstämmer med beräkningsunderlaget utfördes under vinterhalvåret 1978--79 en serie temperaturmätningar i anläggningen. Dessutom studerades givetvis de löpande omsorgsfullt gjorda temperaturmätningarna från de gångna åren.

Nät mätvärdena från fem mättillfällen med utetemperaturer mellan +9 och -22°C jämfördes för de 10 undercentralerna, vilka var och en betjänar tre nära lika huskroppar, förelåg stora avvikelser i temperaturer och konsumerad värme. En detaljstudie hur fördelningsstammarnas förinställningsventiler var inställda visade att stor avvikelse i många fall förelåg från den rekommendation efter vilka stammarna inställdes när anläggningen var ny och avlämnades av entreprenören. På grund av de stora avvikelserna kunde därför ej mätvärdena betraktas som representativa för att bedöma anläggningens värmestatus. Under sommaren 1979 genomgick Nackahems personal anläggningen och reglerade in den korrekt. Dessa förhållanden har fördröjt denna rapport ett år.

Fem nya mätningsserier vid ute +6°C till -21°C utfördes i anläggningen vintern 1979/80 och på basis av dessa och det ursprungliga beräkningsunderlaget har fram- och returtemperaturerna för undercentralerna och huvudcirkulationen tabellerats i figurerna 3.51 - 3.55. Värdena har sammanställts i diagramform i figurerna 3.61 - 3.63. Efter en ingående analys och genomräkning av den föreliggande tekniska utrustningen har som slutresultat uppritats temperaturkurvor i figur 3.65.

Jämför man de visade temperaturerna i diagrammet 3.65 med det formella underlaget från beräkningarna dvs 80/60° fram/retur sekundärt för undercentralerna 120/70° primärt för huvudcentralen kan man på nytt konstatera det kända faktum att en kraftig överdimensionering har varit allmänt accepterad av VVS-konsulter för anläggningar av denna typ. Vid den dimensionerade utetemperaturen -18°C gäller i stället för 80/60° värdena 58/45° och för 120/70 85/55°. Att anläggningen är så kraftigt överdimensionerad innebär givetvis en mycket stor fördel när man vill effektivisera densamma med hjälp av värmepumpar.

3.6

Beräkningar

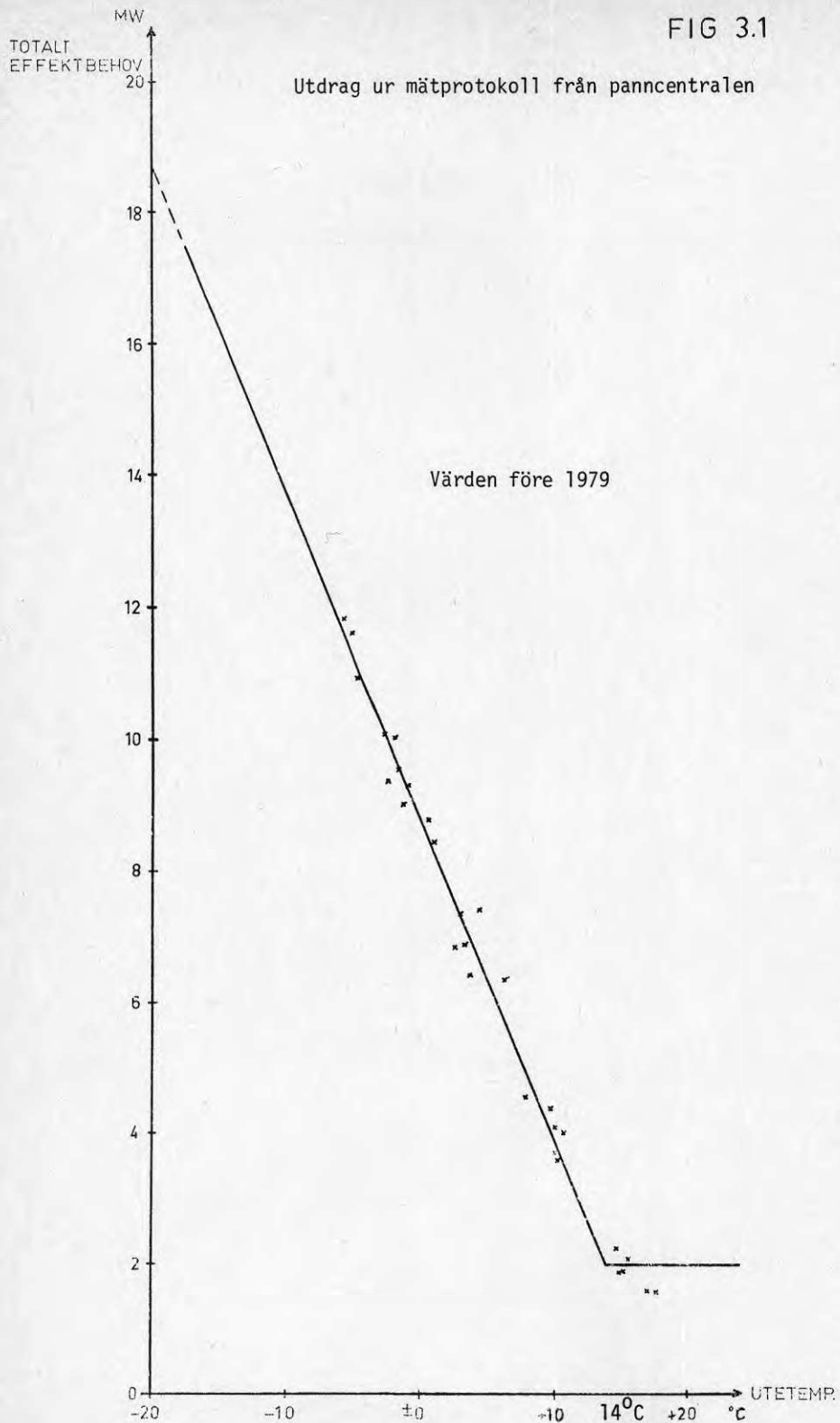
Utgående från mätningarna i mätprotokollen 3.51 - 3.55 sammanställda i figur 3.61 - 3.64 har temperaturskillnaden mellan radiatorsystemets tillopps- och returledning framtagits för den nuvarande rumstemperaturen 22°C för varierande utetemperatur och omräknats till 20°C se figur 3.64. På liknande sätt har radiatormedeltemperatur och därmed radiatorsystemets tillopps- och returtemperatur beräknats och redovisats i figur 3.63. Därefter beräknades undercentralernas behov av värme i primärsystemet som funktion av utetemperaturen. Se figur 3.65.

Beräkningar för starkt varierad förbrukning av tappvarmvatten har utförts men redovisas inte här eftersom detta komplicerar beskrivningen ytterligare.

Energibehovet vid olika utetemperaturer har därefter beräknats med hjälp av SMHI:s varaktighetsredovisning och visas i figur 4.1c. För värmepumparna har utetemperaturen och den därtill hörande värmeeffekten samordnats med energikällan sjövattnet och dess temperatur i kap 6 för beräkning av värmepumparnas axelenergi. På liknande sätt har energi-behovet för luftvärmade värmepumpar utgående från rådande utetemperatur beräknats och redovisats i kap 6.

FIG 3.1

Utdrag ur mätprotokoll från panncentralen



Tab 3.1 a

Undercentral	Radiator- krets kW	Tillufts- krets kW	Förbruknings- varmvatten kW	Summa totalt kW	Energi- konsumtion Eo 4LS 1977 m ³
21	925	174	183		
28	1.006	306	211		
31	971	262	188		
32	962	262	191		
33	962	262	191		
34V	1.303	262	273		
34Ø	1.148	436	241		
35	952	262	191		
41	1.108	248	202		
42	946	248	191		
	<u>10.183</u>	<u>2.722</u>	<u>2.062</u>	14.967	5.031.11
Bostadshusen totalt					
Garage	43.000 m ²				
Lokaler	7.426 m ²	ly (lägenhetsyta)			
Lgh	177.315 "				
Antal lgh	2.496 st	inkl lokaler			
Totalt	194.882 m ²				
Centrum	4.986 m ²	105	942	95	142.45
Alléskolan	4.824 "	419	-	314	31.17
	<u>10.707</u>	<u>3.664</u>	<u>2.471</u>	16.842	
Fisksätra skolan med sporthall					
	7.042				
	1.620	1.860			142.46
Lennbo skolan					
	2.196	580			63.15
Församlingshem kyrka					
	880	290			21.48
	<u>19.572</u>			19.572	
Gatuvärme Egenvärme					
	<u>3.490</u>				51.72
	23.062			23.062	7.46
Totalt	Ca 3.120 lgh värme		Ca 2.800 lgh varmvatten		5.491.00
					Normalår 5.400

FISKE-SÄTRA

$\Delta T = \text{TEMP. SKILLNAD MELLAN TILLOPP O. RETUR RÄNNFORR}$

$T = \text{VJETEMP.}$

TOR WADMARK

Fig 3.61

$$\Delta T = 0.39 (15.2 - T_{\text{ute}})$$

$$\Delta T = 0.39 (22 - T_{\text{ute}}) - 2.63$$

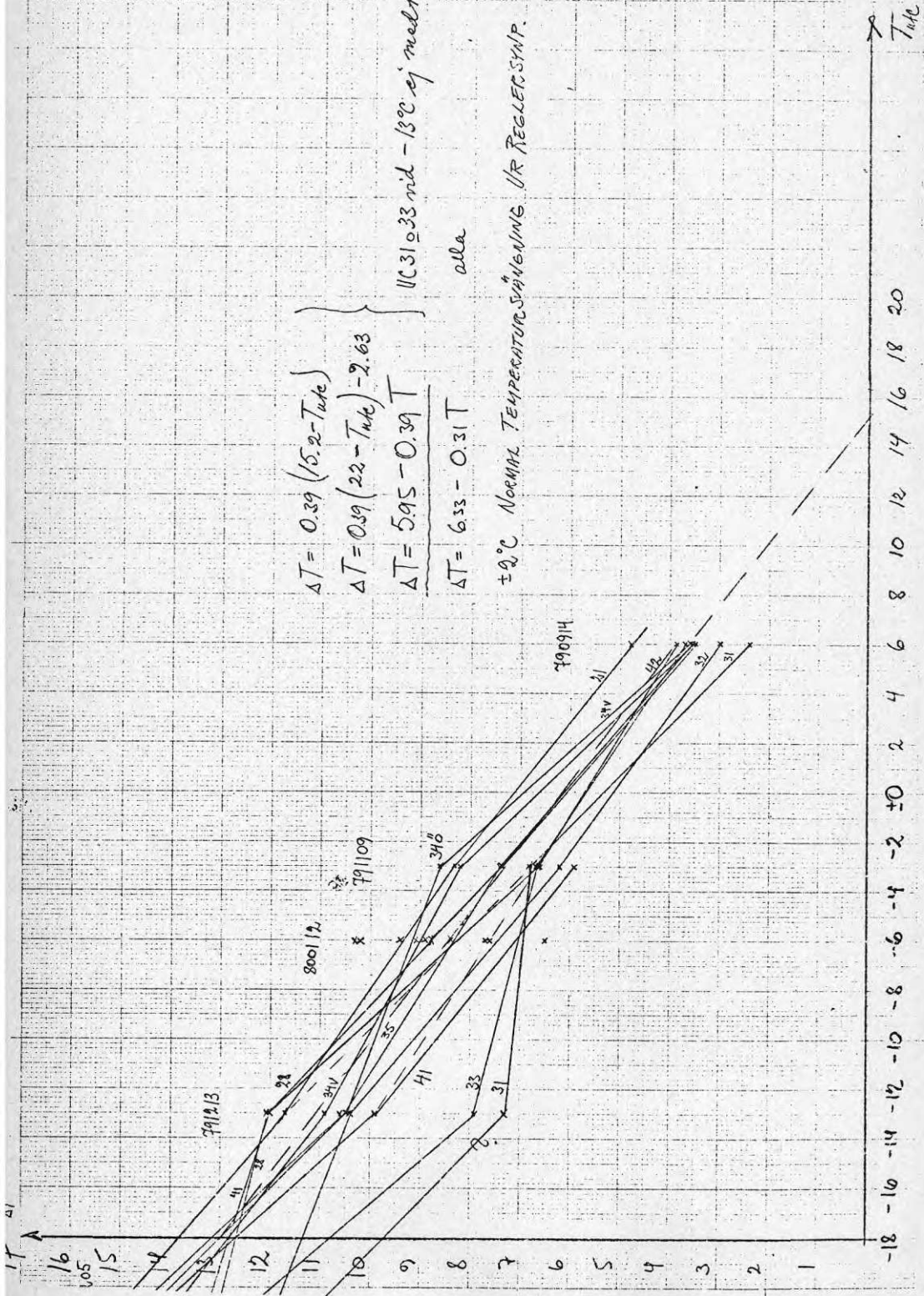
$$\Delta T = 5.95 - 0.39 T$$

$$\Delta T = 6.33 - 0.31 T$$

11.31.033 mid -13°C ej medtagna

alla

± 0.2°C NORMAL TEMPERATURSÄMNING UR REGLETSNIP.



79 12 91

TOR WADMARK

Figur 3.62

$\Delta T = \text{RADIATORMEDELTEMPERATUR} - \text{RUMSTEMP. } 22^{\circ}\text{C}$

$T = \text{UJETEMP.}$

regressionsanalys

$$\Delta T = T_m - 22$$

$$T_m = \left(\frac{54.8 - 22}{15.2 + 18} \right) \cdot \frac{1}{\frac{1}{141} + 22}$$

$$T_m = \left(\frac{54.8 - 22}{15.2 + 18} \right) \cdot \frac{1}{\frac{1}{12} + 22}$$

34 $\Delta t^{\circ}\text{C}$

32

30

28

26

24

22

20

18

16

14

12

10

8

6

4

2

-18

-16

-14

-12

-10

-8

-6

-4

-2

0

2

4

6

8

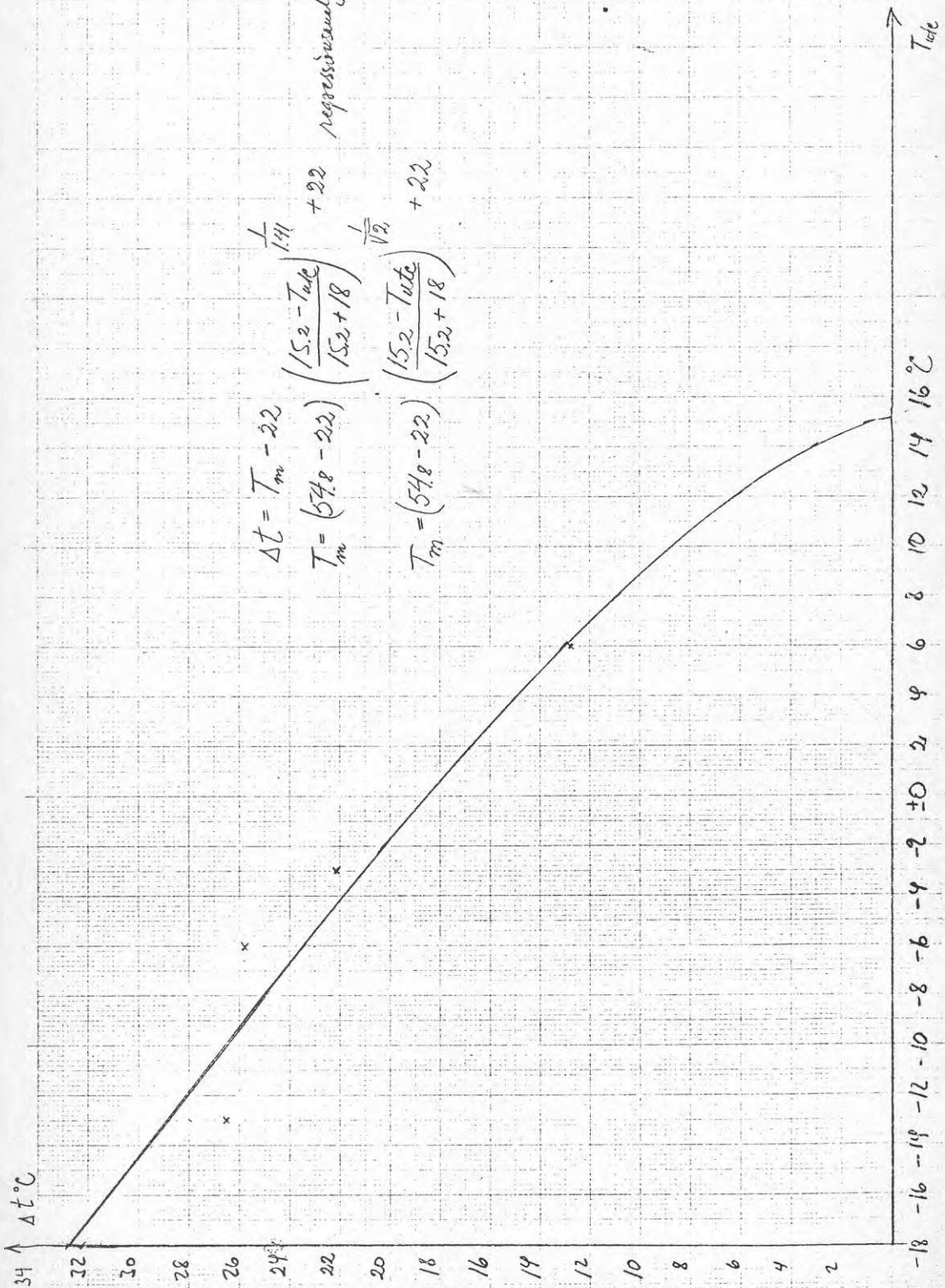
10

12

14

16 $^{\circ}\text{C}$

T_{rad}



96°C/-18

800107

TOR WADHARUK

Figur 3.63

FISÉSÄTRA

ORS! $T_n = 22^\circ\text{C}$ för S-TILLOPP

$T_n = 20^\circ\text{C}$ för P-TILLOPP

P-TILLOPP

P-RETUR

S-RETUR

70 TILLOPPSTEMPERATUR

RADIATOR

°C

$$T_1 = (69.64 - 2.2) \left(\frac{15.2 - T_{ute}}{15.2 + 18} \right)^{\frac{1}{1.225}} + 2.2 \text{ HEDELVÄRDE}$$

3. PIVETHEDEL VÄRDEN

$$T_1 - 2.2 = 2.83 (15.2 - T_{ute})^{\frac{3}{4}} \text{ genom regressionsanalys}$$

$$T = (61.1 - 2.2) \left(\frac{15.2 - T_{ute}}{15.2 + 18} \right)^{\frac{3}{4}} + 2.2 \text{ --- " ---}$$

60 S-TILLOPP

x

(x)

(x)

x

50 P-RETUR

S-RETUR

40

30

20

°C T_{ute}

.. 11 10 -10 -8 -6 -4 -2 ±0 2 4 6 8 10 12 14 16 18

FISESÄTKA

ΔT_S TEMP. DIFF SEKUNDÄRT TILLOPP-RETUR RAD.

T_{UTE} UTE TEMP.

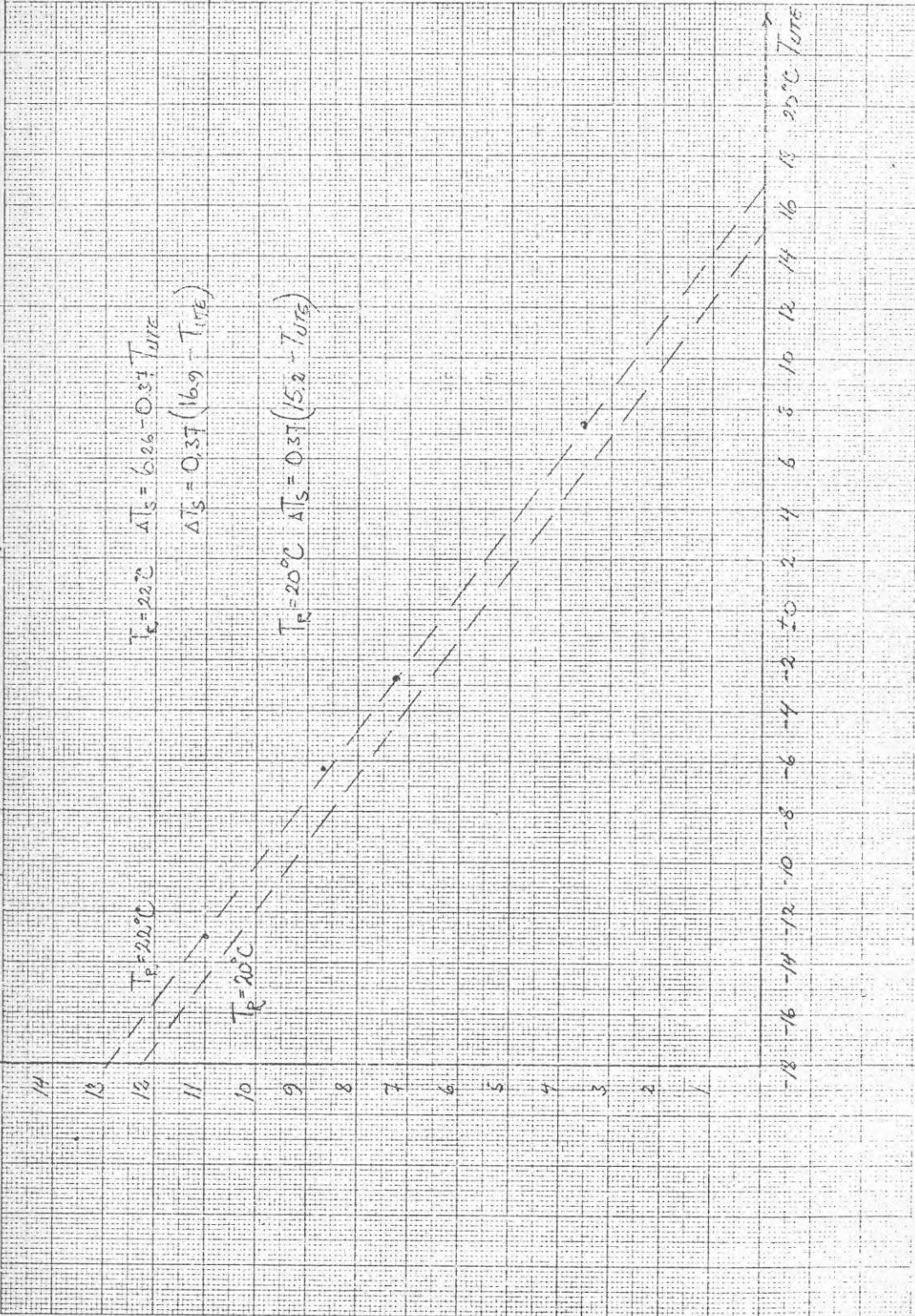
T_R RUMSTEMP.

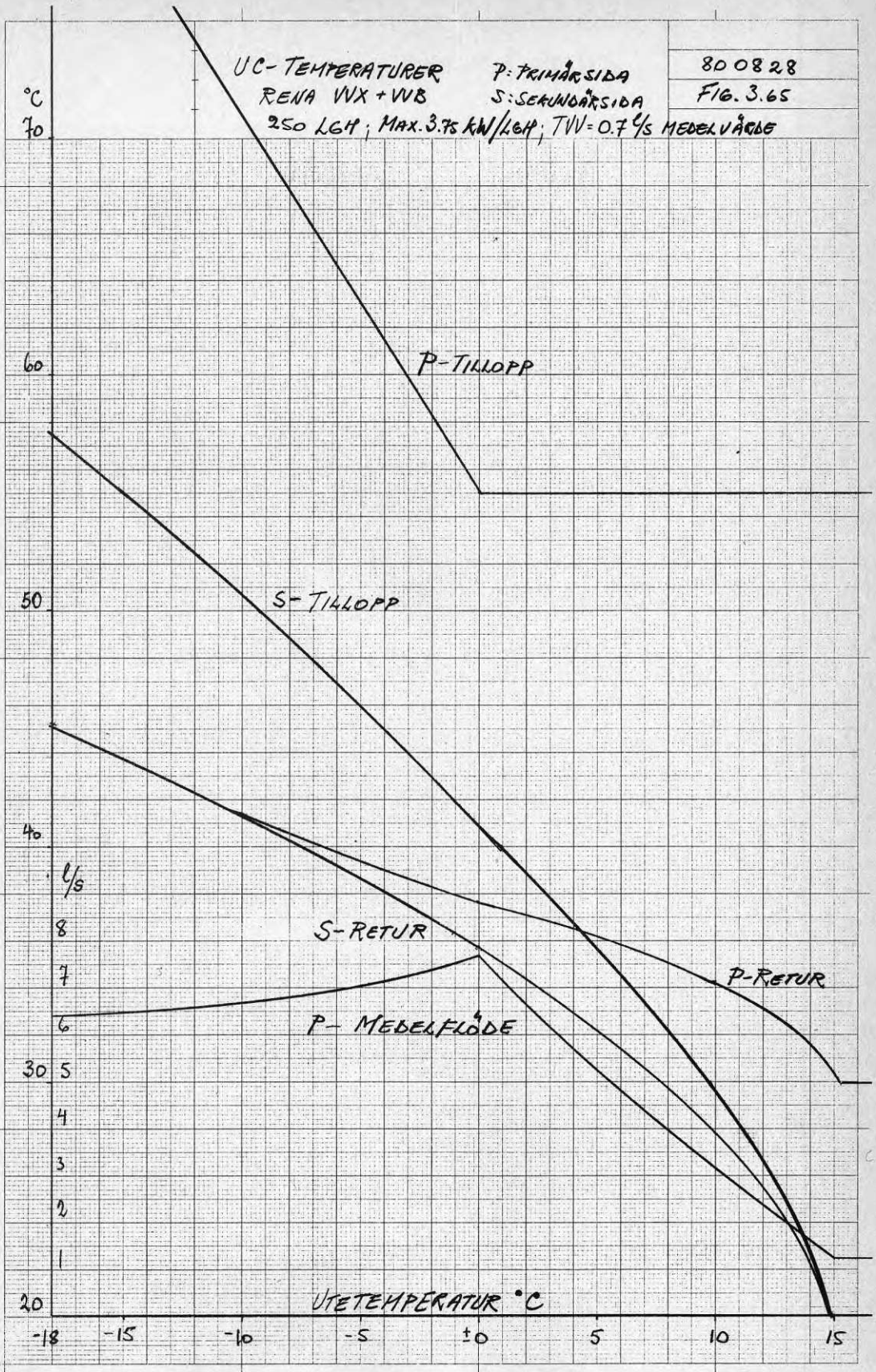
TOR WÄRMING

800118

Fig 3.64

15 ΔT_S SEKUNDÄRT, RADIATOREC TILLOPP-RETUR





BASMATERIAL FÖR UPPVÄRMNING I FRAMTIDEN

För att få en mer generell giltighet för de följande beräkningarna utgås från de förbrukningsvärden Energiprognosutredningen (EPU) anger i sitt betänkande. Där uppges för äldre bebyggelse åtgången $14500 - 4000 = 10500$ kWh/lgh. Frågan är hur mycket man vågar räkna med att energikonsumtionen sjunker när varmvattnet distribueras vid 45°C i stället för 55°C och uppvärmningsenergin distribueras snävt efter behovet. Vid BFR understödda undersökningar har man kommit till minskningen 20 ä 30 % totalt.

För enkelhetens skull antas sparandet i centrum och skolor procentuellt bli lika stort som i lägenheterna. Man kan då relatera förbrukningen till ett omräknat lägenhetsantal av 3120 för värme och 2800 för varmvattnet.

Uppställningen för den framtida totala årsförbrukningen i Fisksätra blir om 20 % sparande läggs på EPU:s värden:

	EPU	80 % av EPU	Antal lgh	10^6 kWh/år
	kWh/lgh	kWh/lgh		
Värme	10.500	8.400	3.120	26,21
Bruksvatten	4.000	3.200	2.800	8,96
Summa	14.500	11.600		35,17
=====	=====	=====		=====

vilket är 73 % av nuvarande förbrukning om $48,3 \cdot 10^6$ kWh/år.

Att denna sänkning med 27 % av energiåtgången i Fisksätra är realistisk framgår av följande resonemang. Den vinst som fås genom sommaravstängning av värmekretsarna samt genom att vattnet distribueras vid lägre framtemperatur blir 5 %, kvarstår 22 %.

Enligt mätningar i 10 st undercentraler vid fem olika tillfällen och vid utetemperaturer mellan $+6^{\circ}\text{C}$ och -21°C har de två undercentraler som uppvisar minst energiförbrukning förbrukat 27 % mindre än medelvärdet. När ingen överdistribution av värme sker i ett nytt system bör sålunda en viss marginal finnas.

4.1

Selektiva väderdata från SMHI

SMHI har lämnat en tabell, figur 4.1 a, daterad 1978-02-08, där temperaturmätningar för Stockholm registreras med 15 perioder per dygn. På basis härav har bilagda figur 4.1 b gjorts upp som underlag för värmepumpsberäkningar med följande kolumner:

- 1) anger medeltemperatur för temperaturperioden $\pm 1^{\circ}\text{C}$
- 2) temperaturdifferensen mot $+15^{\circ}\text{C}$
- 3) antal SMHI:s perioder per temperaturintervall
- 4) värdet i 3) delat med 15 = längd i dagar
- 5) graddagar dvs produkter av 2) x 4)
- 6) graddagar x 2668 (som är kWh/graddag) = energi för husvärme
- 7) dagar i kolumn 4) x 10,13 (som är kWh/dag = energi för tappvarmvatten
- 8) summa energi för husvärme + tappvarmvatten

Rörförlusterna tillkommer:

Rörförlusterna är för närvarande 0,270 MW vid 80° framtemperatur på sommaren och 0,366 på vintern vid framtemperatur 100°C .

Vid de framtemperaturer man i framtiden får räkna med kan, schematiskt, rörförlusterna antas bli ca $1,7 \cdot 10^6$ kWh, vilket är 57 % av tidigare rörförluster som utgjorde 5,8 % av distribuerade energin. En vinst av 2,5 % av totalenergin uppnås sålunda genom lägre framtemperatur.

Per lägenhet blir rörförlusterna 545 kWh/år varav 119 faller på sommaren.

I medeltal är rörförlustens storlek ca 1/5 av bruksvattenuppvärmningens medeleffekt.

- 9) summa energi per lgh inkl rörförlusterna som gäller för Fisksätra.
- 10) procent energi räknat från 14° ute
- 11) effekten i kWh/lgh för temperaturperioderna.

I bifogade diagram, figur 4.1 c har kurvorna för kolumnerna 9, 10 och 11 uppritats. Man ser att maximum för kWh-kurvorna ligger vid 1°C medan tidigare sådana kurvor brukar visa ett maximum vid ca -5°C . Förskjutningen är en fördel vid införande av värmepump. Vid toppen $+1^{\circ}\text{C}$ är redan 60,3 % av energin täckt och vid -5°C så mycket som 86,5 %.

Anläggningens totala värmebehov per år ut från centralen under dessa premisser blir:

Husvärme + rörförluster	$8950 \text{ kWh} \times 3120 \text{ lgh} = 27,92 \cdot 10^6 \text{ kWh}$
Bruksvatten	$3200 \text{ kWh} \times 2800 \text{ lgh} = 8,96 \cdot 10^6 \text{ kWh}$
Summa	$12150 \text{ kWh} \quad 36,88 \cdot 10^6 \text{ kWh}$

Detta är 72 % av den nuvarande årsförbrukningen. Av minskningen 28 % har 5 % vunnits i sommarförbrukning och lägre rörförluster, de återstående 23 % anses kunna vinnas genom lämpligare distribution av energin till lägenheterna. Därtill kommer det sparande som kan uppkomma genom införande av värmepumpar.

4.2 Värme från sjövattnet

När värmen tas från sjön måste beräkningarna göras månad för månad. I tabellen, figur 4.2 a, har värden månad för månad angivits för följande:

1	Graddagar	Kd
2	Husvärmeenergi	%
3	Husvärme	kWh/mån
4	Bruksvattnet	kWh/mån
5	Rörförluster	kWh/mån
6	Summa energi	kWh/mån
7	Utetemperatur	medel °C
8	Solstrålning	kWh/m ² mån
9	Sjötemperatur	medel °C

Med hjälp av tabellens värden och fram- returkurvorna har oljeåtgång för några olika värmepumpseffekter uträknats.

4.3 Förbrukning av tappvarmvatten

Som komplettering till föregående berörda sparmöjligheter kan följande andragas.

Sommaren med längre dagtid och en timmes tidigareläggning av arbetstiden breddar badperioden och ger därmed effektminskning för tappvarmvattnet och verkar utjämnande på veckodagarnas behov av tappvarmvattnet. Sänkning av temperaturen på tappvarmvattnet till 45°C och ökningen av kallvattentemperaturen under sommaren reducerar effektbehovet. Klenrördimensionering vid tappställena och sammanlagrings-effekter för nära 2500 lägenheter verkar utjämnande på totala effektbehovet.

3 st värmepumpar ger knappt 1 kW/lgh och med viss effektutjämning pga värmelagring i fjärrvärmesystemet bör värmepumparna ensamma kunna svara för tappvarmvattnets värmeeffektbehov. Skulle värmeeffekten inte räcka, är det så nära att hyresgästernas beteendevanor snabbt anpassar sig och skadan med ev tillfälligt något lägre temperatur än 45°C är obetydlig.

Höst och vår när uppvärmningsbehov föreligger "lånas" värme tillfälligt från husets radiatorsystem men tappvarmvattenbehovet ökar också vid denna tid varför någon panna går in och ökar värmeeffekten när behov föreligger i badperioden.

Fig. 4/a

KÖRTI 1978-02-08 KL 13.09

SMHI-KDE

FREKVENSFÖRDELNING AV DYKNSMÄDELTEMPERATURER

OBSERVATORIEKULLEN

1961-1975 30 m högre än Bromma

STOCKHOLM

INTERVALL	JAN	FEB	MAR	APR	MAJ	JUN	JUL	AUG	SEP	OKT	NOV	DEC	HELA PERIODEN
+28.0 +29.9								1					1
+26.0 +27.9								2					2
+24.0 +25.9						2	6	5					13
+22.0 +23.9						19	25	12					56
+20.0 +21.9						35	66	30	4				135
+18.0 +19.9					6	68	93	59	12				238
+16.0 +17.9					19	110	118	130	27				404
+14.0 +15.9					43	104	104	142	83				481
+12.0 +13.9				13	76	67	49	70	124	5			481
+10.0 +11.9			2	18	99	31	4	14	100	32	2		431
+ 8.0 + 9.9			5	47	103	11			65	77	19	2	347
+ 6.0 + 7.9	1	1	18	73	75	3			21	88	50	12	375
+ 4.0 + 5.9	15	9	49	90	26				14	71	97	50	421
+ 2.0 + 3.9	63	42	79	121	16					43	85	65	514
+ 0.0 + 1.9	93	101	106	59	2					22	95	106	584
- 2.0 - 0.1	70	77	78	16						4	43	69	357
- 4.0 - 2.1	61	51	64	6							28	58	268
- 6.0 - 4.1	58	33	34	7							17	38	187
- 8.0 - 6.1	42	36	16								10	29	133
-10.0 - 8.1	28	26	10								3	23	90
-12.0 -10.1	14	26	3								1	11	55
-14.0 -12.1	13	7	1									2	23
-16.0 -14.1	6	6											12
-18.0 -16.1	1	6											7
-20.0 -18.1		1											1
-22.0 -20.1		1											1
-24.0 -22.1													
-26.0 -24.1													
-28.0 -26.1													
-30.0 -28.1													
ANTAL	465	423	465	450	465	450	465	465	450	465	450	465	5478
MEDEL	-2.5	-2.9	0.2	4.6	10.2	16.1	17.4	16.4	12.3	7.6	2.3	-0.8	6.8
STRECK	4.2	5.1	3.9	3.5	3.4	3.3	2.9	2.8	3.0	3.2	3.7	6.3	8.2

Femton mätningar (perioder) per dygn.

UTGÅR

energi per lägenhet kWh

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11

Utetem. °C	Temp.- differens mot +15°	Perioder enl. SMHI	Längd i dagar av temp.perioder	Grad- dagar Ingen uppvärm- ning	Energi för husvärme kWh Ingen uppvärm- ning	Energi för bruksvatten kWh (=83% av 684)	Summa energi 6 + 7 kWh	Summa total energi inkl. förl. i rör kWh	%	kW	Utetem. °C
3 mån. på som- maren 15	-	-	92	Ingen uppvärm- ning	Ingen uppvärm- ning	565	565	684	5,6	0,31	
13	2	245	16,33	32,67	87,2	165,5	252,7	279,5	7,9	0,64	13
11	4	298	19,87	79,47	212,0	199,3	411,3	443,9	11,6	0,93	11
9	6	364	24,27	145,60	388,5	246,0	634,5	674,3	17,1	1,16	9
7	8	339	22,60	190,80	482,4	229,0	711,4	748,4	23,3	1,38	7
5	10	421	28,07	280,67	748,9	284,5	1033,4	1079,4	32,2	1,60	5
3	12	514	34,27	411,20	1097,2	347,3	1444,5	1500,7	44,6	1,82	3
1	14	584	38,93	545,07	1454,4	394,5	1848,9	1912,7	60,3	2,05	1
-1	16	357	23,80	380,80	1016,1	241,2	1257,3	1296,3	71,0	2,27	-1
-3	18	268	17,87	321,60	858,1	181,1	1039,2	1068,5	80,0	2,49	-3
-5	20	187	12,47	249,33	665,3	126,4	791,7	812,1	86,5	2,71	-5
-7	22	133	8,87	195,07	520,5	89,9	610,4	624,9	91,6	2,94	-7
-9	24	90	6,00	144,00	384,2	60,8	445,0	454,8	95,4	3,16	-9
-11	26	55	3,67	95,33	254,4	37,2	291,6	297,6	97,8	3,38	-11
-13	28	23	1,53	42,93	114,5	15,5	130,0	132,5	98,9	3,61	-13
-15	30	12	0,83	24,00	64,0	8,1	72,1	73,4	99,5	3,82	-15
-17	32	7	0,47	14,93	39,8	4,8	44,6	45,4	-	4,02	-17
-19	34	1	0,07	2,27	6,1	0,7	6,8	6,9	-	4,11	-19
-21	36	1	0,07	2,40	6,4	0,7	7,1	7,2	100,0	4,29	-21
		3899	259,96	3148,14	8400	2632,5	11032,5	11458,5			
		Energi per graddag =		8400	= 2,67 kWh/k _d · t _{gh} = (2635)			684 (sommar)			
				3148,14		= 111 W/k _d · t _{gh}		12143 kWh/lgn			
					Årsbehov från centralen:						
					Husvärme + rörförluster 8950 kWh x 3120 lgh = 27,92 · 10 ⁶ kWh						
					Bruksvatten						
					3200 " = 2800 " = 8,96 · 10 ⁶ "						
					12150			36,88 · 10 ⁶ kWh/lgn			

Fisksätra Central

Energi per lägenhet %

Husvärme 8400 kWh = 69,2 %
 Bruksvatten 3200 " = 26,3 %
 Rörförluster 550 " = 4,5 %
 per lgh 12150 kWh 100 %

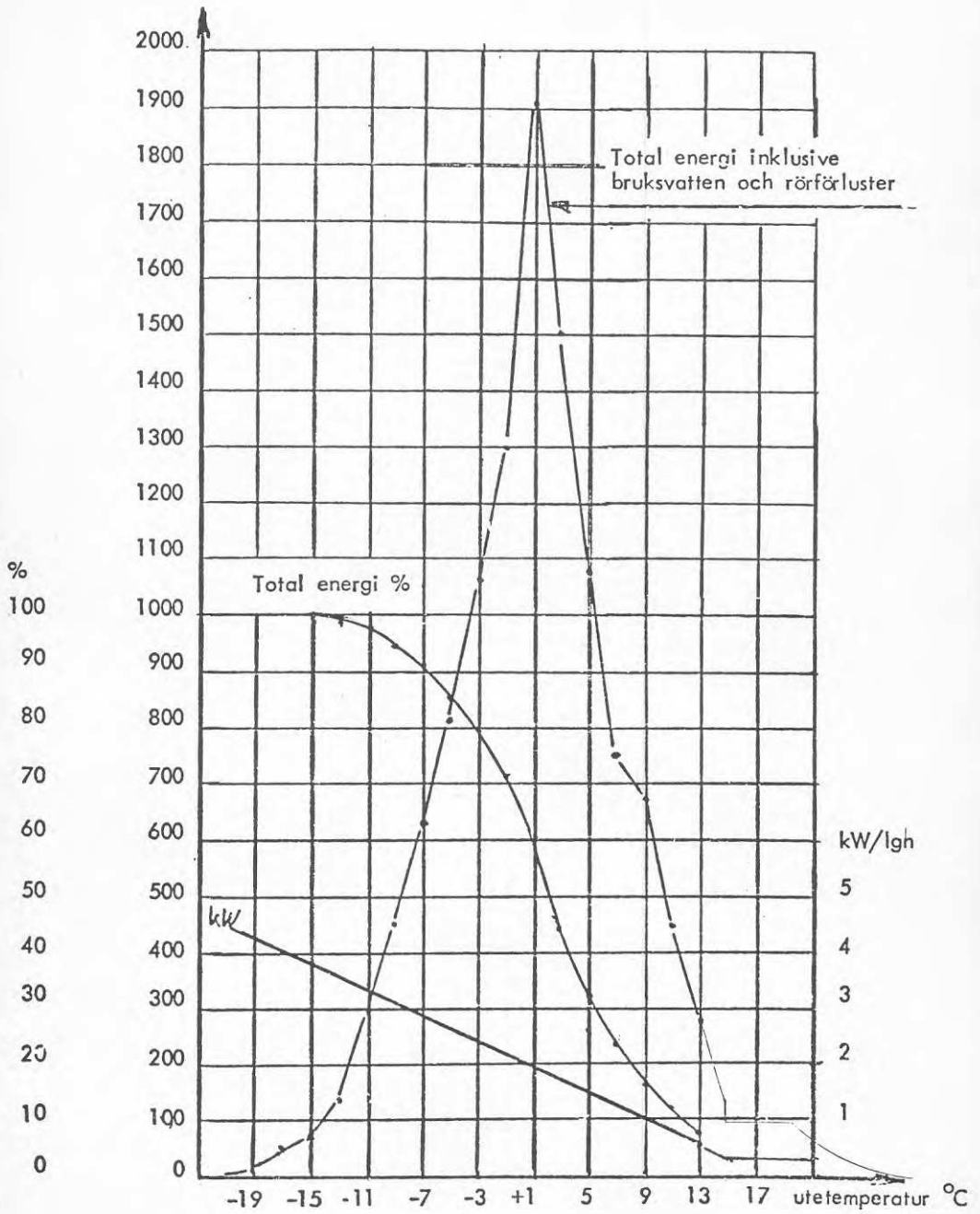
	Jan	Febr	Mars	April	Maj	Juni	Juli	Aug	Sept	Okt	Nov	Dec	Summa
1 Graddagar	542	504	459	310	143				90	227	378	487	= 3140
2 Husvärmingsenergi %	17,26	16,05	14,62	9,87	4,55	-	-	-	2,87	7,23	12,04	15,51	= 100 %
3 Husvärme kWh	1450	1348	1228	829	382	-	-	-	241	608	1011	1303	= 8400
4 Bruksvatten kWh	293	293	293	293	293	188	188	188	293	293	293	293	= 3201
5 Rörförluster kWh	48	48	48	48	48	40	40	40	48	48	48	48	= 552
6 Summa energi kl/h	1791	1689	1569	1170	723	228	228	228	582	949	1352	1644	=12153
7 Utetemp. medel °C	-2,5	-2,9	-0,2	+4,6	10,2	16,1	17,4	16,4	12,3	7,6	2,3	-0,8	
8 Solstrålning kWh/m ²	10,7	26,2	74,8	110,9	154,2	179,6	164,4	123,4	78,8	36,7	12,4	6,6	978,7%
9 Sjötemp. ^{x)} medel °C	0,9	0,9	1,1	3,3	8,3	14,5	18,3	18,3	14,9	10,2	5,4	2,4	

x) Mätarvatten vid Slussen
 på 1,5 m djup
 medelvärden 1969-1978

Figur 4.1 c.

Fisksätra Central

Energi per lägenhet

kWh per
intervall
om 2°

5 ALTERNATIVA VÄRMEKÄLLOR

En generell systemmatris för byggnadsuppvärmning har framtagits. Se tabell 5. Kortfattat kan följande tänkbara alternativa värmekällor anges och deras tillämpning för Fisksätrabebyggelsen värderas.

5.1 Uteluft

Uteluft är alltid tillgänglig, men dess temperatur är lägst när värmen behövs som bäst. Isbildning på förångarytorna försvårar förhållandena redan vid flera plusgrader. Detta innebär sänkning av värmefaktorn och höjning av investeringen. Relativt stora värmeväxlare-förångare är utrymmeskrävande. Även fläktarnas ljudalstring kan besvära främst sommartid via öppna fönster.

Det är dock av stort intresse att preliminärt utreda spareffekt och investering för uteluftalternativet, vilket också sker i det följande.

5.2 Avluft (ventilationsluft)

Hög gynnsam temperatur har frånluften men är tidvis fettbemängd i imkanalerna från köken. I Fisksätra bostadshus betjänas varje trapphus av två frånlufts-system, dock så integrerat att varje frånluftsfläkt evakuerar två halva trapphus. Lägenhetsplanerna är sådana att frånluftsfläktarna placerats på tak mellan trapphusen. Det finns således ungefär lika många frånluftsfläktar som trapphus dvs ca 230 st jämnt fördelade. Luften tas in bakom värmelementen i lägenheterna och sugsut ur badrum, toaletter och kök.

Det kan anmärkas att något av de idag kommersiellt tillgängliga systemen för tillvaratagande av frånluftens värme genom överföring till tilluften med hjälp av värmeväxlare, värmerör eller konventionell värmepump inte är tillämpligt i Fisksätra. Man kan för övrigt anmärka att som dessa system normalt tillämpas idag tar de ut alldeles för litet av frånluftens potentiella värme, för att vara godtagbart i fallet Fisksätra.

Undersökningar har gjorts om överföring av spillvärmets till bruksvattnet t ex i rapport BFR nr 781498-3 varav framgår att ca 98 % av årsenergin för tappvarmvatten kan återvinnas med en medelvärmefaktor 3.8. Även här blir spareffekten oacceptabelt låg.

I avsnitt 8.2 skisseras ett system för tillvaratagande av avluftsvärmet, som har utsikter att ge radikalt högre spareffekter. Detta system förutsättes bli föremål för studier i etapp II av Fisksätrastudien.

5.3 Vatten

200 m norr om panncentralen för Fisksätrabyggsen ligger den närbelägna Saltsjö-Duvnäs-viken, ca 20 m djup. Denna värmekälla kan utnyttjas på flera olika sätt.

5.31 Med värmepump utan frysning

Under månaderna april t o m november då ytvattnet i viken normalt är ca 5 grader eller mer kan vattnet pumpas genom förångaren i en värmepump varvid man kan ta ut ca 5 kWh per m³ pumpat vatten. De fyra månaderna då vattnet är under 5 grader finns numera en möjlighet att använda strilvärmväxlare varvid vatten ner till 1,5 grader kan utnyttjas med uttag av ett temperaturfall av endast 1 grad. Detta ger en fem gånger så stor vattenmängd mot övriga månader, vilket är en belastning för systemet. Vattenmängderna blir så stora att man kan ifrågasätta om den naturligt disponibla östra delen av Saltsjö-Duvnäs-viken räcker till. Man kommer att få utnyttja bottenvattnet till ca 1/3 av djupet dvs 7 m från botten. Vilken temperatur detta vatten har på vintern är inte helt klart utan bör närmare utredas. Man måste också utarbeta ett säkert system så att det kylda vattnet inte återcirkulerar. I den västra delen av viken på andra sidan om Fisksätra Holme finns flerdubbla vattenmängden som eventuellt kan utnyttjas.

Detta system utredes närmare för mycket stora värmepumpar som komplettering av oljeeldning i fjärrvärmesystem vid elöverskott. Detta tages därför ej upp i denna studie.

5.32 Med värmepump och frysning

Som alternativ till det ovanstående är det mycket naturligt att forma förångaren till en ismaskin där vattnet från viken fryses till is som i form av issörja återföres till viken. Man får då under de kalla månaderna pumpa endast 80-delen så mycket vatten till förångaren. Men man får istället stora volymer is att ta hand om, vilket inte är problemfritt.

Alternativet utreds närmare i det följande.

5.33 Sjömagasin

Genom transparent isolering av vattenytan i en del av viken kan både direkt och indirekt solstrålning tillgodos göras för vattnets uppvärmning, därtill kommer att avdunstningen från vattenytan nästan helt förhindras. Härigenom skulle ett magasin kunna skapas som vid ingången av december fortfarande höll en så hög temperatur att vatten till förångaren aldrig under de fyra vintermånaderna sjönk under 5°. Sparprocenten skulle då bli inte obetydligt högre än i de två föregående fallen.

Alternativet är av intresse och bör närmare studeras men behandlas inte i denna studie.

5.4 Orent avloppsvatten

Ca 200 m SV panncentralen går en spillvattentunnel i berg till det 12 km avlägsna Boo Reningsverk. Det uppskattade flödet är ca 500.000 m³ orent spillvatten per år. Antages det att ett temperaturfall av ca 10^o kan uttas med hjälp av värmepump motsvarar detta ca 540 m³ eldningsolja eller 10 % av nuvarande förbrukning.

Man måste emellertid ifrågasätta om det till ca 2^o nerkylta vattnet på sin väg till Boo Reningsverk uppvärms så mycket att dess temperatur kan godtas av verket. Renat avloppsvatten från våra reningsverk som innehåller avsevärda mängder energi bör därför helst utnyttjas i centrala avloppsreningsverk för oljesparande.

För Fisksätra är utnyttjande av denna energikälla knappast av intresse bland annat därför att sparprocenten blir för låg för att motsvara dagens energisituation.

5.5 Solvärme

Följande alternativ då värmets hämtas från solen är av intresse att studera

- 5.50 Plana glasade solfångare, allmänt
- 5.51 Selektiv solfångare
- 5.52 Selektiv solfångare med värmepump och vattenmagasin
- 5.53 Oglasad solfångare med värmepump
- 5.54 Evakuerad solföljande solfångare
- 5.55 Solföljande helistater
- 5.56 Solceller

5.50 Plana, glasade solfångare

Dessa finns i flera principiellt olika utföranden med svart och selektiv absorberande yta och med ett eller två glas. Dessutom kan de monteras med olika orientering och med olika lutning mot horisontalplanet.

Den fångartyp som man mest intresserar sig för är den med selektiv yta och ett glas. Den har använts både för värmning av enbart bruksvatten och för hel uppvärmning.

Fångaren med selektiv yta ingår i flera system i vilka värmemagasin och värmepump ingår och den konkurrerar därmed med den fokuserande solfångaren. Man har menat att den förras lägre kostnad och lägre installationskostnader väl skulle kompensera den lägre insamlade årsenergin och lägre temperaturnivån.

Det som är otillfredsställande med idag marknadsförda solfångare av denna typ i dess olika varianter är deras kostnader i installerat skick och att kondensationsproblem och inre försmutsning inte kan anses vara lösta och att de därmed inte får en godtagbar livslängd.

För nu marknadsförda stora selektiva fångare av denna typ är kostnadsläget oacceptabelt vid nuvarande energipriser.

5.51 Selektiv solfångare

En förstudie har gjorts för att fastställa vilket oljesparande som kan uppnås med en 8.000 m² solfångare av Gränges Aluminiums typ i utförande med ett glas, selektiv yta och lutning 45°. I nedanstående tabell angives det teoretiska och det uppskattade verkliga sparande som kan fås månad för månad om ett vattenmagasin på 800 m³ införs i huvudcirkulationssystemet.

Solenergi per månad till Fisksätra:

Månad	Oljeförbr. %	Ute-temp. °C	Fram-temp. °C	Retur-temp. °C	Medel-temp. °C	Insamlad energi			verkl %
						teoretiskt kWh/m ²	uppskattad års-%	utbyte	
April	9,6	4,6	35,3	34	36	69	1,49	x0,85	1,27
Maj	6,0	10,2	36,7	31	38	88	1,90	x0,85	1,62
Juni	1,9	16,1	55	35	45	85	1,84	x0,8x0,85	1,25
Juli	1,9	17,4	55	35	45	88	1,90	x0,8x0,85	1,29
Aug	1,9	16,4	55	35	44	82	1,77	x0,8x0,85	1,20
Sept	4,8	12,3	35,4	31	35	75	1,62	x0,85	1,38
Summa	26,1					487	10,52		8,01

Som synes är den uppnådda sparprocenten 8 % inte imponerande. Ett grovt överslag av pay-off-tiden för en sådan anläggning ger ca 14 år i 1980 års priser. Därvid har inte extra skötsel och underhåll medräknats.

Sparprocenten stiger visserligen till ca 34 % om man tar hänsyn till det initialsparande som enligt moment 4 anses kunna uppnås med en förbättrad teknik för distribution av energin i anläggningen. Tillhörande pay-off-tid blir 2,3 år, vilket värde givetvis inte skall tillgodoskrivas solfångarsystemets prestation.

Sparprocenten ligger för lågt för att man i dagens energisituation skall ge en rekommendation att bygga systemet.

5.52 Selektiv solfångare med värmepump och vattenmagasin

Om man investerar i både stora solfångare och dito vattenmagasin kan givetvis höga sparprocenter uppnås. Men man får också på grund av dessa komponenters höga kostnader mycket långa pay-off-tider vid nuvarande energipriser.

En schematisk förstudie har utförts för en sådan anläggning med en solfångare av 52000 m² och ett bergmagasin om 300000 m³. Därvid har förutsatts att minsta möjliga ingrepp görs i den centrala Fisksätra-pannanläggningen.

Resultatet visar ett oljesparande av ca 70 %. Pay-off-tiden är så hög som ca 12 år trots att den mycket stora solfångaren åsatts en kvadratmeterkostnad av 400 kr vilket är lägre än vad marknaden bjuder idag. Investeringen i solfångare och vattenmagasin utgör ca 75 % av totalinvesteringen.

En undersökning av ett system där den låga distributions-temperaturen i ett decentraliserat system tillvaratages bör göras. Detta sker lämpligen genom att komplettera det i moment 8.2 föreslagna systemet med solfångare och vattenmagasin.

5.53 Oisolerade solfångare med värmepump

Denna typ av solfångare är mycket intressant i kombination med värmepump. Den kan genom att den ger ett väsentligt värmeutbyte med uteluften även när solen inte skiner insamla energi från naturen dag och natt, årets alla timmar. Villkoret härför är att den vätska från värmepumpens förgångare som flyter genom fångarens rör i denna kyls till så låg temperatur att den ligger under rådande utetemperatur.

Vid medeltemperaturer hos fångaren som ligger under utetemperaturen kWh/m² upptar fångaren 13 kWh/m² och grad när vindhastigheten är 4 m/s och 9 kWh/m² och grad när vindhastigheten ligger vid 2 m/s.

Den oglasade fångartypen har föga beaktats i hittills publicerade studier över oljesparande system för byggnadsuppvärmning. Detta kan bero på att man apriori utgått ifrån att en sådan solfångare inte kan konkurrera med ett fläkt-försett förångarbatteri, direkt anslutet till värmepumpen. Detta är emellertid inte utan vidare klart utan är värt ett djupare studium. Vad som kan komma ut av dessa tankar utreds i annat sammanhang. Denna teknik bevakas.

5.54 Evakuerad, fokuserande solfångare

Med denna typ av solfångare med dess höga energiutbyte kan mycket höga spareffekter uppnås när den kombineras med värmemagasin. Införs också värmepump i systemet vinnes lägre installationskostnader medan spareffekten sjunker.

För stora anläggningar utförs magasinet lämpligen som ett magasin för varmvatten i berg eller jordlager. Upp till 80 graders temperatur är tekniken väl känd för bergmagasin och kostnaderna relativt gynnsamma. För mindre magasinsheter finns ännu intet system för vilket kombinationen av teknik och kostnader ger attraktiva lösningar vid nuvarande energipriser.

Värmepumparna, med deras motorer av el- och värmemotor-typ är kända. De tillverkas i löpande serier och denna teknik kan direkt tillämpas.

Det som hämmar och begränsar användningen av de evakuerade fokuserande solfångarna är kostnaden för själva solfångaren och för den uppställningsutrustning som skall ge fångaren en solföljande inriktning under hela dagen. Därtill kommer att kostnaderna för magasin, ledningsdragning och isolering hårt belastar kostnadskalkylen.

En stor merit hos denna fångartyp är att ingen kondens eller annan inre försmutsning behöver befaras för fångarrören varför deras livslängd med bibehållen full effektivitet borde vara möjlig att uppehålla.

Först med en mycket kraftig sänkning av kostnaderna för ett komplett rörligt fångarelement kan denna fångartyp bedömas bli konkurrenskraftig vid nuvarande energikostnader. Detta måste vinnas genom stor seriefabrikation av en tillverknings-tekniskt väl tillrättalagd konstruktion.

5.55

Heliostatolfångare

Solföljande heliostatspeglar koncentrerar solvärme till en solugn i torn utrustad med värmeväxling till primär-värmesystemet.

Dessa solfångare möjliggör högre temperaturer utan motsvarande värmeförluster som för plana solfångare. Energiöverföringen förenklas från heliostaterna till energicentralen speciellt i befintlig bebyggelse.

I den allmänna uppfattningen har denna typ av solfångare ansetts inte passa vårt klimat utan endast mycket solrika länder. Man bör inte förbise att när tekniken inom detta område hunnit utvecklas kan typen också bli aktuell i vårt land eftersom värmeförlusten vid högre temperatur är lägre. Införandet i befintlig bebyggelse ger fler möjligheter än enbart plana solfångare. Värmelagringen ökar också med högre temperaturer. Den internationella utvecklingen för denna typ bör följas upp.

5.56

Solceller

Solceller synes fortsätta falla i pris varför dessa också skulle kunna bli intressanta för överföring av energi för lagring i värmeackumulatorer och utmatning i värmesystem.

5.6

Värmekombinationer

De tekniska kombinationerna för uppvärmning är många. De flesta med värmepump framgår överskådligt av bifogad systemmatris. Tabell 5.1.

Den lämpligaste kombinationen bör ödmjukt och hoppfullt sökas och bearbetas i de lokalt rådande förhållandena.

SYSTEMMÄTRIS
FÖR UPPVÄRMNING MED VÄRMEPUMP

Tabell 5.1

Värmekälla	Värmebärare	Värmelager	Värmepump	Drivmotor	Motorenergi	Tillsatsenergi bivalent
1 Luft	1 Vatten	1 Byggnadsstomme	1 Kolv	1 EI	1 EI	1 Ejdningssolja
2 Vatten	- tvårörskulvert	2 Vattenmagasin	- hermetisk	2 Förbränning	- vattenkraft	2 Fast bränsle
- ytvatten	- fyrrörskulvert	- cistern	- semi herm	- diesel	- kärnkraft	- kol
- sjö	Luft	stål	- öppen	- stirling	- kolkraft	- koks
- grundvatten	3 Köldmediet	- betong	2 Skruv	- otto	2 Olja	- torv
termalvatten		- bergrum	3 Turbin	- gasturbin	- motorbränslen	- biomassa
geothermalvatten	Värmedon	- grop	- axial	3 Turbin	- eldningsolja	3 Gas
- fasbyte	1 Värmeväxlare	- akvifer	- radial	- ånga	3 Gas	4 EI
isa	- batteri	- sjö	4 Rotation-lamell	- gas	- naturgas	- vattenkraft
kondensera	- förråd	3 Mark	5 Ejektor	- syntetgas	- vattenkraft	- fossilt bränsle
3 Mark	- horisontellt ytjord bottensediment	- horisontellt husgrund ledningsgrav myr	6 Magnetisk	- biogas	4 Fasta bränslen	
- vertikalt	2 Värmare	myr	7 Absorption			
berg	- radiator	lera	8 Kemisk			
lera	- konvektor	- vertikala				
4 Solfångare	- rörslingor	hål	<u>Arbetscykel</u>			
- termiska	ingjutna	lera	1 Rankine	1 Rankine	- biomassa	
plana	friliggande	berg	2 Stirling	2 Stirling	5 Vind	
fokuserande		4 Termokemiska	3 Joule	3 Brayton	6 Sol	
- halvledare		- fasomvandling	4 Ericssons	4 Ericsson	7 Våg	
- fotkemiska		- reaktion				
5 Avvärm		- kristallint				
- avluft						
- process						
luft						
kylvatten						
- spillvatten						
rätt						
renat						

6 VÄRMEPUMPSBERÄKNINGAR

6.1 Förutsättningar

Beräkning av en värmepumps effektivitet kräver kännedom om varaktighet av värmebehov, framlednings- och returtemperaturer samt värmekällans temperatur.

Dessa data har fastställts genom ingående mätningar och bearbetning av mätresultatet av John Munck och Tor Wadmark (SCG) och redovisas i J.M. Memo 1980-01-22:III. Bil 6:1-5 visar data från memo, något omarbetat för att passa en beräkning av årsvärmefaktor.

- Bilaga 6:1 Varaktighet av uteluftens temperatur
 6:2 Varaktighet av sjövattnets temperatur
 6:3 Värmebehov som funktion av uteluftens temperatur
 6:4 Primärsidans framlednings- och returtemperatur som funktion av uteluftens temperatur
 6:5 Varaktighet av värmebehov

I förutsättningarna ingår också att kompressorerna skall drivas av dieselmotorer. I denna utredning har uppskattning med eldrift också gjorts.

6.11 Alternativa lösningar

Genomräkningen har utförts för 2 alternativa värmekällor:

- | | |
|--------------|--|
| Alternativ 1 | Användning av sjövattnet från den närbelägna Läggestaviken, som värmekälla |
| Alternativ 2 | Användning av uteluft som värmekälla. |

6.2 Kompressoraggregaten

6.21 Val av kompressor

Flera utredningar (t ex Volvo Flygmotors "Studie av dieselmotorvärmepump för gruppbebyggelse och större fastigheter") tyder på att aggregatens storlek skall begränsas så att massproducerande lastbilsdieslar skall användas. BFR R45:1980. Dessas effekt är begränsad till ca 250 kW, vid max varvtal 2.000 r/m.

I januari 1979 gjordes en jämförelse av 2 olika kompressortyper nämligen skruv och kolvkompressorer. (Stal typ S51E resp U8). Jämförelsen visade att dieseldrivna aggregat med dessa kompressorer får ungefär samma drifts- och anläggnings-

kostnad i ett värmepumpsystem likt Fisksättras. Vid elmotordrift är skruvkompressorerna normalt gynnsammare. I den gjorda jämförelsen hade skruvkompressorn nackdelen att drivas av en dieselmotor med något sämre specifik bränsleförbrukning än kolvkompressorn. Dessutom erfordras en dyrbar växel för att uppnå skruvkompressorernas normala driftvarvtal.

Med hänsyn till att kolvkompressoralternativet innebär en enklare installation har utredningen baserats på användning av STÅL:s kolvkompressor U8. Resultatet torde dock gälla med hygglig noggrannhet även för ett alternativ med skruvkompressorer.

6.22 Aggregatens omfattning

Kompressoraggregaten finns ej konstruerade. För utredningen har följande aggregat tänkts.

Kompressorn U8 direktdrivs av en dieselmotor av Scania's typ DS11, vid det konstanta varvtalet 1760 r/m (= Max varv för kompressorn). Motor och kompressor monteras på gemensam bottenplatta och förses med erforderlig armatur. Dieselns kyl-vattensystem ansluts direkt till värmesystemet. Avgasförluster tas om hand i en avgasvärmväxlare som också ansluts till värmesystemet.

Aggregatet förses med utrustning för automatisk start/stopp från separat reglerutrustning samt för övervakning av driften. Köldmedium är R12.

6.23 Kapacitetsdata

Kapacitetsdata för själva kompressorn anges i bilaga 6.6 och 6.7.

Bilaga 6.6 Värmeeffekt som funktion av förångnings- och kondenseringstemperatur vid kompressorernas anslutning.

Bilaga 6.7 Värmefaktor som funktion av förångnings- och kondenseringstemperatur enligt ovan.

I den aktuella installationen kommer kompressorerna att belastas till ca 75 % i genomsnitt. Bränsleförbrukningen är då 218 g/kWh axelenergi. En genomgång av dieselns förluster visar att en energimängd motsvarande 125 % av dess axelenergi kan tillvaratas (spillvärme).

Verkningsgrad	39 %
Använd spillvärme	48 %
Förluster	13 %

6.3 Värmepumpsystem med vatten som värmekälla (Alt 1)

6.31 Lågtryckssidan

Värmepumpanläggningens lågtryckssida består av en tubismaskin FA703 i något förenklat utförande. Beskrivning och måttskiss framgår av STALS handboksblad 7446-C-1a och 7446-H-10aE.

Ismaskinens vattenbassäng tillförs sjövattnet från Läggestaviken. Vattnet pumpas till isgeneratorns topp och själv-rinner därefter genom generatorns tuber varvid värmeväxling med kokande köldmedium sker.

Vid hög temperatur på sjövattnet kan dess värme nyttjas utan att utfrysning av vatten sker. Härvid cirkuleras ett stort vattenflöde mellan sjö och ismaskin (12 l/min och tub motsvarande 550 m³/h för FA703). Lägsta vattentemperatur vid vilken värmeupptagning kan ske enbart genom kylning beror av vilken effekt som överförs per ytenhet. Separat från denna utredning har noggranna studier gjorts av lämplig dimensioneringsgrund. Resultatet är att ismaskinen körs som vattenkylare ned till ca +2 °C sjövattentemperatur.

Vid lägre temperaturer nyttjas sjövattnets isbildningsvärme. Flödet mellan sjö och ismaskin samt internt i ismaskinen kan då minskas drastiskt. Den is som bildas på generatorns tuber måste bortföras med jämna mellanrum. Härvid tillförs generatorn varmgas från anläggningens högtryckssida som smälter loss de bildade "isrören". Isrören faller mot generatorns botten där de skärs sönder i småbitar. Isbitarna kan återföras med vatten till Läggestaviken.

Närmare beskrivning av ismaskinens funktion finns i STALS handboksblad 7446-C-1a.

6.32 Systemet

Som resultat av studien rörande lämplig yteffekt för tubisgeneratorn har valts ett system med 3 st kompressoraggregat U8 per FA703. Som kondensor har valts en KTC50S2 ur STALS sortiment. Kapacitetsdata framgår av STALS handboksblad 55373-E-8cE.

Principskiss över systemet samt dess inkoppling till befintligt värmenät framgår av bilaga 6:11. Detaljer som oljeåterförare, oljefördelare till de olika kompressorerna, varmgasarrangemang för bortsmältning av is o dyl har ej visats.

Av schemat framgår att dieslarnas spillvärme tillförs värmebäraren efter kondensorvärmens.

6.4 Värmepumpsystem med luft som värmekälla (Alt 2)6.41 Lågtryckssidan

Värmepumpinstalleringens lågtryckssida består av ett antal fläktförångare. Förångarelementen är uppbyggda av kopparrör med aluminiumlameller som ytförstoring på luftsidan. Vid beräkningen har förutsatts förångare med följande data:

Total längd	6.000 mm
Total bredd	2.200 mm
Total höjd	2.750 mm
Kylyta	1.958 m ²
Luftflöde	116.000 m ³ /h
Antal fläktar	4
Fläkteffekt totalt	6,9 kW
Kapacitet	200 kW vid 8 ⁰ C ing differens
Ljudnivå	66 dB(A) på 1 m:s avstånd från fläkt

Köldmedietillförseln till förångarna sker med pumpcirkulation. Varmgasavfrostning används, vilket medför ca 5 % nedsatt värmefakta.

6.42 Systemet

För beräkningen har valts ett system med 4 förångare av nämnda typ för samma kompressorutrustning som i fallet med vatten som värmekälla (3 st kompressoraggregat U8). Samma kondensator har också valts dvs KTC50S2.

Principskiss över systemet samt dess inkoppling till befintligt värmenät framgår av bilaga 6:12. Även här gäller att detaljer ej har visats.

Den valda kombinationen medför att differensen mellan ingående luft och förångningstemperatur vid förångarutlopp blir ca 7⁰C vid full kompressoreffekt och -10⁰C förångningstemperatur.

Detta gäller vid rena batterier. Vid lufttemperaturer under 5 ä 6⁰C räknas erfarenhetsmässigt med genomsnittligt 2⁰C lägre förångningstemperatur pga frostens negativa inverkan. Samtidigt antas att 5 % av värmeeffekten erfordras för avfrostning. Även detta värde baseras på erfarenhet.

För tryckfall mellan förångarutlopp och kompressorer reserveras 2,5⁰C vid full effekt. Värdet överensstämmer med vad som erhålles vid optimering av liknande system.

6.5 Årlig värmeavgivning och energibehov för dieselmotorer

De två alternativen har genomräknats med de varierande driftförhållanden som erhålles under året. För båda alternativen har räknats 3 respektive 6 värmepumpar.

Driftdata, värmeeffekt samt effektbehov har beräknats för ett 10-tal tidpunkter under året. Resultatet inritas i varaktighetsdiagram och planimetreras varvid årliga energimängder erhålls.

6.51 Alt 1 - Vatten som värmekälla

Bilaga 6:13 visar årlig värmeavgivning (kondensorvärme + spillvärme) för 3 resp 6 värmepumpar. Bilaga 6:14 visar erforderlig axelenergi för dieselmotorerna (för planimetreringen har resultatet uppritats i större skala).

För 3 värmepumpar (kompressorer) erhålles:

Årlig värmeavgivning $13,8 \cdot 10^6$ kWh/år

Behov axelenergi $2,75 \cdot 10^6$ kWh/år

Teoretisk "värmefaktor"
inkl spillvärme $13,8/2,75 = 5,02$

Teoretisk "värmefaktor"
exkl spillvärme $5,02 - 1,25 = 3,77$

Erforderlig energi från
oljepanna $(37-13,8) \cdot 10^6 = 23,2 \cdot 10^6$ kWh/år

Förbrukat dieselbränsle (E01)
 $0,218 \cdot 2,75 \cdot 10^6 / 830 = 722$ m³/år

Förbrukad olja för värmepanna
med 88 % verkningsgrad (E04)
 $23,2 \cdot 10^6 / 10800 \cdot 0,88 = 2441$ m³/år

Oljeförbrukning utan värmepump
 $37 \cdot 10^6 / 10800 \cdot 0,88 = 3893$ m³/år

Oljeförbrukning totalt om E01
och E04 (ehuru felaktigt)
adderas $= 3163$ m³/år

Oljeförbrukning med värmepump
i procent av förbrukning utan
 $3163/3893 = 81$ % Oljesparande 19 %

Värmepumpens oljebehov i % av
oljepannans för den del av års-
behovet som täcks av värme-
pumpen
 $722 / (13,8 \cdot 10^6 / 10800 \cdot 0,88) = 50$ %

Värmepumpens oljeutnyttjning
 $100/50 = 200$ %

Värmepannans oljeutnyttjning $= 88$ %

För 6 värmepumpar erhålles:

Årlig värmeavgivning	=	$23,2 \cdot 10^6$ kWh/år
Behov axelenergi	=	$4,8 \cdot 10^6$ kWh/år
Teoretisk "värmefaktor" inkl spillvärme 23,2/4,8	=	4,83
Teoretisk "värmefaktor" exkl spillvärme 4,83 - 1,25	=	3,58
Erforderlig energi från oljepanna $(37 - 23,2) \cdot 10^6$	=	$13,8 \cdot 10^6$ kWh/år
Förbrukat dieselbränsle (E01) $0,218 \cdot 4,8 \cdot 10^6 / 830$	=	1261 m ³ /år
Förbrukat olja för värmepanna med 88 % verkningsgrad (E04) $13,8 \cdot 10^6 / 10800 \cdot 0,88$	=	1452 m ³ /år
Oljeförbrukning utan värmepump	=	3893 m ³ /år
Oljeförbrukning totalt om E01 och E04 adderas	=	2714 m ³ /år
Oljeförbrukning med värmepump i procent av förbrukningen utan 2714/3893	=	70 % Oljesparande 30 %
Värmepumpens oljebehov i procent av oljepannans för den del av årsbehovet som täcks av värmepumpar $1261 / (23,2 \cdot 10^6 / 10800 \cdot 0,88)$	=	52 %
Värmepumpens oljeutnyttjning 100/52	=	192 %
Värmepannans oljeutnyttjning	=	88 %

6.52

Alt 2 - Luft som värmekälla

Bilaga 6:15 visar årlig värmeavgivning (kondensorvärme + spillvärme) för 3 resp 6 värmepumpar. Bilaga 6:16 visar erforderlig axelenergi för dieselmotorerna (för planimetreringen har resultatet uppritats i större skala).

För 3 värmepumpar erhålles:

Årlig värmeavgivning	=	$12 \cdot 10^6$ kWh/år
Behov axelenergi	=	$2,54 \cdot 10^6$ kWh/år
Teoretisk "värmefaktor" inkl spillvärme 12/2,54	=	4,72

Teoretisk "värmefaktor" exkl spillvärme 4,72 - 1,25	= 3,47
Erforderlig energi från oljepanna (37-12)10 ⁶	= 25 · 10 ⁶ kWh/år
Förbrukat dieselbränsle (E01) 0,218·2,54·10 ⁶ /830	= 667 m ³ /år
Förbrukat olja för värmepanna med 88 % verkningsgrad (E04) 25·10 ⁶ /10800·0,88	= 2630 m ³ /år
Oljeförbrukning utan värmepump	= 3893 m ³ /år
Oljeförbrukning tot om E01 och E04 adderas	= 3297 m ³ /år
Oljeförbrukning med värmepump i procent av förbrukning utan 3297/3893	= 85 % Oljesparande 15 %
Värmepumpens oljebehov i procent av oljepannans för den del av årsbehovet som täcks av värmepumpen 667(12·10 ⁶ /10800·0,88)	= 53 %
Värmepumpens oljeutnyttjning 100/53	= 189 %
Värmepannans oljeutnyttjning	= 88 %
<u>För 6 värmepumpar erhålles</u>	
Årlig värmeavgivning	= 20,55 · 10 ⁶ kWh/år
Behov axelenergi	= 4,49 · 10 ⁶ kWh/år
Teoretisk "värmefaktor" inkl spillvärme 20,55/4,49	= 4,58
Teoretisk "värmefaktor" exkl spillvärme 4,58-1,25	= 3,33
Erforderlig energi från oljepanna (37-20,55)·10 ⁶	= 16,45 · 10 ⁶ kWh/år
Förbrukat dieselbränsle (E01) 0,218·4,49·10 ⁶ /830	= 1179 m ³ /år
Förbrukat olja för värmepanna med 88 % verkningsgrad (E04) 16,45·10 ⁶ /10800·0,88	= 1731 m ³ /år
Oljeförbrukning utan värmepump	= 3893 m ³ /år

Oljeförbrukning totalt om E01
och E04 adderas = 2910 m³/år

Oljeförbrukning med värmepump
i procent av förbrukning utan
2910/3893 = 75 % Oljesparande 25 %

Värmepumpens oljebehov i % av
oljepannans för den del av års-
behovet som täcks av värmepumpen
 $1179 / (20,55 \cdot 10^6 / 10800 \cdot 0,88)$ = 55 %

Värmepumpens oljeutnyttjning
100/55 = 182 %

Värmepannans oljeutnyttjning = 88 %

6.6 Övrigt energibehov

I erforderlig drivenergi har hittills endast räknats med kompressorernas axeleffekt. För bestämning av en total årsvärmefaktor skall energibehov för pumpar, fläktar och dylika adderas.

6.61 Kondensor och dielselspillvärmepumpar

Årligt behov att addera kompressorernas energibehov när hänsyn tas till att pumparbetet kommer värmebäraren till godo

3 värmepumpar = 85.000 kWh/år
6 värmepumpar = 145.000 kWh/år

Gäller båda alternativen

6.62 Pumpar vid tubismaskin i alternativ 1 (sjövattnen)

3 värmepumpar = 140.000 kWh/år
6 värmepumpar = 230.000 kWh/år

6.63 Pumpar för transport av vatten mellan sjö och ismaskin i alternativ 1

	Värmepumpar vid vid panncentral	Värmepumpar vid sjön och värmekulvert till panncentral
3 värmepumpar	= 419.000 kWh/år	127.600 kWh/år
6 värmepumpar	= 652.000 kWh/år	147.600 kWh/år

6.64 Fläktarbete för alternativ 2 (luft)

System 3 värmepumpar = 245.000 kWh/år
System 6 värmepumpar = 416.000 kWh/år

6.65 Köldmediepumpar för alternativ 2

System 3 värmepumpar = 74.000 kWh/år
System 6 värmepumpar = 126.000 kWh/år

6.66 Diverse

Oljevärmare, signallampor, evakueringsfläkt,
reläer och dyligt

System 3 värmepumpar = 15.000 kWh/år
System 6 värmepumpar = 30.000 kWh/år

6.7 Årsvärmefaktor

Årsvärmefaktor definieras som värmepumpens totala
värmeavgivning dividerad med sammanlagd drivenergi.
Beträffande dieselmotorerna räknas med deras axel-
energi.

6.71 Alternativ 1 - Värmekälla vattenSystem 3 värmepumpar

Total värmeavgivning $13,8 \cdot 10^6$ kWh, se figur 6.13

Dieslar axelenergi	2.750.000 kWh	
Pumpar vid ismaskin	140.000 kWh	
Pumpar sjö + ismaskin/ sjö + värmekulvert	419.000/ 127.600 kWh	
Pumpar värmebärare	85.000 kWh	23,9 % resp 13,4 %
Diverse	15.000 kWh	av axelenergin

3,4 resp $3,1 \cdot 10^6$ kWh

\emptyset tot = $13,8/3,4 = 4,1$ med värmepumpcentralen vid pann-
centralen resp

\emptyset tot = $13,8/3,1 = 4,4$ med värmepumpcentralen vid sjön

System 6 värmepumpar

Total värmeavgivning $13,8 + 9,4 = 23,2 \cdot 10^6$ kWh, se figur 6.13

Dieslar axelenergi	4.800.000 kWh	
Pumpar vid ismaskin	230.000 kWh	
Pumpar sjö + ismaskin/ sjö + värmekulvert	652.000/ 147.600 kWh	
Pumpar värmebärare	145.000 kWh	22,0 % resp 11,5 %
Diverse	30.000 kWh	av axelenergin

5,9 resp $5,4 \cdot 10^6$ kWh

\emptyset tot = $23,2/5,4 = 4,0$ med värmepumpcentralen vid pann-
centralen resp

\emptyset tot = $23,2/5,4 = 4,3$ med värmepumpcentralen vid sjön.

6.72 Alternativ 2 - Värmekälla luftSystem 3 värmepumpar

Total värmeavgivning $12 \cdot 10^6$ kWh, se figur 6.15.

Dieslar axelenergi	2.540.000 kWh	
Fläktar	245.000 kWh	
Köldmediepump	74.000 kWh	} 9,6 % av axelenergin
Pumpar värmebärare	85.000 kWh	
Diverse	15.000 kWh	

$$3,0 \cdot 10^6 \text{ kWh}$$

$$\emptyset \text{ tot} = 12/3 = 4,0$$

System 6 värmepumpar

Total värmeavgivning $12,0 + 8,55 = 20,55 \cdot 10^6$ kWh, se figur 6.15

Dieslar axelenergi	4.490.000 kWh	
Fläktar	416.000 kWh	
Köldmediepumpar	126.000 kWh	} 9,3 % av axelenergin
Pumpar värmebärare	145.000 kWh	
Diverse	30.000 kWh	

$$5,2 \cdot 10^6 \text{ kWh}$$

$$\emptyset \text{ tot} = 20,55/5,2 = 3,9$$

Värmefaktorn för en dieseldriven värmepump sådan den definieras här kan vara svårbedömd, eftersom den faktiskt ökar ju sämre verkningsgrad dieselmotorn har. Man kan ifrågasätta om spillvärmens ska räknas in i värmefaktorn. Gör man ej det erhålles värmefaktorer mellan 3,3 och 2,9.

6.8

Eldrivna värmepumpar

För att enklare bedöma hur bra Fisksättras värmesystem lämpar sig för drift med värmepump har värmefaktorn för en eldriven motsvarighet uppskattats. För eldrivna värmepumpar finns bättre jämförelsematerial.

Den totala värmeavgivningen med dieseldrift minskas med spillvärmeandelen. Elmotorerna för kompressordriften antas ha 92 % verkningsgrad. Elmotorernas värmeförluster har inte tillgodoräknats men vattenkylda elmotorer som spetsvärmer framledningen kan alltid önskas.

Kompressorernas värmefaktor antas lika vid diesel och eldrift. Vid dieseldrift erhålles under viss del av tiden bättre driftdata eftersom spillvärmens tar den sista delen av temperaturhöjningen. Detta kompenseras av att man vid eldrift kan välja större skruvkompressorer med bättre verkningsgrad.

Resultatet av uppskattningen är:

6.81 Alternativ 1 - Värmeälla vatten

System 3,64 dvs kondensoreffekten hålles konstant
(1450 r/m i stället för 1760 r/m)

Värmeavgivning $13,8 - 1,25 \cdot 2,75$ (dieselspillvärme) =

Vp elmotorer 2,75/0,92	2.990.000 kWh	
Pumparbete vid ismaskin	141.000 kWh	
Pumparbete sjö + ismaskin/ sjö + värmekulvert	419.000/ 127.000 kWh	22,1 % resp 12,3 % av axelenergin
Pumpar varma sidan	85.000 kWh	
Övrigt	15.000 kWh	

Totalt elbehov $3,65$ resp $3,36 \cdot 10^6$ kWh

\emptyset tot = $10,4/3,65 = 2,85$ med värmepumpcentral vid panncentralen
resp

\emptyset tot $10,4/3,36 = 3,10$ med värmepump vid sjön

System 7,28 Vp dvs kondensoreffekten hålles konstant
(1450 r/m i stället för 1760 r/m)

Värmeavgivning $10,4 + 9,4 - 2,05 \cdot 1,25 = 17.240.000$ kWh

Vp elmotorer 2,99 + 2,05/0,92	5.220.000 kWh	
Pumparbete vid ismaskin	230.000 kWh	
Pumparbete sjö + ismaskin/ sjö + värmekulvert	652.000 kWh 147.600 kWh	20,2 % resp 10,6 % av axelenergin
Pumpar varma sidan	145.000 kWh	
Övrigt	30.000 kWh	

Totalt elbehov $6,27$ resp $5,77 \cdot 10^6$ kWh

\emptyset tot = $17,24/6,27 = 2,75$
resp

\emptyset tot = $17,24/5,77 = 2,99$

6.82 Alternativ 2 - Värmeälla luft

System 3,64 Vp

Värmeavgivning $12 - 1,25 \cdot 2,54 = 8.830.000$ kWh

Kompressorer elmotorer 2,54/0,92	2.760.000 kWh	
Fläktar	245.000 kWh	
Köldmediepumpar	74.000 kWh	8,9 % av axelenergin
Pumpar varma sidan	85.000 kWh	6,3 % "-
Övrigt	15.000 kWh	15,2 % "-

Totalt elbehov $3,18 \cdot 10^8$ kWh

\emptyset tot $8,83/3,18 = 2,78$

System 7,28 Vp

Värmeavgivning $8,83 + 8,55 - 1,25 \cdot 1,95 = 14.940.000$ kWh

Kompressorer elmotorer	4.880.000 kWh		
2,76 + 1,95/0,92			
Fläktar	416.000 kWh	8,5 %	av axelenergin
Köldmediepumpar	126.000 kWh	6,2 %	"-
Pumpar varma sidan	145.000 kWh	14,7 %	"-
Övrigt	30.000 kWh		

Totalt elbehov 5.600.000 kWh

\emptyset tot = $14,94/5,6 = 2,67$

För bostadsuppvärmning får detta anses vara ett bra resultat. Härtill bidrar det faktum att returtemperaturen i primärnätet är relativt låg. Att framledningstemperaturen är hög har ej så stor betydelse i ett system där värmepumpen bara täcker den del av det totala behovet.

6.9 Kostnadsuppskattning

Eftersom inget egentligt projekteringsarbete har nedlagts på anläggningen kan endast en grov prisangivelse (1980) lämnas.

6.91 Alternativ 1 - Värmekälla vatten

System 3-3,64 värmepumpar	1.750.000:-
System 6-7,28 värmepumpar	3.400.000:-

6.92 Alternativ 2 - Värmekälla luft

System 3-3,64 värmepumpar	2.000.000:-
System 6-7,28 värmepumpar	3.900.000:-

I priset ingår alla komponenter i värmepumpanläggningen som erfordras för att åstadkomma ett komplett köldmediesystem, samt dieselmotorer för drift av kompressorerna. Vidare ingår komplett elutrustning för reglering och driftövervakning av motorerna, dock ej inkoppling på anläggningsplatsen. I vattensystemet ingår endast pumpar och rörledningar för intern cirkulation i ismaskinerna.

6.10 Isproduktion

Producerad ismängd vid alternativ 1.

System 3 dieselvärmepumpar

$Q_{1 \text{ tot}} = \text{Total värmeenergi} = 1950 \text{ h} \cdot 1490 \text{ kW} = 2.905.500 \text{ kWh/år}$

$N_a \text{ energibehov} = \text{Axelenergi} = 1950 \text{ h} \cdot 340 \text{ kW} = 663.000 \text{ kWh/år}$

$\text{Kylenergi} = Q_{1 \text{ tot}} - 2,25 \cdot N_a = 1.413.750 \text{ kWh/år}$

$$\begin{aligned} \text{Ismängd} &= \frac{1413 \cdot 750 \cdot 860}{80} = 15.197.813 \text{ kg/år} \\ &= 15.000 \text{ ton per år} \\ &= 30.000 \text{ m}^3 \text{ lagringsvolym för tubis} \end{aligned}$$

Detta ger med enkel beräkning 3,5 cm tjockare medelis på Läggestaviken. Lagringsvolymen för isen är dubbelt större. Ishopning inte att förglömma.

System 6 dieselvärmepumpar

$$\begin{aligned} \text{Total värmeenergi} &= 1950 \cdot 2770 = 5.791.500 \text{ kWh/år} \\ \text{Energi} &= 1950 \cdot 690 = 1.345.600 \text{ kWh/år} \\ \text{Kylenergi} &= Q_1 \text{ tot} = -2,25 \cdot N_a = 2.764.125 \text{ kWh/år} \\ \text{Ismängd} &= \frac{2764 \cdot 125 \cdot 860}{80} = 29.714.344 \text{ kg/år} \\ &= 30.000 \text{ ton per år} \\ &= 60.000 \text{ m}^3 \text{ lagringsvolym för tubis} \end{aligned}$$

Detta ger med mycket enkel beräkning 7 cm tjockare medelis. Lagringsvolymen för isen är dubbelt större. Ishopning inte att förglömma!

När isen krossats i småbitar pumpas den ut inaktiv, dvs isen fäster inte på andra ytor.

6.101

Sammanställningstabell

Basberäkningar har utförts på energibesparingar och lönsamhet för prisnivån sommaren 1980 och redovisas i tabell. 6.101. Utgående från dessa beräkningar med enkel indexreglering och andra olje- och elpriser har den mindre tabell 6.101 a projekterats.

Med de enklare lönsamhetsberäkningarna i ovannämnda tabeller erhålles ganska stora skillnader beroende på vilken lönsamhetsmetod som användes. Uppdelad diskontering med nuvärdesmetoden har bedömts så arbetsam att den inte använts. De använda lönsamhetsberäkningarna har naturligtvis inte alltför hög noggrannhet.

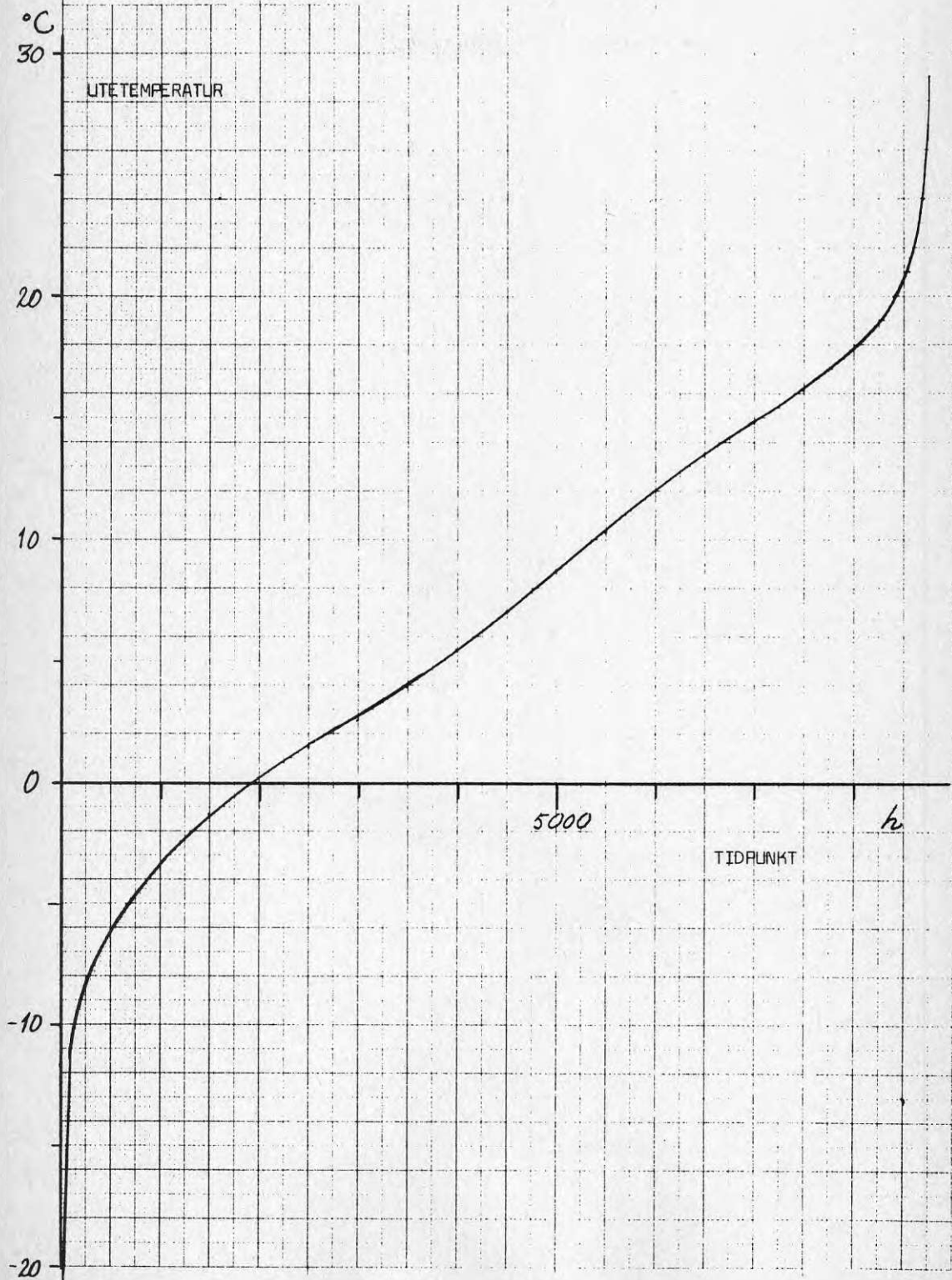
Djupare analys får anstå till när ett system utarbetas för genomförande.

Mervärdeskatt ingår ej i investeringarna och ej heller i lönsamhetsberäkningarna. Ej heller har olika energibidrag använts i beräkningarna.

En mindre tabell 7.1 med bara pay-off finns i nästa avsnitt 7.

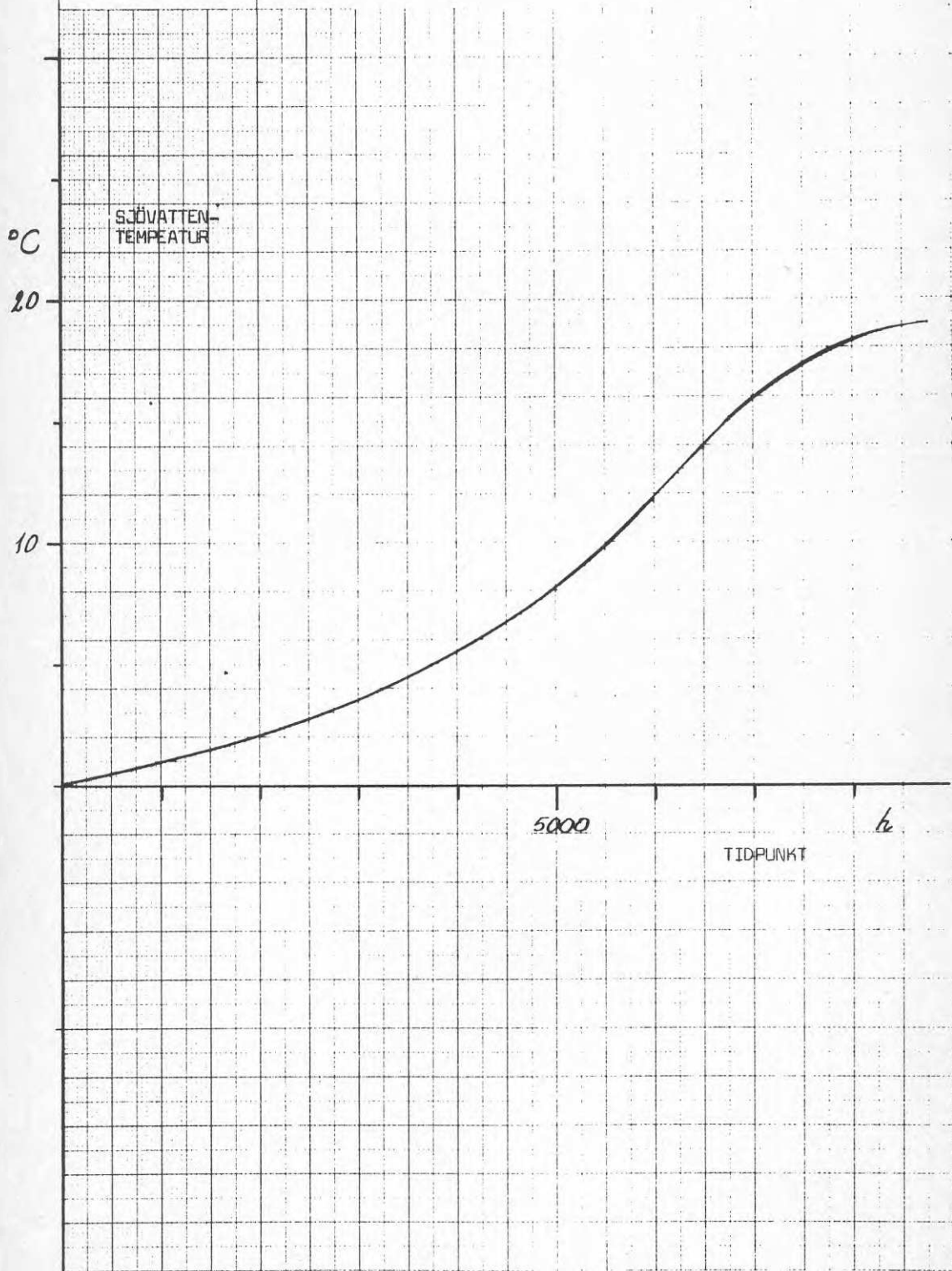
VARAKTIGHET AV UTELUFTENS
TEMPERATUR

Bil. 61.
PM Kk 45/80



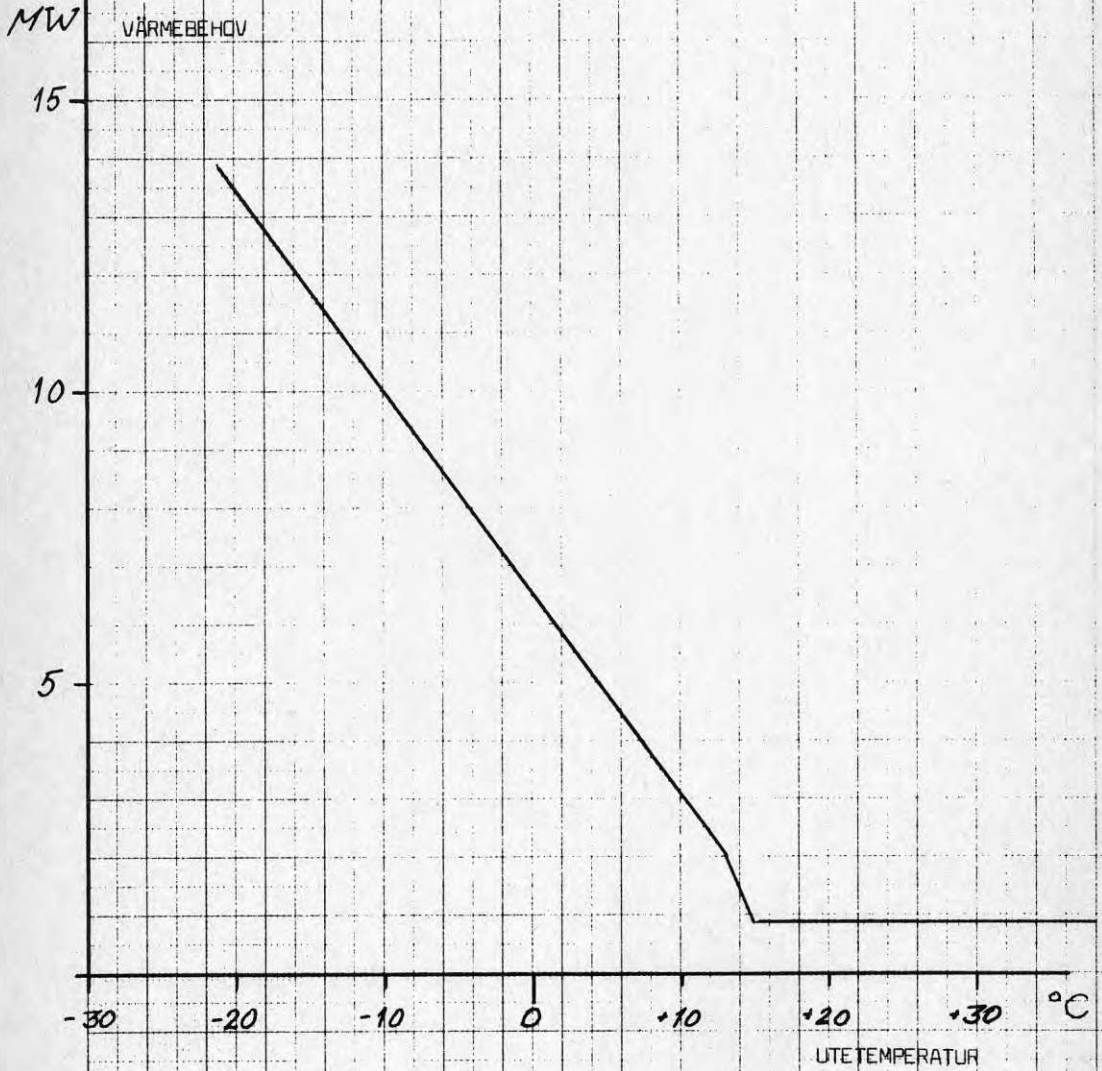
VARAKTIGHET AV SJÖVATTNETS
TEMPERATUR

Bil. 62
PM Kk 45/80



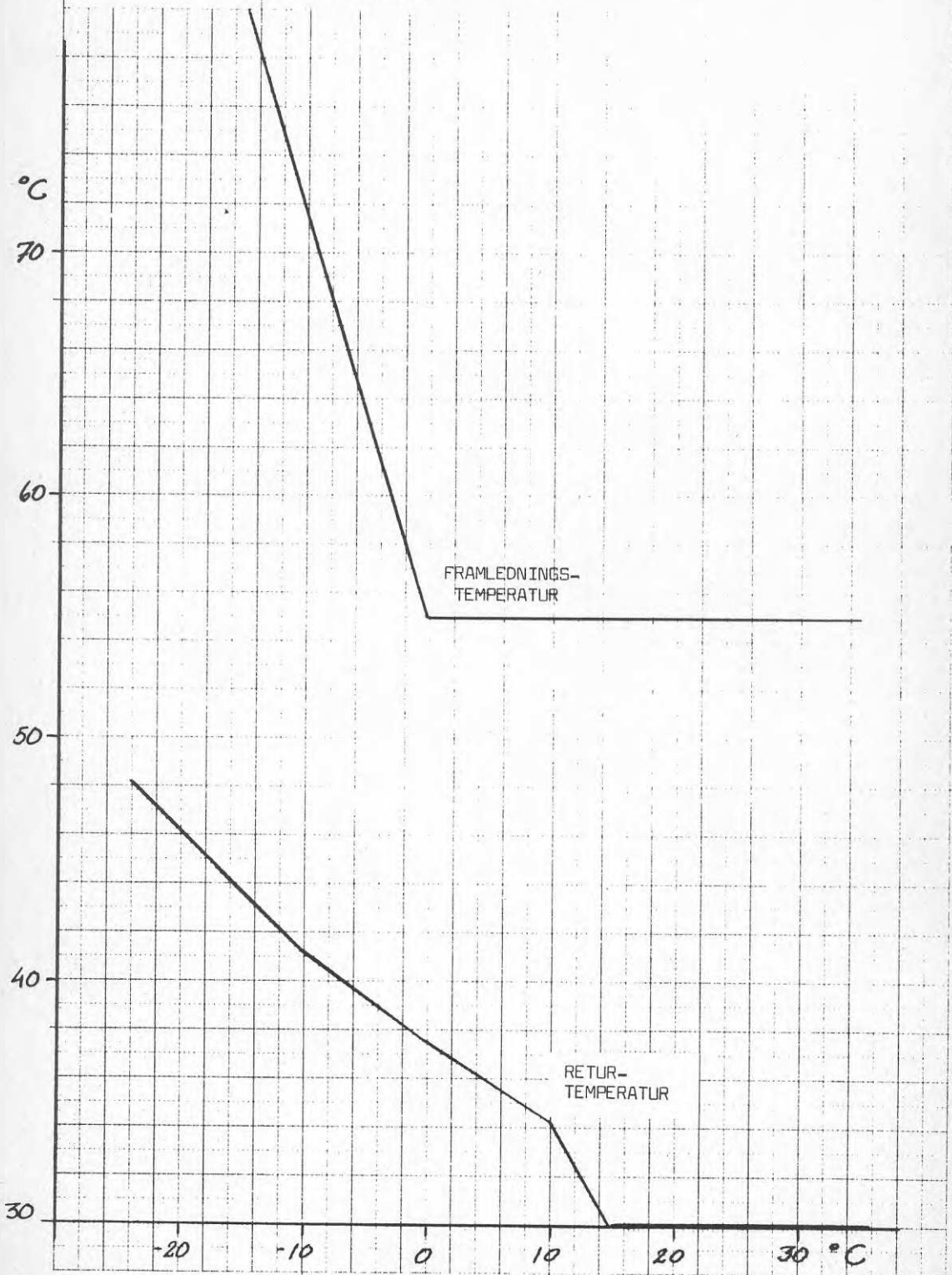
VÄRMEBEHOV SOM FUNKTION AV
UTELUFTENS TEMPERATUR.

B11.03.
PMKk 45/80



PRIMÄRSIDANS FRAMLEDNINGS- OCH RETUR-
TEMPERATURER SOM FUNKTION AV UTELUFTENS
TEMPERATUR

Bil.64.
PM Kk 45/80



VARAKTIGHET AV VÄRMEBEHOV

Bil. 65.
PM Kk 45/80

W

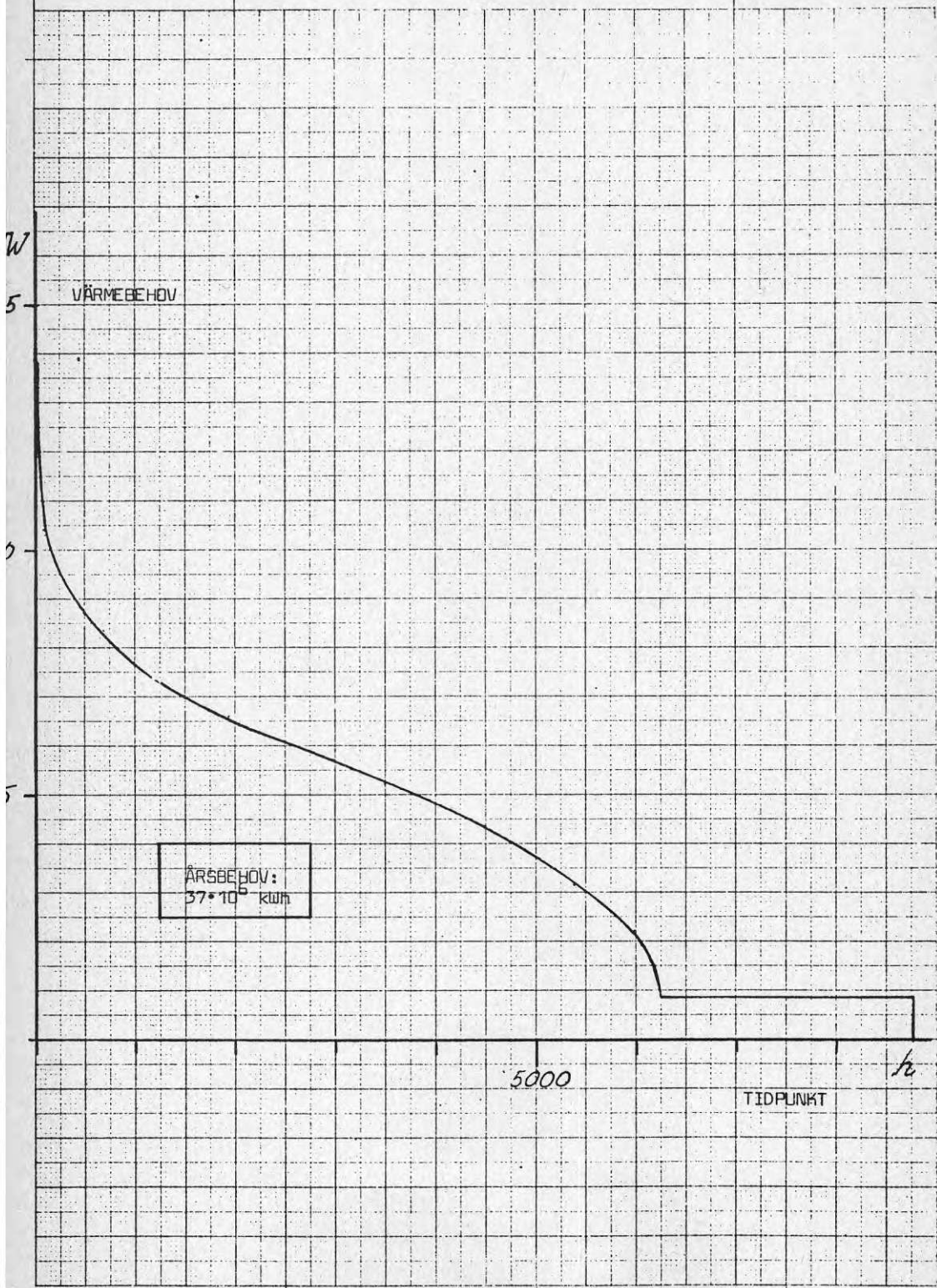
VÄRMEBEHOV

ÅRSBEHOV:
 $37 \cdot 10^6$ kWh

5000

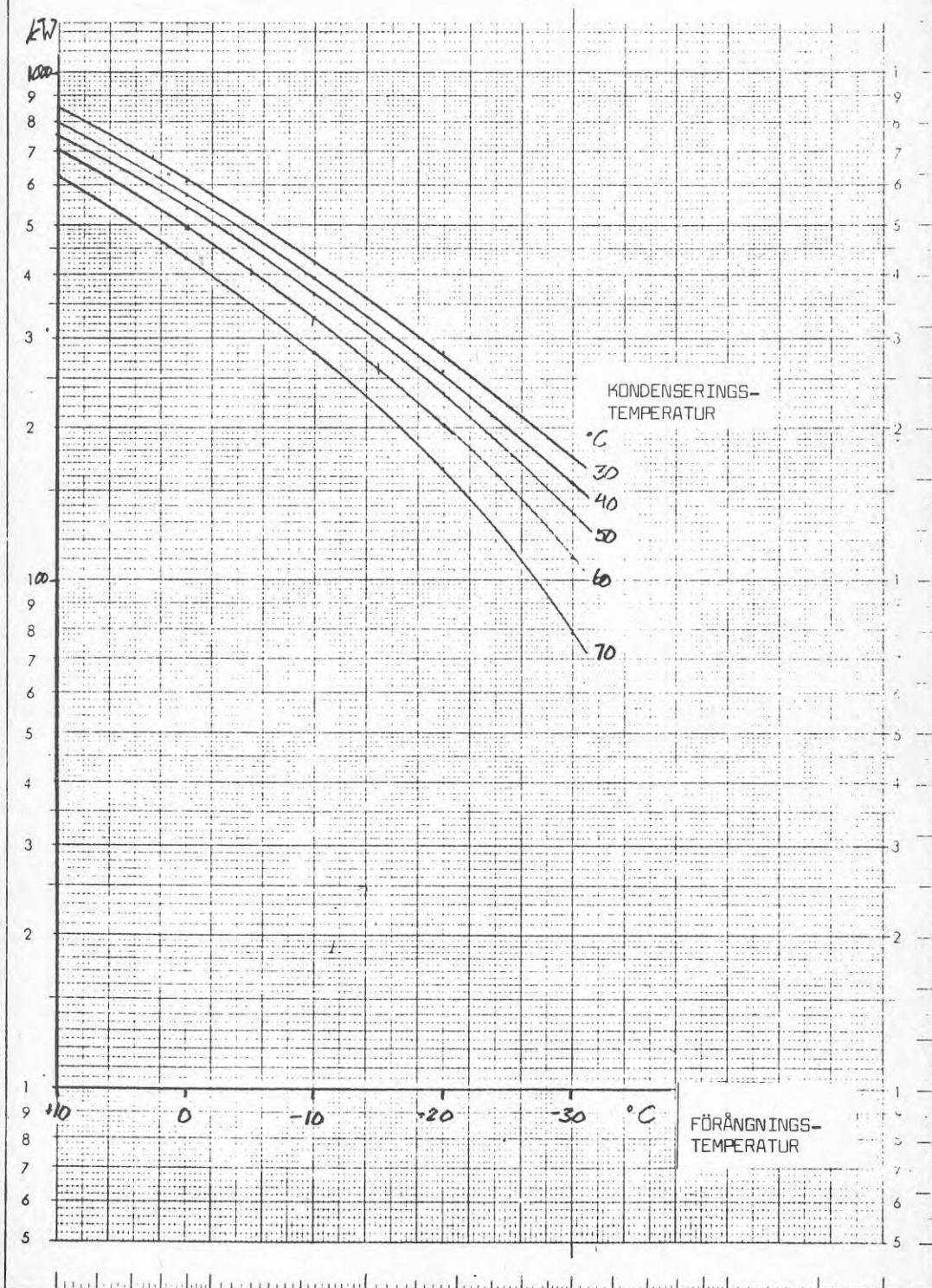
TIDPUNKT

h



VÄRMEEFFEKT FÖR KOMPRESSOR UB
VARVTAL 1760 r/m.
KÖLDMEDIUM R12.

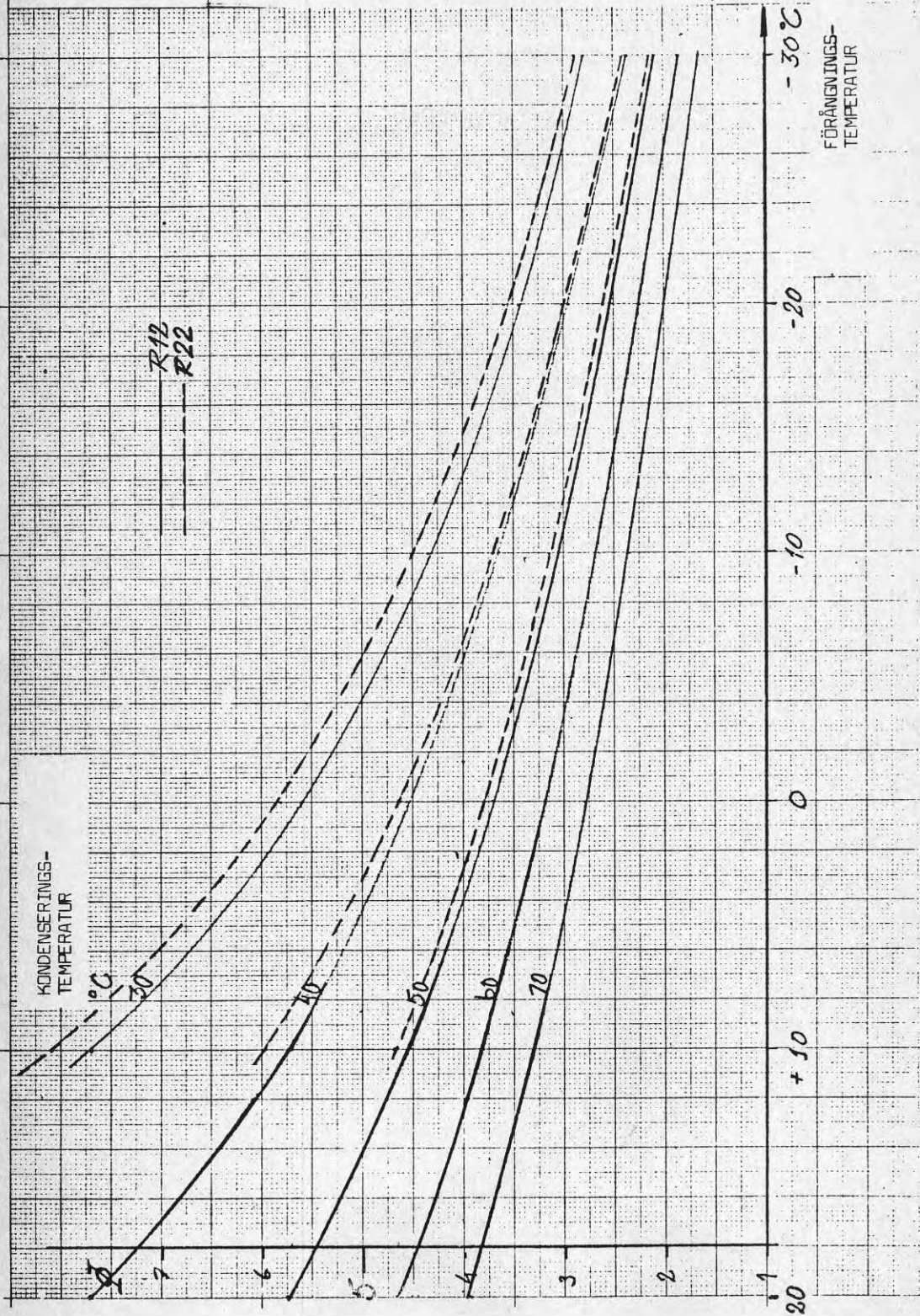
Bil. 6.6.
PM Kk 45/80



VÄRMEFAKTOR FÖR KOMPRESSOR U8
VARVTAL 1760 r/m .

Bil. 6.7.

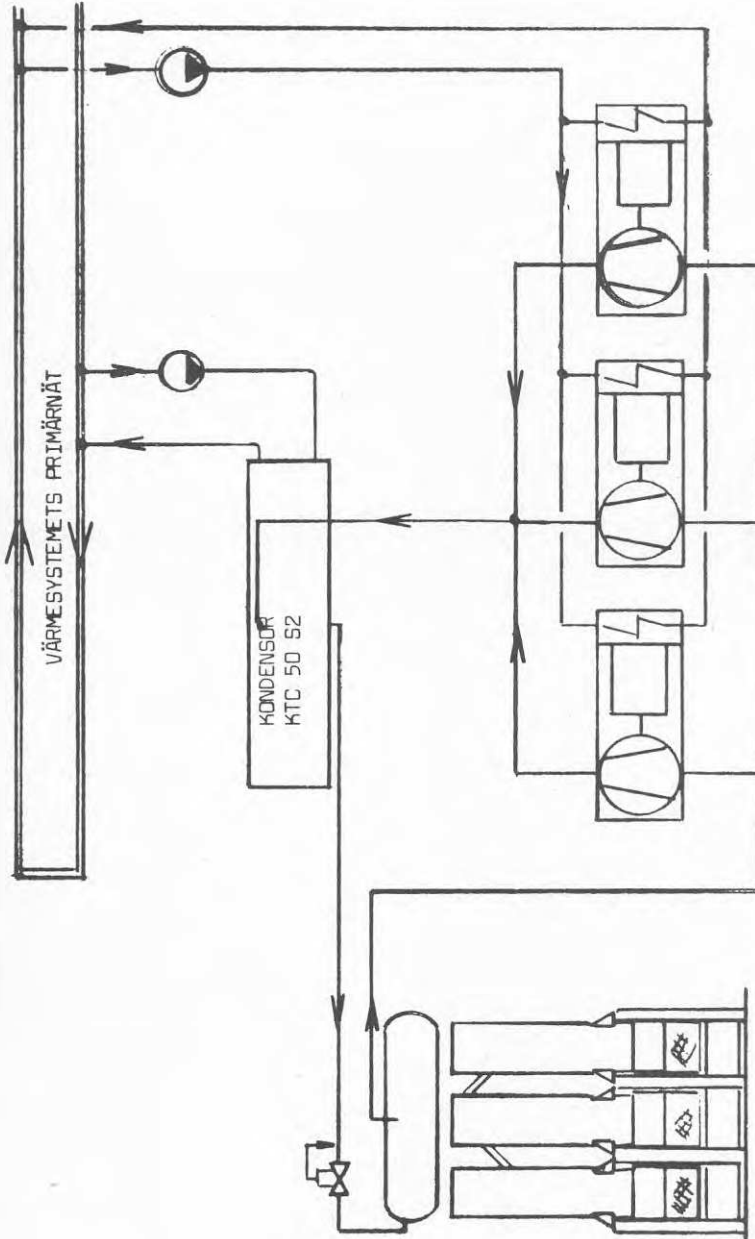
PM Kk 45/80



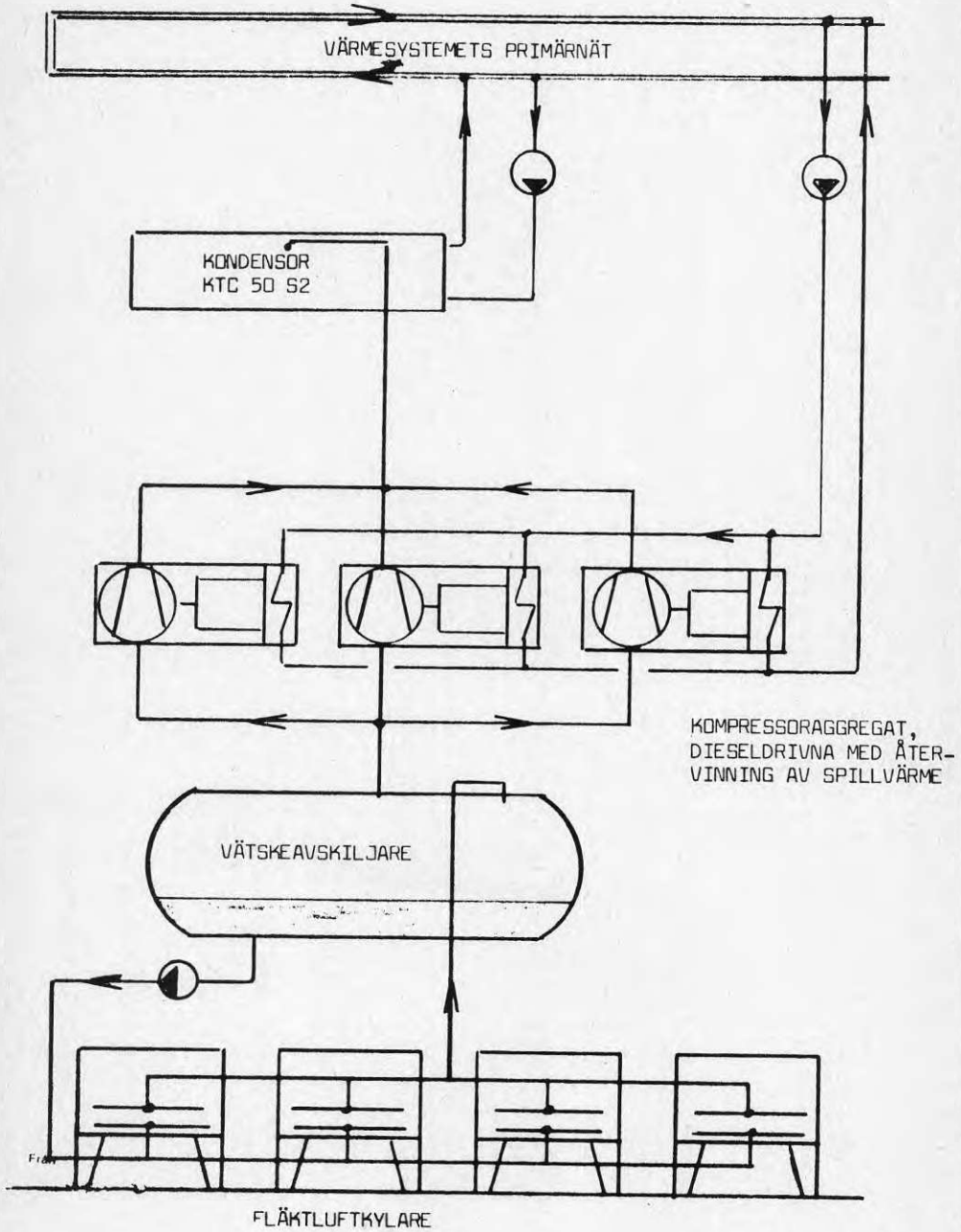
Rit.

Kontr.

Normgr.



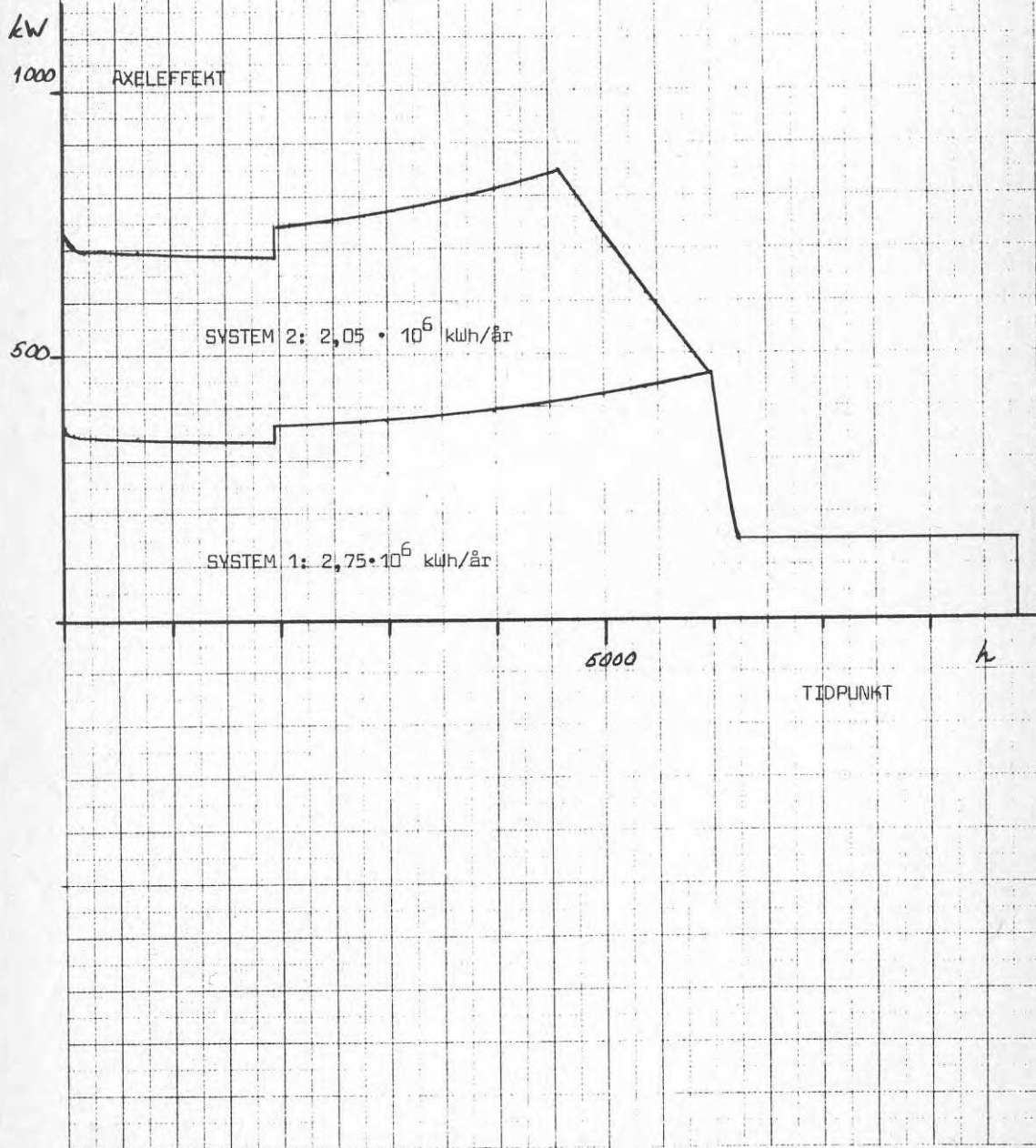
Rit. Kontr. Normgr.



VÄRMEPUMPSYSTEM MED VATTEN SOM VÄRMEKÄLLA
KOMPRESSORERNAS EFFEKTBEHOV (AXELEFFEKT)

BI1.6.14.

PM Kk 45/80



VÄRMEPUMPSYSTEM MED VATTEN SOM VÄRMEKÄLLA
ÅRLIG VÄRMEAVGIVNING

Bil. 613.

PM KK 45/80

W

EFFEKT

5

5

TILLSATS
OLJEPANNA 37,3%

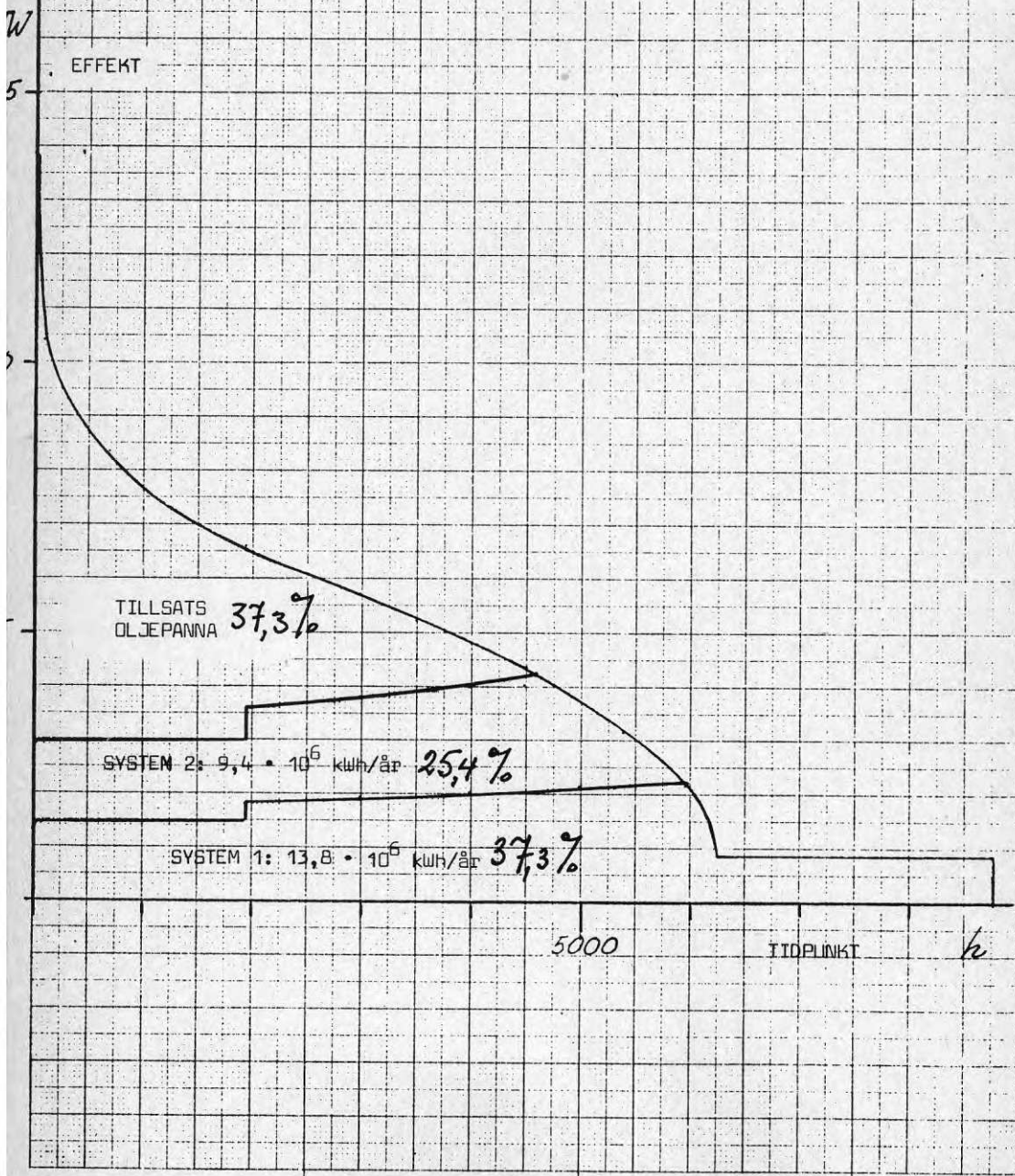
SYSTEM 2: $9,4 \cdot 10^6$ kWh/år 25,4%

SYSTEM 1: $13,8 \cdot 10^6$ kWh/år 37,3%

5000

TIDPUNKT

h



VÄRMEPUMPSYSTEM MED LUFT SOM VÄRMEKÄLLA
ÅRLIG VÄRMEAVGIVNING

Bil. 6.15

PM Kk 45/80

kW

EFFEKT

15

10

5

TILLSATS
OLJEPANNA 44.5%

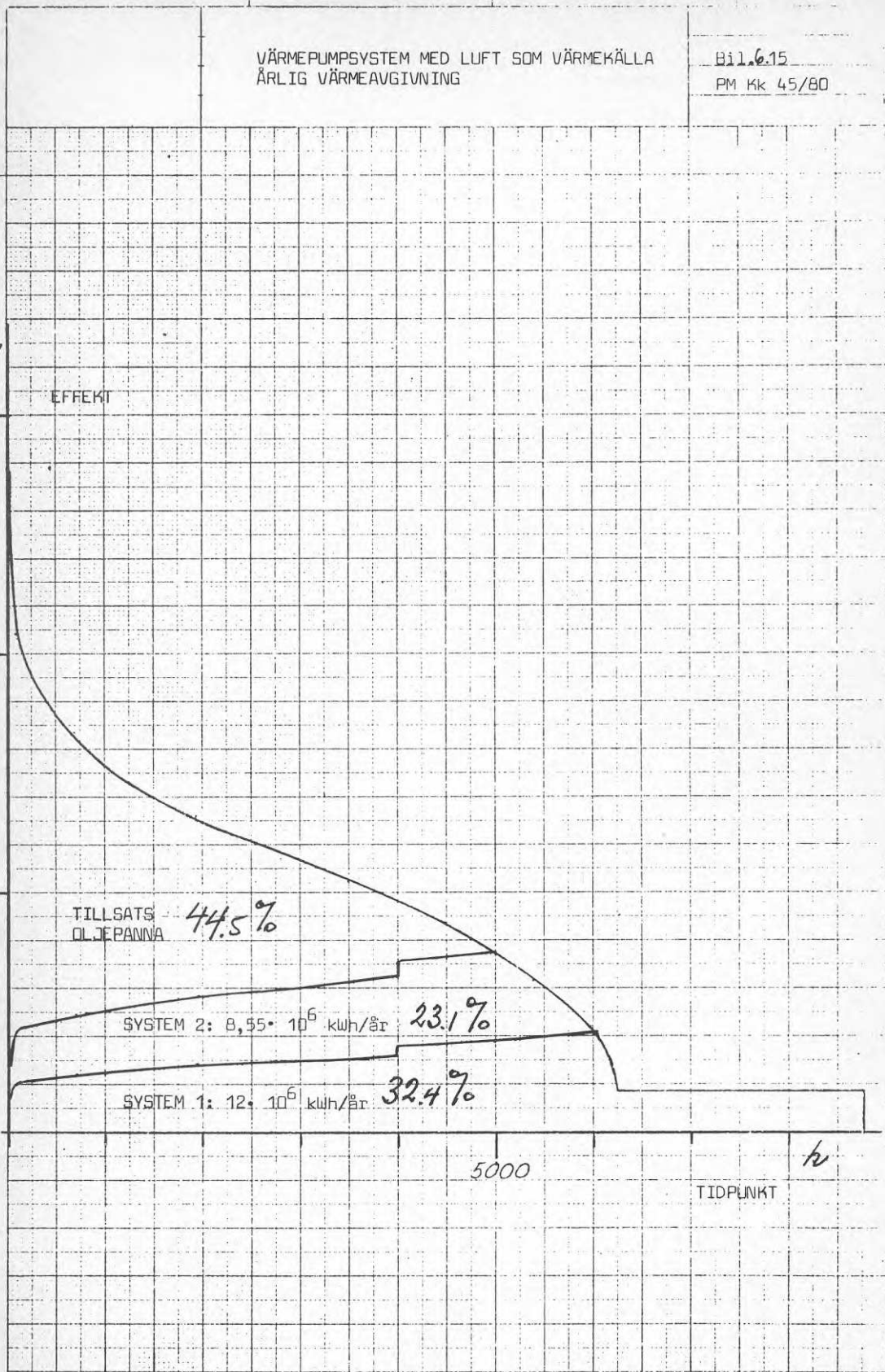
SYSTEM 2: $8,55 \cdot 10^6$ kWh/år 23.1%

SYSTEM 1: $12 \cdot 10^6$ kWh/år 32.4%

5000

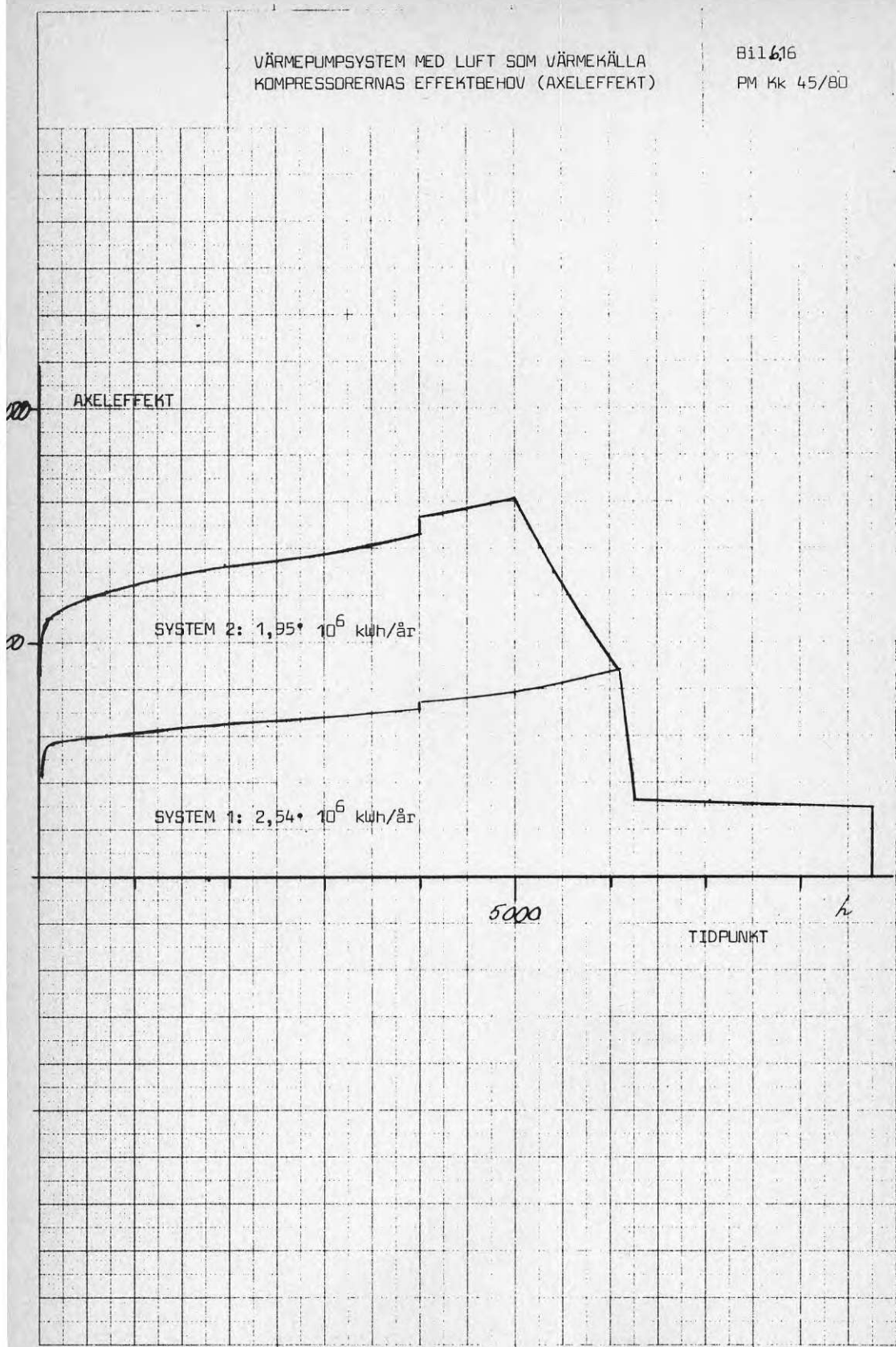
TIDPUNKT

h



VÄRMEPUMPSYSTEM MED LUFT SOM VÄRMEKÄLLA
KOMPRESSORERNAS EFFEKTBEHOV (AXELEFFEKT)

Bil 616
PM Kk 45/80



6. 101a SAMMANSTÄLLNING, EKONOMISK - TEKNISK - JÄMFÖRELSEPRIS SEPTEMBER 1981

VÄRMEKÄLLA	ENHET	BEF PC	VATTEN	IS	VATTEN	IS	LUFT	LUFT
DRIVMOTOR (DIESELSPILLVÄRME = 1.25 x Axelenergi)			DIESEL	EL	DIESEL	EL	EL	
VP-centr energiprod	läge/GWh		Sjön=13.8	Sjön=10.4	Sjön=23.2	Sjön=17.2	PC=8.83	PC=14.9
Antal VP-axelenergi	Vp/GWh		3=2.75	3.64=2.75	6=4.8	7.28=4.8	3.64=2.54	7.28=4.49
Eo4LS 1700 kr/m ³ =160	kr/MWlm ³ /kkr	3893=6618	2441=4150	2799=4757	1452=2468	2079=3534	2964=5039	2321=3946
Eo1 218 g/kWh axel 1900 kr/m ³ =190 kr/MWh	m ³ /kkr		722=1371		1261=2207			
Eo TOTALT	m ³ /kkr	3893=6618	3163=5521	2799=4757	2713=4675	2079=3534	2964=5039	2321=3946
E1 Totalt 240 kr/MWh			88.2	805.9	132.6	1386	763.2	1344
Drift rengöring vattenfilter								
Luftkylare TOTALT	kkr;/kkr/år	279	431.8	262.3	564.8	267.3	264.5	271.4
Energiåvningar, drift, service	kkr/år	6897	6041	5825	5373	5188	6067	5561
Investeringar totalt exkl moms								
15 års avskrivn 15 % ränta kkr/kkr/år			3395=581	3395=581	5848=1000	5848=1000	2996=512	5672=970
Pay-off/ internränta = $\frac{100\%}{\text{pay off}}$	år;%		3.97=25.2	3.17=31.6	3.84=26.1	3.42=29.2	3.61=27.7	4.25=23.6
Drift och kapitaltjänst.								
TOTALT	kkr/år/öre/kWh	6897=18.64	6622=17.90	6406=17.31	6373=17.22	6188=16.72	6579=17.78	6531=17.65
Eo-E1 sparat/ invest/kWh sparat	MWh/kr/kWh		8094=0.42	8457=0.40	13200=0.44	13818=0.42	6853=0.44	11378=050
Rangordning	pay off/MWh/kr/kWh		5=2=6	1=1=3	4=5=2	2=3=1	3=4=5	6=6=4

7 SAMMANSTÄLLNING ÖVER VÄRMEPUMPSBERÄKNINGAR OCH TEKNISKT-EKONOMISKT RESULTAT

Resultaten av de i kapitel 6 gjorda värmepumpsberäkningarna har kompletterats med kostnadsberäkningar och sammanställts i tab 7a. Därvid har räknats med ett oljepris av

$$\begin{aligned} E04LS &= 1400 \text{ kr/m}^3 \\ E01 &= 1700 \text{ kr/m}^3 \end{aligned}$$

vilka beräknas gälla för juli månad 1981.

Nackahem har uppgivit att man för 1981 räknar med en elkostnad av ca 22 öre/kWh.

Nedan kommenteras tabellens värde.

7.1 Värmepumpens energiproduktion

Värmepumparnas energiproduktion i % av totalenergin återfinns för de olika alternativen på rad 2. Man ser där att övergång från tre till sex aggregat ökar produktionen med mellan 71 och 68 %. När värmets för pumpen tas ur vatten-istället för ur luften ökar värmepumparnas energiproduktion på grund av gynnsamma temperaturförhållanden med 15 % för 3 aggregat och 13 % för sex aggregat.

De eldrivna värmepumparna är huvudsakligen av intresse för att de genom tillvaratagande av de närmaste 15 årens elöverskott kan minska landets oljeimport. Vid samma axelenergi ger de eldrivna värmepumparna endast 74 % av dieselvärmepumparnas värmeproduktion. Detta beror på att spillvärmets ger ett tillskott i värmefaktorn av 1,25 enheter. Skillnaden mellan de två systemens produktion är även för elpumparna ca 15 %.

7.2 Oljeförbrukning och oljesparande

Oljeförbrukning och oljesparande finns redovisade på raderna 4 till 8. På rad 7, som visar det procentuella sparandet i volym har något oegentligt E04 och E01 adderats. De har ju olika pris och olika tillgänglighet. För att mer illustrera verkliga förhållandet har därför i rad 8 sparad oljeimportkostnad också uträknats.

Av kolumnerna framgår att man i det förmånligaste dieseldriftsfallet (sex aggregat) sparar 30,3 % oljevolymer och 23,4 % i importkostnader. För eldriften uppnås hela 46,6 % sparande både i volym och kostnad. Eldriftens fördel ligger just i att oljesparandet blir så högt.

Det bör emellertid anmärkas att om elenergin för drift av värmepumparna skulle vara genererad av ett oljedrivet kondenskraftverk, då man inklusive distributionen enligt Energiprognosutredningen har att räkna med en utnyttjning av oljans värmeinhåll (verkningsgrad) av 0,324, fås en helt annan bild. Då sparas i el-fallet endast $46,6 \cdot 0,324 = 15,1\%$ eller väsentligt mindre än de 23,4 % i dieselfallet. Detta är viktigt att påpeka eftersom det talas om att ersätta kärnkraften med kolkondenskraft. Vi förbättrar då ej nämnvärt vår kostnad för bränsleimporten vid de kolpriser som man då kan vänta sig.

7.3 Tillkommande elförbrukning

Det är av stort intresse att redovisa hur mycket elenergi som måste påkostas för drift av cirkulationspumpar och fläktar för de båda systemen. Detta finns redovisat i detalj på raderna 9 till 16. Resultatet visar att vatten-is fallet fordrar omkring 3 % mindre elenergi för hjälppaggaten.

Man kan här göra reflektionen: Bör inte väntade högre framtida kostnader för elenergi resultera i en dimensionering av hjulpkretsarna så att mindre el förbrukas än de 13 och 16 % som här redovisas i tabellen.

7.4 Värmefaktorer - ismängd

De värmefaktorer som uppnås redovisas på raderna 18 till 20. Spillvärmets representerar 1,25 enheter i värmefaktor. Uppställningen visar att pumpfläktarbetet medför en sänkning av faktorn med ca halva detta belopp.

Rad 21 visar hur många m^3 is som per vintersäsong produceras i de tre isfallen. Mängderna är avsevärda. Ekologiska konsekvenser har ej penetrerats.

7.5 Sparad energi

Sparad energi och energikostnader redovisas på raderna 22 till 25. Av uppställningen framgår att man för sex dieselaggregat som tar sitt värme från vattnet sparar 31,4 % i förbrukade kWh och 20,9 % i energikostnad. För eldriften blir motsvarande siffror 32,9 och 23,0 %.

7.6 Drift- och underhållskostnader

Viktigt för jämförelsen mellan de olika systemen är hur drift- och underhållskostnaderna utfaller för vart och ett av dem. Dessa poster redovisas på raderna 26 till 31. Man ser att värdena för dieselmotorn är höga och höjer summavärdena för de system där denna motor ingår.

Vad som är intressant och viktigt att notera är att kostnaderna för drift och underhåll i de två fallen med eldrift är några procent lägre än när panncentralen ensam försörjer anläggningen. Denna effekt torde bli mer framträdande för riktigt stora skruv- och turbo-värmepumpar. Värmepumparnas tidigare dåliga rykte för höga underhållskostnader och opålitlighet i driften gäller definitivt inte för stora värmepumpar.

7.7 Investeringar

En bedömning av vad investeringarna för de olika systemen skulle bli för maskiner respektive byggnader och installationer återfinns på raderna 34 till 36. Storleken av investeringarna följer ganska nära axeleffekten med mindre variationer för de individuella fallen.

7.8 Ekonomiska resultatdata

Summering av de viktigaste resultaten av tabellens uträknade värden återfinns på raderna 37 till 40.

Man finner att för båda dieselsystemen ökar kostnadssparandet ca 50 % när man investerar i sex värmepumpar i stället för tre. Vid övergång från fläktsystemet till vatten-is-system fås också ett ca femtioprocentigt ökat sparande i båda storleksfallen, detta givetvis beroende på förmånligare temperaturförhållanden för värmepumpen i vatten-is-systemet. Totalsparandet blir för sex värmepumpar i vatten-is-systemet 15,0 % och för det motsvarande eldrivna fallet 22,3 %.

På rad 39 redovisas pay-off-tiden för de olika fallen. Endast för elfallet sist på raden uppnås en tid av 4,6 år som understiger 5 år och detta vid ett oljesparande som endast uppgår till 46,6 % enligt rad 8.

7.9 Diskussion om de föreslagna systemens meriter i dagens energisituation

Generellt måste konstateras att för intet av de föreslagna systemen är kombinationen av oljesparande i volym eller kronor i kombination med pay-off-tiden för investeringarna så förmånlig att något av systemen kan förordas till utförande.

Därtill kommer att båda systemen uppvisar inte redovisade nackdelar. Fläktsystemet torde fordra ljuddämpningsanordningar för att inte störa bebyggelsen och kostnaderna härför är inte redovisade. Det mest ekonomiska vatten-is-systemet producerar under en vinter så mycket is - en kub med 40 m sida - att vissa betänkligheter uppstår för isens hantering. Systemet bör dock inte sorteras helt ut då på vissa ställen isens kyla kan tänkas innebära en tillgång.

En annan belastning för de genomräknade systemen är att de inte är utvecklingsbara mot större oljesparande utan fullständig ombyggnad. Ett godtagbart system bör kunna kompletteras med t ex solenergi för större sparande av olja utan att en nämnvärd del av den gjorda investeringen blir onyttig.

Undersökningen kan sägas klart visa att tillfredsställande sparande inte kan åstadkommas med de distributionstemperaturer som råder i Fisksätra centrala värmesystem. Detta trots att undersökningen visat att man avsevärt kan sänka de temperaturer som systemet beräknats efter.

Tabell 7a över värmepumpsberäkningar och tekniska och ekonomiska resultatdata

Prisnivå juli 1981.		E n h e t	Olje pan- na	Fläktbatteri			Vatten-is		
				Die- sel 3 aggr	Die- sel 6 aggr	El 7,28 aggr	Die- sel 3 aggr	Die- sel 6 aggr	El 7,28 aggr
<u>VP-CENTRALENS STORLEK</u>									
1	VP-energiproduktion	GWh	(37)	12,0	20,55	14,9	13,8	23,2	17,24
2	Dito del av totalenergin	%	100	32,4	55,5	40,3	37,3	62,7	46,6
3	VP-axelenergi	GWh	-	2,54	4,49	4,49	2,75	4,80	4,80
<u>OLJEFÖRBRUKNING</u>									
4	Eo4LS å 1400 kr/m ³	kk	5450	3682	2423	3249	3417	2033	2911
5	Eo1 å 1700 kr/m ³	kk	-	1134	2004	-	1227	2144	-
6	Summa olja	kk	5450	4816	4427	3249	4644	4177	2911
7	Sparad oljevolym	%	0	15,3	25,3	40,4	18,8	30,3	46,6
8	Sparad oljeimportkostnad	kk	0	11,6	18,8	40,4	14,8	23,4	46,6
<u>ELFÖRBRUKNING 0,22 kr/kWh</u>									
9	För VP $\eta = 0,92$	kk	-	-	-	1074	-	-	1148
10	Pumpar sjövattnen el. fläktförångare	kk	-	53,9	91,5	91,5	8,8	13,2	13,2
11	Pumpar ismaskin el. köldmedium	kk	-	16,3	27,7	27,7	30,8	50,6	50,6
12	Pumpar värmekulvert fr. sjö	kk	-	-	-	-	19,3	19,3	19,3
13	Pumpar kondensor och spillvärme	kk	-	18,7	31,9	31,9	18,7	31,9	31,9
14	Diverse el.	kk	-	3,3	6,6	6,6	3,3	6,6	6,6
15	Summa el.	kk	-	92,2	157,7	1232	80,9	121,6	127,0
16	Pumpenergi i % av axelenergi	%	-	16,5	16,0	16,0	13,4	11,5	11,5
<u>VÄRMEFAKTOR - ISMÄNGD</u>									
17	Summa energiråvara, olja + el	kk	5450	4908	4585	4481	4725	4299	4181
18	Värmefaktor inkl. spillv. exkl. pumpar	-	-	4,7	4,6	-	5,0	4,8	-
19	" " " inkl. "	-	-	4,1	3,9	-	4,4	4,3	-
20	" " " exkl. " " "	-	-	-	-	2,66	-	-	2,99
21	Isvolym (500 kg/m ³)	m ³	-	-	-	-	30000	60000	-
<u>SPARAD ENERGI</u>									
22	Megawattimmar	MWh	-	6551	10843	11378	8094	13200	13818
23	Sparade energikostnader	kk	-	542	865	969	725	1151	1269
24	Sparad MWh i % av total	%	-	15,6	25,8	27,1	19,3	31,4	32,9
25	Sparade energikostnader	%	-	9,9	15,9	17,8	13,3	21,1	23,8
<u>DRIFTS- OCH UNDERHÅLLSKOSTNADER</u>									
26	Pannans drifttid	h	8760	6000	5006	5006	6000	4600	4600
27	Pannans max effekt	MW	12,8	12,1	11,3	12,2	11,3	9,8	10,7
28	D+U, PC 9 kkr/MW+4,5 kkr/GWh	kk	282	187	132	162	174	108	140
29	" diesel 9 kkr/kDh	kk	-	190	338	-	189	332	-
30	" VP, 22,5 kr/MWh axelenergi	kk	-	57	101	101	62	108	108
31	" rena filter och luftkylare	kk	-	6	12	12	12	24	24
32	Summa drift + underhåll	kk	282	440	583	275	437	572	272
33	Summa olja + el + drift + underhåll	kk	5732	5348	5168	4756	5162	4871	4453
<u>INVESTERINGAR exkl. moms</u>									
34	Maskiner	kk	-	2300	4400	4400	2000	3800	3800
35	Byggnader + installation	kk	-	780	1340	1340	1460	2080	2080
36	Summa investeringar	kk	-	3080	5740	5740	3460	5880	5880
<u>EKONOMISKA RESULTATDATA</u>									
37	Sparade kostnader totalt	kk	-	384	564	976	570	861	1279
38	" " i %	%	-	6,7	9,8	17,0	9,9	15,0	22,3
39	Pay-off-tid inkl. drift och underh.	år	-	8,0	10,2	5,9	6,1	6,8	4,6
40	Intern ränta = 100%/pay-off	%	-	12,5	9,8	16,9	16,4	14,7	21,7

8 FÖRSLAG TILL FÖRÄNDRINGAR

8.1 Nuvarande princip för undercentralerna

I undercentralerna i bostadshusen finns tre skilda värmeväxlare av CTC:s fabrikat typ SKR vilka växlar primärvattnet till radiatorkrets, tilluftskrets och tappvarmvatten. Primärvattnets flöde genom värmeväxlarna styrs av tvåvägs motorventiler, vars öppningsgrad styrs av framledningstemperaturen på sekundärvattnet vilket i sin tur beträffande radiatorkrets och tilluftskrets styrs av utetemperaturen. Primärvattnet strömmar genom tuberna medan sekundärvattnet strömmar på mantelsidan. Till värmeväxlaren för tappvarmvatten går dessutom primärvattnets returledning från radiatorkrets och tilluftskrets och leds genom halva växlaren.

Sekundärvattnet för radiatorkretsen går till ettrörskopplade radiatorer samt vissa batterier i trapphusaggregat. Detta innebär att vattenflödet är nästan konstant på denna växlars sekundärsida. Sekundärvattnet för tilluftskretsen går till batterier i tilluftsaggregat i garage, kvartersgårdar, vissa trapphus samt batterier i tvättstugor. I returledningarna från dessa batterier sitter tvåvägs motorventiler vars öppningsgrad styrs av tilluftens temperatur. Om aggregatet inte är igång är motorventilen stängd. Detta innebär att vattenflödet på tilluftsväxlarens sekundärsida varierar mycket kraftigt.

8.2 Avvärmning - Bas för undersökningen etapp II

Studerar man i diagrammet figur 3.65 fram- och returtemperaturerna för huvudsystemet och undercentralerna finner man att undercentralernas framtemperatur ligger 14^o till 20^o lägre än huvudcentralens. En sådan sänkning av den temperatur vid vilken värmepumpen skall avlämna sitt värme betyder en kraftig höjning av pumpens effektivitet under eldningsäsongen. En decentralisering av systemet måste med andra ord genomföras där värmeförbrukningen distribueras till husuppvärmningen direkt utan mellanliggande värmeväxlare.

Men även en höjning av värmekällans temperatur under vintern är nödvändig om man skall kunna uppnå det oljesparande av över 80 % som man bör uppställa som minimål när den högvärdiga elenergin skall utnyttjas. Här finns en värmekälla av luften ur ventilationssystemet som året om har en temperatur av ca 20^o.

Det system som sålunda är av stort intresse att närmare utreda är att utrusta varje frånluftsfläkt med ett rikligt dimensionerat värmebatteri i vilket man överför frånluftens värme till en frostfri värmebärare (brine) som genom ledningar från taket förs ner till ett centralt maskinrum utrustat med värmepumpar inbyggt i det översta garaget. De nuvarande fläktarna får utbytas mot större fläktar vilka antagligen bör förses med tvåhastighetsmotor.

Det blir av flera skäl naturligt att installera flera värmepumpar kopplade i serie. En eller två av pumparna som lämnar värme till bruksvattnet måste arbeta med en brine om 55°C så att bruksvattnet blir helt separerat från eventuella freonläckor. Genom att för husuppvärmningen ha flera seriekopplade värmepumpar höjs medelvärmefaktorn väsentligt.

Man får med detta system fria händer att kyla ner frånluften under fryspunkten. Avfrostningen blir enkel då den automatiskt sker i och med att brinecirkulationen temporärt stoppas. Ett problem blir emellertid att batterierna på grund av fett m m från köken regelbundet måste rengöras.

I en ansökan till BFR om medel till etapp II av denna Fisksätra studie skisseras mer i detalj det föreslagna systemet.

9 MÖJLIGA RATIONALISERINGSFÖRSLAG I DEN BEFINTLIGA ANLÄGGNINGEN

9.1 Bättre kontroll av garagets tilluftstemperatur

På tilluftskretsens sekundärsida svarar garagens tilluftsaggregat för ungefär 60 % av värmebehovet. Genom att maxbegränsa tilluftstemperaturen i garagen från nuvarande $+22^{\circ}\text{C}$ till $+12^{\circ}\text{C}$ skulle värmeeffektuttaget på sekundärsidan minska väsentligt. Maxbegränsningen kan utföras genom att tvåvägs-motorventiler minskas till en mindre dimension varvid vattenflödet genom batteriet i tilluftsaggregatet minskar och en lägre returtemperatur i vattnet på sekundärsidan erhålles. Härvid kan även returtemperaturen på primärsidan minskas.

För värmepumpar är dessa åtgärder mycket positiva. För det första minskar värmeeffektuttaget för tilluftskretsen, vilken nu är den som kräver högst framledningstemperatur enligt kapitel 3.3. Därigenom skulle man kunna sänka primärvattnets framledningstemperatur något. För det andra kan man få en lägre returtemperatur på primärsidan, vilket medför att värmepumparnas kondenseringstemperatur kan minskas.

Då det finns uppgifter på installerad värmeväxlare och pumpar kan man beräkna olika fall. För värmeväxlarna finns dataprogram utvecklade av CTC. Med hjälp av effektbehov och framledningstemperaturer som vi tidigare kommit fram till har olika fall studerats. Lämpliga framlednings- och returtemperaturer för primärsidan vid olika utetemperatur framgår av figur 3.65. För returtemperaturen har en dag- och en nattkurva uppritats. Detta beror på att under natten är tappvarmvattenförbrukningen mycket liten. Därigenom blir primärvattnets returtemperatur lika med blandningstemperaturen från radiatorkretsar och tilluftskretsar.

Under dagtid har förbrukningen av tappvarmvatten uppskattats med hjälp av mätningar från andra större bostadsområden. I och med att ingående vattentemperatur till tappvarmvattenväxlaren endast är mellan 2 och 15° året om sker en kraftig sänkning av primärvattnets returtemperatur under dagtid. En anledning till detta är ju att man kan använda primärsidans returvatten från radiatorkrets och tilluftskrets för uppvärmning av tappvarmvatten i första hand och endast om detta inte räcker till, späda på med primärsidans framledningstvatten. Utgående tappvarmvattentemperatur har antagits kunna sänkas till $+50^{\circ}\text{C}$, dvs något lägre än för närvarande. Konsumentverkets undersökningar har visat att man klarar sig med tappvarmvatten $+45^{\circ}\text{C}$ i bostäder, vilket bör klaras vid en utgående temperatur från undercentralen av $+50^{\circ}\text{C}$.

Framlednings- och returtemperaturerna på primärvattnet i figur 3.65 gäller för undercentralerna i bostadsområdena med högst värmebehov. Undercentralen för centrumanläggning och skolor har inte studerats, varför det är möjligt att vattentemperaturerna i figur 3.65 inte passar för dessa, men sannolikt överensstämmer dessa med de i bostadsområdet. Om man går in för att sänka framledningstemperaturen på primärsidan bör detta ske successivt, varvid man studerar om framledningstemperaturen på sekundärsidan räcker till. Samtidigt som man sänker framledningstemperaturen kan reglerkurvor behöva ställas om, varför personalen i panncentralen skall vara beredda på detta och inte tro att det inte går att sänka framledningstemperaturen även om ev lokala klagomål börjar strömma in.

9.2 Rengöring av värmeväxlarytor

Detta förslag till förändring är en vidareutveckling av förslag 9.1. Därvid skulle samtliga värmeväxlare i området rengöras samt därefter rengöras vartannat år. Den projekterade ytmarginalen är 40-50 %, dvs rena värmeväxlarytor kan överföra 40-50 % utöver erforderlig effekt. Genom att smutspartiklar sätter sig på ytorna minskar den överförda effekten eller ytmarginalen. Att ytmarginalen valts till 40-50 % beror på att man inte räknat med att rengöra växlarna under drifttiden. Om man i stället ställer som krav att växlarna rengöres vartannat år kan ytmarginalen minskas till 10 % enligt CTC. Lämpliga framlednings- och returtemperaturer för primärsidan vid olika utetemperatur om ytmarginalen för värmeväxlarna sänks till 10 % kan framtagas. Om detta förslag genomförs måste man ägna värmeväxlarna för tappvarmvatten speciellt intresse. Dessa försmutsas nämligen snabbast, varför de kan behöva rengöras varje år.

9.3 Primärvatten i radiatorerna

För att kunna sänka temperaturen på primärvattnet ytterligare kan man ta bort värmeväxlarna till radiatorkrets och tilluftskrets i undercentralerna och ersätta dessa med shuntgrupper med primärvatten. Om man tar bort växlarna till radiatorkretsarna blir primärvattenkretsen mycket stor med mycket vatten i systemet. En skada i rörsystemet kan i så fall innebära ett stort vattenläckage. Utgående primärvattentemperatur kan sänkas men måste hålla +85°C vid dimensionerande utetemperatur pga att tilluftsbatterierna erfordrar detta.

Om man enbart tar bort värmeväxlarna till tilluftskretsarna utökas visserligen primärsystemet, men inte så mycket, därför att tilluftskretsarna är förhållandevis små i jämförelse med radiatorkretsarna.

Ett problem som uppstår vid borttagandet av värmeväxlare är att sekundärkretsarna endast är dimensionerade för NT6, dvs ett tryck av 6 kp/cm^2 , medan primärsidan är dimensionerad för högre tryck. Tryckhållningsutrustningen i pannans centralen ger enligt mätare ett tryck av ungefär 8 kp/cm^2 . I serie med detta tryck kommer sedan de shuntpumpar som erfordras i undercentralerna att ligga. Detta medför att trycket i radiator- och tilluftskretsar kan komma att bli cirka 9 kp/cm^2 . Radiatorerna är avsedda att klara ett tryck av 6 kp/cm^2 .

Batterierna i tilluftskretsarna klarar ett driftryck av 8 kp/cm^2 men är provtryckta med 11 kp/cm^2 . I allmänhet klarar rören och ventilerna högre tryck än det radiatorerna är dimensionerade för men noggrannare undersökning måste först göras av möjlig lägre tryckhållning.

9.4

Förslag till ytterligare förändringar

Genom att sänka pannvattentemperaturen 25°C kan medelverkningsgraden öka 1 % enligt pannans verkningsgradsdiagram. Även ur korrosionssynpunkt skulle detta vara önskvärt eftersom korrosionen är förhållandevis hög i temperaturområdet $110\text{--}130^\circ\text{C}$.

Returvattentemperatur skall sökas hållas uppe och rökgastemperaturen ej vara lägre än 150°C . Men korrosionsresistenta rökgaskylare kan sänka rökgastemperaturerna ytterligare för att nå nära 100 % för pannans årsmedelverkningsgrad samtidigt som en stor del av rökgaserna kondenserar och kan omhändertagas vid källan. Detta kan resultera i 10 % lägre oljeförbrukning (kondenspanna).

Pannvattentemperaturen skulle kunna hållas mellan $75\text{--}95^\circ\text{C}$, med årsmedelvärde 80°C . Detta ger 1,2 % bättre årsverkningsgrad med en oljebesparing av ca 65 m^3 eldningsolja/år eller närmare 30.000 kr/år. Kulvertförlusterna reduceras också genom bättre följsamhet mellan värmebehov och anpassad framledningstemperatur från panncentralen. Kulvertförlusterna kan reduceras med en värmemängd motsvarande ca 10 m^3 eldningsolja/år.

9.5

Verkställighet

Sedan nästa etapp II av denna utredning genomarbetats får ovanstående ändringsförslag kritiskt granskas för ev genomförande.

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
780531-0 från Statens råd för byggnadsforskning
till AB Skånska Cementgjuteriet.

R103: 1982

ISBN 91-540-3784-0

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700603

Abonnemangsgrupp:
W. Installationer

Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm

Cirka pris: 30 kr exkl moms