



Det här verket har digitaliserats vid Göteborgs universitetsbibliotek och är fritt att använda. Alla tryckta texter är OCR-tolkade till maskinläsbar text. Det betyder att du kan söka och kopiera texten från dokumentet. Vissa äldre dokument med dåligt tryck kan vara svåra att OCR-tolka korrekt vilket medför att den OCR-tolkade texten kan innehålla fel och därför bör man visuellt jämföra med verkets bilder för att avgöra vad som är riktigt.

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



Rapport

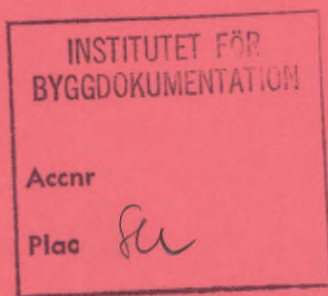
R136:1985

**Värmepumpanläggning med
solfångare för tappvarmvatten-
produktion**

**Utvärdering av en gruppcentral
för 53 radhus**

**Stefan Aronsson
Per-Erik Nilsson**

K
ANR



Byggeforskningsrådet

R136:1985

VÄRMEPUMPANLÄGGNING MED SOLFÅNGARE
FÖR TAPPVARMVATTENPRODUKTION

Utvärdering av en gruppcentral för 53 radhus

Stefan Aronsson
Per-Erik Nilsson

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 800617-0
och 830099-2 från Statens råd för byggnadsforskning till
Göteborgshem AB, Göteborg.

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

R136:1985

ISBN 91-540-4496-0
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm
Liber Tryck AB Stockholm 1985

FÖRORD

Denna rapport innefattar en utvärdering av AB Göteborgshems värmepumpanläggning med solfångare i Högsbo, Göteborg.

Ansvar för utvärderingen har legat på Avd för Installationsteknik vid Chalmers tekniska högskola och insamling av mätdata har Mätcentralen för energiteknisk byggnadsforskning, Chalmers (MCTH) ansvarat för.

Anläggningen är projekterad av K-konsult och finansierad av Statens råd för byggnadsforskning (BFR).

Följande personer har varit till stor hjälp vid skrivandet av rapporten och vi vill därför rikta ett varmt tack till:

Torbjörn Jilar	- Avd för Installationsteknik
Jan-Olof Dalenbäck	- Avd för Installationsteknik
Nina-Britta Rangvin	- Avd för Installationsteknik
Lena Rosenblad	- Avd för Installationsteknik
Kjell Schroeder	- Mätcentralen för energiteknisk byggnadsforskning
Svante Larsson	- Mätcentralen för energiteknisk byggnadsforskning
Ingemar Gunnarsson	- K-konsult (numera Vattenfall)
Lars Larsson	- AB Göteborgshem

Göteborg, maj 1985

Stefan Aronsson Per-Erik Nilsson

Avdelningen för Installationsteknik
Chalmers tekniska högskola

INNEHÅLL

SAMMANFATTNING	5
BETECKNINGSLISTA	7
1 INLEDNING	8
2 ANLÄGGNINGENS ALLMÄNNA FUNKTION	9
2.1 Principschema över anläggningen	9
2.2 Dimensioneringskriterium	11
2.3 Övergripande funktionsbeskrivning	11
3 UTFORMNING OCH DIMENSIONERING	12
3.1 Anläggningen	12
3.2 Solfångare	12
3.3 Ackumulatortank 1	13
3.4 Värmepump	14
3.5 Ackumulatortank 2 och 3	14
3.6 Övriga komponenter	14
3.6.1 Värmeväxlare 1	14
3.6.2 Värmeväxlare 2	15
3.6.3 Pumpar	15
4 FÖRVÄNTAD FUNKTION	16
4.1 Hela anläggningen	16
4.2 Solfångarna	18
4.2.1 Reglering	18
4.2.2 Värmeteknisk funktion	19
4.3 Ackumulatortank 1 och värmepumpen	20
4.3.1 Reglering	20
4.3.2 Värmeteknisk funktion	21
4.4 Ackumulatortank 2 och 3	21
4.4.1 Reglering	21
4.4.2 Värmeteknisk funktion	22
4.4.3 VVC-flödet	22
5 VERKLIG FUNKTION - 1982	23
5.1 Hela anläggningen	23
5.1.1 Energifördelningen	23
5.1.2 Värmepumpanläggningens täckning av energi- behovet för tappvarmvattenuppvärmning	25
5.1.3 Direktenergi	26
5.1.4 Anläggningsvärmefaktor	28
5.2 Solfångarna	30
5.2.1 Solinstrålning	30
5.2.2 Solfångarverkningsgrad	32
5.3 Ackumulatortank 1	34
5.4 Värmepumpen	36
5.4.1 Detaljerad funktionsbeskrivning	36
5.4.2 Värmefaktorn	38
5.4.3 Drifttid	41
5.4.4 Värmeeffekten	43
5.4.5 Elenergifördelningen	44
5.4.6 Dimensioneringsstudie	45
5.5 Ackumulatortank 2 och 3	46

6	VERKLIG DRIFT - 1983	48
6.1	Ombyggnad i april	48
6.2	Ny reglering	48
6.3	Ny funktion hos värmepump - ackumulator- tank 2 och 3	49
6.4	Hela anläggningens funktion	51
6.4.1	Energifördelningen	51
6.4.2	Värmepumpanläggningens täckning av energi- behovet för tappvarmvattenuppvärmning . .	52
6.4.3	Direktenergin	52
6.4.4	Anläggningens värmefaktor	53
6.5	Solfångarna	54
6.5.1	Solinstrålning	54
6.6	Akkumulatortank 1	55
6.7	Värmepumpen	57
6.7.1	Värmefaktorn	57
6.7.2	Drifttid	58
6.7.3	Elenergifördelningen	60
6.8	Ombyggnad oktober 1983	60
7	KOSTNADER	61
7.1	Anläggningskostnad	61
7.2	Värmekostnaden	62
7.3	Gränskostnad	63
7.3.1	Omdimensionering och kostnaden	63
7.3.2	Marginalkostnad	65
8	DISKUSSION ANGÅENDE VÄRMEPRODUKTIONS- ANLÄGGNINGAR	68
8.1	Injustering av en nyuppförd värmeproduk- tionsanläggning	68
8.2	Vem bör ha hand om injusteringen av en värmeproduktionsanläggning?	68
	REFERENSER	70
	BILAGA 1 Solberäkning	71
	BILAGA 2 Ombyggnad hösten 1983	73
	BILAGA 3 Kostnad och prestanda för tre typ- anläggningar	77
	BILAGA 4 Fotografi-bilaga	79

SAMMANFATTNING

Varken under 1982 eller 1983 klarade anläggningen av att uppfylla dimensioneringskriterium, dvs att svara för hela tappvarmvattenuppvärmningen under icke eldningssäsong (15 maj - 15 september).

Den primära orsaken är att värmepumpens kondensoreffekt är mycket för stor för aktuella behov.

1982 yttrade sig problemet främst genom att varmvattenackumulatorerna blev "kortslutna" så att värmepumpen tvingades arbeta direkt mot förbrukarna med många starter och mycket korta drifttider som följd.

Efter ombyggnaden i april 1983 kan det noteras att problemet försköts till VVC-flödet genom varmvattenackumulatorerna, vilket var så omfattande att ingen skiktning i tankarna erhöles.

Den bästa lösningen för den här studerade anläggningen vore förmodligen att använda ett reglerbart laddningsflöde i varmvattenackumulatorkretsen, tillsammans med en värmepump som har endast ett effektsteg.

Solfångardelen i Högsboanläggningen fungerade helt tillfredsställande och samlade in så mycket energi att det med största sannolikhet hade räckt till för att uppfylla dimensioneringskriterium.

1982 var totala energibehovet för tappvarmvattenuppvärmning 186,3 MWh. Solfångare-värmepump svarade under icke eldningssäsong för 45,4 MWh (92 % av totala behovet). Motsvarande siffror för hela 1982 var 78,9 MWh (42 % av totala behovet).

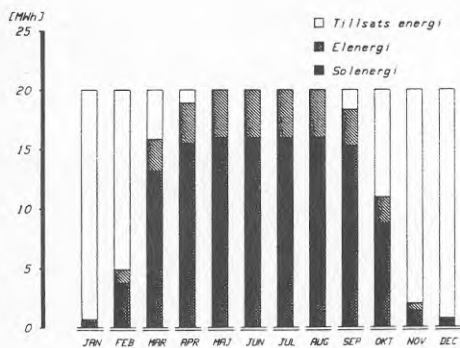
1983 var totala energibehovet för tappvarmvattenuppvärmning 175,2 MWh. Solfångare-värmepump svarade under icke eldningssäsong för 38,2 MWh (66 % av totala behovet). Motsvarande siffror för hela 1983 var 66,3 MWh (38 % av totala behovet).

Här är det dock viktigt att hålla i minnet att mätperioden för 1983 sträckte sig endast t o m 6 november.

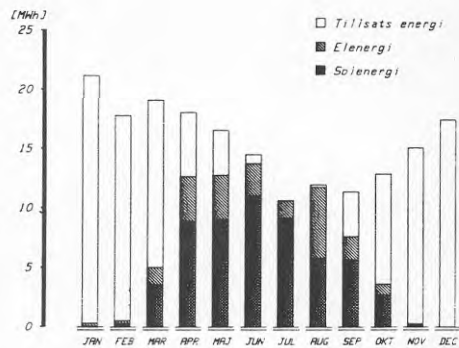
Allmänt kan sägas att det i allt fler utredningar och utvärderingar visar sig att de effektivaste och även mest ekonomiska värmeproduktionsanläggningarna är de som har de enklaste lösningarna. Anläggningar med stora investeringar i "mångsidighet" visar alltför ofta att mångsidigheten inte kan bekosta de extra investeringar som utförs, pga att regleringsproblemen blir många och svårlösta.

Beräkningar med generaliserade prestanda och kostnader visar att en anläggning av Högsbomodell ej är eller kommer att bli kommersiellt gångbar jämfört med enklare solfångar- eller värmepump-anläggningar.

För att få en uppfattning om skillnader mellan projekterad energibalans och verklig energibalans för anläggningen, presenteras figurerna nedan. Den verkliga energibalansen gäller för 1982, som var det enda hela år under vilket mätningar skedde.



Projekterad energibalans



Verklig energibalans (1982)

BETECKNINGSLISTA

Q	värme	(kWh)
\dot{Q}	värmeeffekt	(kW)
E	elenergi	(kWh)
\dot{E}	eleffekt	(kW)
V	volym	(m ³)
\dot{V}	volymflöde	(m ³ /s)
t	tid	(s)
T	temperatur	(°C)
ΔT	temperaturdifferens	(°C)
c_p	värme kapacitivitet	(kWh/ℓ, °C)
COP	värmefaktor	
$k_{\text{värme}}$	värmekostnad	(kr/kWh)
k_{marginal}	marginalkostnad	(kr/kWh)
I	investeringskostnad	(kr)
U	årlig underhållskostnad	(kr/år)
B	årlig energiförbruknings- kostnad	(kr/år)
R	nuvärdesfaktor	
r	realränta /100	
n	brukstid	
W	elprisökning /100	
q	värmeprisökning /100	
m	antal år till aktuell avgift	(år)
TG	temperaturgivare	
TM	temperaturmätare	
FM	flödesmätare	
AV	avstängningsventil	
RV	reglerventil	
BV	backventil	
P	pump	
RC	reglercentral	
HR	hjälpklä	
VVX	värmeväxlare	
VVB	varmvattenberedare	

INLEDNING

Värmepumpanläggningen med solfångare som värmekälla är en försöksanläggning, där dels den värmetekniska funktionen studerats, dels dylika anläggningars potentiella möjligheter bedömts, utgående från insamlade mätdata.

Under mätperioden har ett antal ombyggnader utförts, vilket tas upp i den löpande texten.

Den sista ombyggnaden skedde efter 831106 och är beskriven i bilaga 2. Bilagan är författad av K-konsult, Göteborg.

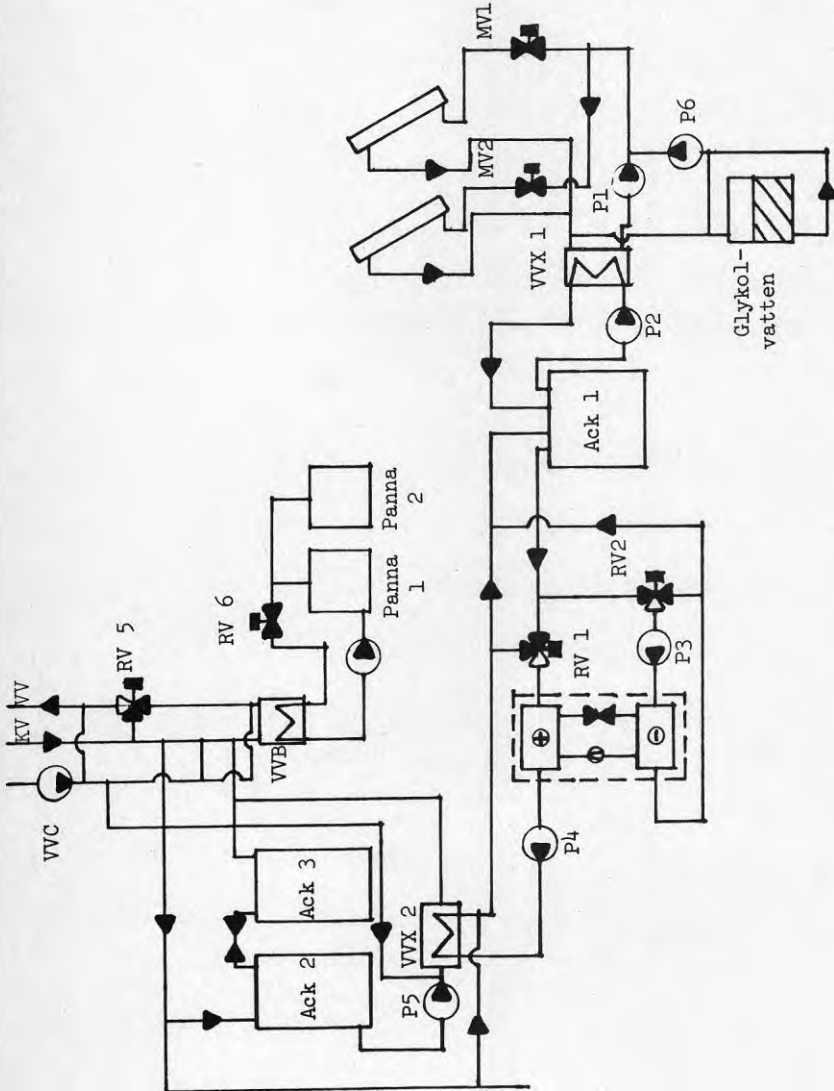
Mätningarna har skötts av Mätcentralen för energiteknisk byggnadsforskning (MCTH), vilka har haft en minidator på platsen.

Denna har kontinuerligt samlat in mätdata som sedan har överförts till en större anläggning vid MCTH, där de har varit lättåtkomliga för intresserade. Vid utvärderingen har dessa mätdata använts tillsammans med ett färdigt datorprogram, kallat MUMS, för att "enkelt" kunna ta fram och presentera mätvärdena på ett överskådligt sätt.

- Anläggningen togs i drift: - 810521
- Utvärderingsperioden började: - 820101
- Utvärderingsperioden slutade: - 831106

2 ANLÄGGNINGENS ALLMÄNNA FUNKTION

2.1 Principschema över anläggningen



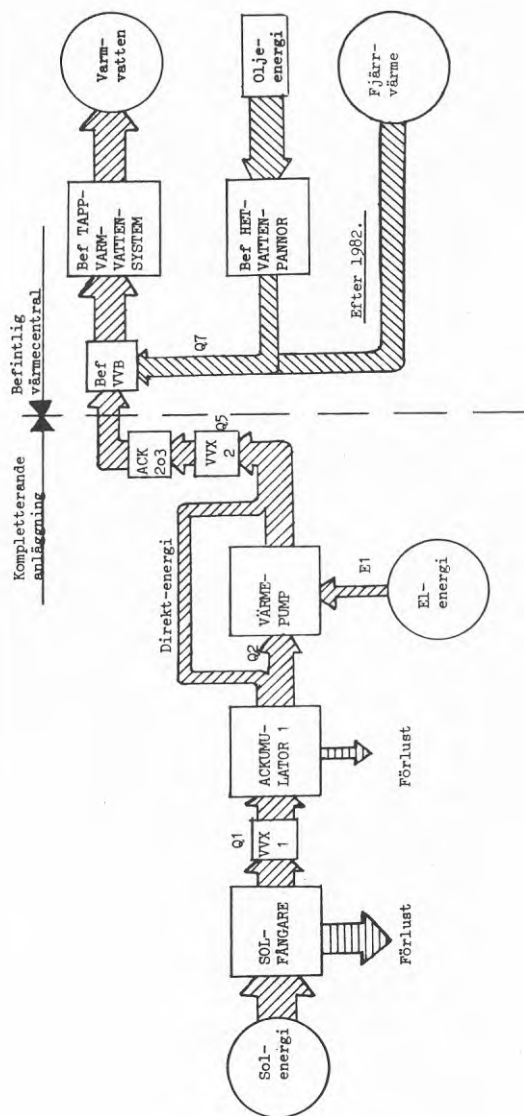


Fig 2.1 Energiflödesdiagram för Högsboanläggningen

2.2 Dimensioneringskriterium

Anläggningens dimensioneringskriterium är att klara tappvarmvattenberedningen under icke eldningssäsong, dvs 15 maj -15 september.

2.3 Övergripande funktionsbeskrivning

- Värme tas upp av en vatten-glykolblandning i ett antal solfångare. Det värmnet lämnas, via värmväxlare 1, till ackumulatortank 1.
- Vid varmvattenbehov hos ackumulatortank 2 och 3 tas lagrad solenergi från ackumulatortank 1. Ifall temperaturen är tillräckligt hög i ackumulatortank 1 tas vattnet direkt för varmvattenberedning i värmväxlare 2. Om temperaturen är otillräcklig i ackumulatortank 1 höjs denna i en värmepump innan värmväxling sker i värmväxlare 2.
- Tappvarmvattnet lagras i två mindre ackumulatortankar, dels för att klara behovet vid störttappning, dels för att bättre kunna utnyttja värmepumpen genom längre driftstider.

3 UTFORMNING OCH DIMENSIONERING (Följande kapitel har legat som grund för projekteringen.)

3.1 Anläggningen

Då inga mätningar av varmvattenförbrukningen kunnat göras innan projekteringen, har man efter litteraturstudier fastställt förbrukningen till 4500 kWh/lgh, år. Detta motsvarar för 53 lägenheter cirka 20.000 kWh/månad.

Här har antagits att det åtgått lika mycket värme till tappvarmvattenuppvärmningen varje månad under hela året.

3.2 Solfångare

Solfångararean är cirka 200 m², uppdelad på 108 enheter (1,86 m²/enhet).

Solfångarna, av fabrikat Lordan, kan beskrivas enligt följande (se Fig 3.1).

- Hölje i lackerad varmgalvad stålplåt.
- Glasningen består av en enkelskiva av 3 mm glas.
- Absorbatoren består av aluminiumflänsar med genomgående rör av koppar.
- Isoleringen består av isocyanat (22 mm). På båda sidor är isoleringen täckt av reflekterande aluminiumfolie.

Solfångarna är placerade på tak, främst av två skäl:

1. Estetiska skäl
2. Minskad risk för åverkan

Solfångarna har givits samma lutning som taken (10°) och är riktade dels mot söder, dels mot väster (2/3 mot syd och 1/3 mot väst).

I solfångarkretsen används en blandning av vatten och glykol, vilket innebär att systemet ej behöver dräneras vintertid.

För att undvika separation mellan vattnet och glykolen tvångskörs kretsen en gång per dygn, oavsett om anläggningen har varit i drift eller ej under dygnet ifråga.

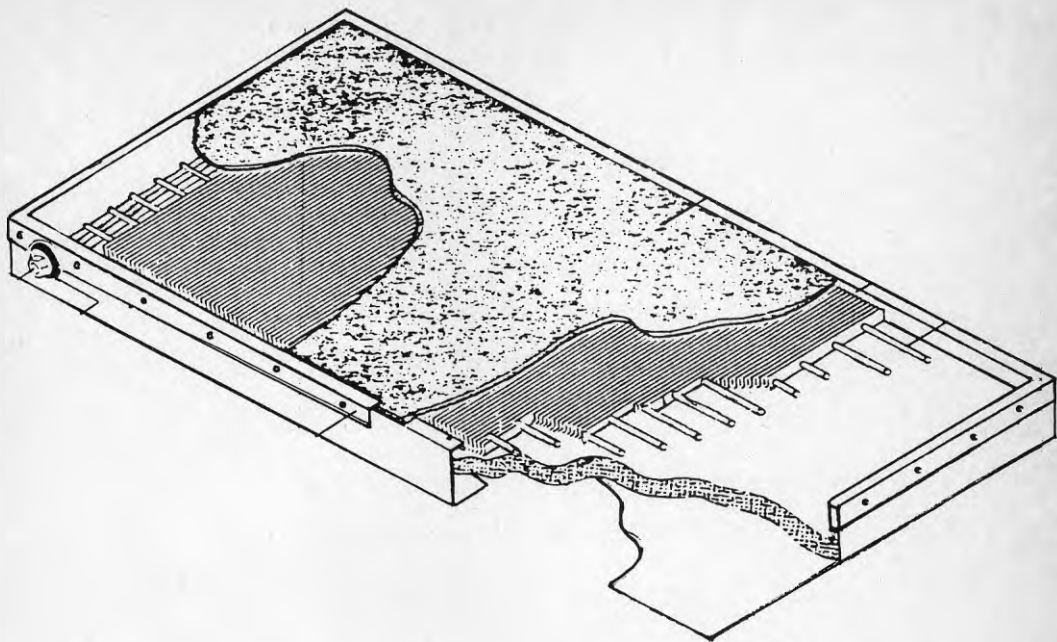


Fig 3.1 Solfångare typ Lordan

3.3 Akkumulatortank 1

Målsättningen är att kunna lagra solvärme i ackumulatorn för 2-3 dagars förbrukning.

Energien som är lagringsbar i tanken kan uttryckas enligt:

$$E = V \cdot c_p \cdot \Delta T \quad /kWh/ \quad (1)$$

Till ackumulatorn valdes en ståltank med 200 mm isolering och en nyttig volym av cirka 20 m^3 (3 m höjd, 3 m diameter).

Med volymen bestämd är det enligt ekvation (1) temperaturdifferensen som bestämmer möjlig lagringsbar energi i tanken.

Här har man kalkylerat med en temperatur på mellan 80 och 5°C , dvs en temperaturdifferens på 75°C .

Detta skulle enligt ekvation (1) ge en energimängd i tanken som är

$$E = (20 \cdot 10^3 \text{ l}) \cdot (1,2 \cdot 10^{-3} \text{ kWh/l } ^\circ\text{C}) \cdot (75^\circ\text{C}) = 1800 \text{ kWh}$$

Denna energimängd skulle alltså räcka i cirka 3 dagar.

3.4 Värmepump

Under ett medeldygn förbrukas för tappvarmvatten, enligt tidigare, 650 kWh.

Värmepumpen skall dimensioneras för att klara erforderlig energimängd, även under dygn med mycket hög förbrukning.

Här har antagits att förbrukningen kan komma upp i 1000 kWh/dygn.

Den valda värmepumpen är av typ Stal Refrigerations standardaggregat VDV-4, med köldmedium freon R12. Aggregatet är uppbyggt av kondensator, förångare och kompressor i en kompakt enhet.

Värmepumpen är effektregerad i tre effektsteg.

Pumpen har en kondensoreffekt på 70 kW vid kondenseringstemperaturen 60°C och förångningstemperaturen 10°C.

Årsmedelvärmefaktorn har beräknats till cirka 3,5.

Energien som värmepumpen kan avge beräknas enligt:

$$E = Q_1 \cdot t \quad /kWh/ \quad (2)$$

Om värmepumpen klarar att vara i drift 20 h/dygn, skulle den enligt ekvation (2) kunna avge följande energimängd vid dimensionerande data:

$$E = 70 \text{ kW} \cdot 20 \text{ h/dygn} = 1400 \text{ kWh/dygn}$$

3.5 Ackumulatortank 2 och 3

Varmvattnet lagras i två ackumulatörer, nr 2 och 3, vilka utgörs av två förrådstankar av standardtyp, AGA CTC 17 s-2500. Tankarna rymmer vardera 2,5 m³ och är seriekopplade.

3.6 Övriga komponenter

3.6.1 Värmeväxlare 1

Värmeväxlare 1 är en plattvärmeväxlare av AGA-CTC:s typ UC-216J-36 (den har 36 plattor). Den är dimensionerad för en överförbar effekt av cirka 70 kW vid temperaturerna 15/7 °C på primärsidan och 5/13 °C på sekundärsidan.



Fig 3.2 Värmeväxlare 1

3.2.2 Värmeväxlare 2

Värmeväxlare 2 är en tubvärmeväxlare av AGA-CTC:s typ SKR-1,5 VS. Den är dimensionerad för en överförbar effekt av cirka 85 kW vid temperaturerna 55/40 °C på primärsidan (manteln) och 5/45 °C på sekundärsidan (tubsidan).

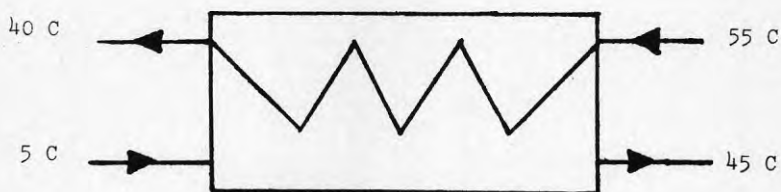


Fig 3.3 Värmeväxlare 2

3.6.3 Pumpar

I tabell 3.1 ges dimensionerande data för de cirkulationspumpar som utnyttjas i anläggningen.

Pump	Flödeskrets	Flöde l/s	Tryckstegring kPa
P1	Solfångarkrets	2,8	150
P2	Ackumulatorkrets	2,8	40
P3	Förångarkrets	2,0	30
P4	Kondensorkrets	1,4	50
P5	Ackumulatorkrets 2	0,5	30
P6	Frostskyddscirk/ påfyllning	0,5/2	100/30

Tabell 3.1 Pumpdata

4 FÖRVÄNTAD FUNKTION

4.1 Hela anläggningen

Under projekteringstiden för Högsboanläggningen utnyttjades datorer för olika simuleringar.

Dels användes ett litet beräkningsprogram (SOLARCON) för bordskalkylatorer, dels ett större program (TRNSYS) utformat vid The Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, USA.

Med SOLARCON-programmet beräknades energifördelningen under året.

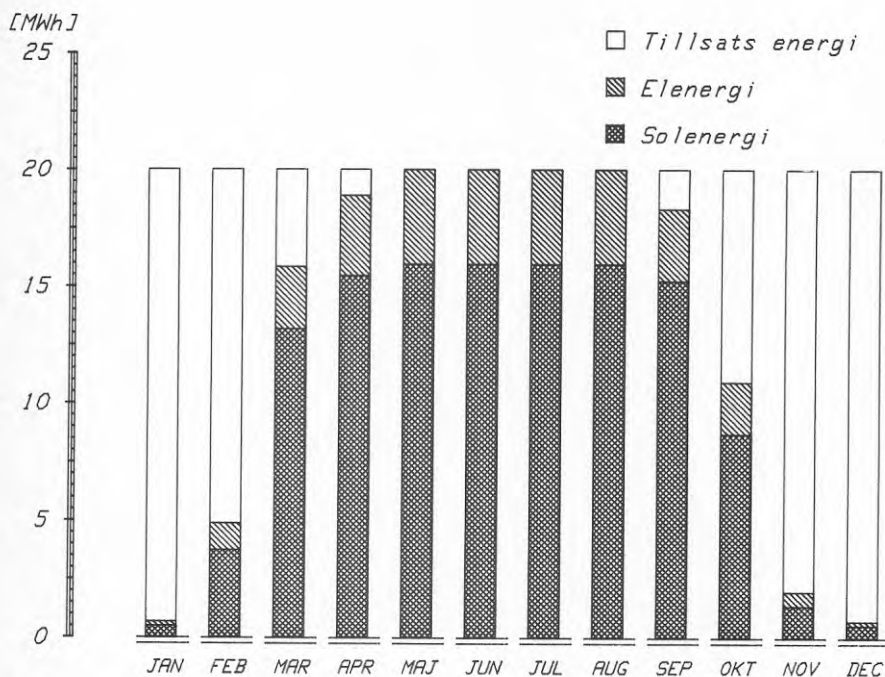


Fig 4.1 Nyttiggjord energimängd framtagen med beräkningsprogrammet SOLARCON

Fig 4.1 visar att man under sommarmånaderna helt täcker varmvattenuppvärmningen med solenergi och värmepump. Det är detta diagram man använde för olika kalkyler på energiåtgång, ekonomi m m.

Också med hjälp av TRNSYS-programmet togs värden fram för energiförbrukningen under året.

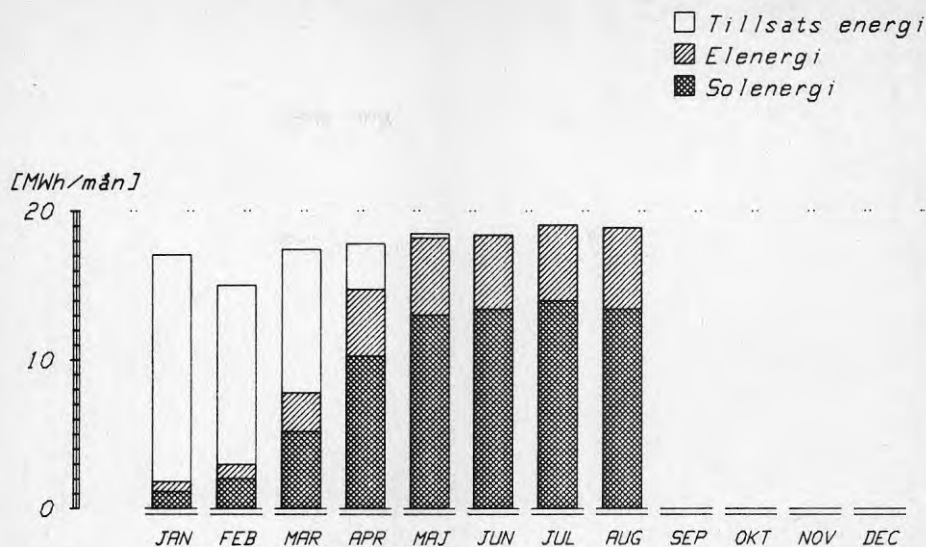


Fig 4.2 Nyttiggjord solenergi respektive förbrukad elenergi och tillsatsenergi enligt TRNSYS-simulering

Datorsimuleringen avbröts efter det att månadsvärden t o m augusti tagits fram.

Som synes kommer total energikonsumtion inte upp till det avsedda värdet 20.000 kWh under någon månad.

Vidare är energikonsumtionen, enligt TRNSYS-programmet, högre under sommarmånaderna än under vintermånaderna.

Det går alltså inte att dra andra slutsatser av Fig 4.2 än att det finns en stor osäkerhet i handhavandet av TRNSYS-programmet. Därför användes inte värden framtagna med hjälp av TRNSYS-programmet under dimensioneringen.

4.2 Solfångarna

4.2.1 Reglering

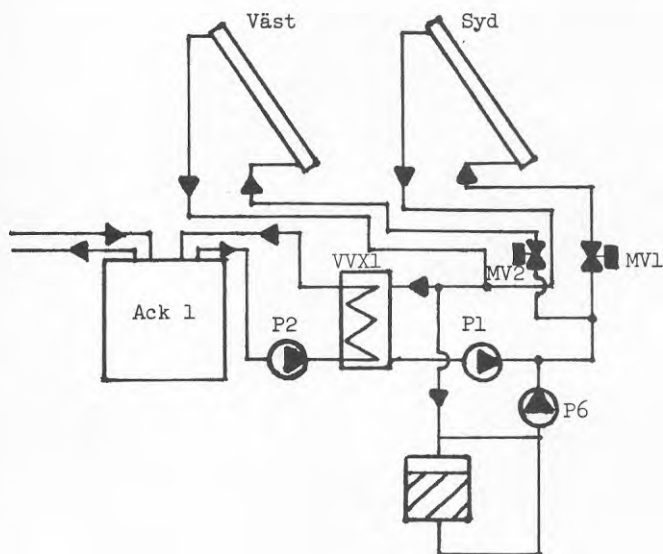


Fig 4.4 Solfångarsystemet och anslutningar

Solfångarkretsens startvillkor regleras enligt följande.

Cirkulationspump-solfångare (P1) startar om temperaturen efter solfångarna adderad med en förinställd temperaturdifferens (ΔT_a) är större än botten temperaturen i akumulator 1.

Magnetventil-solfångare syd (MV1) öppnar om temperaturen efter solfångare syd adderad med temperaturdifferensen ΔT_a är större än botten temperaturen i akumulator 1.

Magnetventil-solfångare väst (MV2) öppnar om temperaturen efter solfångare väst adderad med temperaturdifferensen ΔT_a är större än botten temperaturen i akumulator 1.

1,5 minuter efter det att solfångarcirkulationen startat övergår regleringen till driftläge, vilket innebär att cirkulationspump P1 går om temperatursänkningen över värmeväxlare 1 är större än en förinställd temperaturdifferens ΔT_b . Magnetventilerna MV1 och MV2 förblir öppna om differensen mellan returtemperatur och framledningstemperatur för respektive solfångarfält är större än temperaturdifferensen ΔT_b .

Temperaturdifferenserna T_a och T_b är ställda på 11°C respektive 1°C med tanke på att erhålla optimal drift utan svängningsfenomen.

Reglering av cirkulationspump-värmeväxlare 1-ackumulator 1 (P2) går till på så vis att tillslag sker 20 sekunder efter det att pump P1 startat. Frånslag sker samtidigt med pump P1.

4.2.2 Värmeteknisk funktion

Med hjälp av SOLARCON-programmet tog man fram solinstrålningen under ett medelår, se Fig 4.5.

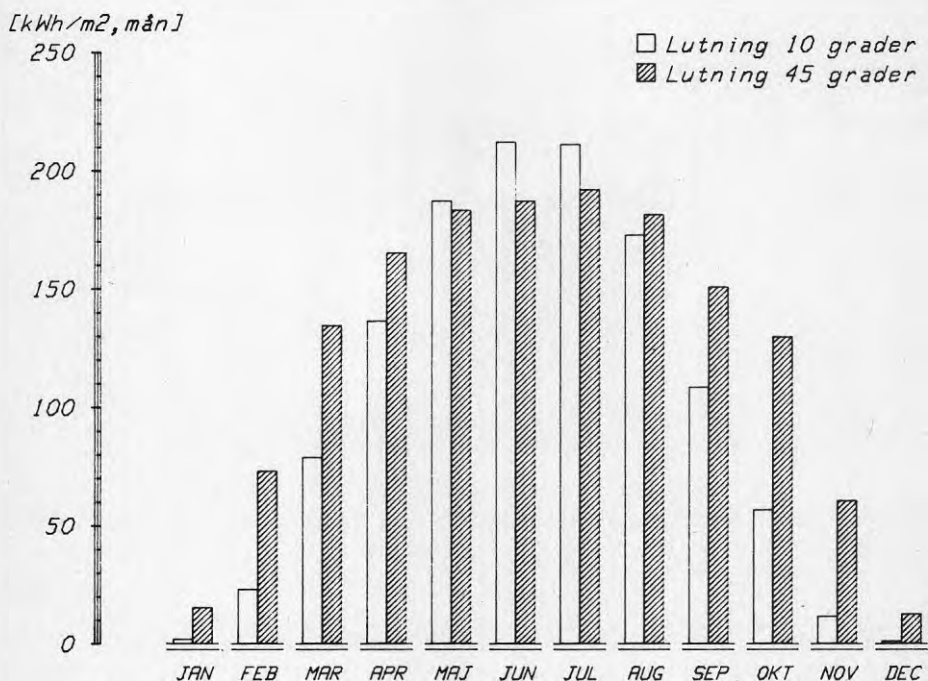


Fig 4.5 Global solinstrålning vid olika kollektorvinklar utförda med SOLARCON beräkningsprogram

Ur Fig 4.5 kan utläsas att med 200 m^2 solfångararea klarar man tappvarmvattenbehovet, även vid en solfångarvinkel av 10° .

Här kunde mer solinstrålning tas tillvara och alltså den utnyttjningsbara solenergin öka, men pga att solfångarna kom att sättas upp på hustaken fick de estetiska synpunkterna avgöra. Med de 200 m^2 solfångararea ansågs det, trots datorsimuleringen, vara möjligt att samla in så mycket energi att man helt kunde täcka

energiförbrukningen vid tappvarmvattenuppvärmningen (under icke eldningssäsong).

En konsekvens av detta skulle vara att tillsatsvärme helt kunde kopplas bort under sommarmånaderna.

4.3 Ackumulator 1 och värmepumpen

4.3.1 Reglering

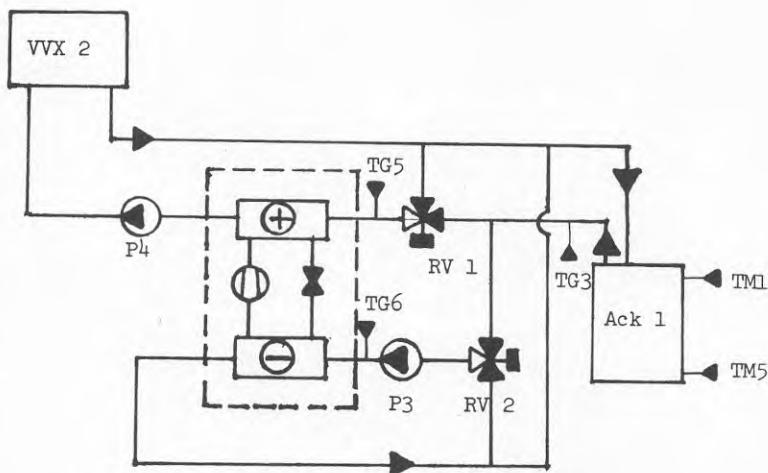


Fig 4.6 Ackumulatortank 1 och värmepumpen

Varmvattnet uppvärms i värmeväxlare 2. Denna värme tas antingen direkt från ackumulator 1 eller via värmepumpen enligt följande reglerkriterium.

Då topptemperaturen i ackumulator 1 överstiger 55°C kan vattnet pumpas direkt till värmeväxlare 2 för uppvärmning av varmvattnet. Detta sker på så vis att temperaturgivare TG3 styr reglerventil RV1 via temperaturgivare TG5 och reglercentral RC2 för konstanthållning av vattentemperaturen till 55°C .

Då topptemperaturen i ackumulator 1 understiger 55°C stängs RV1 så att allt vatten går genom värmepumpens förångare för temperaturhöjning till 55°C . För att inte överbelasta värmepumpen så regleras förångarens ingående vattentemperatur till minimum 10°C och maximum 30° . Detta regleras med hjälp av temperaturgivare TG6, reglercentral RC4 och reglerventil RV2.

Värmepumpen har en egen internreglering, vars termostat styr på utgående värmebärartemperatur, till konstant 55°C . Detta sker genom grovreglering i form av on-off drift och fin reglering i form av cylinderavlastning.

Kompressorn har 6 cylindrar som ligger parvis intill varandra med 180° vevvinkelförskjutning, vilket möjliggör kompressordrift med 2, 4 eller 6 aktivt arbetande cylindrar.

Cylinderparen avlastas med hjälp av en magnetventil som öppnar en kanal mellan tryckkamrarna, vilket ger som följd att köldmedium pumpas från den ena cylindern till den andra utan att utträta något arbete.

4.3.2 Värmeteknisk funktion

Akkumulatortank 1 uppladdas genom att kallvatten tas från botten och uppvärms i värmeväxlare 1. Det uppvärmda vattnet pumpas tillbaks med konstant flöde och lämnas i mitten på ackumulatortank. Urladdningen sker från toppen och vattnet returneras i mitten på ackumulatortank med variabelt flöde beroende på shuntning till värmeväxlare 2 eller förångaren.

4.4 Ackumulatortank 2 och 3

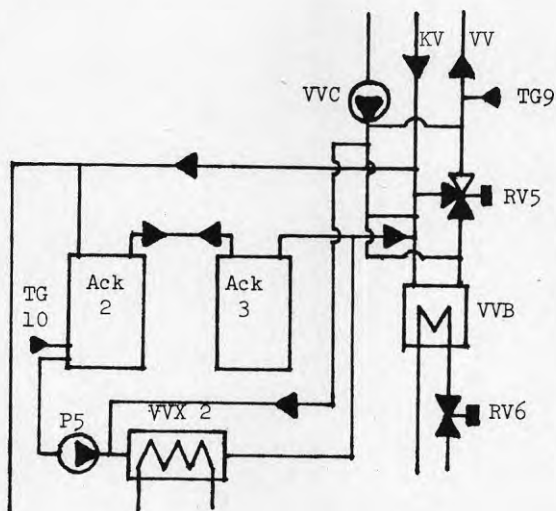


Fig 4.7 Ackumulatortank 2 och 3 samt anslutningar

4.4.1 Reglering

Akkumulatorerna 2 och 3 laddas genom att pump P5 cirkulerar vattnet genom VVX2. P5 styrs för konstanthållning av ackumulator-temperaturen med en givare, TG10, som placeras i botten på ackumulatortank 2.

Det i VVX2 värmda varmvattnet leds via den befintliga varmvattenberedaren, där det vid behov eftervärms. Temperaturgivare TC9 styr reglerventilerna RV5 och RV6 för att hålla inställd temperatur. Detta åstadkoms genom att i första hand reglera RV5 att ta varmvatten via befintlig varmvattenberedare. Om temperaturen ej kan hållas övergår regleringen till RV6, som då börjar öppna. Samtidigt som RV6 lämnar ändläget startas den panna som valts med pannautomatiken.

4.4.2 Värmeteknisk funktion

Tappning av varmvatten kan ske vid två tillfällen.

1. Vid laddade ackumulatortankar
2. Under laddning av ackumulatortankarna

Då tappning av varmvatten sker under förutsättning 1, står P5 stilla. Detta innebär att varmvattnet kommer att tas ur toppen på ackumulatortank 3, samtidigt som kallvatten tas in i botten på ackumulatortank 2.

Om tappning sker under förutsättning 2, kommer den att tillgodoses av varmvatten som kommer direkt från VVX2, ifall flödet genom P5 är lika stort eller större än tappflödet. Ifall flödet genom P5 är större än tappflödet kommer överskottsflödet genom P5 att fortsätta laddningen av ackumulatortankarna. Skulle flödet genom P5 vara mindre än tappflödet, kommer underskottsflödet att tas ur ackumulatorerna.

4.4.3 VVC-flödet

VVC-flödet kan väljas att gå direkt på befintlig varmvattenberedare och därigenom värmas upp med hjälp av den panna som väljs av pannautomatiken eller att komma in strax före VVX2 och därigenom värmas av värmepumpkretsen. Valet görs med hjälp av manuella avstängningsventiler.

5 VERKLIG FUNKTION - 1982

5.1 Hela anläggningen

5.1.1 Energifördelningen

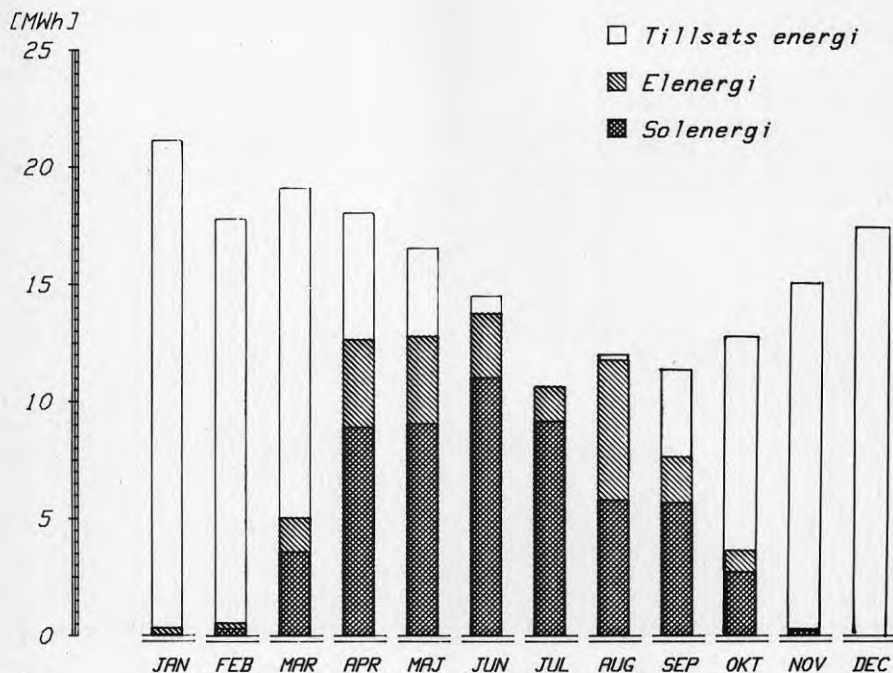


Fig 5.1 Energifördelningen under året

Ur Fig 5.1 kan följande utläsas.

- Energiåtgången för tappvarmvattenuppvärmningen var under hela året 186 MWh och varierade månadsvis mellan 10,5 och 21 MWh. Den var alltså upp till 100 % högre under vintern än under sommaren. Detta är intressant såtillvida att tappvarmvattenförbrukningen brukar anses vara konstant under året. Möjligen kan en del av svängningarna förklaras av att så pass få hushåll som 53 stycken beaktades, men den förklaringen är inte tillräcklig för att bortförklara den tydliga nedgången under våren, fram till förbrukningsminimum under sommaren och den tydliga förbrukningsuppgången under hösten. Försök att förklara den låga förbrukningen sommartid med semesterperioden är förmodligen delvis riktiga, men den tydliga tendensen under vår och höst på nedgång respektive uppgång i förbrukningen pekar på att varmvattenförbrukningen i hushåll är årstidsbe-

roende. Med detta som grund bör, vid projektering av tappvarmvattenuppvärmning för hushåll, en med årsvariationerna överensstämmande förbrukningsprofil utnyttjas.

Vid projekteringen av Högsboanläggningen antogs, på gammalt beprövat vis, en konstant energiåtgång under året. Detta fick som följd att energiförbrukningen endast under en månad kom upp till den projekterade, som låg på 20 MWh/månad.

Denna månad var den kallaste under året och inföll alltså då solfångare-värmepump har sin lägsta energiproduktion.

Allmänt kan sägas att överdimensionering av anläggningar kan betyda höga kostnader, varvid anläggningarna under utvärderingsfasen kan komma att visa en olönsamhet som är mycket större än den borde varit. I sin tur kan detta leda till att denna typ av anläggningar betraktas som oattraktiva förslag vid uppförandet av nya anläggningar.

- Solfångare-värmepump gav ett väsentligt energitillskott till tappvarmvattenuppvärmningen från mars till oktober. Under januari, februari och december var energitillskottet endast marginellt.
- Den enda hela månad som solfångare-värmepump klarade all energiproduktion var juli månad.

Meningen var, som tidigare nämnts, att under icke eldnings-säsong (15 maj-15 september) skulle solfångare-värmepump klara av hela energibehovet, för att under resterande del av året lämna "så stort bidrag som möjligt". En mer ingående betraktelse visar att det i verkligheten var åtta veckor där solfångare-värmepump täckte hela energibehovet. Det gäller de två sista veckorna i juni, hela juli samt andra och tredje veckan i augusti.

Här kan också nämnas att värdena på energiåtgång i Fig 5.1 är summor över hela månaden.

Ifall t ex veckovärden används istället för månadsvärden, hamnar max-värden cirka 150 % över min-värden. Ju mindre tidsintervall som används, desto större blir skillanden mellan max- och min-värden.

VVC-flödet som var 0,1 l/s krävde en stor energimängd för sin uppvärmning.

Skillnaden mellan framlednings- och returtemperaturerna var cirka 10°C. Med antagandet om att det fanns ett VVC-flöde under 20 av dygnets 24 timmar (inget eller delvis VVC-flöde vid tappning), skulle detta ge en energiåtgång för uppvärmningen av VVC-flödet enligt:

$$Q = \dot{V} \cdot c_p \cdot \Delta T \cdot t$$

där	Q	= energi	kWh/månad
	\dot{V}	= volymflöde	l/s
	c_p	= värmekapacitivet	kWh/m ³ °C
	ΔT	= temperaturdifferens	°C
	t	= tid	s/månad

Detta ger med siffror:

$$Q = 0,1 \cdot 1,16 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 20 \cdot 30 \cdot 3600 = 2500 \text{ kWh/månad}$$

Energiförbrukningen för all tappvarmvattenuppvärmning låg under sommaren mellan 10,5 och 15 MWh/månad. Detta ger att VVC-flödet sommartid krävde mellan 17 och 25 % av den totala energiförbrukningen.

5.1.2 Värmepumpanläggningens täckning av energibehovet för tappvarmvattenuppvärmning

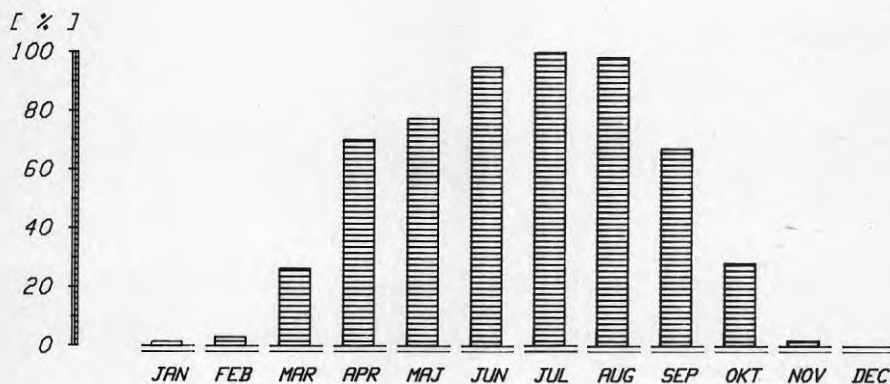


Fig 5.2 Värmepumpanläggningens andel av tappvarmvattenuppvärmningen 1982.

Istället för 100 % täckning 15 maj-15 september är täckningsgraden 100 % endast under juli. En närmare studie av de två sista veckorna i maj och de två första veckorna i september visar att under majveckorna uppnåddes 72 % täckningsgrad och under septemberveckorna 79 % täckningsgrad.

Under hela året svarade solfångare-värmepump för 42 % (78,9 MWh) av totala energiproduktionen för tappvarmvattenuppvärmning och under icke eldningsäsong, då 100 % väntades, svarade solfångare-värmepump för 92 %.

Det är förvisso en relativt hög täckningsgrad, men den är inte på något sätt tillfredsställande eftersom den verkliga energikonsumtionen låg långt under den beräkningsgrundande. Detta innebär att täckningsgraden borde ha varit väsentligt högre.

5.1.3 Direktenergi

Med direktenergi menas att topptemperaturen i ackumulator 1 (solfångarackumulatortank) varit så hög att värmepumpen inte behövt köras för att klara temperaturkravet till värmeväxlare 2 (TM1 \geq 55°C), utan energin har tagits direkt ur ackumulatortank 1.

Studier av mätdata visar att endast under juni och juli har topptemperaturen i ackumulatortank 1 någon gång varit högre än 55°C.

Beräkningsmodell för direktenergin:

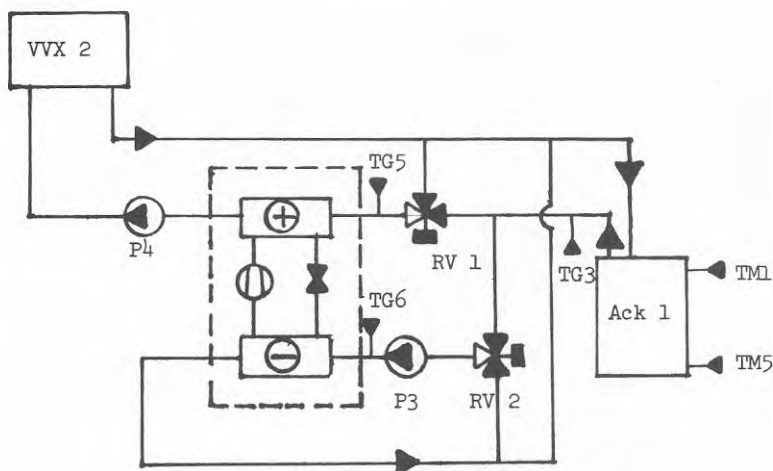


Fig 5.3 Värmepump och ackumulatortank 1

Då den finaste upplösningen av mätvärden som finns att tillgå är timmedelvärden, måste någon slags modell användas för beräkning av direktenergi under timmar då värmepumpen svarat för energiproduktion under delar av timmen.

Under timmar med topptemperaturen i ackumulatortank 1 pendlande runt 55°C, kan mycket höga värmefaktorer noteras. Detta beror på att värmefaktorn baseras på en energimätning som inte kan skilja på direktenergi och energi producerad av värmepumpen (se Fig 5.3).

Vid studier av sådana timvärden kan iakttas att värmefaktorn för "normala" timmar runt den studerade antar relativt konstanta värden. Dessa "normala" värmefaktorer ligger på ungefär 3,8.

Därför har värdet 3,8 använts som viktning för de orealistiskt höga värmefaktorerna på följande vis:

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{tot}}}{E} \quad (5.1)$$

$$E \cdot \text{COP}_{\text{normal}} = Q_{\text{tot}} - Q_{\text{direkt}} \quad (5.2)$$

Lös ut Q_{direkt} ur (5.2).

$$Q_{\text{direkt}} = Q_{\text{tot}} - E \cdot \text{COP}_{\text{normal}} \quad (5.3)$$

(5.1) i (5.3) ger

$$Q_{\text{direkt}} = Q_{\text{tot}} \left[\frac{\text{COP} - \text{COP}_{\text{normal}}}{\text{COP}} \right] \quad (5.4)$$

}	Q_{tot}	=	Q_5	=	total energi till värmewäxlare 2 under 1 timme	
	Q_{direkt}	=	Q_3	=	direktenergi till värmewäxlare 2 under 1 timme	
	$\text{COP}_{\text{normal}}$	=	antagen "realistisk" värmefaktor			
	COP	=	värmefaktor baserad på mätdata			
	E	=	E_1	=	elenergi till värmepumpen under 1 timme	

Totalt förbrukades under juni 13,7 MWh för tappvarmvattenuppvärmning. Av dessa var 2,5 MWh (18 %) direktenergi. I juli förbrukades totalt 10,6 MWh och där svarade direktenergin för 4,5 MWh (42 %). Av totalt producerad energi under året i anläggningen svarade direktenergin för 9 %.

Månad	Totalt förbrukad energi [MKWh]	Direktenergi [MWh]
Juni	13,7	2,5
Juli	10,6	4,5

Tabell 5.1 Direktenergi och totalt förbrukad energi under juni-juli

5.1.4 Anläggningsvärmefaktor

Beräkningsmodell för anläggningsvärmefaktorn

Anläggningsvärmefaktorn har beräknats enligt följande modell:

$$Q_{\text{anl}} = \frac{\sum_{\text{månad}} \text{producerad värme}}{\sum_{\text{månad}} \text{konsumerad elenergi}}$$

där $\begin{cases} Q_5 & = \text{producerad värme} \\ E_1 + E_2 & = \text{konsumerad elenergi} \end{cases}$

Att värmemängden Q_5 kan användas i beräkningen beror på den summering över hela månader som görs. Den innebär att kortvariga tidseffekter (dynamiken hos varmvattentankarna) kan försummas.

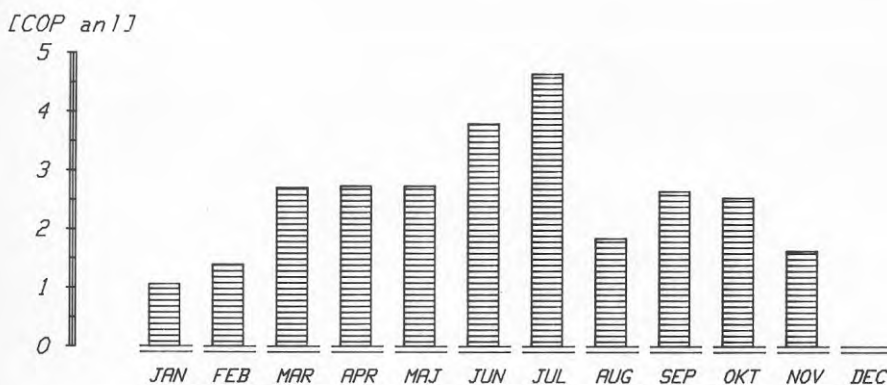


Fig 5.4 Anläggningsvärmefaktorn under 1982

Ur Fig 5.4 kan utläsas att anläggningsvärmefaktorn för 1982 var 2,75. Den varierade mellan 1 och 4,6. De lägsta värdena kom, som sig bör, undr vintermånaderna.

Detta beror på att värmepumpen gick endast korta tider, därför att det inte fanns tillräckligt varmt vatten till förångaren från ackumulatortank 1.

Medan värmepumpen var i drift endast korta tidsperioder, har andra pumpar (P4 och P5) ständigt varit i drift. Det får som följd att mycket elenergi har gått åt jämfört med den värmemängd som erhöles.

Den andra ytterligheten uppstod sommartid, då en hel del "direktenergi" gick från ackumulatortank 1 till värmeväxlare 2, utan att någon elenergi krävdes till värmepumpen. Detta innebär att värme producerats utan att elenergi behövt konsumeras.

Månader med tillräckligt hög temperatur i ackumulatortank 1, för en möjlig drift av värmepumpen, gav anläggningsvärmefaktorer på 2,6 - 2,7.

Dessa värden på värmefaktorn får anses vara normalvärden för anläggningen då den körs utan "störningar".

Att augusti månad skiljer sig från "normala" månader, som t ex april och maj, beror med största sannolikhet på läckage i reglerventil RV1.

Läckaget har inneburit att värmepumpen körts "kortslyten", dvs att den har värmt upp vatten i kondensorn som sedan har gått till förångaren för att där avge värmets.

Det ovan nämnda fenomenet kommer närmare att beskrivas under Kap 5.4.

5.2 Solfångarna

5.2.1 Solinstrålning

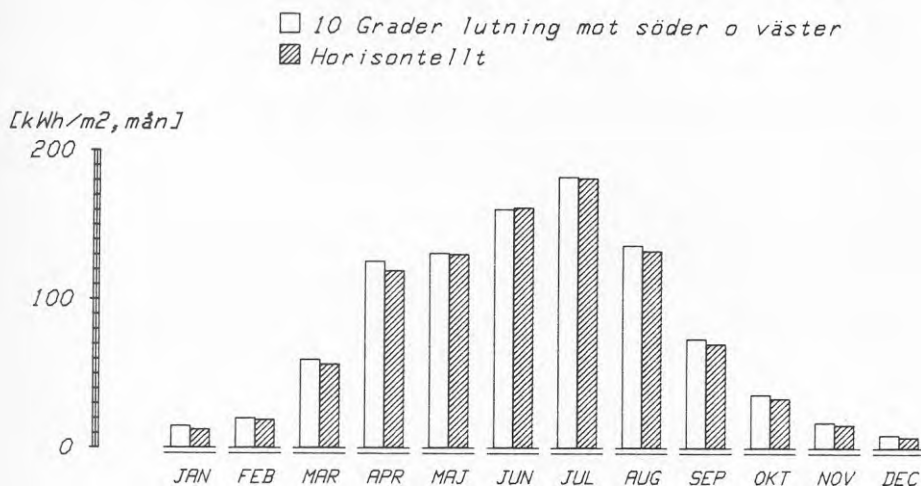


Fig 5.5 Global solinstrålning mot horisontalplanet och mot plan med 10° lutning, riktade mot väster och söder.

På grund av liten solfångarvinkel (10°) så kommer global horisontal solinstrålning och solinstrålningen mot solfångarna att skilja mycket lite under sommaren då solen står högt, för att under vintern separera alltmer ju lägre solen står.

Den månad som har lägst solinstrålning är december, med en global horisontalinstrålning på 7,5 kWh/m², eller mot de vinklade solfångarna, en instrålning på 9 kWh/m². Övriga vintermånader ligger också, som synes, långt under sommarmånaderna i fråga om insamlad energi.

Maximal horisontal solinstrålning inträffar under juli månad, där den uppgår till 182 kWh/m².

Även den viktade solinstrålningen mot de vinklade solfångarna uppgår denna månad till 182 kWh/m².

Viktningen sker genom att solinstrålningen räknas om till en resulterande solfångararea där 1/3 av instrålningen mot västerorienterade solfångare och 2/3 av instrålningen mot söderorienterade solfångare används, dvs helt i proportion till den del av totala arean som är orienterad i respektive riktning.

Beräkningsmodellen som används för omräkning av horisontell instrålning till instrålning mot lutande plan beskrivs av ref Jilar, Torbjörn, 1982.

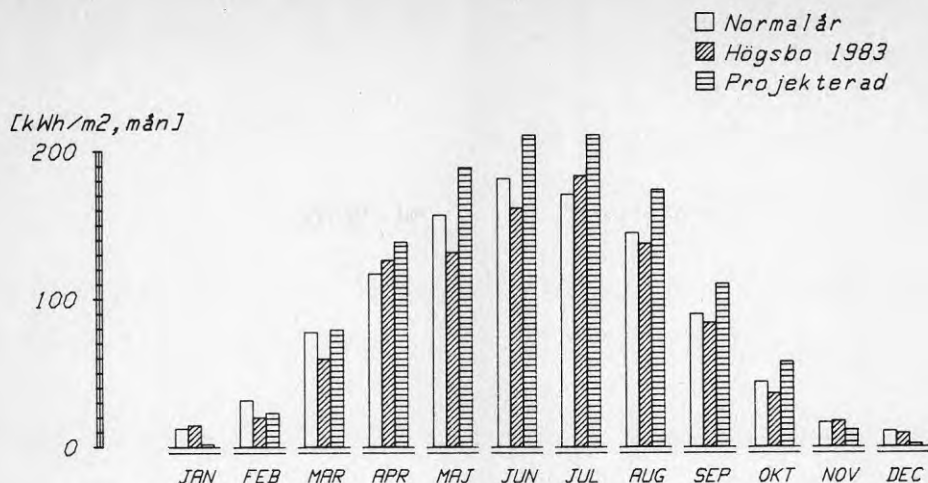


Fig 5.6 Solinstrålning i Högbo, för ett normalår samt den vid projekteringen använda. Instrålningen är beräknad på 10° lutande plan i samtliga fall.

Normalåret är baserat på mätningar av global horisontell solinstrålning i Torslanda, under tiden 1961-1977 med en årlig instrålning av 1013 kWh/m². För Högbo 1982 är motsvarande värde 940 kWh/m².

En jämförelse mellan ett normalårs solinstrålning och den i Högbo visar att dessa solinstrålningar följer varandra relativt bra. Under fyra av årets månader var solinstrålningen i Högbo högre än normal solinstrålning, medan övriga åtta månader visar ett omvänt förhållande. Av de fyra månader som gav ett överskott i Högbo gentemot normalåret, var det bara en av dessa månader, juli, som inföll under sommaren, trots att sommaren 1982 uppfattades som ovanligt varm och solig av flertalet människor.

Detta visar att det rent subjektivt är mycket svårt att bedöma värdet i förhållande till ett normalår.

Vid en jämförelse mellan den solinstrålningskurva som användes under projekteringen och kurvan för ett normalår, kan det noteras att den under projekteringen använda solinstrålningen ligger runt 20 % över den för ett normalår. Detta gäller för månaderna april till oktober. En sådan överskattning av solinstrålningen sommartid kan innebära en underdimensionering av solfångarytan.

Ifall solfångarytan underdimensioneras kan detta i sin tur medföra att värmepumpens värmekälla (ackumulatortank 1) inte kan leverera tillräckligt med energi till värmepumpen, vilket leder till att värmepumpen inte klarar av att leverera beräknad energimängd.

I detta fall har, som tidigare nämnts i Kap 5.1, energiförbrukningen för tappvarmvattenuppvärmning under sommaren varit ungefär hälften av den vid projekteringen antagna. Det ledde till att värmepumpen inte behövde producera den energimängd som antogs, utan här klarade man sig med en av solfångarna mindre insamlad energimängd.

5.2.2 Solfångarverkningsgrad

En solfångares verkningsgrad påverkas av de två parametrarna solinstrålning (Q_I) och temperaturdifferens mellan solfångare och omgivning (ΔT).

Solinstrålningen anger hur mycket energi per kvadratmeter som träffar kollektorns glasnig. Denna energi kan ej fullständigt nyttiggöras utan reduceras pga absorption i glaset och reflektion på absorberplåten. Reduktionsfaktorn benämns här η_0 .

Temperaturdifferensen mellan absorberplåten och omgivningen påverkar förlusterna från solfångaren. Dessa förluster uppkommer pga ledning, konvektion och strålning till omgivningen, där endast ledning och konvektion är proportionella mot temperaturdifferensen. Strålningen däremot är proportionell mot temperaturen upphöjt till fyra.

Om man förenklar förlusternas temperaturberoende till en andra-grads funktion, så kan totala förlusten från solfångaren uttryckas med förlustkoefficienterna k_1 och k_2 .

En värmebalans för solfångaren ger då:

$$\text{nyttiggjord energi} = \text{upptagen energi} - \text{förluster}$$

Detta kan skrivas som

$$\begin{aligned} \text{nyttiggjord energi} &= \eta_0 \cdot \text{solinstrålning} - k_1 \cdot \\ &\cdot \text{temperaturdifferens} - k_2 \cdot \text{kvadratisk temperaturdifferens} \end{aligned}$$

vilket med beteckningar skrivs

$$Q_1 = \eta_0 \cdot Q_I - k_1 \cdot \Delta T - k_2 \Delta T^2$$

Av detta uttryck kan verkningsgraden bildas, då den definieras som nyttiggjord energi dividerad med instrålad energi, dvs $\eta = Q_1/Q_I$ vilket ger

$$\eta = \eta_0 - k_1 \cdot \frac{\Delta T}{Q_I} - k_2 \cdot \frac{\Delta T^2}{Q_I}$$

Detta är ekvationen för solfångarens verkningsgrad η , där η_0 , k_1 och k_2 är solfångarkonstanter, ΔT är differensen mellan absorberplåtens medeltemperatur och utetemperaturen och Q_I är solinstrålningen.

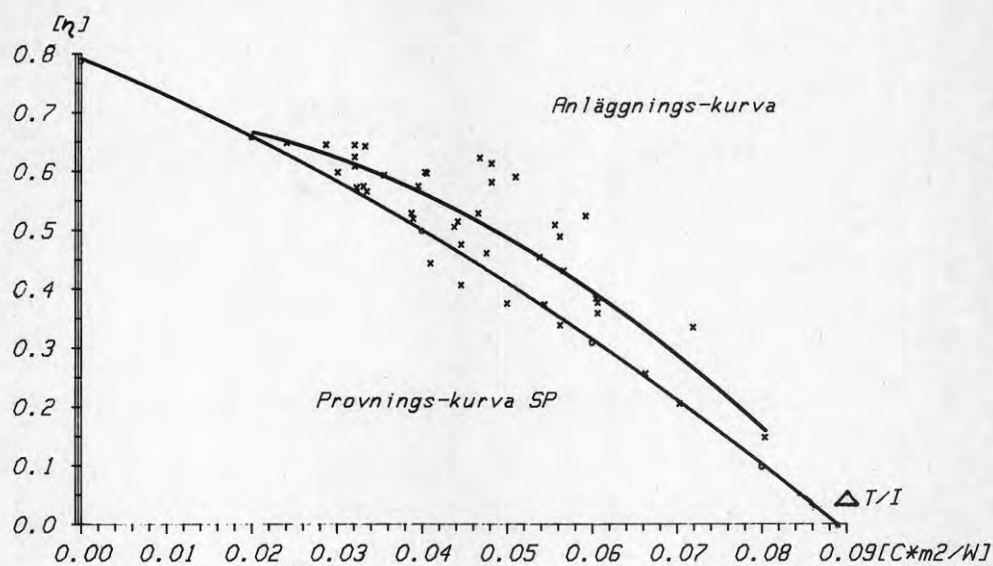


Fig 5.7 Verkningsgradskurvan för en solfångare i provrigg samt för hela solfångarfältet. Anläggningskurvan är grundad på ett antal timmedelvärden under 1982.

I figuren kan ses att kurvan för solfångarfältet i Högsbo väl stämmer överens med mätdata från en solfångare i provrigg, vilka är framtagna på Statens provningsanstalt (SP) år 1979.

Några generella slutsatser om kurvorna kan ej fastställas men en tänkbar orsak till avvikelserna är att resultatet från provriggen gäller för en solfångare vinklad 45° medan de i anläggningen uppmätta värdena gäller för ett solfångarfält vinklat 10°, vilket bidrar till minskade konvektionsförluster.

Även mätnoggrannheten ($\sim \pm 8\%$) är en möjlig orsak till kurvans avvikelse från den i mättriggen utprovade.

5.3 Ackumulatortank 1

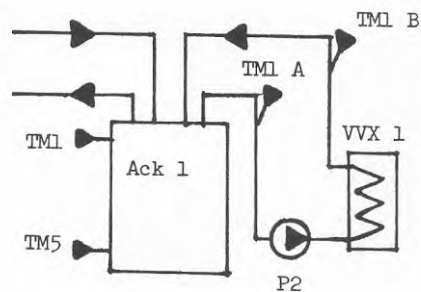


Fig 5.8 Ackumulatortank 1 med anslutningar

På grund av att temperaturgivare TM1B fram till 820705 var placerad så att felaktiga temperaturer uppmättes, är ej värdena för energi till ackumulatortank 1 (Q1) relevanta. Från och med 820706 är emellertid givaren omplacerad så att korrekta värden uppmätts.

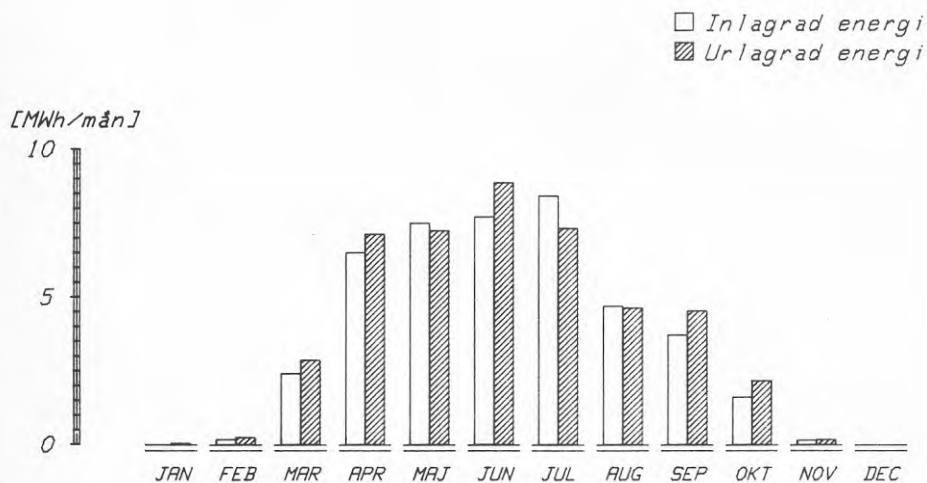


Fig 5.9 Inlagrad - respektive uttagen energi för ackumulatortank 1

Fig 5.9 visar att under månaderna juli och augusti tillförs tanken från solfångarna mer energi än den avger. Under månaderna september tom december avger tanken mer energi än den tillförs från solfångarna. Detta beror på att så länge temperaturen i rummet är högre än tanktemperaturen tillförs tanken värme från rummet. Då rumstemperaturen är lägre än tanktemperaturen kommer värme att avges från tanken till rummet.

Totalt avgiven energi från ackumulatortank 1 dels till värmepump, dels som direktenergi, var 56,4 MWh under året.

Den till ackumulatortank 1 tillförda energin från solfångarna, räknad under månaderna juli tom december, blir i medeltal per månad 3,87 MWh.

En under projekteringen något optimistisk uppskattning av energiinnehållet i tanken (se Kap 3), där en temperaturdifferens mellan 80°C och 5°C antogs, gav med en tankvolym på 20 m³ tillräckligt med energi för 2-3 dagars förbrukning.

En mer realistisk temperaturdifferens mellan 50°C och 10°C ger att tanken inte skulle innehålla mer än cirka 53 % av den beräknade energimängden.

Här var dock energiförbrukningen mycket lägre än den vid projekteringen antagna, vilket ledde till att värmeinnehållet i tanken ändå räckte till 2-3 dagars förbrukning.

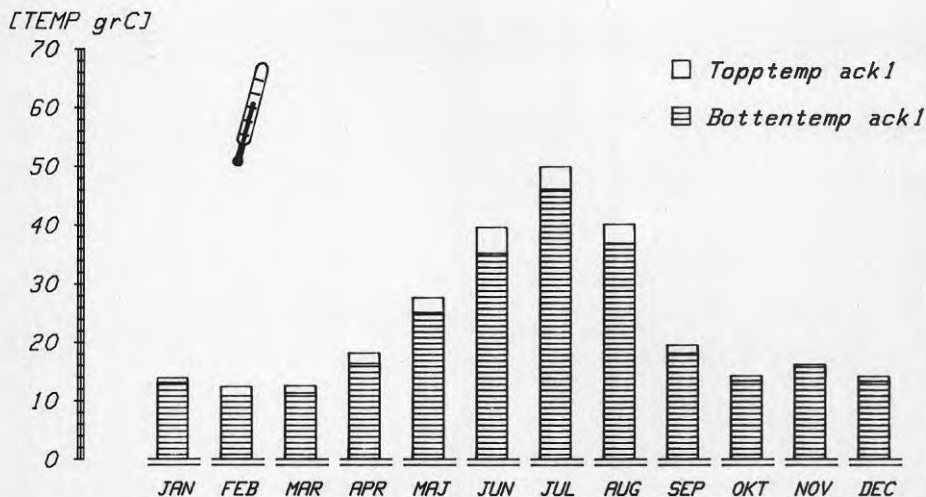


Fig 5.10 Medeltemperatur i topp och botten på ackumulatortank 1

Fig 5.10 visar hur temperaturnivåerna i tankens topp och botten legat under olika delar av året.

5.4 Värmepumpen

Med värmebärare avses cirkulationskrets på kondensorsidan och med köldbärare avses cirkulationskrets på förångarsidan.

5.4.1 Detaljerad funktionsbeskrivning

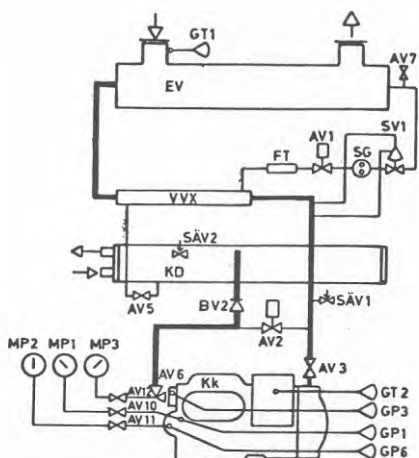


Fig 5.11 Uppkopplingsschema - värmepump

Gaskretsen

När start- och matningsfackets maximalbrytare (MST) ställts i tilläge får reglerfacket spänning via manöversäkringen. För att aggregatet skall starta erfordras förutom att spänning finns, att förregleringen av värmebärarflödet är i tilläge och att värmebehov föreligger. Start kan då ske om strömställare (ST1) förs till läge 1. Starten sker när löptiden för tidreläet mot för täta starter gått ut, under förutsättning att ingen vakt har löst ut (signaleras med röda lysdioder). Återställning av fel samt start utan att avvakta fördröjning sker genom att föra strömställare (ST1) till läge 2 (återfjädrande).

Samtidigt med att kompressorn startar öppnas magnetventilen (AV1) i vätskekretsen. Kompressorn suger kall köldmediegas från förångaren (EV) genom värmeväxlaren (VVX). I värmeväxlaren överhettas köldmediegasen, vilket är en förutsättning för att expansionsventilen (SV1) ska fungera på avsett sätt.

Sugledningen är försedd med en säkerhetsventil (SÄV1), och på kompressorns lågtryckssida finns en serviceventil (AV10) för anslutning av en lågtrycksmanometer (MP1). På kompressorns oljepump sitter en serviceventil (AV11) för anslutning av en oljetrycksmanometer (MP2).

Kompressorn matar varm köldmediegas under högt tryck genom stängventilen (AV6) till kondensorn (KD). Tryckledningen är försedd med en serviceventil (AV12) för anslutning av en högtrycksmanometer (MP3). Även högtryckssidan är försedd med en smältsäkring (SÄV?) som sitter på kondensorn.

Kondensorn kyls av vatten från ett kylmedelssystem, varvid köldmediegasen kondenseras till varm vätska.

Vätskekretsen

Den varma köldmedievätskan trycks från kondensorn (KD) genom stängventilen (AV5), värmeväxlaren (VVX), torkfiltret (FT), magnetventilen (AV1) och synglasets (SG) till expansionsventilen (SV1). Torkfiltret tar bort föroreningar och fukt (vatten) som annars skulle kunna sätta igen expansionsventilen (vattnet i form av is).

Magnetventilen ingår i regler-systemet. Med hjälp av synglasets kan man kontrollera om vätskeledningen är fylld.

Expansionsventilen (SV1) styrs av temperaturen i kompressorns sugledning och reglerar köldmedietillförseln till förångaren (FV) så att inte mera köldmedievätska tillförs än vad som i varje ögonblick förångas i förångaren. Köldalstringen i förångaren, dvs sänkningen av köldbärartemperaturen börjar så snart kompressorn sänkt trycket i förångaren så långt att motsvarande förångnings-temperatur är lägre än köldbärartemperaturen.

Reglering

Aggregatets styr- och reglerutrustning har till uppgift att hålla den utgående värmebärartemperaturen möjligast konstant och att övervaka funktionen.

Temperaturkontrollen åstadkommes genom stegvis in- och urkoppling av kompressoreffekt.

Vid start avlastas kompressorn automatiskt genom att magnetventil (AV2) öppnas och gasen passerar direkt över till sugsidan. Därigenom kan kompressorn startas med Y/D-start. Grovregleringen åstadkommes genom att drifttermostaten (GTL) i ingående värmebärarledning stänger magnetventilen (AV1) och samtidigt stoppar kompressorn.

Återstart kan erhållas först sedan tiden för återstartrelä gått ut. Därigenom förhindras alltför täta starter. Drifttermostaten har ytterligare steg varmed magnetventiler på kompressorn kan inkopplas och ge flera reglersteg och noggrannare reglering.

På VDV-4 erhålls tre steg (kompressorstart plus två magnetventiler).

Termostatens inställning väljs med hänsyn till värmebärarens temperaturhöjning genom kondensorn.

Övervakning

Vid för lågt tryck på kompressorns sug sida stoppas aggregatet av lågtrycksvakten (GP1). Vid för lågt oljetryck i kompressorn stoppas det av oljetrycksvakten (GP6). Vid för högt tryck på kompressorns trycksida stoppas det av högtrycksvakten (GP3). Vid för hög motortemperatur stoppas aggregatet av motortemperaturvakten (GT2/RE2). Aggregatet stannar dessutom om den pump som måste finnas i det yttre värmebärarsystemet stannar, eller om eventuell flödesvakt i värmebärarsystemet löser ut på grund av för litet flöde.

5.4.2 Värmefaktorn

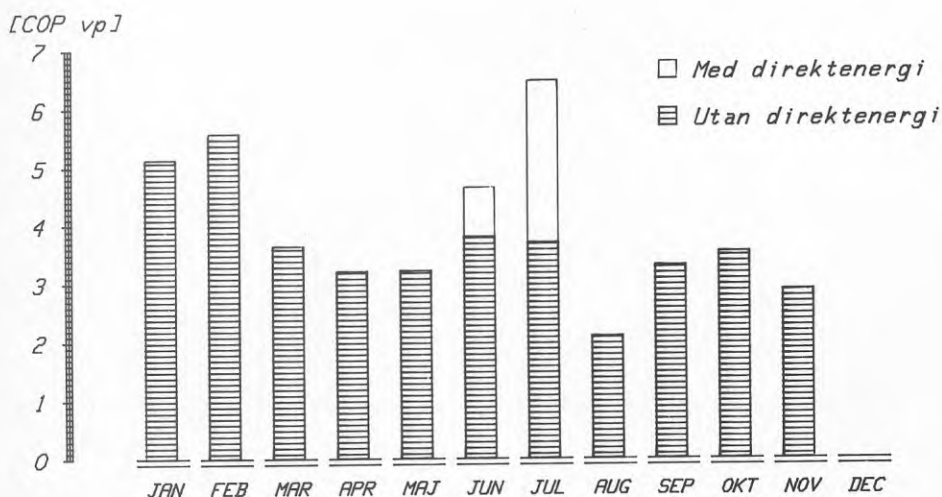


Fig 5.12 Värmepumpens värmefaktor

I Fig 5.12 kan ses att värmepumpens värmefaktor för 1982 uppgick till 3,4 och varierade mellan 2,1 och 6,5 under året, utom för december månad då värmepumpen var avstängd. I januari och februari månad då värmepumpen gick mycket litet med ringa värmeproduktion förstorades mätfehlen relativt och en orimligt hög värmefaktor erhöles. I juni och juli fick man även här en hög värmefaktor men denna berodde på den direktenergi som utnyttjades pga hög temperatur i ackumulator 1. Den låga värmefaktorn i augusti månad berodde med största sannolikhet på att värme till förångaren tagits från värmepumpens kondensator. Detta har varit möjligt då reglerventil RV1 stod öppen för direktenergi och värmepumpen samtidigt arbetade (se Fig 5.13).

För juni och juli visas värmefaktorn även utan direktenergi. Under dessa månader var vattnet till förångaren aldrig kallare än 30°C, vilket medförde att värmefaktorn hamnade på 3,8 och 3,7 för juni respektive juli (för framtagande av direktenergin, se Kap 5.1.3).

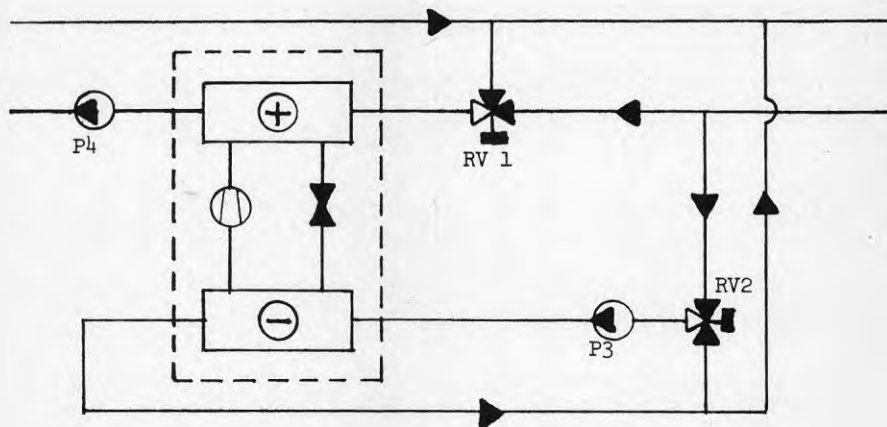


Fig 5.13 Värmepumpen med anslutningar

Då början av augusti var solig stod RV1 öppen för direktenergi, men när vädret blev sämre efter en vecka och temperaturen i ackumulator 1 sjönk stängdes ej ventilen fullständigt.

Detta fick till följd att kallt vatten från ackumulator 1 kunde gå direkt till värmeväxlare 2, men pga lägre tryck på förångarsidan sögs varmt returvattnet från värmeväxlare 2 direkt in till förångaren istället. Detta pågick i 2 veckor då nästan ingen energi togs ur ackumulator 1. Värmepumpen blev alltså en avancerad elvärmare där värmets bara kördes runt i kretsen och förlusterna tillgodosåg värmebehovet. Under denna period uppvisade värmepumpen en mycket dålig drift med ideliga starter dygnet runt och en värmefaktor som låg något över 1.

Vid studium av dygnsmedelvärmefaktorn visar det sig att avvikelser fås i förhållande till tillverkardata. Detta beror på förluster vid start då kompressorn avlastas och nedregleringsförluster då en försämrad värmefaktor erhålls pga ökade inre maskinförluster.

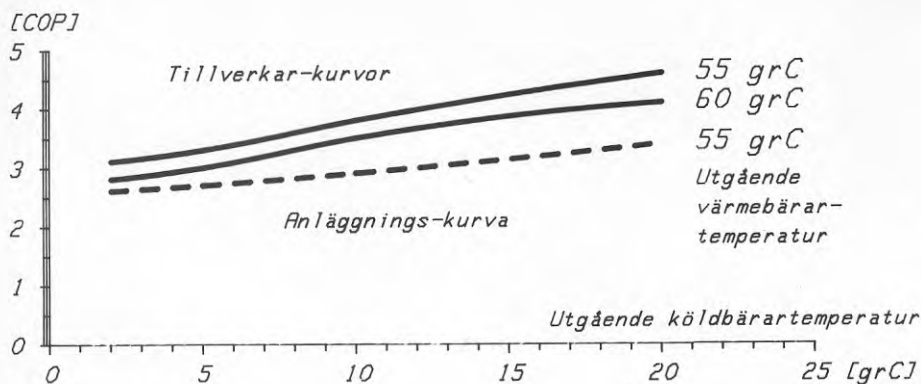


Fig 5.14 Tillverkarvarmefaktor och aktuell varmefaktor

Utgående värmebärartemperatur ligger mellan 55 och 60°C medan utgående köldbärartemperatur varierar mellan 5 och 25°C beroende på temperatur i ackumulatör 1.

Ur Fig 5.14 fås att under verklig drift uppnås ungefär 75 % av tillverkarvarmefaktorn. Värmepumptillverkaren kan uppvisa relativt goda värden på nedregleringen där varmefaktorn sjunker till 87 % av maximalt värde vid 62 % värmelast vilket får anses vara bra för en kolvmaskin. Ett försök att verifiera dessa värden på anläggningen gjordes men pga variationer i varmvattentappningen kom temperaturerna i svängning och svårigheter uppstod i att hålla kompressorn på ett bestämt effektsteg.

Om man utgår från att tillverkarens uppgifter är relevanta och värmepumpen i medeltal körs på 62 % värmelast bör resterande förlust, dvs ungefär 12 %, uppkomma pga start- och stoppförluster.

Detta visar att förlusterna vid verklig drift fördelar sig lika mellan startförluster och nedregleringsförluster vilket föranleder lika stort hänsynstagande till dem båda vid varmefaktorförbättrande åtgärder.

5.4.3 Drifftid

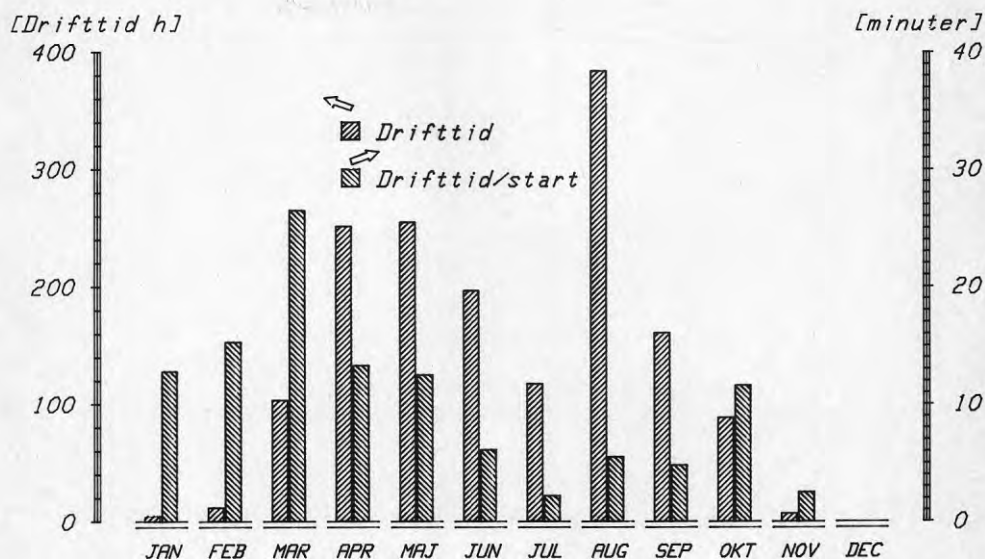


Fig 5.15 Drifftid och drifftid per start

I Fig 5.15 ses att drifftid per månad är proportionell mot levererad energi från värmepumpen, vilket förefaller vara troligt. Enda undantaget mot detta är augusti månad då den försämrade driften, se Kap 5.4.2, har föranlett orimligt lång drifftid vid låg effekt-nivå.

Under april och maj, då den längsta drifftiden uppnåtts med normala förhållanden, har värmepumpen arbetat i 250 timmar per månad vilket motsvarar 35 % av månaden. Denna drift skall då jämföras med den i projekteringen önskvärda på 20 timmar per dygn vilket motsvarar 83 % av månaden. Att mindre än hälften av önskvärd drifftid har uppnåtts har varit mycket olyckligt, inte enbart för att dålig utnyttjning av värmepumpseffekten erhållits, utan även för den dåliga anpassningen av värmepumpen till förbrukningen där kondensoreffekten uppenbarligen är för stor.

I Fig 5.15 kan även drifftid per start studeras, vilket föranleder en kommentar.

Den längsta drifftiden per start har uppnåtts i mars månad då varmvattenbehovet var stort och solinstrålningen ökade för att ge värme till värmepumpen efter vinterns mera sporadiska drift. Värmepumpen har då arbetat med en låg förångningstemperatur vilket har bidragit till att kondensoreffekten legat på lägsta möjliga nivå, dvs ungefär 53 kW. Värmepumpen har under denna månad gått i medeltal 27 minuter per start.

Under sommarmånaderna har värmepumpen gått i medeltal 5 minuter per start vilket är en orimligt kort drifttid. Denna märkliga drift uppstår då temperaturen till förångaren är omkring 30°C, vilket den är maximerad till, och utgående köldbärartemperatur ligger mellan 20 och 25°C. Värmepumpen ger då en kondensoreffekt på ungefär 95 kW, vilket är mycket större än behovet. Även vid reglerat tillstånd blir kondensoreffekten för stor och kompressorn hinner nätt och jämnt starta innan värmebärartemperaturen överstiger 60°C och maskinen stängs av.

Övergripande orsaker till de korta drifttiderna är följande.

Regleringen av ackumulator 2 är så utformad att inkommande vatten till värmeväxlare 2 är varmt utom vid mycket hög varmvattentappning. Vid normal tappning kommer varmt vatten att höjas ett måttligt antal grader över värmeväxlare 2. Denna temperaturhöjning kommer då att vara för liten för värmepumpen som även vid lägsta effektsteget ger en högre temperaturhöjning över värmeväxlare 2, med varm returtemperatur till kondensorn och avstängning av kompressorn som följd. Medan starttidsfördröjningen varar så kyls kondensorn av värmebärarvattnet därför att pumparna P4 och P5 har arbetat under tiden. När elektroniken tillåter kompressorn att starta så upprepas proceduren igen.

Under natten, när varmvattentappningen är mycket låg, kommer värmepumpen endast att höja temperaturen på VVC-vattnet. Beroende på att detta flöde kopplats in strax före värmeväxlare 2, och alltså är beroende av ackumulator 2 och 3, kommer värmepumpen att känna av ett kontinuerligt effektbehov här för.

Den erforderliga temperaturhöjningen är ungefär 10°C och motsvarar då cirka 5 kW kontinuerlig effekt vilket skall tillgodoses av värmepumpen med en kondensoreffekt på över 85 kW under sommaren. Det är lätt att förstå att värmepumpen kommer att få en mycket ojämn drift då endast några minuters gångtid räcker för att värma upp vattnet i värmebärarkretsen och värmeväxlare 2.

Det faller sig då naturligt att en värmepumpsdrift liknande den för Högsbo 1982 kommer att resultera i ett onormalt högt slitage på maskinen med ett alltför tidigt haveri som följd. Detta beroende på att en relativt hög maskinförslitning sker under start då alla glidytor är i metallisk kontakt med varandra. Under drift däremot är förslitningen mycket liten då smörjande oljeskikt är uppbyggda mellan maskinens glidytor.

Kontakt med värmepumptillverkaren har tagits för att utröna sambandet mellan drifttid och livslängd. Tillverkaren kunde då inte ge någon korrelation mellan dessa två parametrar utan endast ange en livslängd på ungefär 12 år, detta utan angivande av driftförhållande. Det är då svårt att avgöra hur mycket livslängden kommer att reduceras beroende på ogynnsam drift men mycket troligt är att värmepumpen havererar före beräknad livslängds utgång.

5.4.4 Värmeeffekten

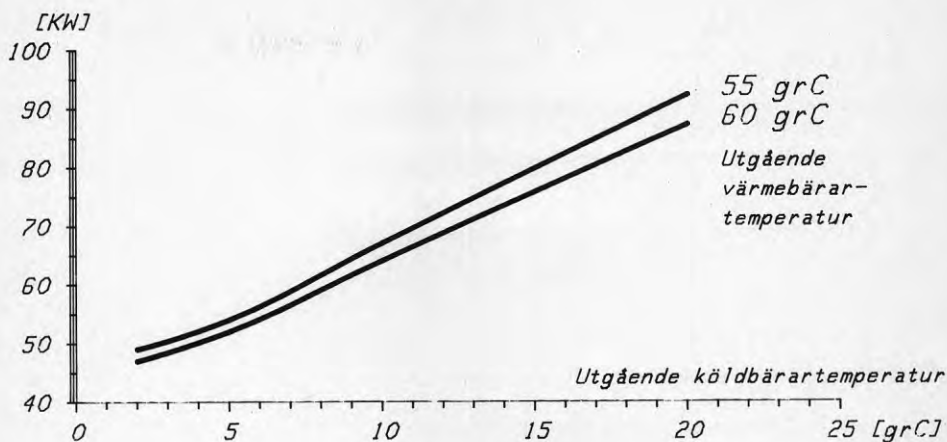


Fig 5.16 Kondensoreffekten som funktion av utgående värme- och köldbärartemperatur

Då utgående värmebärartemperatur varierar mellan 55 och 60°C och utgående köldbärartemperatur varierar mellan 6 och 25°C ger detta en kondensoreffekt som antar värden allt emellan 54 och 100 kW. Som tidigare nämnts uppstår driftproblem då kondensorn har detta stora omfång i värmeeffekt. Detta beror på dålig anpassning av kondensoreffekten i förhållande till varmvatteneffekten.

Detta effektomfång har vid projekteringen satts till en konstant effekt på 70 kW när värmepumpens prestanda kontrollerades.

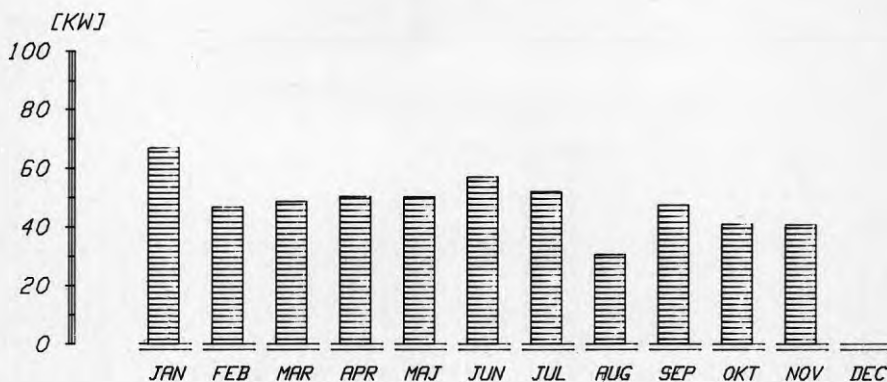


Fig 5.17 Värmepumpens medeleffekt

I Fig 5.17 har värmepumpens medeleffekt erhållits genom att dividera månadens värmeproduktion från värmepumpen med drifttiden, samtidigt som hänsyn tagits till eventuell direktenergi. Denna medeleffekt kan jämföras med värmepumpens möjliga maxeffekt för månaderna som fås med hjälp av medeltemperaturen på utgående värme och köldbärarflöde. Vid en sådan jämförelse för månaderna april till juni fås att värmepumpen i medeltal ger 62 % av maximal värmeeffekt med en högre andel på våren och en lägre på sommaren.

Det kan synas märkligt att maskinen har en så låg medeleffekt som 62 % av maxeffekten då driften har varit av utpräglad start/stoppkaraktär. Detta beror dels på igångkörningen då kompressorn får arbeta en stund med reducerad kapacitet för att bygga upp trycken i kondensor respektive förångare och dels på avstängningen då kompressorn reglerar ned i två steg med 67 % respektive 33 % kondensoreffekt före den stängs av.

5.4.5 Elenergifördelningen

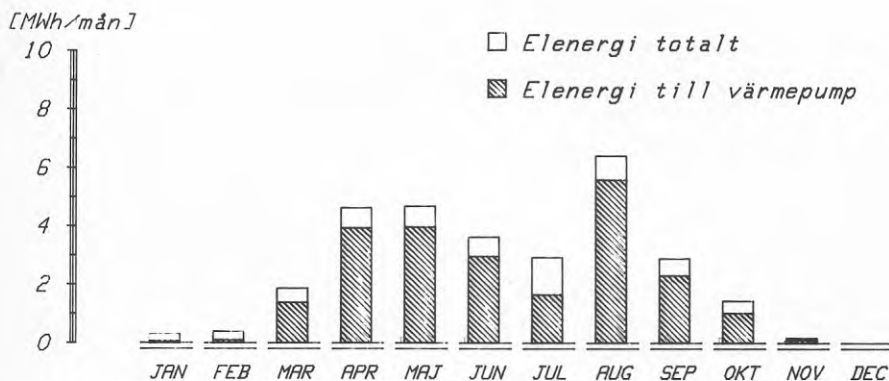


Fig 5.18 Elenergi till värmepumpen och hjälpmaskinerna

Värmepumpens elenergiförbrukning under året sammanfaller väl med producerad kondensorvärme från värmepumpen utom för augusti månad då driftstörningen, se Kap 5.4.2, gjorde att elenergin drastiskt ökade.

Under månader med betydande solenergi ligger elenergin till hjälpmaskinerna på en relativt konstant nivå vilket beror på att cirkulationspumparna har arbetat ungefär lika mycket. Under januari och februari däremot är denna energi lägre vilket beror på att pumparna P1 och P2, som cirkulerar vattnet mellan solfångarna och ackumulatör 1 står stilla. Att elenergin till hjälpmaskinerna ändå

är betydande under dessa månader kommer av att pumparna P⁴ och P⁵, som cirkulerar dels värmebärarflödet och dels varmvattnet, har varit i drift under hela tiden.

Denna onödiga elkonsumtion bör undvikas, då värmepumpens energi-produktion är mycket liten, genom avstängning av anläggningen. Detta gjordes i mitten av november.

Under året som helhet har 18 % av total elförbrukning gått till hjälpmaskinerna.

Med omräkning av augusti månads försämrade drift till normala förhållanden fås att ungefär 20 % elenergi förbrukades av hjälpmaskinerna vilket anses vara normalt för en kombinerad anläggning med solfångare och värmepump.

5.4.6 Dimensioneringsstudie

Då projektören valde värmepumpstorlek utgick han ifrån en antagen varmvattenkonsumtion på 20 MWh per månad. För att klara av dygn med mycket hög förbrukning ökades energikravet med 54 % vilket ger en energimängd på 30,8 MWh per månad. När sedan en lämplig värmepump skulle väljas så fanns det ingen passande storlek utan en maskin med kondensoreffekten 70 kW vid utgående värme och köldbärartemperaturer på 58 respektive 15°C valdes.

Om man räknar med 20 timmars drift per dygn så fås att värmepumpen slutligen kan producera 43 MWh per månad.

Denna typ av dimensionering kan benämnas effektdimensionering då värmepumpen är så stor att den kan klara alla effekttoppar i varmvattenförbrukningen, tack vare att den överdimensionerats med 115 % i förhållande till medelförbrukningen.

Då det visat sig att värmepumpar är mera känsliga för överdimensioneringar än t ex oljepannor bör man dimensionera utgående från energimängden istället. Effekttopparna får då utjämnas med varmvattenackumulatorer som även fungerar som buffert mot vilka värmepumpen köres.

Om värmepumpen skall klara varmvattenuppvärmningen under icke eldningssäsong så skall den klara av att leverera energin 15 MWh per månad. Med 20 timmars drift per dygn motsvarar detta en värmepump med kondensoreffekten 24 kW. Denna effekt bör man få vid värmning av varmvattnet till 60°C och vid en temperatur i ackumulator 1 av ungefär 20°C, som nästan alltid är uppfyllt under sommaren.

För att klara av effekttopparna i förbrukningen används ackumulatortankar. Dessa kan dimensioneras utgående från att förbrukningen är fördubblad under 4 timmar vilket motsvarar en extra urlagring av 24 kW under 4 timmar. Med en temperaturdifferens på 40°C i ackumulatorn och fullständig skiktning motsvarar detta en aktiv vattenvolym av 2,1 m³.

Med anläggningens varmvattenackumulator på 5 m³ bör dygnets effekttoppar väl kunna täckas om energin tillförs med en kontinuerlig effekt på 24 kW.

Detta visar storleken på en rimlig kondensoreffekt och förklarar svårigheterna i att anpassa en värmepump med 70 kW kondensoreffekt till aktuell förbrukningsnivå.

5.5 Ackumulatortank 2 och 3

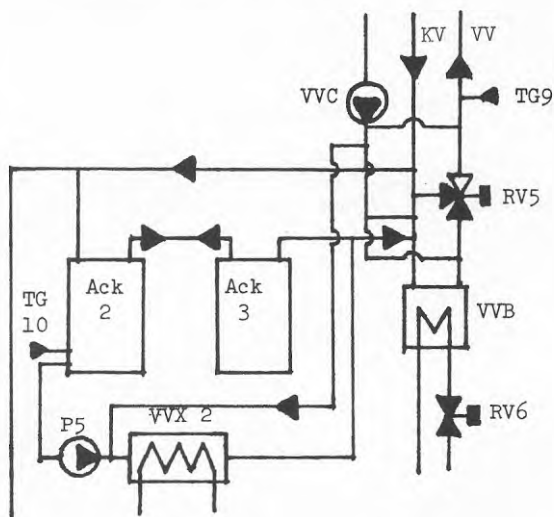


Fig 5.19 Ackumulatortank 2 och 3

Reglerkriteriet för ackumulatortankarna var att temperaturgivare TG10 skulle styra pump P5 för konstanthållning av ackumulatortemperaturen.

Givaren var av sådan typ att den hade inbyggd hysteres som gjorde att ett intervall på cirka 5°C erhöles mellan till- och frånsignal. Då tillsignal kom pga för låg temperatur vid TG10 startade pump P5 för att sedan gå ända tills temperaturen vid TG10 kom upp till frånslagstemperatur, då pumpen stoppade.

Reglerkriteriet följdes helt men vad som ej hade tagits i beräkning var att med denna reglering kom pump P5 att gå så fort tappning av varmvatten förekom.

Då tappning skedde kom varmvatten att först tas ur toppen på ackumulatortank 3. Detta fortgick endast under den tid det tog för temperaturen vid TG10 att sjunka till tillslag, vilket gick fort (se Fig 5.20).

Så fort TG10 stod på tillslag startade pump P5, varvid det "stora" vattenflöde som gick genom värmväxlare 2 tillfredsställde varmvattenbehovet.

Istället för att utnyttja ackumulatortankarna som en buffert mellan värmepump och förbrukare, har tankarna stått "kortslutna" utan att utnyttjas.

Eftersom värmepumpen dimensionerats efter högsta tänkbara effektuttag så skulle i princip inte några varmvattenackumulatorer behövas, ifall man bortser från starttidsfördröjningen hos värmepumpen.

Värmepumpen har under året, istället för att regleras av varmvattenackumulatorerna, reglerats direkt av tappbehovet. Detta har haft som följd att värmepumpdriften har varit väldigt dålig, vilket beskrivits närmare i Kap 5.4.

6 VERKLIG DRIFT 1983

6.1 Ombyggnad 1 april

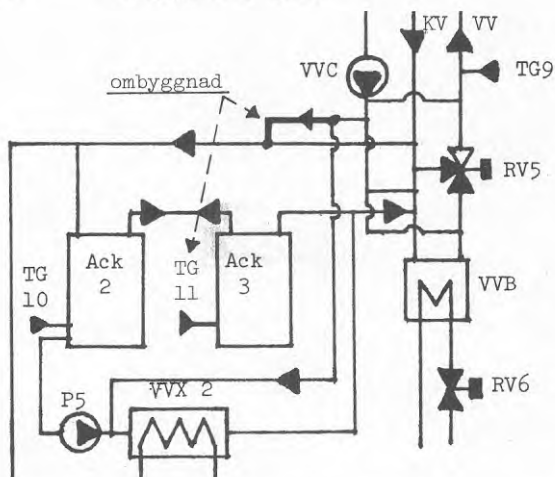


Fig 6.1 Ändringar i rördragning vid ombyggnaden

I stället för att, som 1982, leda in VVC-flödet strax före värmeväxlare 2, kopplades det in på kallvattenledningen till ackumulatortank 2.

Härigenom ville man förbättra värmepumpdriften från att nattetid ha styrts av VVC-uppvärmningen, med täta starter som följde, till att gå mot tankbufferten hos ackumulatortank 2 och 3.

Vidare installerades en ny temperaturgivare (TG11) i ackumulatortank 2 för att tillsammans med temperaturgivare TG10 sköta styrningen i stället för att sköta styrningen med enbart temperaturgivare TG10.

De befintliga oljepannorna ersattes tidigare under våren 1983 med fjärrvärme. Detta innebär dock ingen ändring av driften solfångare-värmepump.

6.2 Ny reglering

Enligt den gamla regleringen styrde temperaturgivare TG10 både till- och frånslag av pump P5 med hjälp av ett temperaturintervall på cirka 5 °C. Pump P4 gick ständigt, så att ett flöde skulle erhållas genom värmepumpen. Värmepumpen styrdes helt av sin egen internreglering.

Vid ombyggnaden ändrades regleringen på följande sätt:

- En temperaturgivare (TG11) installerades i ackumulatortank 3, för att tillsammans med temperaturgivare TG10 styra pumparna P3, P4 och P5.

Temperaturgivare TG10 sköter frånslag och temperaturgivare TG11 sköter således tillslag.

- Värmepumpen är förreglad över pump P3, vilken i sin tur är förreglad över temperaturgivarna TG10 och TG11 via samma reglercentral som pumparna P4 och P5.

Regleringen ska efter ombyggnaden fungera på följande sätt:

Temperaturgivare TG11 ger tillsignal. Pump P3, P4 och P5 startar. Värmepumpen startar ögonblicket senare pga att ett flöde förbi värmepumpens flödesvakt erfordras för att värmepumpen skall kunna starta.

Ifall värmepumpen råkar stå stilla pga internreglering startar denna först efter starttidsfördröjningens utgång.

När tankarna är fyllda med varmt vatten ger temperaturgivare TG10 frånsignal, vilket medför att alla pumpar samt värmepumpen stoppar.

Om värmepumpen stoppar pga internregleringen, även om temperaturgivare TG11 ger tillsignal, stoppar pump P3 medan pumparna P4 och P5 går ända tills temperaturgivare TG10 ger frånsignal.

6.3 Ny funktion hos värmepump - ackumulatortank 2 och 3

Som tidigare påpekats (i Kap 5.5) har ackumulatortank 2 och 3 varit "kortslutna" varvid värmepumpen reglerats efter tappvarmvattenbehovet.

Efter ombyggnaden leds VVC-flödet ner i botten på tank 2. Förhoppningen var att det "lilla" VVC-flödet inte nämnvärt skulle förstöra skiktningen i ackumulatortankarna.

Tyvärr blev det inte så utan det visade sig att VVC-flödet uppgick till cirka 0,1 l/s och skapade en temperaturgradient genom tankarna.

I stället för att få en "vägg" mellan kallt och varmt vatten, som vid tappning först går genom ackumulatortank 2 och vidare genom ackumulatortank 3 fram till temperaturgivare TG11 vilken sätter igång värmepumpen, får man en temperatur som kontinuerligt förändras genom tankarna. Detta innebär att tankarna nu utnyttjas fastän inte till fullo.

Att VVC-flödet leds ner i botten på ackumulatortank 2 leder också till dålig värmepumpdrift.

Vid laddning av ackumulatortankarna hämtas vatten ur botten på ackumulatortank 2 för att i värmeväxlare 2 värmas upp till föreskriven temperatur och därefter gå in i toppen på ackumulatortank 3. Vattnet som hämtas ur ackumulatortank 2's botten är då pga VVC-flödet inte så kallt som det kunde ha varit.

Detta leder till att temperaturhöjningen över värmeväxlare 2 ofta blir relativt liten. Värmepumpen däremot kräver en temperatur-sänkning över värmeväxlare 2 hos värmebärarflödet, som ofta blir för liten, även vid nedreglerad drift.

Den "lilla" temperatursänkningen hos värmebärrarflödet innebär att returtemperaturen till kondensorn blir så hög att värmepumpen stänger av med hjälp av internregleringen innan ackumulatortankarna är färdigladdade.

Paradoxalt nog ger detta fenomen upphov till en försämrad värmepumpdrift sommartid pga att temperaturen till förångare är högre sommartid än under vår och höst. Ju högre temperaturen till förångaren blir desto högre blir kondensoreffekten. En högre kondensoreffekt måste då kompenseras av en större temperatursänkning över värmeväxlare 2, enligt ovanstående resonemang. Värmepumpen får alltså allt svårare att klara en liten temperaturhöjning på varmvattnet över värmeväxlare 2 ju mer solinstrålning som förekommer.

Pump P4 och P5 fortsätter att gå även om värmepumpen har stängt av internt (regleringen kräver detta om "direktenergin" ska kunna utnyttjas), vilket får som följd att "kallt" vatten från botten på ackumulatortank 2 går in i toppen på ackumulatortank 3 med hjälp av pump P5.

Att pump P4 går under tiden värmepumpen står stilla innebär att vattnet i kondensorkretsen kylls.

När sedan starttidsfördröjningen åter tillåter värmepumpdrift står temperaturgivare TG11 fortfarande på tillslag.

Värmepumpen går igång och är i drift i princip så länge det tar att värma upp vattnet i kondensorkretsen.

Det ovan nämnda fenomenet förutsätter att ingen, eller liten, tappning äger rum under tiden värmepumpen står stilla. Ifall tappning äger rum kommer kallvatten att tas in i botten på ackumulatortank 2.

Temperaturgivare TG9 som sköter inblandningen av tillsatsvärme är ställd så att, då tappning sker samtidigt som toptemperaturen i ackumulatortank 3 är mindre än 55°C , kommer tillsatsvärme att utnyttjas för att utgående varmvattentemperatur alltid ska ligga på 55°C . Värmepumpens inställning är sådan att ackumulatortank 3 laddas med maximalt 55°C vatten.

Detta innebär att endast under korta tider är temperaturen i toppen på ackumulatortank 3 så hög som 55°C . Tillsatsvärme kommer då att nästan alltid svara för en del av energin till tappvattenuppvärmningen.

Också här har VVC-flödet sin delaktighet i den försämrade driften. Utan VVC-flödet skulle ackumulatortank 3 i större utsträckning kunna fyllas med 55°C vatten.

6.4 Hela anläggningens funktion

6.4.1 Energifördelningen

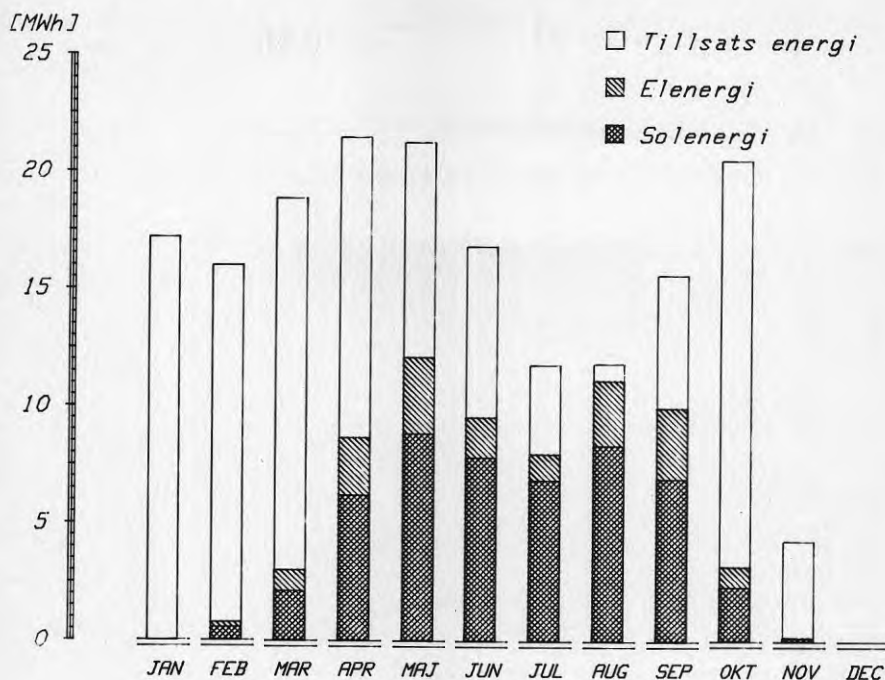


Fig 6.2 Energifördelningen under 1983

Energiåtgången för tappvarmvattenuppvärmning under 1983 uppgick till 175 MWh med en lägsta månadsförbrukning av 11,7 MWh och en högsta av 21,4 MWh.

Jämfört med 1982 sjönk förbrukningen med 6 %, vilket inte är mycket, medan däremot värmepumpens energiandel har minskat avsevärt. Ur Fig 6.2 fås att värmepumpen ej kunde tillgodose energibehovet under en enda månad. Om man däremot tittar på veckomedelvärden fås att 100 % täckning av värmepumpen erhöles under nästan hela augusti och en vecka in september.

Det kraftiga årstidsberoendet är mindre framträdande under 1983 men en tydlig nedgång under sommaren kan ses.

6.4.2 Värmepumpanläggningens täckning av energibehovet för tappvarmvattenuppvärmning

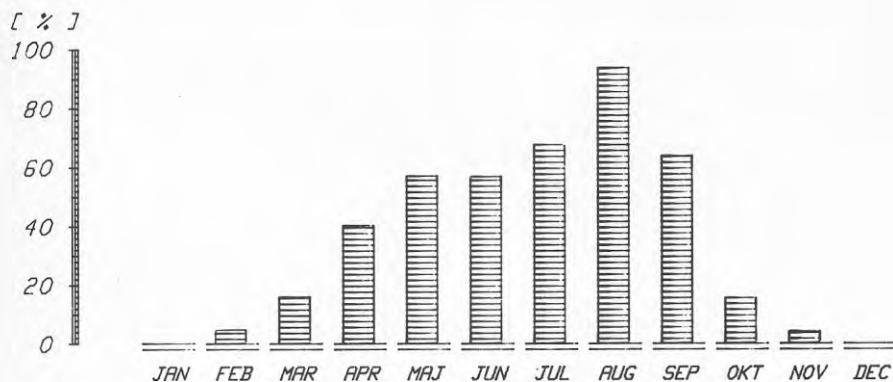


Fig 6.3 Värmepumpens andel av tappvarmvattenuppvärmningen 1983

Fig 6.3 visar en tydlig försämring av täckningsgraden under 1983. Jämfört med 1982 då täckningsgraden var 42 % erhöjls 1983 endast 38 % eller 66 MWh. Under icke eldningssäsong, eller 15 maj till 15 september, svarade värmepump och solfångare för 66 % av energibehovet då önskvärd täckningsgrad var satt till 100 %.

Orsakerna till det försämrade driftresultatet är många men huvudorsaken är att man under 1983 har givit värmepumpen en gynnsammare drift på bekostnad av energiproduktionen. Injustering av denna drift har skett under stor del av året vilket även det har bidragit till försämringen. Under hösten har anläggningen varit utsatt för ombyggnad och då tidvis stått stilla.

6.4.3 Direktenergin

Som nämnts i Kap 5.1.3 mäts ej direktenergin från solfångarna utan har beräknats i efterhand.

Direktenergin kan utnyttjas då temperaturen i ackumulator 1 överstiger 55 °C, vilket den gjort till högre andel under 1983 än under 1982. Anledningen till detta är att energiuttaget ur ackumulator 1 har minskat med högre solfångartemperatur som följd.

Månad	Totalt förbrukad energi (MWh)	Direkt energi (MWh)
Juni	16,8	2,8
Juli	11,7	3,6
Aug	11,8	0,8

Tabell 6.1 Direktenergin och totalt förbrukad energi 1983

Ur Tabell 6.1 fås att direktenergin uppgick till 7,3 MWh vilket motsvarar 11 % av producerad energi i anläggningen.

6.4.4 Anläggningens värmefaktor

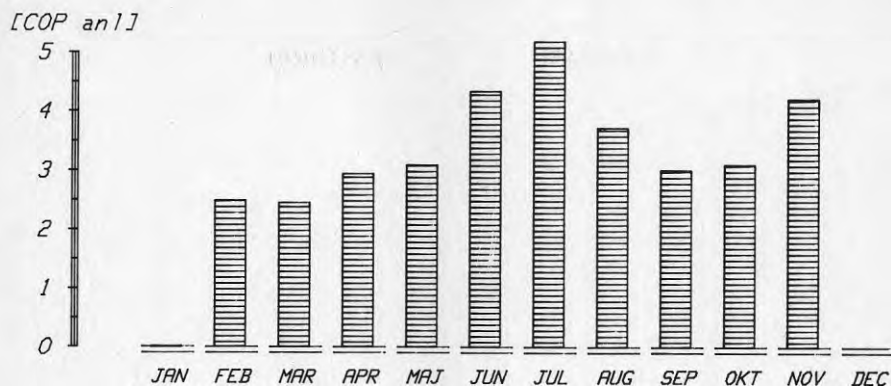


Fig 6.4 Anläggningens värmefaktor under 1983

Anläggningens värmefaktor under 1983 uppgick till 3,4 och varierade mellan 2,5 och 5,2. I Fig 6.4 ses tydligt att värmefaktorn är låg under våren och uppnår ett maximum under juli. Anläggningen producerar då en stor andel direktenergi vilken endast kräver en ringa elkonsumtion till cirkulationspumparna.

Den enda månaden som avviker från detta mönster är november då mätningarna endast omfattar 1 vecka med låg drifttid.

En stor skillnad jämfört med 1982 är att värmefaktorn nu ligger 0,65 enheter högre i genomsnitt, vilket kommer av en förbättrad driftstrategi.

Denna förbättring består främst av att vissa pumpar behovsstyrs i stället för att kontinuerligt vara i drift.

6.5 Solfångarna

6.5.1 Solinstrålning

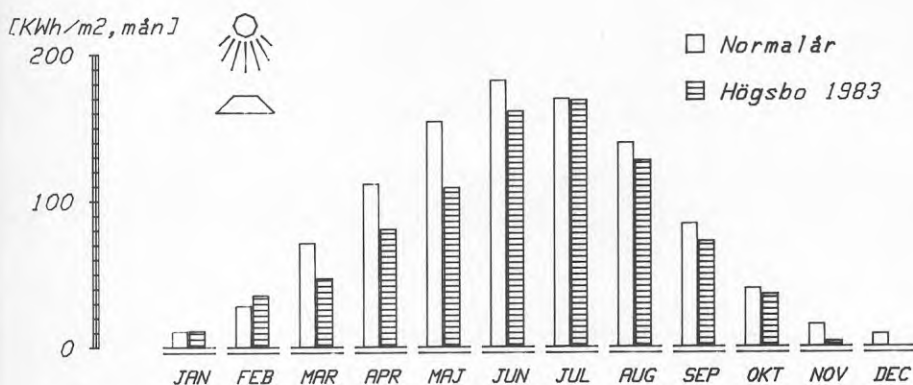


Fig 6.5 Global horisontell solinstrålning. Normalår (Torslanda 1961-77) och Högsbo 1983

Det kan vara intressant att i efterhand studera hur solinstrålningen förhåller sig till normalåret. Ur Fig 6.4 kan man tydligt se att det var en regnig vår med ringa sol och inte förrän i juli kom solinstrålningen upp till normalåret.

Total global instrålning för normalåret uppgår till 1010 kWh/m² medan det för mätperioden under 1983 endast erhåll 850 kWh/m².

Denna låga solinstrålning kan tyckas vara en av faktorerna till det försämrade driftresultatet men vi skall senare visa att så ej är fallet.

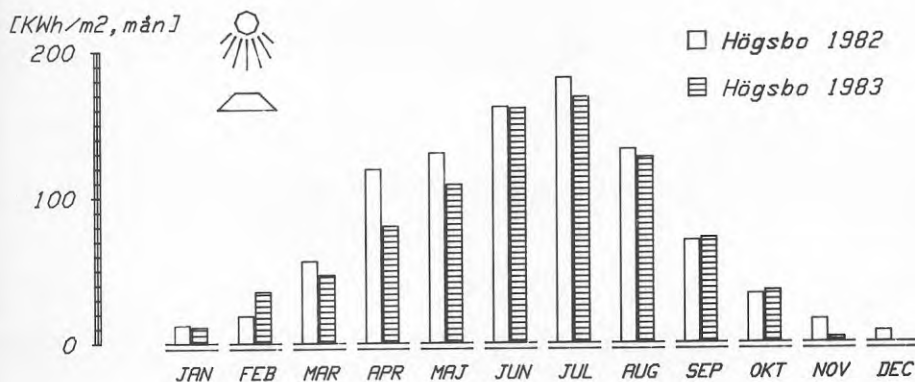


Fig 6.6 Global horisontell solinstrålning, Högsbo 1982 och 1983

Vad som tidigare sagts om den dåliga våren 1983 framgår tydligt även i Fig 6.5. Där kan man se att april och maj var mycket dåliga medan sommarmånaderna var relativt likvärdiga. Den totala instrålningen var 1982 940 kWh/m² och 1983 850 kWh/m².

Det kan tyckas något besynnerligt att juli månad som upplevdes som mycket varm inte presterade någon toppnotering vad gäller solinstrålning. Detta subjektiva omdöme kommer troligen av att det under månaden, trots en del moln i samband med varma vindar, ej förekom någon större mängd nederbörd.

6.6 Ackumulatortank 1

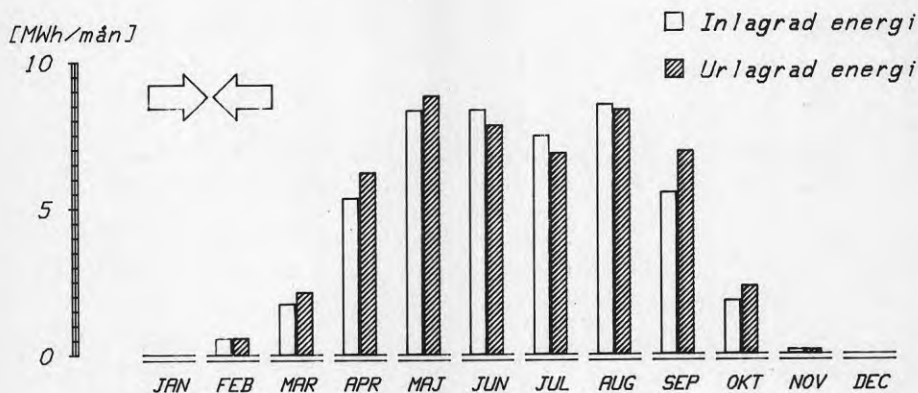


Fig 6.7 In- och urlagrad energi i ackumulatortank 1 1983

Fig 6.7 visar tydligare den effekt som antydde under 1982, nämligen den att ackumulatorn både avger och upptar energi från apparatrummet. Under månaderna fram t.o.m. maj och fr.o.m. september då ackumulatortemperaturen ligger under rumstemperaturen urlagras mer energi än vad som inlagras. Under sommarmånaderna då en hög ackumulatortemperatur uppnås avges energi till rummet.

Sett över mätperioden 1983 urlagras totalt energin 50 MWh medan det inlagras 5 % mindre energi från solfångarna. Resterande energi, dvs 2,3 MWh tas från apparatrummet varför närmare analys av denna ej genomförs.

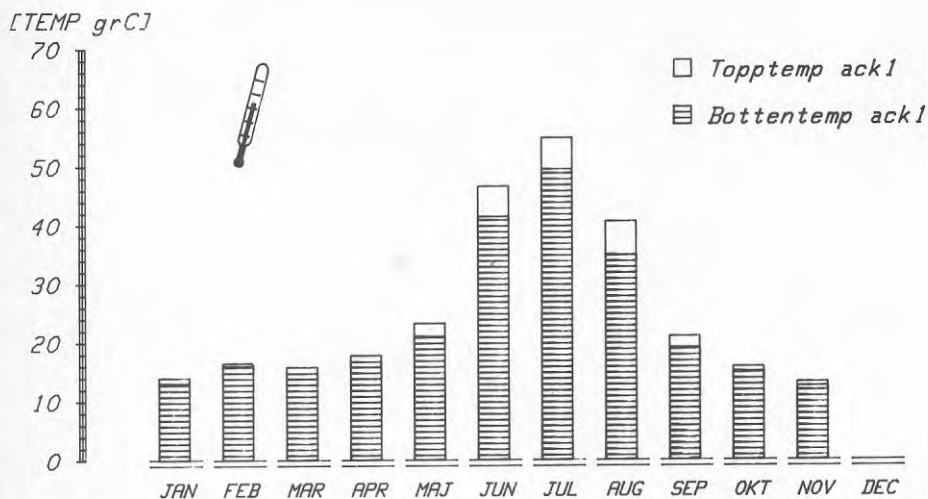


Fig 6.8 Medeltemperaturer i topp och botten hos ackumulatortank 1

Medeltemperaturen i ackumulatortankens topp låg under sommarmånaderna juni, juli och augusti över 40 °C. I juli kom topptemperaturen upp till 54 °C i snitt.

Med hjälp av dessa temperaturnivåer kan inga djupgående slutsatser dras, då det rör sig om temperaturförlopp utslätade till månadsmedeltemperaturer.

Dock man kan med dessa temperaturnivåer som stöd påstå att det har funnits gott om värme i ackumulatortanken under sommarmånaderna och att detta inte legat till grund för att dimensioneringskriterium ej har uppfyllts.

Det kan också nämnas att de till synes höga temperaturerna under kalla vintermånader beror på att ackumulatortanken värmts upp av rummet. Vidare kan en temperaturskiktning utläsas som uppgår till 5 °C under sommaren för att under kallare månader sjunka till under 1 °C.

6.7 Värmepumpen

Utan några djupare resonemang som grund används i detta kapitel benämningarna köldbärare för det vatten som lämnar av värme i förångaren och värmebärare för det vatten som uppptar värme i kondensorn.

6.7.1 Värmefaktorn

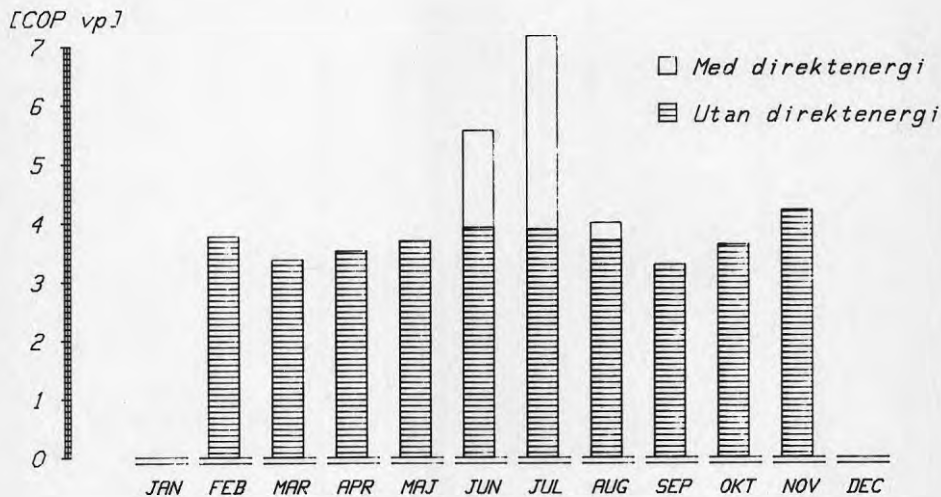


Fig 6.9 Värmepumpens värmefaktor

Under 1983 erhöjls små variationer hos värmepumpens värmefaktor (månadsmedelvärden). Värmefaktorn varierade mellan 3,2 och 4 med en årsvärmefaktor på 3,6 om hänsyn tas till direktenergin vilken frånräknas under månaderna juni, juli och augusti.

November månads värmefaktor är osäker pga den korta driftstiden under samma månad.

I januari var värmepumpen avstängd hela månaden.

6.7.2 Drifftid

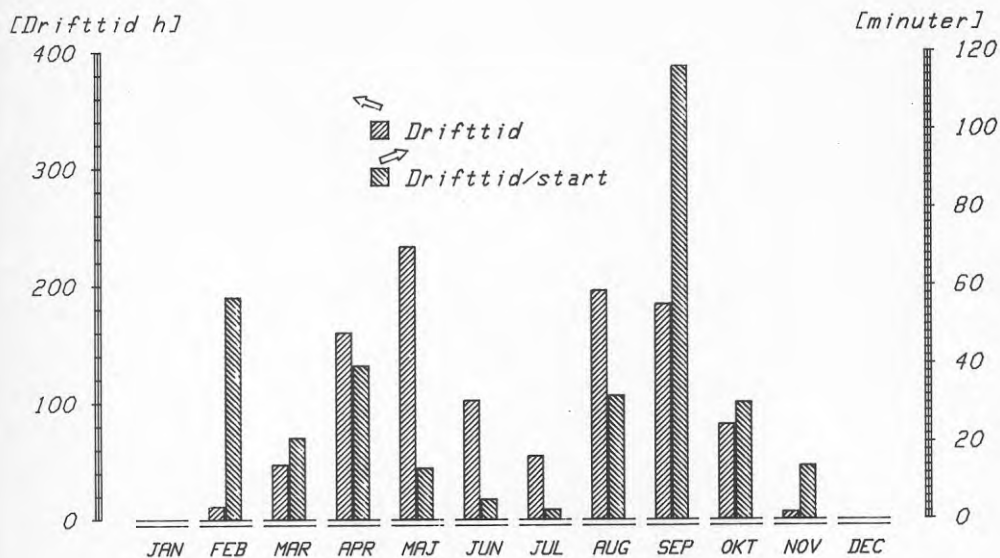


Fig 6.10 Drifftid samt drifftid per start för värmepumpen

Värmepumpen gick 233 timmar i maj, vilket utslaget på månadens dagar skulle motsvarat 7,5 timmar per dygn. Detta är också den månad som värmepumpen har gått mest. En samtidig granskning av drifftid per start visar att värmepumpen i genomsnitt var i drift 13 minuter per start under maj. Det innebär att värmepumpen har startat i genomsnitt $7,5 \times 60/13 = 35$ gånger per dygn.

I september uppnås längsta drifftiden per start med 116 minuter. Samtidigt har värmepumpen varit i drift totalt 184 timmar. På samma sätt som ovan ger det att värmepumpen har startat i genomsnitt 3 gånger per dygn, alltså en ur värmepumpens synpunkt klart fördelaktigare drift.

Under sommarmånaderna sjunker drifftiden och drifftiden per start. Drifftidens minskning hänger samman med direktenergin men även med reglersvårigheter. Drifftid per start går under juni och juli ner till 5 respektive 2 minuter. 2 minuter är ungefär den tid det tar för värmepumpen att gå igång på full effekt, reglerna ner och stänga av. Minskningen av drifftid per start är också sammankopplad med reglerproblemen.

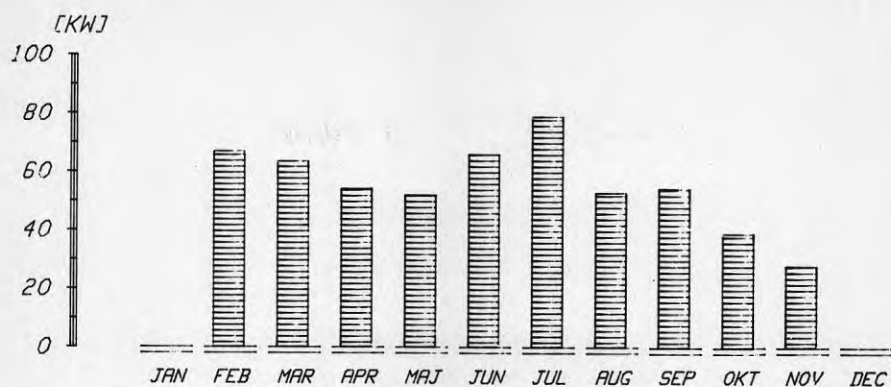


Fig 6.11 Värmepumpens medeleffekt

Medeleffekten har erhållits genom att dividera värmepumpens månatliga värmeproduktion (där hänsyn tagits till direktenergin under sommarmånaderna) med drifttiden för den aktuella månaden.

Jämförelse med 1982 visar att värmepumpen gått med högre medeleffekt under stora delar av 1983.

Fig 6.11 visar också att värmepumpen gått nedreglerad en stor del av den totala drifttiden, vilket var oundvikligt pga den alltför stora kondensoreffekten.

Värmepumpens medeleffekt under 1983 uppgick till cirka 58 kW.

Största medeleffekten erhöills under juli, då den kom upp till 79 kW, medan lägsta medeleffekten erhöills under oktober med 39 kW (november ej medräknad pga den mycket korta drifttiden).

6.7.3 Elenergifördelningen

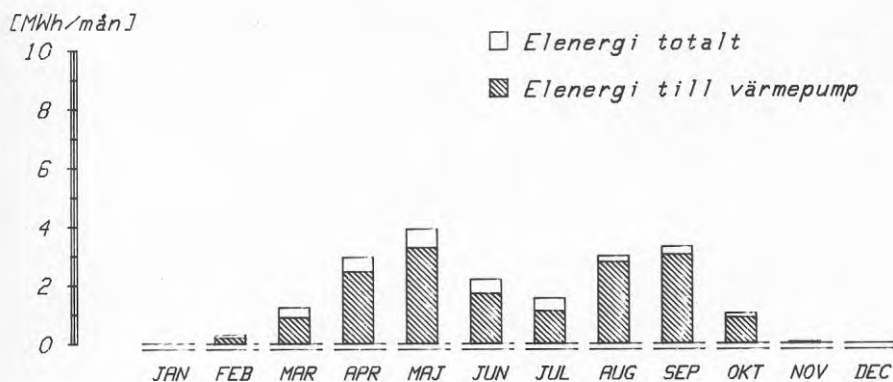


Fig 6.12 Elenergifördelningen under 1983

Under 1983 har regleringen fungerat så att inga cirkulationspumpar har varit igång då värmepumpen stått stilla (med undantag för tvångscirkulation en gång per dygn på solsidan). Detta har fått till följd att hjälpmaskineriets andel av totala elenergikonsumtionen minskade från 1982 (20 %) till 16 % för 1983.

Elenergikonsumtionen följer, som sig bör, värmepumpsdriften. Långa drifttider för värmepumpen innebär stor elenergiförbrukning och korta drifttider för värmepumpen innebär låg elenergiförbrukning.

Den låga elenergiförbrukningen juni och juli förklaras av att dessa månader har värmepumpen stått stilla då det har funnits tillgång till direktenergi.

6.8 Ombyggnad oktober 1983

Syfte och åtgärder vid genomförandet av ombyggnaden redovisas i Bilaga 2.

På grund av ombyggnadens sena genomförande (på senhösten) fanns det ej utrymme för en värmeteknisk utvärdering. Detta berodde dels på ringa solinstrålning, dels på svårigheter med reglerstrategin efter ombyggnaden.

7 KOSTNADER

7.1 Anläggningskostnad

Slutliga kostnader för anläggningen i prisnivå för januari 1981 respektive juli 1983 redovisas i Tabell 7.1.

Alla beräkningar är grundade på driftresultat från 1982 och kostnadsnivå juli 1983.

Arbete och material	Kostnad inkl moms (kkkr) jan 1981	Kostnad inkl moms (kkkr) juli 1983	Kostnadsandel (%)
Byggnad inkl schaktning	153,5	184,4	16
Solfångare inkl montering	207,0	248,7	22
Rör- och kulvertdragning till solfångarfältet	147,1	176,7	15
Rörarbeten i apparatrum inkl VVB, VVX och reglerutrustning	210,8	253,3	22
Akkumulator 1 på plats	107,2	128,8	11
Värmepump på plats	95,9	115,2	10
Elarbeten	44,2	53,1	4
TOTALT	965,7	1160	100

Tabell 7.1 Kostnadssammanställning för 1981 och 1983 där framräkning skett med KBS-faktorprisindex

Följande kan kommenteras: Ackumulator 1 var något dyrare än värmepumpen, vilket förefaller vara mycket pengar för en enkel ståltank på 20 m³. Priset med montering blir 6440 kr/m³. Detta skall jämföras med en värmepump, visserligen serietillverkad men ändå komplex i sin uppbyggnad och funktion. Samtal med en leverantör av ackumulatortankar har givit en indikation på att kostnaden för en ackumulator på 20 m³ borde kunna halveras.

Rörarbeten till solfångare och kulvert tycks även de vara höga då de motsvarar 15 % av anläggningskostnaden.

Solfångarkostnaden med montering motsvarar ungefär 1240 kr/m², vilket är en rimlig kostnad med tanke på prestandan. Kostnaden inklusive rördragningen blir 2130 kr/m² och förefaller vara i högsta laget.

7.2 Värmekostnaden

För att bedöma värmeproduktionskostnaden för anläggningar av varierande utformning, har det på avdelningen framtagits en värderingsmodell som ger en jämförbar kostnad, $k_{\text{värme}}$.

$$k_{\text{värme}} = \frac{I + U \cdot R1 + B \cdot R1'}{Q \cdot R2} \quad (7.1)$$

där I = investering (kr)

U = årligt underhåll (kr/år)

B = årlig energiförbrukningskostnad (kr/år)

Q = årlig värmeproduktion (kWh/år)

$R1 = \left(1 - \left(\frac{1}{1+r} \right)^n \right) / \frac{r}{1+r}$ nuvärdesfaktorn

$R1' = \left(1 - \left(\frac{1+w}{1+r} \right)^n \right) / \frac{r-w}{1+r}$ " med hänsyn till elprisökningen w

$R2 = \left(1 - \left(\frac{1+q}{1+r} \right)^n \right) / \frac{r-q}{1+r}$ " med hänsyn till värmeprisökningen q

där r = realräntan/100 w = elprisökningen/100
n = brukstiden q = värmeprisökningen/100

I anläggningen kan brukstiden för värmepumpen uppskattas till 10 år, medan övriga komponenter beräknas hålla i 20 år. Detta ger som följd att en ny värmepump måste installeras efter 10 år och vars installationskostnad måste återföras till nutid (1983).

Detta görs med diskonteringsfaktorn för enstaka belopp som uttrycks enligt följande:

$$R3 = (1+r)^{-m}$$

där m = antal år till aktuell utgift

Om man räknar med realränta kommer prisutvecklingen på värmepumpen att bli noll ifall den följer inflationen. Detta ger som följd att den extra värmepumpens kostnad om 10 år, som är lika med nukostnaden, omräknas till nuläget och summeras med totala investeringskostnaden enligt

$$I = \text{total investering} + R3 \cdot \text{värmepumpkostnaden}$$

Med realräntan r	=	4 %
elprisökningen w	=	0 %
värmeprisökningen q	=	2 %
anläggningsbrukstiden n	=	20 år
värmepumpens livslängd m	=	10 år

får räntefaktorerna följande värden:

$$R1 = 14,13 \quad R1' = 14,13 \quad R2 = 16,74 \quad P3 = 0,677$$

=====

Med total investeringskostnad	=	1160 kkr
värmepumpkostnad	=	115,2 kkr

$$\text{fås investeringskostnaden } I = 1160 + 0,677 \cdot 115,2 = \underline{1238 \text{ kkr}}$$

=====

$$\text{uppskattad underhållskostnad } U = \underline{25 \text{ kkr/år}}$$

=====

Med elkostnaden	=	0,25 kr/kWh
elförbrukningen	=	28,68 MWh

$$\text{fås elförbrukningskostnaden } B = 28,68 \cdot 10^3 \cdot 0,25 = \underline{7,17 \text{ kkr/år}}$$

=====

$$\text{Under 1982 erhöjls värmeproduktionen } Q = \underline{78,93 \text{ MWh}}$$

=====

Dessa värden ger med (7.1) värmekostnaden

$$k_{\text{värme}} = \frac{1238 + 14,13 \cdot (25+7,17)}{78,93 \cdot 16,74} = \underline{1,28 \text{ kr/kWh}}$$

=====

7.3 Gränskostnad

Med gränskostnad menas den kostnad som den billigast tänkbara anläggningen, av motsvarande typ, kan komma ned till. Detta innebär att anläggningen består av enkla komponenter som på ett rationellt och beprövat sätt sammanfogs till avsedd funktion.

För Högsboanläggningen skall vi nöja oss med att beakta den teknik och kunskapsutveckling som varit aktuell efter det att anläggningen projekterats. Detta ges uttryck i att anläggningen förenklas något och förses med ny värmepump och nya solfångare.

7.3.1 Omdimensionering och kostnad

Solfångarna byts mot Scandinavian Solar:IT, vilka uppskattas insamla 360 kWh/m², år och kosta 900 kr/m². Med dessa data åtgår ungefär 160 m² och kostnaden blir då 144 kkr. I denna kostnad ingår solfångare och rör till apparatrummet. Till det kommer kulvert mellan apparatrummet och radhusen, som beräknas kosta 10 000 kr. Värmepumpen som är på 75 kW minskas med ungefär två tredjedelar, varpå vi väljer AGA duo 25 med kondensoreffekt på 30 kW, vid inkommande köldbärartemperatur 10 °C och utgående värmebärartemperatur på 53 °C. Denna värmepump inklusive installation kostar 78 kkr.

VVS i apparatrummet, dvs rör, värmeväxlare, pumpar m m, kan ej radikalt förenklas med nuvarande systemlösning. En något enklare systemuppbyggnad kan dock åstadkommas och kostnaden för detta beräknas bli 132 kkr. Styr och regler för detta beräknas kosta 20 kkr. Kostnaden för ackumulator 1 kan minskas något till 110 kkr.

Akkumulator 2 och 3 kostar i nuvarande utförande 118 kkr och förutsätts ej vara påverkbar kostnadsmässigt.

Elentreprenaden beräknas kosta 60 kkr och byggnad inklusive håltagning till befintligt pannrum går på 225 kkr.

Totalkostnaden för denna omdimensionering uppgår slutligen till 905 kkr och skall då jämföras med kostnaden för befintlig anläggning som uppräknad till juli 1983 uppgår till 1160 kkr. Denna omdimensionering som endast består i byte av komponenter och lätt förenkling av systemet reducerar kostnaderna med 255 kkr, vilket motsvarar 22 % minskning.

Med samma ekonomiska förutsättningar som tidigare men den lägre investeringskostnaden så fås värmekostnaden $k_{\text{värme}} = 1,07$ kr/kWh.

Vid projekteringen genomfördes en gränskostnadsanalys som gick ut på att få fram lägsta tänkbara kostnad för en massproducerad Högsboanläggning. Vi nöjer oss med att här endast redovisa kostnadsreduceringen pga förenklingar och rationellare byggande.

<u>Delsystem</u>	<u>Kostnadsreducering</u>	<u>Gränskostnad</u>
Byggnad	48 %	95,9
Solfångare och kulvert	30 %	297,8
VVS i apparatrum	60 %	101,3
Akkumulator 1	37 %	81,4
Värmepump	27 %	84,1
Elarbeten	20 %	42,5
		<u>Tot 703 kkr</u>

Investeringen uppgår då till 703 kkr och en påföljande minskning i årligt underhåll är aktuell och sätts till 10 kkr/år.

Med samma ekonomiska förutsättningar som tidigare fås värmekostnaden för gränsanläggningen

$$k_{\text{värme, gräns}} = 0,76 \text{ kr/kWh}$$

Om anläggningens energiproduktion antas vara 102 MWh (enligt Bil 1) fås en lägre och kanske riktigare gränskostnad

$$k_{\text{värme, gräns}} = 0,58 \text{ kr/kWh}$$

Den reducerade värmekostnaden ger en minskning med 55 % i förhållande till befintlig anläggning men detta är ej tillräckligt för att konkurrera med den rörliga kostnaden för oljeanläggningar som ligger på mellan 0,30 och 0,35 kr/kWh.

Detta visar att en Högsbo-gränsanläggning med föregående förutsättningar ej kan projekteras kommersiellt med nuvarande oljepriser. Detta beror främst på anläggningens höga komplexitet och låga utnyttjningstid med ringa energiproduktion som följd.

7.3.2 Marginalkostnad

Med marginalkostnad avses här värmeupptagarens ekonomiska förutsättningar gentemot en enklare dito. Vår anläggning, med dyra solfångare och hög energitäthet, kommer då att jämföras med en uteluftvärmepump som med sin enklare värmeupptagare upptar mindre energi från uteluften.

Det förutsätts att vi har tillgång till samma värmepump och varmvattenackumulatörer medan värmeackumulator (ack 1) och solsystem byts mot uteluftbatteri.

Den merenergi som utvinns ur solfångarna skall då betala den merkostnad som solfångaranläggningen innebär jämfört med en uteluftkonvektor, dvs

$$\text{marginalkostnad} = \frac{\text{solfångarkostnad} - \text{konvektorkostnad}}{\text{nuvärdet av (solfångarenergi} - \text{konvektorenergi)}}$$

Denna jämförelse kan göras med olika premisser vad avser anläggningsstorlek. Vi har här valt att betrakta de två systemen utgående från samma elförbrukning på kompressorn, för att få tekniskt likvärdiga system.

Solfångarkostnaden är grundad på den billigare solfångaren i gränskostnadsresonemanget plus befintlig värmeackumulator och solvärmeväxlare. Batterikostnaden är grundad på Svenska Fläkts batteri QMAN.

Kostnad solfångarsystem:

Solfångare inkl rör & kulvert	155 kkr
Akkumulator 1 inkl inkoppling	110 kkr
Värmeväxlare 1 inkl installation	28 kkr

$$\text{Solfångarkostnad } k_{\text{solf}} = 293 \text{ kkr}$$

Kostnad uteluftsyttem:

Fläktbatteri inkl installation	13 kkr
Rördragning & håltagning	6,5 kkr
Isolering	12 kkr

$$\text{Kostnad uteluftkonvektor } k_{\text{ul}} = 31,5 \text{ kkr}$$

Solfångaranläggningens prestanda har beräknats enligt Bil 1.

Levererad energi från solfångaranläggningen, normalår: $Q_{\text{solf}} = 102 \text{ MWh}$.

Beräknad energi från uteluftanläggningen: $Q_{ul} = 76,5$ MWh, vid samma totala elenergiförbrukning.

Solfångarna beräknas hålla i 20 år medan uteluftbatteriets livslängd sätts till 10 år. Detta medför att om de två systemen skall vara jämförbara med avseende på livslängd krävs en återinvestering av nytt luftbatteri efter 10 år. Kostnaden för detta räknas då om till nuvärdet med realräntan.

Marginalkostnaden får då utseendet:

$$k_{\text{marginal}} = \frac{k_{\text{sol}} - (k_{ul} + R_3 \cdot k_{ulb})}{R_2 \cdot (Q_{\text{sol}} - Q_{ul})}$$

där

k_{sol} = kostnad för solfångarsystemet

k_{ul} = kostnad för utelufts-systemet

k_{ulb} = kostnad för uteluftbatteriet

Q_{sol} = beräknad energi producerad i solfångaranläggningen (enl Bil 1)

Q_{ul} = beräknad energi producerad i uteluftanläggningen

$R_3 = (1+0.04)^{-10}$, nuvärdet av uteluftbatteriet (om 10 år)

$R_2 = \left(1 - \left(\frac{1+0.02}{1+0.04} \right)^{20} \right) / \frac{0.04-0.02}{1+0.04}$ nuvärdesfaktorn med hänsyn till 20 års brukstid, 4 % realränta och 2 % energiprisökning

Med värden fås:

$$k_{\text{marginal}} = \frac{293 - (31.5 + 0.676 \cdot 13)}{16.74 (102 - 76.5)} = 0.59 \text{ kr/kWh}$$

För att bedöma lönsamheten i merinvesteringen som solfångartypen innebär så jämförs marginalkostnaden för denna, vilken uppgick till 0.59 kr/kWh, med energikostnaden för den något omdimensionerade sol-VP-anläggningen (investering 905 kkr och energiproduktion 102 MWh), vilken uppgick till 0,84 kr/kWh.

Detta visar utan närmare studier att solfångare i kombination med värmepump enligt Högsbomodell är mer ekonomiskt än en uteluftvärme-pump, då marginalkostnaden för solenergin är lägre än totala energikostnaden.

Vi skall nu visa att detta påstående gäller för den specifika Högsboanläggningen men ej för generella anläggningar med förfinad och anpassad systemutformning.

Grundförutsättningen för marginalkostnadsberäkningen var att samma värmepump skulle användas och förbruka samma mängd elenergi. Detta ger att uteluftvärmepumpen levererar en mindre energimängd då värmefaktorn för denna är lägre. För Högsboanläggningen, där utrustning utöver solfångare är mycket dyr, påverkas energikostnaden mer av en ändring i energiutbytet än av en ändring i solfångarkostnaden.

Detta visar sig så att även om uteluftbatteriet var gratis jämfört med solfångare och tillhörande ackumulator så visar anläggningen bättre ekonomi med den dyrare solfångaruppsättningen, detta beroende på det högre energiutbytet.

Om ingen begränsning sätts på elenergiförbrukningen så fås ett väsentligt högre energiutbyte från uteluftvärmepumpen. Detta beroende på utetemperaturens höga varaktighet jämfört med solinstrålningens starkt begränsade varaktighet. En mer lättolkad jämförelse är att beräkna den totala energikostnaden för olika systemtyper. Detta görs utan begränsning i elenergiförbrukning eller täckningsgrad. Givetvis är förbrukningsmönstret av tappvarmvatten gemensamt.

De systemtyper vi valt att titta på är uteluftvärmepump (50 kW), solfångaranläggning (235 m²) och en kombinerad sol-värmepumpanläggning (150 m², 50 kW).

Investerings- och energikostnader för dessa system är hämtade från teknikindata till BFR:s Sol 85-simulering (som är en del av Energi 85-utredningen). De grundar sig på ett mycket rationellt byggande och långt driven utveckling, vilket bedöms vara rimligt idag.

Utförligare beräkning står att finna i Bilaga 3 medan resultatet redovisas nedan.

Uteluftvärmepump:

Täckningsgrad = 81 % $k_{\text{värme}} = 0,25$ kr/kWh

Solanläggning:

Täckningsgrad = 45 % $k_{\text{värme}} = 0,27$ kr/kWh

sol-värmepumpanläggning:

Täckningsgrad = 54 % $k_{\text{värme}} = 0,46$ kr/kWh

Vad som tydligt framgår är att värmekostnaden för enkla sol- och värmepumpsystem är jämförbara under förutsättningen att solsystemet har en lägre täckningsgrad och värmepumpen en högre täckningsgrad. Lika tydligt framgår det att värmekostnaden för sol-värmepumpanläggningen är nästan dubbelt så hög som för de andra systemen. Detta är på intet sätt underligt då anläggningen är en kombination av de två andra relativt dyra systemen men för den skull inte väsentligt bättre prestandamässigt.

Även om man har i åtanke de fel och brister som sammanhänger med denna förenklade energikostnadsberäkning framstår det klart att kombinerade sol-värmepumpanläggningar av Högsbo-typ inte kommer att bli kommersiellt gångbara.

8 DISKUSSION ANGÅENDE VÄRMEPRODUKTIONSANLÄGGNINGAR

För att en anläggning ska vara jämförbar med andra anläggningar erfordras att den körs så effektivt som möjligt.

En ineffektiv drift ger omedelbart oförsvarligt höga driftkostnader, som tillsammans med de i regel höga investeringskostnaderna medverkar till att dessa typer av anläggningar förkastas vid sidan av konventionella anläggningar.

Värmeproduktionsanläggningar av konventionell typ är inprovade sedan lång tid tillbaka och där har inte enbart komponentkostnader och arbetskostnader kunnat bringas till ett minimum, utan där har även injusteringen av anläggningarna nått mycket långt.

Med ovanstående resonemang som bakgrund inses vikten av att inte direkt jämföra en ny typ av värmeproduktionsanläggning med en konventionell typ, utan att vara medveten om nämnda fakta.

Det visar sig i allt fler utvärderingar att de effektivaste och även mest ekonomiska värmeproduktionsanläggningarna är de som har de enklaste lösningarna. Anläggningar med stora investeringar i "mångsidighet" visar alltför ofta att mångsidigheten inte kan bekosta de extra investeringarna, pga att regleringsproblemen blir många och ofta svårlösta.

8.1 Injustering av en nyuppförd värmeproduktionsanläggning

Grundinställningen av den färdiga anläggningen bör ske med de parametervärden som använts som beräkningsunderlag m m under projekteringsperioden.

Därefter körs anläggningen en mätperiod för att kontrollera vilka parametrar som behöver ändras. Detta förfarande upprepas tills anläggningen fungerar som den ska.

Enbart utvärderingar av mätresultat är dock inte tillräckligt utan besök ute vid anläggningen erfordras också för att grundligare lära känna densamma.

Enligt författarnas mening går det under inga förutsättningar att förstå en anläggning fullständigt genom att läsa ritningar och kopplingsschema, utan ingående studier på plats är ett måste.

8.2 Vem bör ha hand om injusteringen av en värmeproduktionsanläggning

Enligt författarna är det tre väsentliga frågor som borde besvaras vid projekterings början, nämligen:

- 1 Vad menar de olika parterna med injusteringen?
- 2 Vem ska ha hand om injusteringen?
- 3 Vem ska godkänna injusteringen?

Svaren på dessa frågor kan vara:

- 1 Före eller under projekteringstiden bör klart definieras vad anläggningen ska presteras.

Med en injusterad anläggning ska då menas att anläggningen presterar det definierade (möjligen inom en överenskommen felmarginal).

- 2 Den ska ha hand om injusteringen som är bäst lämpad därtill. Det betyder förmodligen undantagslöst projektören, därför att det är han som under projekteringstiden har tänkt igenom de problem som kan uppstå hos anläggningen (eller som i varje fall borde ha tänkt igenom problemen) och borde därför ha de största förutsättningarna att lösa problemen. Givetvis ska kommande driftspersonal vara med under injusteringsfasen för att på ett ingående sätt lära känna anläggningen.
- 3 Ett godkännande av anläggningen görs av beställare och projektör tillsammans. Ifall svårigheter att komma överens uppstår kan en besiktningsman, som godkänts av båda parter, tillkallas.

Speciellt i fallet med Högsboanläggningen fungerar injusteringen av solfångarna bra, medan injusteringen av "paketet" värmepump-ackumulatortankar inte fungerar tillfredsställande.

REFERENSER

Duffie & Beckman, 1980, Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, Inc.

Gunnarsson, Ingemar, Buresten, Rune, 1983, Solvärme som komplement till oljeeldad värmecentral på Högsbohöjd i Göteborg. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport R26:1983. Stockholm.

Mattsson, C, m fl, Energisystem behandlade i Sol 85-modellen. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport R150:1985. Stockholm.

Nilsson, P-E, Vindkonvektorer. Uppföljning och utvärdering av anläggningar i drift. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport R35:1985. Stockholm.

Abel, Enno, 1980, Kalkylräntans och relativa energiprisförändringars inverkan på lönsamhetskalkyler. (VVS Special Lönsamhetskalkyler, 1:1980, Bilaga 3.) Stockholm.

Aronsson, S, Nilsson, P-E, 1983, Utvärdering av en värmepumpanläggning med solfångare för tappvarmvattenuppvärmning i Högsbohöjd. (CTH/Avd för Installations-teknik.) Examensarbete E33:1983. Göteborg.

Jilar, Torbjörn, 1982, Solavskärmning i kombination med solvärmeutnyttjande. En utredning på uppdrag av Alwiga AB. (CTH/Avd för Installationsteknik.) Göteborg.

Funktionsbeskrivning, vätskekylaggregat, serie VD, 7822-C-220. (STAL Refrigeration AB.) Norrköping.

Här väljer du rätt värmepump. Tekniska data för värmepump VDV-4. (STAL Refrigeration AB.) Norrköping.

BILAGA 1

SOLBERÄKNING

För att kunna utföra vederhäftiga solberäkningar behövdes ett nytt beräkningsprogram. De två enkla dimensioneringsprogrammen som fanns på avdelningen var f-chart och ϕ -min. Dessa versioner var implementerade av Wilhelm Ahlgren, Solteknik AB.

f-chart beräknar soltäckningsgraden på månadsbas. Lasten är dåligt definierad då varmvatten produceras så snart temperaturen i ackumulatören överstiger 20 °C.

ϕ -min beräknar maximalt möjlig insamlad solenergi vid angiven mintemperatur. Lasten förutsätts vara mycket stor eller bestå av ett stort årslager med liten temperaturändring över en månad.

Vårt behov var att kunna beräkna solenergin vid en given mintemperatur och lagerstorlek. För detta implementerade vi ett tredje program på vår HP 9845, nämligen ϕ f-chart (se Solar Engineering of Thermal Processes).

ϕ f-chart är en kombination av de båda tidigare programmen så att både lägsta användbara temperatur och lagervolym beaktas. Hänsyn tas till förluster i rör och värmeackumulator liksom temperaturverkningsgrad i värmeväxlare. Med givna förutsättningar kan lagertemperaturen kraftigt variera mellan månaderna varför programmet utför en iteration för bestämning av lagertemperaturen. Detta för att kunna bestämma lagerförlusterna.

All beräkning bygger på månadsdata såsom solinstrålning, utetemperatur, värmelast, temperaturkrav m m. Systemdata är solfångarpres-tanda, lutning och riktning, area, lagervolym, $k \cdot A$ för lagret, korrektoner för värmeväxlarverkningsgrad och solfångarnas vinkelbe-roende.

De två beräkningar som redovisas är:

- 1) Solinstrålning normalår, varmvattenförbrukning enligt mätning 1982.
- 2) Solinstrålning normalår, varmvattenförbrukning enligt projekteringen.

Beräkning 1) skall jämföras med det uppnådda resultatet och ge en uppfattning om hur illa anläggningen fungerat.

Beräkning 2) skall jämföras med det i projekteringen erhållna resultatet vilket erhöles med ett enklare beräkningsprogram.

Gemensamt för båda beräkningarna är lägsta användbara temperatur satt till 15 °C.

Beräkning 1:

Värmelast på solfångare = 137 MWh, dvs total last = 186 MWh minus el till värmepump med COP = 3,8.

Resultat: Solenergi = 75 MWh och med elenergin till värmepumpen fås total värmepumpenergi = 102 MWh eller täckningsgraden = 55 %.

Beräkning 2:

Värmelast på solfångare = 177 MWh, dvs total last = 240 MWh minus el till värmepumpen med COP = 3,8.

Resultat: Solenergi = 102 MWh och med elenergin till värmepumpen fås total värmepumpenergi = 139 MWh eller täckningsgraden = 58 %.

Att täckningsgraden ökade i det senare fallet trots att lasten ökade med konstant solfångararea, beror på att lasten var jämt fördelad över årets månader vilket ej var fallet med den verkliga förbrukningen 1982.

K-KONSULT

INGENJÖRER OCH ARKITEKTER

Energi o VVS
Box 89
401 21 Göteborg
A Winberg
K-H Hofgren
B Braun

840523

64363-079-45

ÅTGÄRDS- OCH KOMPLETTERINGSFÖRSLAGInledning med problemformulering

Utvärderingen av solvärmeanläggningen vid Tolvskillingsgatan på Högsbohöjd i Göteborg har hittills visat att anläggningen fungerar i stort sett tillfredsställande men att den beräknade energivinsten av anläggningen ej innehålls helt.

Det beskrivna projektet syftar till att utnyttja utvärderingen av driften under 1981, 82 och 83 för att ta fram förslag till justering av anläggningen och optimering av driften.

Appendixet försöker ge en samlad bild över vilka åtgärder som planeras att vidtas för att göra lämplig modifiering och optimering av anläggningen.

Speciellt behandlas de åtgärdsförslag som framtagits efter det att 1983-års utvärdering avslutats.

AB Göteorgshems driftpersonal tillsammans med K-Konsult har arbetat fram ett åtgärdspaket med syfte att uppnå:

- en förbättrad skiktning och buffertverkan i varmvattenackumulatorerna
- öka effektuttaget över laddningsvärmväxlarna
- förenkla styr- och reglerfunktionen

Allt för att uppnå en jämnare värmepumpdrift och jämnare tappvarmvattentemperatur.

840523

64363-079-45

ÅTGÄRDSFÖRSLAG

Åtgärder för att uppnå en ökande energivinst för solvärmeanläggningen.

En förbättrad skiktning och buffertverkan i varmvattenackumulatorerna

- Ändrad dragning av VVC-ledningen. Istället för att ta in VVC strax före plattvärmväxlaren återförs VVC-flödet till toppen av ackumulator 3. Härigenom utnyttjas bättre ackumulatorns buffertverkan samtidigt som VVC-flödets höga temperatur ej påverkar flödet vid VVX2.
- En ny strypventil RV10 styr via temperaturen vattenflödet genom VVX2, så att önskad temperaturstegring erhålls på tappvarmvatten, samt så att en min temperatur om +55° C upprätthålls.
- Samtidigt tas även laddningsflödet från VVX2 in i toppen på ackumulator 3. Anledningen till detta är att man vid tappning vill undvika att ta in vatten med ojämn temperatur i VVX3 och 3-vägsventilen RV5, som kan ge upphov till svängningar i regleringen.

Ökat effektuttag över laddningsvärmväxlaren VVX2

- Detta uppnås dels genom de tidigare presenterade åtgärderna dels genom att höja börvärdet, från +55° C till +70° C, på utgående värmebärare från värmepumpen. Härigenom kan laddningsflödet värmväxlas mot en högre och jämnare temperatur.

Förenklad styr- och reglerfunktion

- Laddningspump och kondensorkretspump, P5 resp P4 förregleras med mintermostat i solvattenackumulatorn. På så vis får alla ingående delkomponenter samma vilopunkt. Bl a kan onödig pumpenergi minimeras. I dag är nämligen endast värmepumpaggregatet förreglerat med mintermostaten.

840523

64363-079-45

- Direkt solvärme står för under 10 % av den totalt producerade energin. För att förenkla reglerfunktionen föreslås att RV1, TG3 och TG5 demonteras och allt vatten leds till värmepumpens förångarsida. Utgående köldbärare blandas i RV2 så att lämplig temperatur till värmepumpen erhålls. Värmepumpens kapacitet regleras på förångarsidan efter utgående köldbärartemperatur TG6.

Uppföljning av utfallet 1984

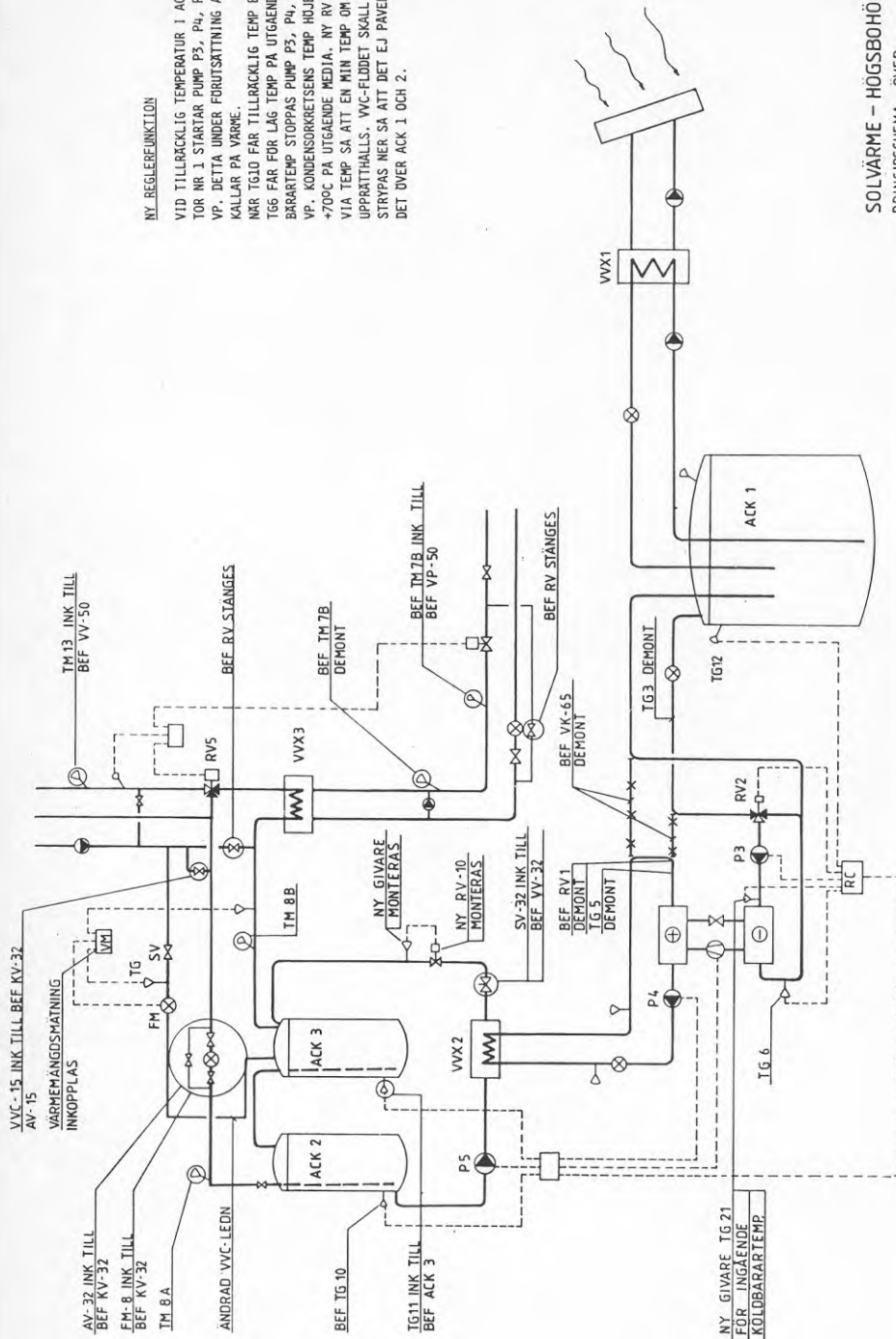
Av kostnadsskäl kan CTH:s utvärdering ej utökas till att gälla sommaren 1984. Det är dock intressant att följa upp driften under 1984 om än på en lägre ambitionsnivå typ manuell avläsning av värmemängdsmätare. Den uppföljningen bör även innefatta en uppföljning av drift- och underhållsbehov.

NY REGLERFUNKTION

VID TILLRÄCKLIG TEMPERATUR I AKKUMULATOR NR 1. STARTAR PUMP P3, P4, P5 SAMT VP. DETTA UNDER FÖRUTSÄTTNING ATT TEMPERATURER I AKKUMULATOR NR 11 KALLAR PÅ VÄRME.

NR TG10 FÅR TILLRÄCKLIG TEMP ELLER ATT: TG6 FÅR FÖR LAG TEMP PÅ UTGÅENDE KÖLDBÄRARTEMP STOPPAS PUMP P3, P4, P5 OCH VP. KONDENSORRETSSENS TEMP HÖJES TILL +70°C PÅ UTGÅENDE MEDIA. NY RV STYR VIA TEMP SA ATT EN MIN TEMP OM 55°C UPPRÄTHÅLLS. VVC-FLÖDET SKALL DESSUTOM STRYPAS NER SA ATT DET EJ PÅVERKAR FLÖDET ÖVER ACK 1 OCH 2.

SOLVÄRME – HÖGSBOHÖJD
PRINCIPSCHEMA ÖVER
ÅTGÄRDSFÖRSLAG



BILAGA 3

KOSTNAD OCH PRESTANDA FÖR TRE TYPANLÄGGNINGAR

Utgående från teknikindata till BFR:s Sol 85-simulering (som är en del i Energi 85-utredningen) har kostnader och prestanda framtagits för tre stycken typanläggningar. Anläggningarnas storlek är ej energi-ekonomiskt optimerade utan endast energitekniskt dimensionerade för en viss täckningsgrad.

De enkla systemen sol- respektive uteluftvärmepump är tagna direkt ur BFR:s utredning medan kombisystemet sol-värmepump är en konstruerad kombination av de båda tidigare.

Solanläggning

Uppskalning av soltappvarmvatten - 40 lägenheter

VV-behov = 186 MWh
 Täckningsgrad = 45 % (84 MWh)
 Solfångararea = 235 m²
 Lagervolym = 13 m³
 Underhåll (1 % av invest) = 3.300 kr/år
 Elförbrukning (5 %) = 4,2 MWh
 Investering = 323 kkr
 Livslängd 20 år för hela systemet

Uteluftvärmepump

Effekt = 50 kW
 Energiproduktion = 151 MWh
 Täckningsgrad = 81 %
 Elförbrukning = 66 MWh
 Verklig utelufttäckningsgrad = 46 %
 Underhåll = 4.800 kr/år
 Investering = 240 kkr
 Livslängd VP = 10 år vilket ger en återinvestering efter 10 år på 130 kkr

Sol-värmepumpanläggning

Värmepumpeffekt = 50 kW
 Solfångararea = 150 m²
 Energiproduktion = 101 MWh
 Täckningsgrad = 54 %
 Elförbrukning = 32 MWh
 Verklig soltäckningsgrad = 37 %
 Underhåll = 10.000 kr/år
 Investering = 430 kkr
 Livslängd = 20 år utom värmepumpen som återinvesteras med 130 kkr efter 10 år

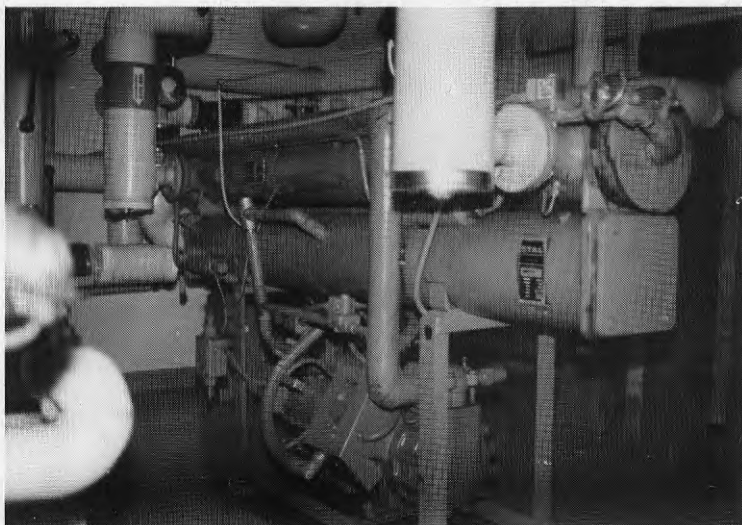
Beräkning av energikostnaden enligt modell beskriven i ekonomikapitlet och med där gällande räntor ger:

$$k_{\text{SOL}} = 0,27 \text{ kr/kWh}$$

$$k_{\text{U}\lambda\text{-VP}} = 0,25 \text{ kr/kWh}$$

$$k_{\text{SOL-VP}} = 0,46 \text{ kr/kWh}$$

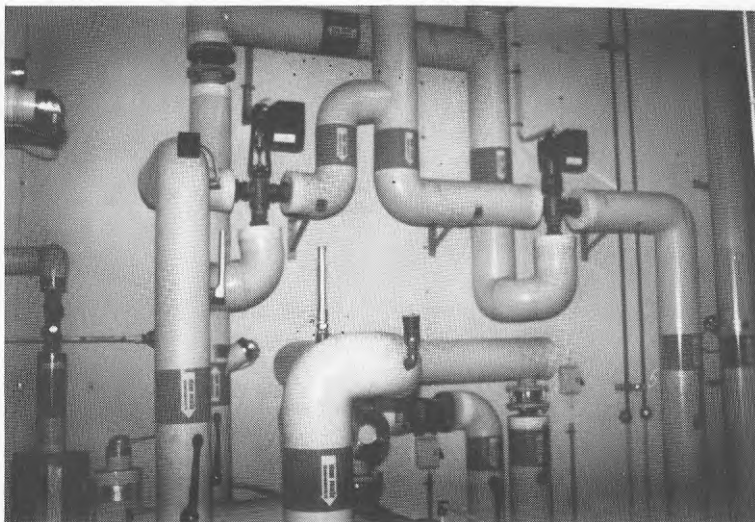
BILAGA 4



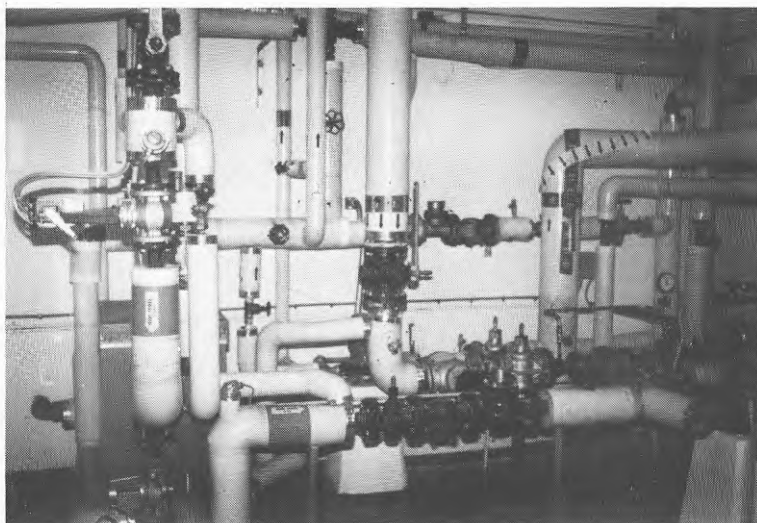
Värmepumpen VDV-4 med nedifrån räknat den 6-cylindriska semihermetiska kompressorn, kondensortub och förångartub. Mellan suggasröret och tryckgasröret syns mellanröret med magnetventil som avlastar kompressorn vid start.



De två varmvattenackumulatorerna på vardera 2,5 m³ kopplade i serie.



Shuntkoppel i värmecentralen. Till vänster syns shunten för direkt energi från solackumulatorn och till höger shunten för förångarkretsen.



Värme, varmvatten och VVC-koppel i det gamla apparatrummet. Rören har omisolerats.



Solfångare på apparatrummet riktat mot väster. Kondensutfällning förekommer på vissa enheter.



Närbild på solfångare efter tre års drift. Trots kondens kan ingen synbar förändring på absorbatoren konstateras.



Radhusen med 2/3 av solfångarna riktade mot söder. På taket pågår rengöring av pyranometerglas och fyllning av torkgel i instrumentet.

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 800617-0
och 830099-2 från Statens råd för bygnadsforskning till
Göteborgshem AB, Göteborg.

HOSSON, I.-L. MISSON, S. ALINSSON, I.-L.

R136: 1985

ISBN 91-540-4496-0

Statens råd för bygnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6705136

Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang

Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm

Cirkapris: 35 kr exkl moms