



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

R97:1984

Dieselvärmepump i Ronneby

Jan-Erik Nowacki m fl

K
Ahn

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	Plac <i>5u</i>

Byggeforskningsrådet

R97:1984

DIESELVÄRMEPUMP I RONNEBY

Jan-Erik Nowacki

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
791622-3 från Statens råd för byggnadsforskning
till Studsvik Energiteknik AB, Nyköping.

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

R97:1984

ISBN 91-540-4192-9

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck Stockholm 1984

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

	<u>Sid</u>
1. INLEDNING OCH SAMMANFATTNING	1
2. BESKRIVNING AV VÄRMEPUMPSYSTEMET	2
2.1 Komponenter	2
2.2 Det mekaniska systemet	2
2.3 Köldmediesystem	3
2.4 Vattensystem	4
2.5 Luft-, olje- och avgassystem	5
2.6 Reglering m m	8
3. ERFARENHETER FRÅN BYGGANDET M M	9
3.1 Värmepumpens läge	9
3.2 Värmepumpsbyggnaden	10
3.3 Öväntade händelser	11
4. MÄTNINGAR	12
4.1 Mätsystem	12
4.2 Mätningar av motorverkningsgrad (inklusive remtransmission)	14
4.3 Värmepumpens värmefaktor	15
4.4 Återvinning av värme ur avgaser och kylvatten	20
4.5 Systemets totalvärmefaktor	23
4.6 Jämförelser	24
4.7 Reglering - effekt - gångtid	25
5. PRAKTISKA ERFARENHETER AV DRIFTEN	27
5.1 Driftstörningar	27
5.2 Servicebehov	28
5.3 Reaktionen från kringboende	29
6. SLUTSATSER	30

BILAGOR

- A. Mätgivare
- B. Fel vid mätning med utanpåliggande termoelement
- C. Värmepumpen Hulta. Jämförande oljeförbrukning
- D. Figurer från datorutvärdering

1. INLEDNING OCH SAMMANFATTNING

En tvåstegs dieselvärmepumpsanläggning av typen luft - vatten på ca 500 kW har byggts och testats i Hulta Norra området nära Ronneby. Avgaserna från dieselmotorn tvättas i rökgasvärmeväxlare och det återstående värmemet används sedan för avfrostning av förångaren. Systemet är inrymt i en villalikhande byggnad och har miljömässigt fungerat väl trots tät bebyggelse.

Mätningar av dieselvärmepumpens värmefaktor och effekt har visat att värmepumpens totalvärmefaktor ligger mellan 1.35 och 1.20.

Trots den låga värmefaktorn har parallellmätningar på ett område uppvärmt med värmepanna visat att väsentliga oljebesparingar görs med dieselvärmepumpen.

För att förbättra värmefaktorn bör man

- kyla rökgaserna från motorn utan vatteninsprutning
- utöka värmepumpens last
- reglermässigt integrera motor och värmepump bättre.

Anläggningen som tillkommit med BFR-stöd ägs av Ronneby kommun, har byggts av BPA och projekterats av SINTAB. Studsvik har ansvarat för mätning och utvärdering. Lans Datorteknik i Sundsvall har svarat för installationen av mätutrustning. Volvo Penta har via Sterner Blomquist levererat motorn, SABROE har levererat värmepumpen och Kyl o Vent har levererat flänsbatterier och avgasvärmeväxlare. Gunnar Karlsson i Ronney kommun har varit drifttekniker och gjort långt mer än vad man kunnat fordra - tack!

2. BESKRIVNING AV VÄRMEPUMPSYSTEMET

2.1 Komponenter

De huvudkomponenter som ingår i systemet finns angivna i Tabell 2.1.1.

Tabell 2.1.1

Huvudkomponenter

Komponent	Typ
Dieselmotor	Volvo Penta TD100
Lågtemperaturkompressor	Sabroe SMC 112 S
Högtemperaturkompressor	Sabroe SMC 108 S
Lågtemperaturförångare	Kyl och vent
Mellanvärmväxlare	Sabroe COKT 503101 spec
Kondensor	Sabroe COKI 322604
Avgasvärmväxlare	Kyl och vent

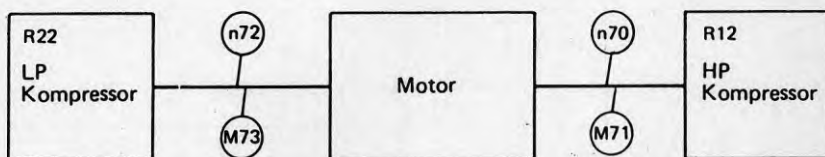
Samtliga komponenter utom avgasvärmväxlaren är att anse som standardkomponenter.

2.2 Det mekaniska systemet

Då värmepumpen är ganska komplicerad görs en uppdelning av systemet i olika delsystem. För att ge en maximal översiktighet har många för funktionen nödvändiga, men ur energiflödessynpunkt oväsentliga, komponenter utelämnats i de följande figurerna i detta avsnitt.

Det mekaniska systemet finns skissat i Figur 2.2.1. Motorn driver de två kompressorerna via en kilrepsdrift. Motor och kompressorer är uppställda på en balkram. För att kunna öka kompressorernas varvtal vintertid finns två uppsättningar kilrepshjul. Motors varvtal hålls

konstant. En varvtalsreglerad motor skulle troligen ge vissa fördelar. På de ingående axlarna till kompressorerna har moment och varvtal uppmätts. Detta innebär att kilrepsdriftens förluster tillskrivs motorn i utvärderingen. Kompressorerna är så konstruerade att den insugna volymen kan regleras genom att flera eller färre cylindrar kopplas in.



n = Varvtal
M = Moment

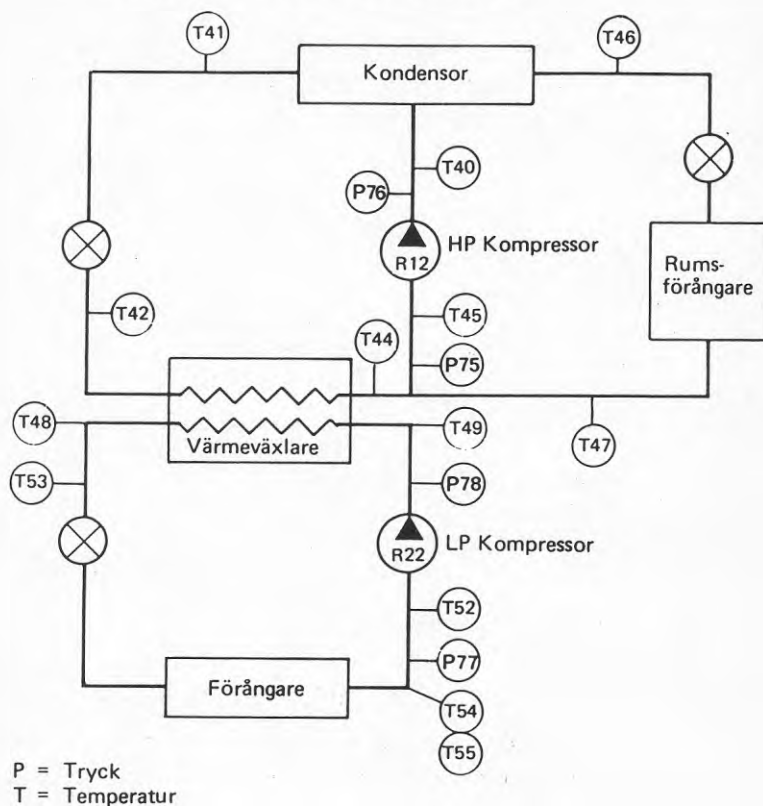
Figur 2.2.1

Det mekaniska systemet

2.3 Köldmediesystem

Värmepumpen är av tvåstegstyp med mellanvärmewäxlare. Anläggningen kan alltså ses som två seriekopplade värmepumpar, där den ena levererar värme till den andra, Figur 2.3.1. Anledningen till detta byggsätt är att man har velat göra en värmepump med uteluft som värmekälla där hela årsbehovet av värme levereras av värmepumpen. För att även kunna utnyttja förlustvärmefrån motor och kompressorer finns ett speciellt kylbatteri installerat i värmepumpstrymmet. Värmet från rummet avges via högtemperaturvärmepumpen till kondensorn.

Lågtemperaturvärmepumpen arbetar med R22 som köldmedium och högtemperaturvärmepumpen arbetar med R12. I Figur 2.3.1 finns även inritat var temperaturer och tryck mäts.



OBS Förenklat schema

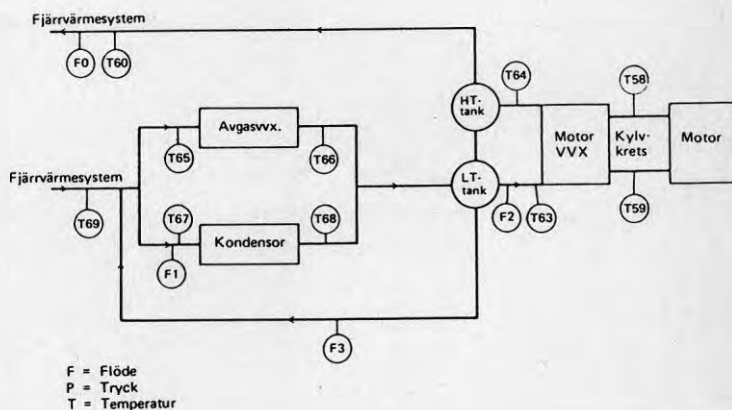
Figur 2.3.1

Köldmediesidan

2.4 Vattensystem

Vattensystemet framgår ur Figur 2.4.1. Grundtanken är att värmepumpens kondensör och avgasvärmeväxlaren skall kunna arbeta med så låg temperatur som möjligt. Motorns kylvattenvärmeleverans som är oberoende av temperaturnivån har man försökt tillgodogöra sig vid en högre

temperaturnivå. I vattensystemet finns två ackumulatortankar där låg- respektive högtempererat vatten lagras. För att möjliggöra drift även vid låga fjärrvärmeflöden är en återcirkulationsledning installerad från lågtemperaturtanken till fjärrvärmenätets retursida. Motorns kylvattenkrets måste skyddas från det höga trycket i fjärrvärmesystemet. Därför körs motorn med en separat kylvattenkrets och värmen växelväxlas till fjärrvärmenätet.



Figur 2.4.1

Vattensidan

2.5 Luft-, olje- och avgassystem

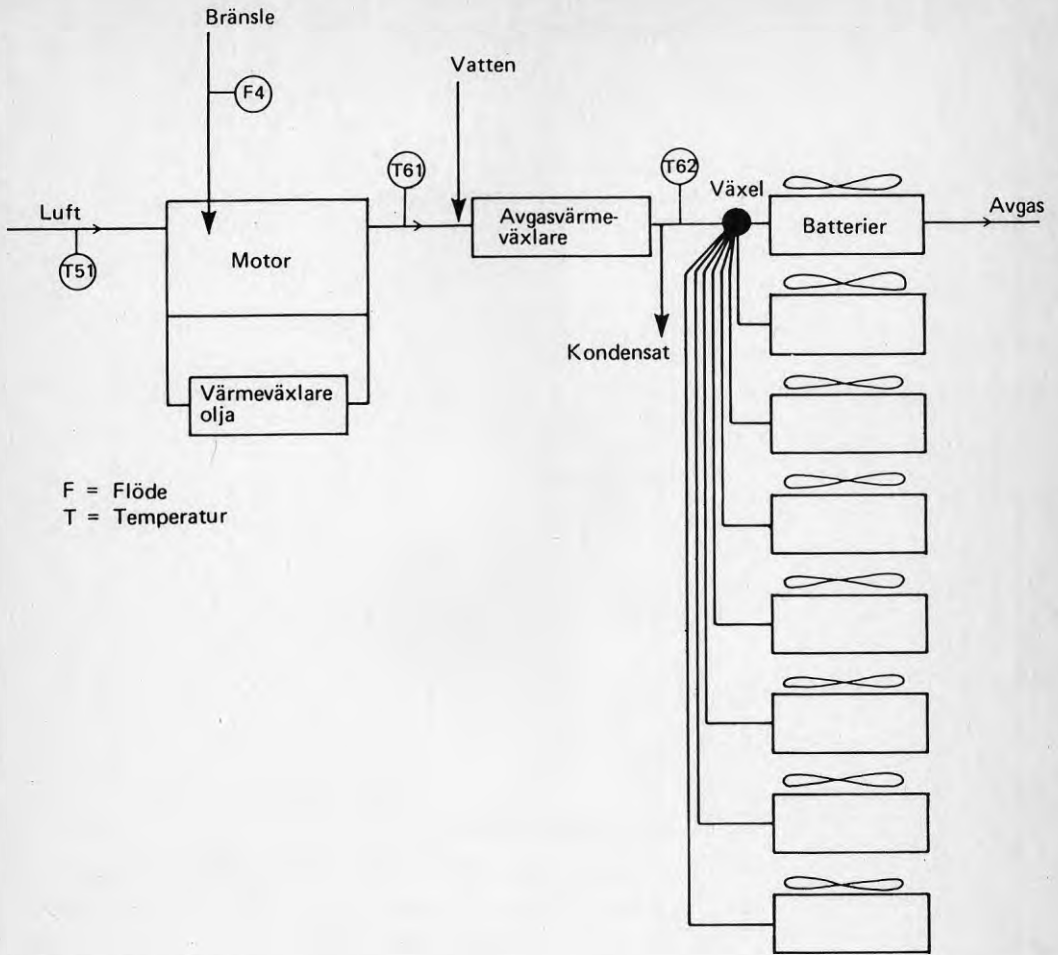
Systemets princip framgår av Figur 2.5.1. Luft och bränsle blandas i motorn, antänds och avger sin drivenergi. I de heta rökgaserna sprayas sedan vatten in så att rökgasernas temperatur sjunker medan deras fukthalt ökas. En del av den

i rökgasernas fukt bundna värmen återvinns senare då rökgaserna får passera genom en avgasvärmväxlare där de kyls av fjärrvärmvatten. Insprutningen av vatten och nedkylningen av avgaserna sker i en komponent. Idén med denna form av värmeåtervinning är att:

- få rökgaserna tvättade
- uppnå högre värmeövergångstal på rökassidan
- minimera sotbeläggningen i värmväxlaren.

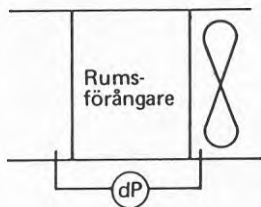
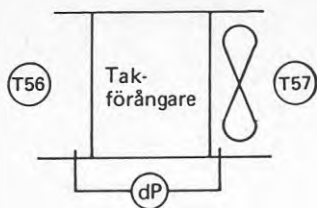
Själva värmväxlarytan är utförd som ett kamflänsrör på rökassidan.

När rökgaserna kyls ned bildas kondensat som leds ner i avloppet. De nedkylda rökgaserna leds sedan via spjäll upp på värmepumpens tak, där den återstående värmen i avgaserna får avfrosta luftbatterierna.



Figur 2.5.1

Luft-, olje- och avgassystem



dP= Tryckfall
T = Temperatur

Figur 2.5.2

Luftsidan

2.6 Reglering m m

Maskinerna är var för sig kapacitetsreglerade på konstant kondenseringstryck. Antalet inkopplade cylindrar på lågtemperaturkompressorn styrs således på trycket i mellanvärmväxlaren på R22-sidan. På högtemperaturkompressorn styrs antalet inkopplade cylindrar av kondensortrycket. Start och stopp av maskinen sker automatiskt från ett reläskåp.

3. ERFARENHETER FRÅN BYGGANDET M M

3.1 Värmepumpens läge

Beslut om objektets genomförande kom i ett skede, när byggnationen i området hade påbörjats. Således var stadsplanen redan fastställd.

Detaljprojektering av gator, VA-ledningar och värmekulvert var klar. Stor vikt hade lagts vid att markanpassa bostadshusen på respektive tomt, så att befintliga träd och natur kunde bevaras. För att inte rubba de befintliga förutsättningarna med grundvatten, hade ett komplett LOD-system (lokalt omhändertagande av dagvatten) utbyggt. Att placera in värmepumpen i denna miljö blev därför en utmaning.

I stadsplanen fanns en tomt markerad C 1. Denna var reserverad för en eventuell framtida samlingslokal. Något bättre alternativ ur ekonomisk synpunkt hittades inte, varför beslut fattades om placering på denna plats. Fjärrvärmekulvertar passerade på endast några meters avstånd och en anslutning blev därför enkel.

Genom ett ventilarrangemang kunde anläggningen lätt kopplas in respektive ur. Det senare var värdefullt under intrimningsperioden, eftersom den ordinarie panncentralen då hela tiden fanns som reserv.

Värmepumpen kopplades således till ett befintligt fjärrvärmenät, som i sin tur skulle förse 55 st villor med erforderlig energi för uppvärmning och tappvarmvatten.

Förutsättningen för värmepumpens temperaturvärden var inte desamma som för panncentralens. Framtemperaturen var 20° lägre eller 60° mot

80°. Av denna anledning fick större radiatorer väljas i villorna.

Sommaren 1982 har ytterligare ett antal hus inkopplats för att öka lasten.

3.2 Värmepumpsbyggnaden

Byggnadsnämnden krävde att byggnaden så långt möjligt skulle anpassas till befintlig villa-bebyggelse och få karaktären av ett småhus. Samma arkitekt, som ritat villorna i intilliggande grupphusområde, fick därför i uppdrag att anpassa byggnaden efter dessa förhållanden.

Hälsovårdsnämnden ställde krav på att ljudnivån skulle uppfylla bostadsstyrelsens normer, dvs 40 dB på uteplats eller 2 meter utanför bostadsfönster. Eftersom ljudnivån inne vid dieselmotorn är 80 dB och närmaste villa endast 13 meter från anläggningen, krävdes därför stora ljudisolerande åtgärder.

Frågan om dieselavgaserna diskuterades ingående i projekteringsskedet. Då dessa passerade en rökgasvärmväxlare konstruerad efter våtprincipen, bedömdes detta problem som ringa, eftersom värmväxlaren samtidigt fungerade som rökgas-skrubber.

Byggnaden har förutom de funktionella utrymmena en personaldel med omklädningsrum och pentry. Denna del har i huvudsak tillkommit på grund av att värmepumpen är en försöksanläggning. Kompletta personalutrymmen finns annars bara några hundra meter bort i intilliggande kvarter.

3.3 Oväntade händelser

Några oväntade händelser av betydelse har inte inträffat vad gäller byggandet. Grannarna har inte framfört några egentliga klagomål. Ett plank mot en grannfastighet har byggts, men det är tveksamt om detta var nödvändigt, eftersom bostadsstyrelsens normer uppfylls. Ljudvärdena som uppmätts vid de närmaste uteplatserna är nämligen 36 - 38 dB. Det kan noteras att kringvärdena från genomfartstrafik ca 100 meter bort, flygplan m m, går in med betydligt högre värden.

Genom vissa driftstörningar under intrimningen förångades en del kondensvatten, som okulärt gav intryck av att avgaser blåstes ut ur gallren på byggnadens gavlar. Dessa problem tycks numera vara borta.

En viss mängd vattenånga kommer dock även i fortsättningen att synas i evakueringsgallren och då vid låga yttertemperaturer beroende på att restgasen är mättad med vattenånga. När dessa passerar genom den s k daggpunkten kan man okulärt se en ångslöja.

4. MÄTNINGAR

4.1 Mätsystem

Mätgivarnas placering framgår ur Figur 2.2.1 - 2.5.2. Typen av mätgivare och deras mätnoggrannhet framgår ur Bilaga A.

I Tabell 4.1.1 finns angivet till vilken dataloggerkanal olika mätgivare kopplats. Temperaturmätningarna skedde med utanpåliggande termoelement av chromel/alumel typ. Termoelementen monterades alltid innanför rörisoleringen på ett sådant avstånd från närmaste störande punkt i axiell led att värmeledning axiellt genom röret kunde anses försumbar. I Bilaga B visas att det mätfel som erhålls vid ett utanpåliggande montage av termoelement är tämligen litet. I det fall man avser att mäta en differens temperatur, t ex över en värmeväxlare, blir felet mindre eftersom båda temperaturangivarna mäter för låg temperatur (om röret är varmare än omgivningen). Samtliga temperaturgivare kalibrerades i ett gemensamt vattenbad och differensen mellan de olika termoelementen från medelvärdet korrigerades i dataloggern.

Tryckmätningarna är tidvis otillförlitliga då man pga läckage i anslutningarna stängde av dessa då värmepumpen gick obemannad.

Tabell 4.1.1

Termo- element nr	Kanal	Mätpunkt
	000	Flöde ut till kulvert i liter/min
	1	Flöde ut till kondensor i liter/min
	2	Flöde till vvx - motor - kylvatten i liter/min
	3	Flöde återcirkulation i liter/min
	4	Dieselflöde l/h
	5	Temperatur i motoroljan
	9	Temperatur i husvagnen
0	040	Temperatur komp ut R12 (minska med 0.5°)
1	41	Temperatur kond ut R12 (minska med 0.2°)
2	42	Temperatur exp ventil ut R12. (minska med 0.2°)
3	43	
5	44	Kaskad vvx ut R12 (öka med 0.2°)
6	45	Komp in R12 (öka med 0.5°)
7	46	Luftvvx i motorrum exp ventil ut (öka med 0.5°)
8	47	Luftvvx ut motorrum exp ventil ut (öka med 0.6°)
11	48	Kondensor ut R22 (öka med 0.6°)
10	49	Komp ut R22 (öka med 1.5°)
12	50	Receiver ut R22
13	51	Temp motorrummet
14	52	Gas in komp R22
21	53	Vätska ut vvx efter recipient R22
22	54	Gas från vänster sida (minska 0.6°)
23	55	Gas från höger sida (öka 0.5°)
24	56	Utetemperatur luft-vvx R22
25	57	Lufttemperatur efter luft-vvx R22
31	58	Vatten ut motor (minska 0.1)
30	59	Vatten in motor (minska 0.1)
	60	Temperatur kulvert ut (öka 0.2)
	61	Avgastemperatur från motor (0)
	62	Avgastemperatur efter vvx (minska 0.1)

forts

Forts Tabell 4.1.1

Termo- element nr	Kanal	Mätpunkt
63		Temperatur vvx kylvatten motor in (± 0)
64		Temperatur vvx kylvatten motor ut (minska 0.1)
65		H ₂ O temperatur avgas vvx in (minska 0.1)
66		H ₂ O temperatur avgas vvx ut (minska 0.1)
67		H ₂ O temperatur kond in (minska 0.2)
68		H ₂ O temperatur kond ut (minska 0.3)
69		Temperatur kulvert in (minska 0.1) (0.3° mer än 060)
70		Varvtal R12 komp
71		Moment R12 komp
72		Varvtal R22 komp
73		Moment R22 komp
74		Eleffekt
75		Tryck R12 låg (multipliceras med 2 varefter 1 adderas) bar
76		Tryck R12 hög (multipliceras med 2 varefter 1 adderas) bar
77		Tryck R22 låg (multipliceras med 2 varefter 1 adderas) bar
78		Tryck R22 hög (multipliceras med 2 varefter 1 adderas) bar

4.2 Mätningar av motorverkningsgrad (inklusive remtransmission)

Motorn har körts med ett konstant varvtal, omkring 1 500 rpm. Det ingående momentet och varvtalet till varje kompressor liksom momentet har mätts upp. Detta innebär att den effekt som kompressorerna upptagit är noggrant bestämd. Förluster i remtransmissionen läggs dock därvid på motorn. Oljeflödet till motorn har också mätts upp.

Oljans effektiva värmevärde har ansatts till 36 MJ/l. Motorns verkningsgrad har definierats som den totalt avgivna effekten från remtransmissionen dividerat med det effektiva värmeinnehållet i den konsumerade oljan.

Tabell 4.2 visar hur den på så sätt framräknade motorverkningsgraden varierar mellan olika mättillfällen (= utvärderade databand). Banden innehåller 130 - 460 starter/band.

Tabell 4.2

Band	Gångtid relativ	Använd olja under period l	Medel- effekt under gångtid kW	Genom- snittlig gångtid h	Verknings- grad*
7	0.448	3 620	88.6	0.356	0.354
8	0.486	3 180	75.3	0.334	0.350
9	0.293	1 190	65.1	0.399	0.346
10	0.400	1 330	58.5	0.400	0.319
11	0.421	1 320	55.7	0.505	0.319
12	0.376	1 090	56.4	0.454	0.320

* inklusive remväxel

Den faktor som har betydelse för motorns verkningsgrad är medeleffekten under gångtid. Den genomsnittliga gångtiden saknar inom det studerade intervallet betydelse. Troligen beror detta på att motorn hålls varm även under stillestånd.

4.3 Värmepumpens värmefaktor

Värmepumpens värmefaktor har definierats som den av kondensorn avgivna, dividerat med den till kompressorerna tillförda axeleffekten. Hjälpmaskineri som fläktar och pumpar har alltså

ej medtagits. Det är möjligt att avgöra hur mycket axeleffekt som hög- respektive lågtemperatursteget upptar. Högtemperatursteget upptar betydligt mer axeleffekt än lågtemperatursteget i de flesta driftspunkter. En närmare analys har gjorts av scan 2074 tape 9 1982-03-19 kl 1735.

Uppmätta data:

Förångare: R22

Inkommande luft	1.2
Utgående luft	-2.5
Förångning	-15°C

Lågtemperaturkompressor R22

Axeleffekt	23.9 kW
Inkommande temperatur	-4.4
Utgående temperatur	73.7

Mellanvärmväxlare R22 - R12

R22

Inkommande temperatur	73.7
Kondenseringstemperatur	31

R12

Utgående temperatur	31.2
Förångningstemperatur	25

Högtemperaturkompressor R12

Axeleffekt	35.1 kW
Inkommande temperatur	33.2
Utgående temperatur	82.1

Kondensor: R12

Kondenseringstemperatur	60
Inkommande R12	82.1
Inkommande vatten	50.2
Utgående vatten	58.5

Den uppmätta temperaturen på den avgående gasen från kompressorerna torde vara alltför låg (ungefär 10°C) beroende på att värmebortledning sker genom topplock etc före mätstället. Om en korrektion görs för detta erhålls nedanstående effekt balans ur köldmediediagram (se Figur 4.3.1 och 4.3.2):

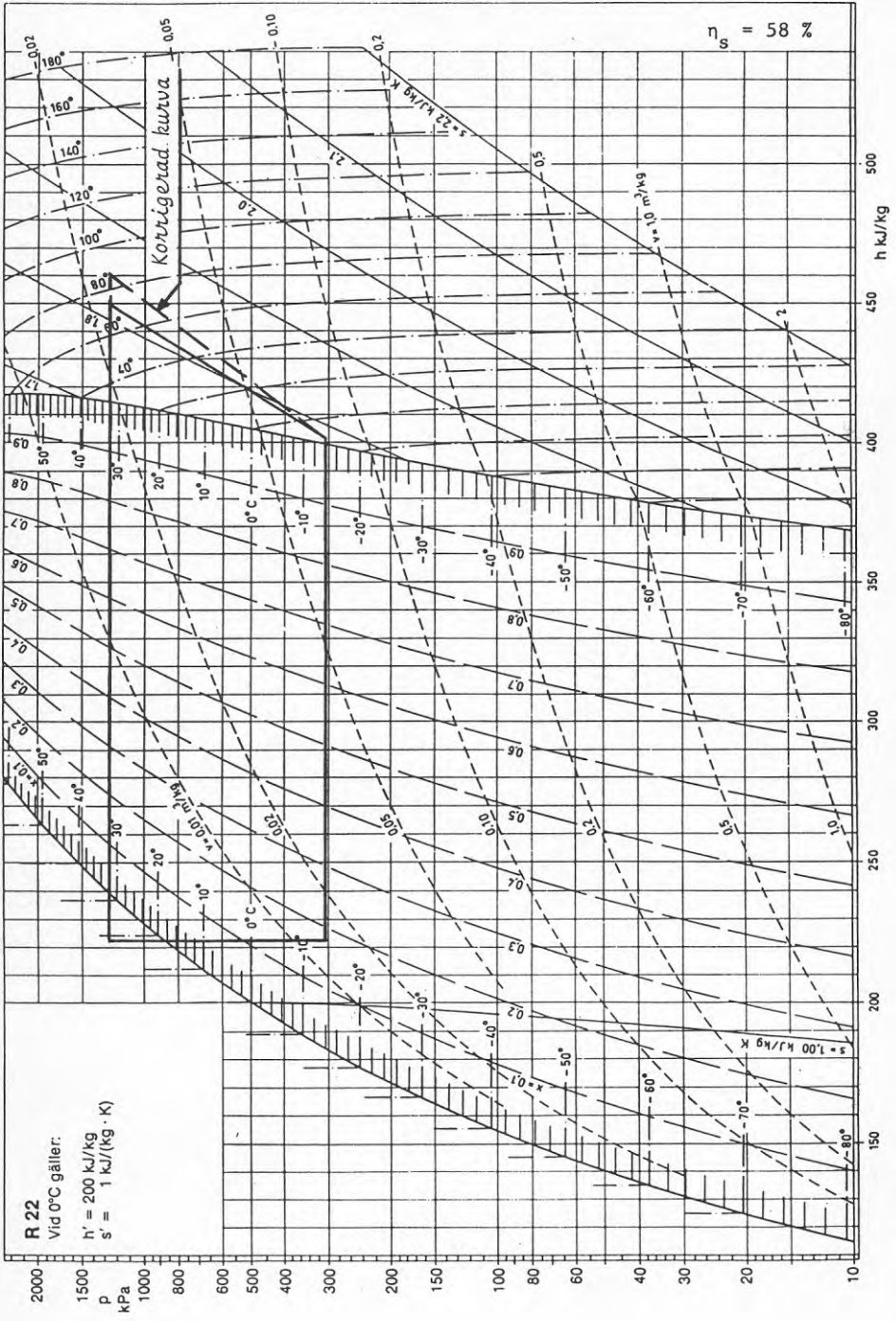
Tabell 4.3.1

Jämförelse mellan effektbalans ur axeleffekt och köldmediediagram samt ur mätningar på vattensidan av kondensorn (inom parentes)

	R22 (lågtemp)	R12 (högtemp)	Totalt
Axeleff kW	23.9	35.1	59
Värmefaktor	3.94	4.50	2.68 (2.63)
Köldfaktor	2.94	3.50	
Värmeeffekt kW	94.1	158	158 (155)
Kyleffekt kW	70.3	123	

Skillnaden mellan den värmeeffekt som R22-cykeln avger och den värmeeffekt som R12-cykeln upptar, 94.1 - 123 = -28.9 kW beror på att R12-cykeln även upptar värmeeffekt ur rummet där systemet står via ett flänsbatteri. Den upptagna effekten ur rummet beräknas alltså för detta scan till omkring 29 kW.

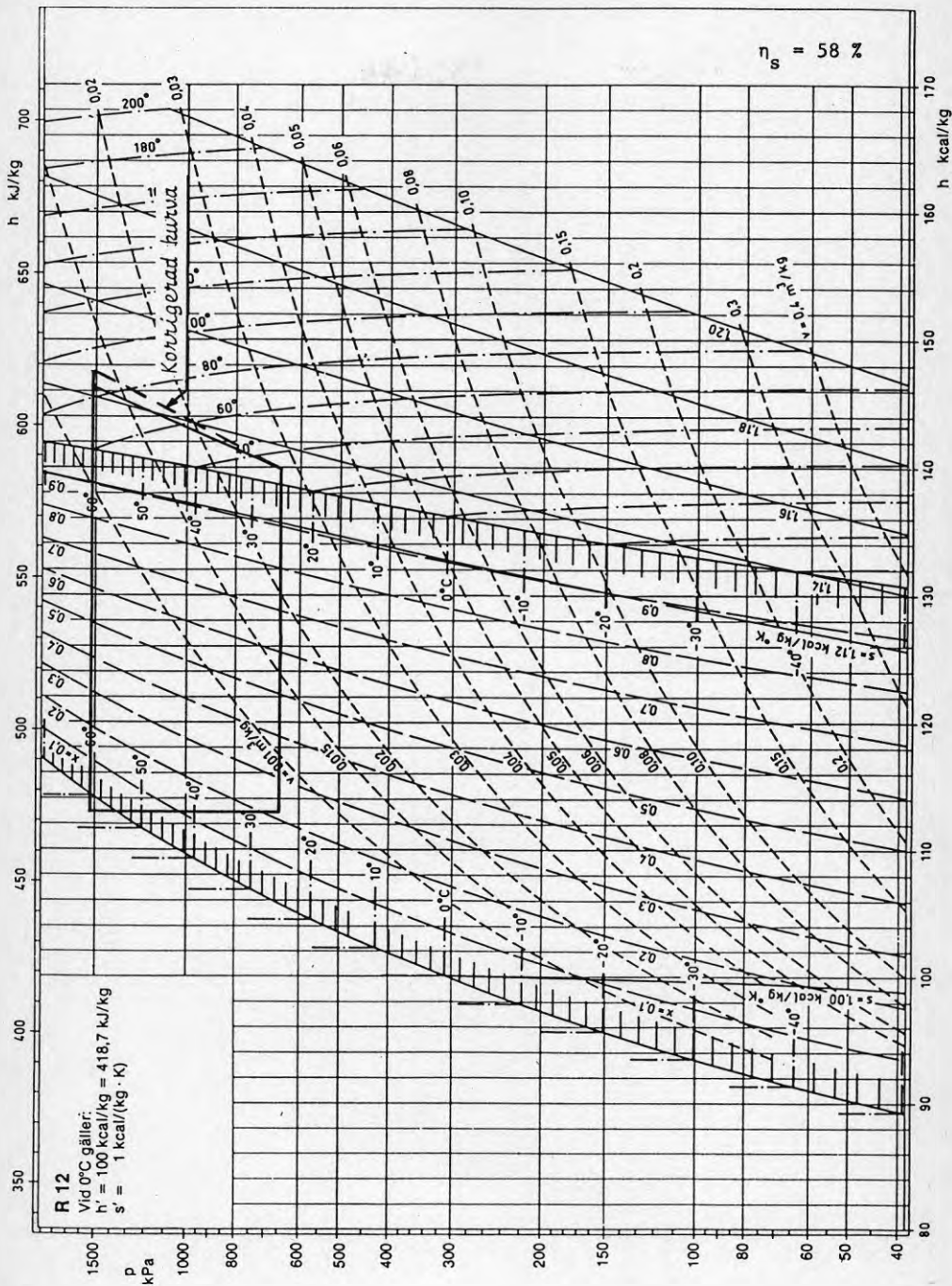
h-log p-diagram för monoklordifluormetan, R 22, CHClF₂



Figur 4.3.1

h-log p-diagram för diklördifluormetan, R 12, CCl₂F₂

I nedanstående provisoriska diagram används energienheten kcal. Diagram i SI-enheter fanns ej tillgängligt vid bokens tryckning.



Figur 4.3.2

Om man på samma sätt som för dieselmotorn vill göra en uppskattning av värmepumpens prestanda erhålls följande tabell:

Tabell 4.3.2

Värmepumpens värmefaktor vid olika mättillfällen (utvärderade databand)

Band	Genom- snittlig värmeeffekt under gångtid kW	Genom- snittlig värme- faktor (under hela tiden)	Tid
7	187.1	2.35	820201--820216
8	180.4	2.49	820225--820310
9	160.0	2.50	820312--820320
10	158.1	2.79	820405--820413
11	150.5	2.71	820413--820420
12	151.4	2.69	820420--820427

4.4 Atervinning av värme ur avgaser och kylvatten

I Tabell 4.4.1 visas hur den tillförda oljans energiinnehåll fördelas mellan axel, kylvatten och återvunnen avgasvärme.

Tabell 4.4.1

Band	Energi olja MWh	Axel MWh	Kylv MWh	Avg MWh	Förlorat MWh
7	36.2	12.8	11.7	3.38	8.32
8	31.8	11.1	10.3	2.58	7.82
9	11.9	4.13	3.90	0.84	3.03
10	13.3	4.26	4.42	0.78	3.84
11	13.2	4.22	4.31	0.64	4.03
Snitt	100 %	33.8 %	32.7 %	7.0 %	26.5 %

Den tillförda oljeenergin har härvid räknats på det effektiva värmevärdet 36 MJ/l. Man kan konstatera att avgasvärmeväxlaren bara tillvaratar strax över 20 % av det totala tillgängliga restvärmets i avgaserna.

Huvudsakligen hänger detta ihop med att man sprutar in vatten i avgaserna före värmeväxlingen av dessa. Motivet för detta förfaringsätt är enligt SINTAB

- att erhålla en mindre värmeväxlaryta
- att minska korrosionen i värmeväxlaren
- att tvätta avgaserna
- att kunna använda avgaserna efter tvätt för avfrostning av luftbatterierna i förångaren.

I Figur 4.4.1 visas när energiinnehållet i torr luft och i mättad fuktig luft är lika. Av detta diagram framgår att man för att kunna utvinna någon värme ur fuktig luft måste kyla denna långt ned i temperatur. Eftersom motorn sannolikt arbetar med ett stort luftöverskott på dellast bidrar vatteninsprutningen till en låg återvinningsverkningsgrad på avgasvärmen.

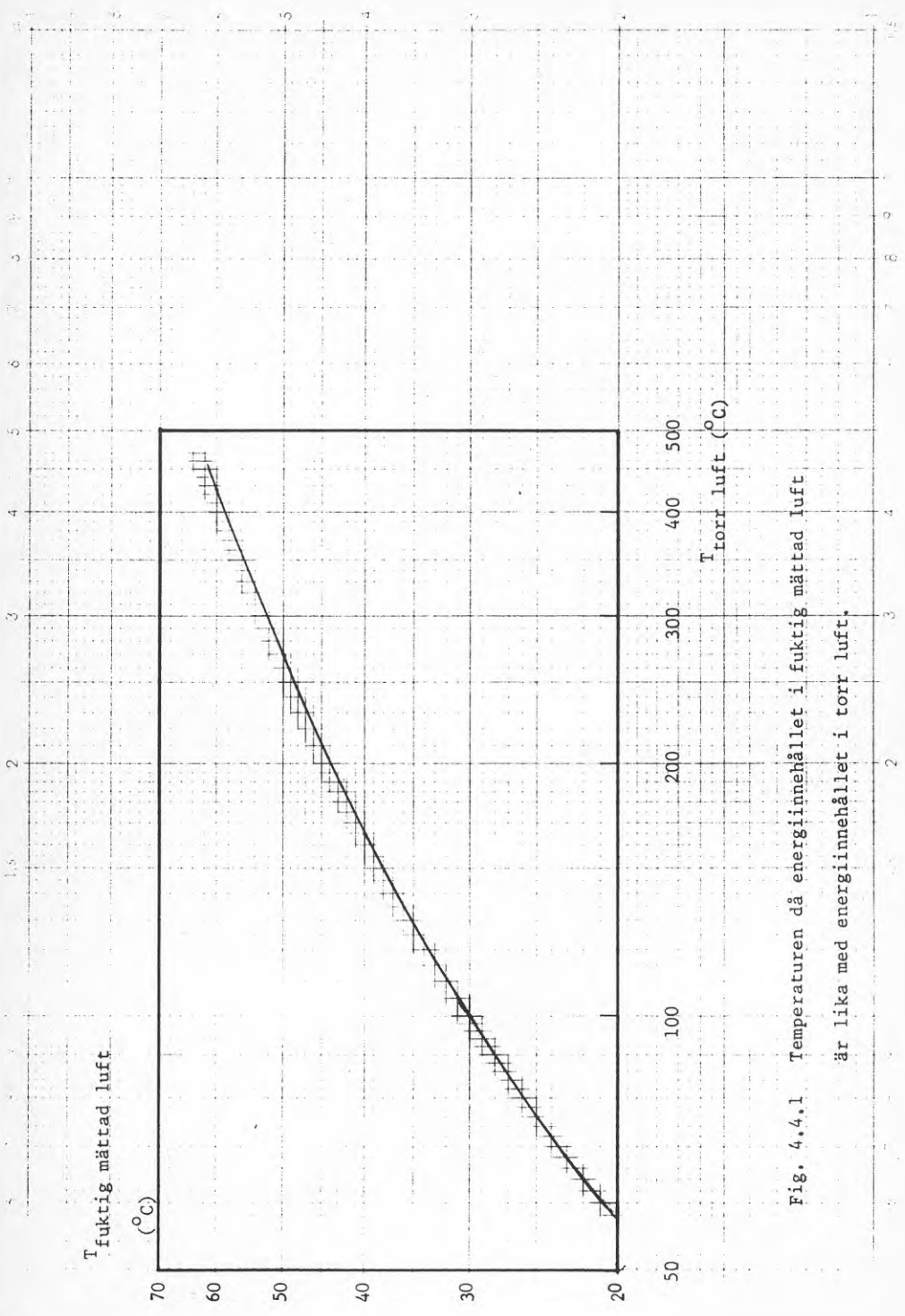


Fig. 4.4.1 Temperaturen då energinnehållet i fuktig mättad luft är lika med energinnehållet i torr luft.

4.5 Systemets totalvärmefaktor

I Tabell 4.5.1 finns angivet hur totalvärmefaktorn varierat under de olika mätperioderna. Totalvärmefaktorn har beräknats som den totalt ur värmepumpens ackumulatortankar erhållna energin, dividerat med den till anläggningen tillförda el- och oljeenergin. Oljeenergin har räknats som 36 MJ/l (10 MWh/m³).

Tabell 4.5.1

Band	Tillförd el MWh	Tillförd olja MWh	Lev värme MWh	Medel-effekt värme/ gångtid	ϕ_{tot}
7	1.510	36.2	51.0	311	1.35
8	1.460	31.8	42.2	291	1.27
9	0.677	11.9	15.5	258	1.23
10	0.764	13.3	17.7	248	1.25
11	0.789	13.2	16.8	234	1.20
12	0.702	10.9	14.3	236	1.23

Ur Tabell 4.5.1 kan man dra slutsatsen att medeleffekten under gångtid har betydelse för totalvärmefaktorn. Utomhustemperaturens betydelse för totalvärmefaktorn är förhållandevis ringa jämfört med belastningens inverkan (se Bilaga D). En jämförelse mellan den energi som tillförts ackumulatortankarna och den energi som matats ut från ackumulatortankarna stämmer inom ca 2 % utom för band 7 där hela 8.2 % mer har matats ut än vad som kommit in. Orsaken till detta har ej kunnat fastläggas!

4.6 Jämförelser

En jämförelse mellan de 55 värmepumpvärmda husen och 220 st hus uppvärmda med oljepanna har gjorts av SINTAB och Blekinge Läns Näringslivs-delegation parallellt med denna studie. En utförlig redogörelse för de mätningar som gjorts finns i Bilaga C.

En sammanställning av de båda områdenas förväntade och uppmätta energiförbrukning finns i Tabell 4.6.1.

Tabell 4.6.1

Förväntad energiförbrukning - och uppmätt

Hustyp	Dim effekt	Antal hus VP omr	Antal hus OP omr
A	9.15	5	31
B	9.35	13	56
C	6.50	30	44
D	8.45	7	47
självsbygg	?		42
Totaleffekt: kW DUT = -16		421	1 482
Totaleffekt/hus kW		7.65	8.37
Avdrag för VV (1.25 kW)		6.40	7.12
Medeleffekt för uppvärmning under perioden (+0.5°C)		2.81	3.13
Medeleffekt inkl VV (0.5 kW)		3.31	3.63
Antal timmar		480	504
Förväntad energiförbrukning per hus under per. kWh		1 589	1 830
Total förväntad energiförbrukning kWh		82 630	402 600
Uppmätt energi i förbrukad olja (1 m ³ = 10 ⁴ kWh)		32 900	335 800
"Verkningsgrad"		2.512	1.20

Följande antaganden har gjorts:

- De självbyggda husen i OP-området har samma genomsnittliga energiförbrukning som de övriga husen.
- Den dimensionerade effekten för tappvarmvatten är 1.25 kW och den genomsnittliga är 0.5 kW.
- Medeltemperaturen har satts till 0.5°C . Endast ofullständiga mätningar finns för perioden, se Bilaga C. Den automatiska mätdatainsamlingen var ej i drift under den aktuella perioden.
- Den dimensionerande utomhustemperaturen är -16°C och den temperatur vid vilken värmesystemet stängs av är $+15^{\circ}\text{C}$.

Verkningsgrader på en oljepanna av aktuell typ över 100 % är helt orimliga. Den enda slutsats man kan dra av mätningen är att värmepumpen är ca $2.51/1.20 = \underline{2.09 \text{ gånger effektivare än oljepannan}}$. Om värmepumpens värmefaktor för olja är 1.24 blir då värmepannans verkningsgrad 0.59.

Från SINTABs sida menar man att värmepannans verkningsgrad var betydligt högre under mätperioden och att den totalvärmefaktor som anges i denna rapport är felaktig!

4.7 Reglering - effekt - gångtid

I Tabell 4.2 visades hur motorns verkningsgrad berodde av medeleffekten under gångtid. Man kan konstatera att motorn med remväxel har en maximal verkningsgrad på omkring 35 % vid ungefär 75 kW effekt. Då motorns effekt under gång styrs av kompressorernas axeffektbehov är det svårt att med nuvarande reglering kunna ligga på en för motorn optimal punkt. En integrering av kompressorernas och motorns reglering så att produkten av verkningsgraderna för motor

och värmepump hålls vid ett optimum under gångtiden skulle väsentligt öka systemets totalverkningsgrad. En varvtalsreglering av motorn skulle ge ytterligare möjligheter att öka verkningsgraden. Överhuvudtaget är en översyn av reglersystemet önskvärd.

Anläggningen går alltid under dellast och dessutom med intermittent drift. Detta beror på att anläggningen dimensionerats för att ta hela lasten från de 55 husen under den kallaste dagen. Motivet till detta är att man velat demonstrera dieselvärmepumpens unika möjlighet att med uteluft som värmekälla klara även mycket låga utomhustemperaturer. Målet för denna demonstration är nu uppnått och man borde fortsättningsvis sträva efter att visa att anläggningen kan göra stora energibesparingar. Därför bör man permanent koppla in så många hus som möjligt. Detta kan medföra att man måste göra ingrepp i de nytillkopplade husen för att sänka deras temperaturkrav. En klok systemkoppling där högtemperaturkällorna i anläggningen reserveras i första hand för områden med höga temperaturkrav skulle dock reducera de behövliga ingreppen i nytillkopplade hus.

5. PRAKTISKA ERFARENHETER AV DRIFTEN

5.1 Driftstörningar

Anläggningen är komplicerad i det avseendet att det finns många delkomponenter. Även om i huvudsak all utrustning består av standardkomponenter, så har det visat sig att de driftstörningar som uppstått inte i sak haft med själva uppfinningen att göra. Att hitta och åtgärda uppkomna driftproblem har visat sig vara mycket tidsödande.

Bland de fel som förekommit fanns sådana, som normalt inte borde få ske. Som exempel kan nämnas felleverans av termostatventil, som stängde då den skulle öppna - ett fel som är svårt att hitta eftersom en sådan felleverans är långsökt.

Vid uppstarten inträffade ett problem, som i tid tog 2 - 3 månader att lösa. Det inträffade nämligen några gånger att avgaserna kom tillbaka in i maskinrummet. Enligt planerna skulle kylbatterierna avfrostas av restvärmen i avgasen. I anledning härav hade det inmonterats motorventiler, som enligt ett programverk skulle öppna genomströmningen i batterierna. När så avgaserna kom tillbaka till maskinrummet via ett vattenlås i systemet, var enligt allas uppfattning felkällan nämnda motorventiler. Dessa justerades och trimmades utan resultat. Av en tillfällighet hittades sedan felet, som visade sig vara kondensvatten som bildade en vattenpelare i avgasröret (\emptyset 150) och som i sig blev ett vattenlås.

Styrfunktionerna har också varit ett problem genom att det varit flera delleveranser till anläggningen. Varje automatiskåp har i huvudsak

fungerat individuellt, men samkörningen har haft många felindikeringar. Att få utgående larm att fungera torde normalt inte vara något problem, men i detta fall blev denna fråga inte tillfredsställande löst förrän en temperaturkännare inkopplades på utgående ledning.

Givetvis har ytterligare intrimningsfel hittats och åtgärdats, men det kan inte vara av speciellt intresse att i detalj beskriva dessa här.

Felsökning och intrimning har tagit ca 1 år. Sedan 3 månader (februari - april 1982) har inga direkta driftproblem förekommit än vad som får anses normalt vid anläggningar av det här slaget.

Under driftperioden har temperaturer ner till -24°C uppmätts. Det har konstaterats att effektuttagen inte är tillräckliga. Kapacitet för inkoppling av ytterligare villor finns. Utredning pågår om detta är möjligt. Under sommarhalvåret 1982 kommer 50 st fastigheter i intilliggande område att få tappvarmvatten från anläggningen.

5.2 Servicebehov

Anläggningen är helautomatisk, men kräver dock en daglig tillsyn. Denna är begränsad till ca 2.0 timmar/arbetsdag. Under veckoslut och helger förekommer ingen tillsyn om inte larm går.

Dieselmotorn kräver oljebyte efter 200 timmar. Undersökning pågår om denna tid kan förlängas. Möjlighet föreligger att installera ett s k automatiskt regenereringsfilter så att endast filterbyte behöver utföras och att motorsumpen då utförs med automatisk oljepåfyllning från befintlig tank.

För övrigt kräver anläggningen i huvudsak endast den service, som kommunens egen personal klarar av.

Tyvär får vi två gånger om året utföra en varvtalsförändring genom att vi byter repdriften på lågtrycksstegets R-22-kompressor. Orsaken till detta är att kompressorn saknar ett kapacitetssteg lägre än 33 % av sin maximala effekt.

Effekten ökar inte proportionellt mot stigande yttertemperatur och anläggningens värmeproduktion.

Ett 16 %-s kapacitetssteg hade kompenserat denna olägenhet som varvtalsreduceringen innebär.

5.3 Reaktioner från de kringboende

Med undantag av att en fastighetsägare ansett sig vilja ha ett avskiljande plank mellan värmepumpen och fastigheten, har inga reaktioner från grannfastigheterna noterats. Många kringboende och framförallt besökande har inte förstått att byggnaden är en värmepump förrän de informerats om förhållandet.

Under sommaren 1982 har synpunkter framförts om lukt från avgaserna. Vissa åtgärder för att förbättra anläggningen i detta avseende kommer därför att vidtagas.

6. SLUTSATSER

Värmefaktorn beräknad som totalt levererad/totalt förbrukad energi ligger mellan 1.35 och 1.20. En parallellstudie har visat att man trots denna låga värmefaktor sparar väsentliga mängder olja jämfört med om oljepannan använts.

För att höja värmefaktorn och förbättra anläggningens verkningsgrad bör följande åtgärder vidtagas:

- Övergång till en avgasvärmväxlare utan vatteninsprutning och övergång till ett annat avfrostningssystem.
- Inkoppling av flera hus till värmepumpen, så att denna kan gå med högre last under längre tid. (Detta testas f n praktiskt.)
- En integrering av reglersystemet.

Målet bör vara att åstadkomma en årsvärmefaktor > 1.50. Miljömässigt får anläggningen sägas vara en framgång. Såväl arkitektoniskt som buller- och avgasmässigt motsvarar anläggningen högt ställda krav.

Mätcentralen i Ronneby består av följande enheter.

Bilaga A.1

<u>Enheter</u>	<u>Fabrikat</u>	<u>Leverantör</u>
Datalogger	Monitor Labs	Scandia Metric
Expansionsenhet	Monitor Labs	Scandia Metric
Bandstation	Pertec	Scandia Metric
Mätvärdesomvandlare för vatten-flöden	PAAB	Ahlsell VVS
Mätvärdesomvandlare för dieselflöde	ANSKO	ANSKO Instrument
Räkneverk för flöden	SODECO	Bengman & Bering
Husvagn	Polar	Polar
Nätkorrektor	Sola	Scandia Metric
Momentgivare	Ono Sokki	ABEM Atlas Copco
Instrument till momentgivarna	Ono Sokki	ABEM Atlas Copco
Tryckgivare	Kyowa	ABEM Atlas Copco
Bryggförstärkare till tryckgivarna	ABEM Atlas Copco	ABEM Atlas Copco
Eleffektmätare 3-fas aktiv effekt	CEWE	CEWE
Temperaturgivare	Philips Termocoax	Philips
Flödesgivare för vatten	Bopp & Reuther	Ahlsell VVS
Flödesgivare Dieselflöde	Micro Oval	ANSKO Instrument

Mätcentralen i Ronneby består av följande enheter.

Bilaga A.2

Enheter	Fabrikat	Typ
Datalogger	Monitor Labs	9300
Expansionsenhet	Monitor Labs	9300
Bandstation	Pertec	T 8060
Mätvärdesomvandlare för vatten-flöden	PAAB	ET-114
Mätvärdesomvandlare för dieselflöde	ANSKO	202
Räkneverk för flöden	SODECO	RG-262 E
Husvagn	Polar	425
Nätkorrektor	Sola	24-554-2
Momentgivare	Ono Sokki	KST-50, KST-100
Instrument till momentgivarna	Ono Sokki	DTM-408
Tryckgivare	Kyowa	PG-20 U, PG-50 U, PGW-50 GB
Bryggförstärkare till tryckgivarna	ABEM Atlas Copco	DCB 860
Eleffektjätmätare 3-fas aktiv effekt	CEWE	CTC 33
Temperaturgivare	Philips Termocoax	2 AB-type K
Flödesgivare för vatten	Bopp & Reuther	RQ-20, RQ-32
Flödesgivare Dieselflöde	Micro Oval	4150

Mätcentralen i Ronneby består av följande enheter. Bilaga A.3

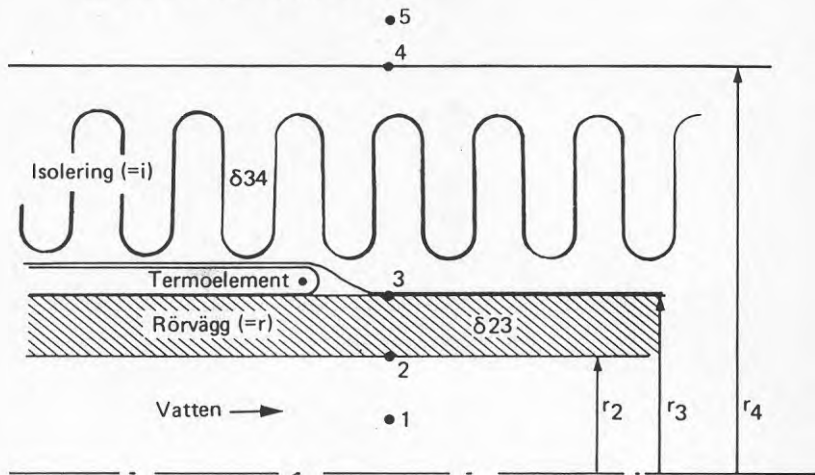
Enheter	Fabrikat	Antal
Datalogger	Monitor Labs	1
Expansionsenhet	Monitor Labs	1
Bandstation	Pertec	1
Mätvärdesomvandlare för vatten-flöden	PAAB	4
Mätvärdesomvandlare för dieselflöde	ANSKO	1
Räkneverk för flöden	SODECO	5
Husvagn	Polar	1
Nätkorrektor	Sola	1
Momentgivare	Ono Sokki	2
Instrument till momentgivarna	Ono Sokki	2
Tryckgivare	Kyowa	8
Bryggförstärkare till tryckgivarna	ABEM Atlas Copco	8
Eleffektmätare 3-fas aktiv effekt	CEWE	1
Temperaturgivare	Philips Termocoax	ca 40
Flödesgivare för vatten	Bopp & Reuther	4
Flödesgivare Dieselflöde	Micro Oval	1

Enhet	Mätområde	Mätfel
Datalogger Spänning	0- 10 V	* +-0.04 %
Datalogger Termoelement K	-105- +618 C	* +-0.39 C
Termoelement	0- 300 C	* +- 2.2 C
Tryckgivare	0- 20 Bar	+ - 0.2 % Fs
Tryckgivare	0- 50 Bar	+ - 0.2 % Fs
Tryckgivare	0- 0.05 Bar	+ - 2.0 % Fs
Bryggförstärkare	0- 25 mA	+ - 0.1 % Fs
Dieselflöde	5- 40 L/h	+ - 0.9 %
Eleffekt	0- 100 kW	+ - 0.5 %
Vattenflöde 1- 12	1- 12 m ³ /h	+ - 0.2 %
Vattenflöde	3- 30 m ³ /h	+ - 0.2 %
Panelinstrument till vattenflödesgivarna	1- 100 Hz	+ - 0.5 %

* Ovanstående uppgifter gäller utan separat kalibrering och över hela mätintervallet räknat på 1 år.

I Ronnebyprojektet är varje temperaturgivare kalibrerat med totalt fel på ca +- 0.2- 0.3 C.

FEL VID MÄTNING MED UTANPÄLIGGANDE TERMOELEMENT
JÄMFÖRT MED DYKFICKA



$$\frac{1}{k_2 r_2} = \frac{1}{r_2 \alpha_2} + \frac{\delta_{23}}{r_{mr} \lambda_r} + \frac{\delta_{34}}{r_{mi} \lambda_i} + \frac{1}{r_4 \alpha_4}$$

$$r_{mr} = \frac{r_3 - r_2}{\ln \frac{r_3}{r_2}} \quad r_{mi} = \frac{r_4 - r_3}{\ln \frac{r_4}{r_3}}$$

$$\frac{T_1 - T_3}{T_1 - T_5} = \frac{\frac{1}{r_2 \alpha_2} + \frac{\delta_{23}}{r_{mr} \lambda_r}}{\frac{1}{k_2 r_2}}$$

Antaganden:

$$r_2 = 0.025$$

$$r_3 = 0.027$$

$$r_4 = 0.057$$

$$\alpha_2 = 2\,000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

$$\lambda_r = 60 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \quad r_{mr} = 26.0 \cdot 10^{-3}; \delta_{23} = 2.10^{-3}$$

$$\lambda_{is} = 0.04 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \quad r_{mi} = 40.1 \cdot 10^{-3}; \delta_{34} = 30.10^{-3}$$

$$\alpha_4 = 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

$$\frac{1}{k_2 r_2} = 20 \cdot 10^{-3} + 1.28 \cdot 10^{-3} + 18.7 + 1.75$$

$$\frac{T_1 - T_3}{T_1 - T_5} = 1.04 \text{ o/oo}$$

Exempel: $T_1 = 50^\circ\text{C}$, $T_5 = 20^\circ\text{C}$. Hur stort blir felet för att man mäter T_3 istället för T_1 ?

$$T_1 - T_3 = 1.04 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = \underline{0.03^\circ\text{C}}$$

Värmepumpen, Hulta

Jämförande oljeförbrukning värmepumpen -
fjärrvärmecentralen Hulta.

Mätperiod 1982-03-10--31 (21 dygn)

A___Värmepumpen

Oljeåtgång 70 tankcm (varje tankcm = 47 l)
Antal driftsdygn 20 (stillestånd 1 dygn)

Antal hus 55

Genomsnittlig dygnsåtgång = $\frac{70}{20} \cdot 47 = 164,5$ l

"- per hus = 2,99 l = 3,0 l ✓

=====

4,27 per l

B___Fjärrvärmecentralen

Oljeåtgång 33.080 l + 500 l (för steg 2) ./ 165 l
(för det dygn värmepumpen var avställd) = 33.415 l.

Antal driftsdygn 21

Antal hus 220

Genomsnittlig dygnsåtgång = $\frac{33.415}{21} = 1.591$ l

"- per hus = 7,23 l ✓

=====

8,75

per l

(Vid en oljeåtgång av 32.915 ((steg 2 ej medräknat))
= 7.12 l.)

Vid en pannverkningsgrad för fjärrvärmecentralen av
antaget 0,85 blir värmepumpens verkningsgrad i för-
hållande till oljans absoluta energiinnehåll och med
ovan angivna förutsättningar och temperaturförhållande
följande $\frac{7.23 \cdot 0,85}{3} = 2.0485$

3

$\frac{8,75 \cdot 0,85}{4,27} = 1,741$

per l

VÄRMEPUMPEN, HULTA

YttertemperaturerMätperiod 1982-02-17--03-08Mätperiod 1982-03-10--31

Kl 09.00

Kl 09.00

17.2 - 3
 18.2 - 1
 19.2 - 2
 20.2
 21.2
 22.2 - 6
 23.2 - 7
 24.2 - 12
 25.2 - 7
 26.2 - 4
 27.2
 28.2
 1.3 + 1
 2.3 + 3
 3.3 + 1
 4.3 + 1
 5.3 + 2
 6.3
 7.3
 8.3 + 1

10.3 +- 0
 11.3 + 2
 12.3 + 2
 13.3
 14.3
 15.3 + 2
 16.3 + 4
 17.3 + 6
 18.3 + 3
 19.3 +- 0
 20.3
 21.3
 22.3 + 2
 23.3 + 2
 24.3 + 6
 25.3 + 6
 26.3 avstängd
 27.3
 28.3
 29.3 + 5
 30.3 + 4
 31.3 + 2

Värmepumpen Hulta.

1. I samarbete med anläggningens maskinist Gunnar Karlsson, Fastighetskontoret, Ronneby Kommun, har jag varit noga med att dag för dag följa upp värmepumpens absoluta oljeförbrukning genom tankpejling och kontroll av oljepåfyllningsperioder.
2. Dessa värden har jag sammanställt i ett diagram som bifogas detta brev.
3. Att motsvarande värden för höstperioden 15 sept., okt., nov. och dec. saknas i sådan utsträckning att jag ej vågar konstruera ett motsvarande diagram för denna period kan jag endast beklaga.
4. Vad jag däremot med bestämdhet kan påstå är att höstperiodens oljeförbrukning ej kommer att överskrida vinter-vårsäsongens förbrukningssiffror. Gäller statistiskt för de senaste 15 åren.
5. Vi får då att maxförbrukningen ej kommer att överstiga $2 \times 0,54 \text{ m}^3 = \underline{1,08 \text{ m}^3}$ per villa och år för uppvärmning och tappvarmvatten under den så kallade eldningssäsongen 15 sept. - t.o.m. 15 maj.
6. Värmefaktor ϕ :
 Ett välisolerat hus av typ Hulta Norra erfordrar under eldningssäsongen min. 21500 kwh, se EFA-2000 under Lok 2:35 (motsvarar cirka 2 m^3 olja per år) värme + hushåll.
 1 m^3 olja Eo 1 har ett energiinnehåll $Q = 9880 \text{ kwh}$, se STU-fakta om energi.
 Värmepumpens oljekonsumtion G_m^3 per hus är (se diagram) = $2 \times 0,54 \text{ m}^3 = \underline{1,08 \text{ m}^3}$ och år (se även punkt 5 ovan).

- 6.1. Vi får då en värmefaktor ϕ_I räknat direkt på energiförbrukningen per hus svarande mot (t.ex. direktv. el)

$$\phi_I = \frac{21500 \text{ kwh}}{G_m^3 \times Q_{\text{kwh}}} = \frac{21500}{1,08 \times 9880} = \underline{2,0} \text{ ggr. oljans energiinnehåll.}$$

håll.

- 6.2. Om vi nu gör en motsvarande beräkning och jämför v-pumpen med en konventionell pannanläggning med en god verkningsgrad η motsvarande 80 %, så får v-pumpen en v-faktor ϕ_{II} , som svarar mot

$$= \frac{21500 \text{ kwh}}{\eta \times G_m^3 \times Q_{\text{kwh}}} = \frac{21500}{0,8 \times 1,08 \times 9880} = \underline{\text{säg } 2,5} \text{ räknat på pannanläggningens verkningsgraden } 80 \text{ \%}.$$

- 6.3. "Alltså" sätter vi v-pumpens oljeförbrukning i relation till en konventionell pannanläggning, så kommer vi att spara

$$\left(1 - \frac{1}{\phi_{II}}\right) \times 100 = \left(1 - \frac{1}{2,5}\right) \times 100 = \underline{60 \text{ \%}} \text{ av den oljemängd, som annars skulle förbrukas.}$$

som annars skulle förbrukas.

6.4. Fotnot:

Dessa värden får ses som helt realistiska sett mot vad man idag känner till om värmepumpar i allmänhet.

Ingenting tyder på att vår värmepump skulle på något sätt avvika från detta mönster. Tvärt om så är den tekniska analysen betydligt enklare beroende på att anläggningen arbetar året runt utan annan tillskottsvärme än ytterluften.

7. För den läsare som vill kontrollera diagramets uppgifter angående värmepumpens oljeförbrukning, så kan jag nedan ange två lämpliga kontrollpunkter.
- 7.1. Den 9.3.1982, se diagramet, tankade vi 7500 liter olja. Nivån i tanken var då nere på 4 dm.
Den 19.4. var denna oljemängd förbrukad och vi utförde en ny upptankning. Nivån i tanken var vid detta tillfälle nere på cirka 3 dm.
"Tyvärr" fick vi under dessa 42 hela dygn ett helt onödigt driftstopp (baserat på missförstånd, tala med Gunnar), som då varade över en lördag och söndag.
"Alltså" hade vi på dessa 40 hela dygn förbrukat en oljemängd = $7500 - 462$ = säg 7960 liter olja på 40 dygn.
- 7.2. Kurvan enligt diagramet säger att integrerat medelvärde för denna period svarar mot en dygnsförbrukning av cirka 199 liter per dygn, se diagramet.
Vilket för perioden ger $199 \times 40 = \underline{7960}$ liter olja. Alltså samma mängd som ovan.
- 7.3. För kontrollpunkt 2, perioden 17.2.82 t.o.m. 9.3.1982, så hänvisar jag till mitt brev av den 10 mars, som behandlar denna period.

BPA:s villor Norra Hulta

Bilaga C.6

Värmebehov för uppvärmning och varmvattenDelomr. 3-4:

11 st A-hus á 9,15 kw (inkl. VV)	= 100,65 kw
37 st B-hus á 9,35 kw "-	= 345,95 kw
14 st C-hus á 6,50 kw "-	= 91,00 kw
33 st D-hus á 8,45 kw "-	= 278,85 kw
28 st Självbygg. max 10,75 kw (inkl. VV)	= <u>301,00 kw</u>
	1117,45 kw

Delomr. 5:

14 st A-hus á 9,15 kw (inkl. VV)	= 128,10 kw
21 st B-hus á 9,35 kw "-	= 196,35 kw
54 st C-hus á 6,50 kw "-	= 351,00 kw
14 st D-hus á 8,45 kw "-	= <u>118,30 kw</u>
	793,75 kw

Delomr. 1:

11 st A-hus á 9,15 kw (inkl. VV)	= 100,65 kw
11 st B-hus á 9,35 kw "-	= 102,85 kw
6 st C-hus á 6,50 kw "-	= 39,00 kw
7 st D-hus á 8,45 kw "-	= 59,15 kw
28 st Självbygg. max 10,75 kw (inkl. VV)	= <u>301,00 kw</u>
	602,65 kw

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
791622-3 från Statens råd för byggnadsforskning
till Studsvik Energiteknik, AB, Nyköping.**

R97: 1984

ISBN 91-540-4192-9

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6704097

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

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

Cirka pris: 30 kr exkl moms