



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**

**R61:1989**

# **Kompressorer i villavärme- pumpar**

**Förstudie avseende prestanda  
och livslängd**

**Per-Henrik Naumburg**

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Acnr	
Plac	Ser

R/TL

**Byggforskningsrådet**

R61:1989

KOMPRESSORER I VILLAVÄRMEPUMPAR

Förstudie avseende prestanda och livslängd

Per-Henrik Naumburg

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag  
841139-5 från Statens råd för byggnadsforskning  
till Inst. för Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH  
Stockholm.

## REFERAT

Vilken livslängd kan man räkna med för en värmepumpanläggning? Hur förändras prestanda för anläggningen med åren? Detta är frågeställningar av stor betydelse för värmepumpens ekonomi.

Föreliggande rapport är en **förstudie** där syftet primärt har varit att undersöka tillvägagångssättet att ta fram underlag för bedömningar i anslutning till de två frågeställningarna i inledningen. Per-Henrik Naumburg redovisar i rapporten ett arbete som dels omfattat fältprov på några villavärmepumpanläggningar och dels efterföljande laboratorieprov av kompressorerna från två av dessa. Kompressorproven omfattade både kapacitetsmätningar för verkningsgradsbestämning och uppmätning av dimensioner inuti kompressorn för att söka avgöra slitage.

Som nämnts är det i detta arbete primärt fråga om att söka utveckla en metodik för att få fram underlag för en livslängdsbedömning. Resultat från de två hittills undersökta värmepumparna är statistiskt sett inte särskilt intressant i perspektivet av att det totala antalet anläggningar i Sverige är över 100 000. - Ändå är det tillfredsställande att konstatera att de två kompressorerna som analyserats synbarligen inte på något sätt försämrats till sina prestanda efter den drifttid som ackumulerats, vilken är i storleksordningen 25 000 till drygt 35 000 timmar (motsvarande normalt 7 till 10 års drift).

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

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, oblekt papper.

R61:1989

ISBN 91-540-5052-9

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1989

INNEHÅLL

1	SAMMANFATTNING	4
2	INLEDNING - SYFTE OCH MÄTOBJEKT	5
3	UPPLÄGGNING AV MÄTNINGARNA	6
4	MÄTNING PÅ PLATS - FÄLTPROV	7
4.1	Mätprincip mätväska	7
4.2	Mätnoggrannhet - mätväska	8
4.3	Ytjordvärmepump	8
	Utförande av fältmätningar och resultat	
	Iakttagelser	11
4.4	Uteluftvärmepump	12
	Utförande av fältmätningar och resultat	
	Iakttagelser	14
5	LABORATORIEPROV	15
5.1	Provutrustning	15
5.2	Mätnoggrannhet	15
5.3	Mätstorheter och samband för bearbetning samt definitioner	16
5.4	Resultat och kommentarer från laboratorieproverna	17
	Volymetrisk och isentropisk verkningsgrad då hänsyn tas till elmotorns förluster	22
6	UNDERSÖKNING AV OLJAN	25
6.1	Ferrografiprov	25
6.2	Smörjegenskapsprov	26
7	ELMOTORVERKNINGSGRAD	27
7.1	Mätförfarande och samband	27
7.2	Resultat	29
8	ISÄRTAGNING AV KOMPRESSORERNA	31
8.1	Uppbyggnad och iakttagelser för kompressor nr 7	31
8.2	Uppbyggnad och iakttagelser för kompressor nr 6	32
9	UPPMÄTNING AV LAGERSPEL	35
9.1	Kompressor nr 7 - ytjordvärmepump	35
9.2	Kompressor nr 6 - uteluftvärmepump	35
10	SLUTSATSER	39
BILAGA 1	Beräkningsunderlag, gasrigg	
BILAGA 2	Beräkningsunderlag, mätväska	
BILAGA 3	Protokoll, laboratorieprover	
BILAGA 4	Analys smörjegenskaper	

REFERENSER



## FÖRORD

Vilken livslängd kan man räkna med för en värmepumpanläggning? Hur förändras prestanda för anläggningen med åren? Detta är frågeställningar av stor betydelse för värmepumpens ekonomi.

Föreliggande rapport är en **förstudie** där syftet primärt har varit att undersöka tillvägagångssättet att ta fram underlag för bedömningar i anslutning till de två frågeställningarna i inledningen. Per-Henrik Naumburg redovisar i rapporten ett arbete som dels omfattat fältprov på några villavärmepumpanläggningar och dels efterföljande laboratorieprov av kompressorerna från två av dessa. Kompressorproven omfattade både kapacitetsmätningar för verkningsgradsbestämning och uppmätning av dimensioner inuti kompressorn för att söka avgöra slitage. Normala anläggningar valdes, men urvalet gjordes med hänsyn till önskemålet att anläggningarna skulle varit i drift så lång tid som möjligt och att anläggningarnas drifhistoria skulle vara känd.

Som nämnts är det i detta arbete primärt fråga om att söka utveckla en metodik för att få fram underlag för en livslängdsbedömning. Resultat från de två hittills undersökta värmepumparna är statistiskt sett inte särskilt intressant i perspektivet av att det totala antalet anläggningar i Sverige är över 100.000. - Ändå är det tillfredställande att konstatera att de två kompressorerna som analyserats synbarligen inte på något sätt försämrats till sina prestanda efter den drifttid som ackumulerats, vilken är i storleksordningen 25.000 till drygt 35.000 timmar (motsvarande normalt 7 till 10 års drift).

Vår förhoppning - och avsikt - är att kunna följa upp detta arbete med en större undersökning där flera anläggningar analyseras.

Arbetet har genomförts inom Institutionens ramanslag från Statens Råd för Byggnadsforskning med bidrag även från Sydkraft och från Vattenfall/Älvkarlebylaboratoriet. För projektet har en styrgrupp bildats bestående av:

Per Fahlén, Statens Provningsanstalt  
Ola Gröndalen, Sydkraft  
Bengt Lundqvist, Byggnadsforskningsrådet  
Lennart Spante, Vattenfall/Älvkarlebylaboratoriet  
Bengt Waldenstad, Vattenfall  
samt Per-Henrik Naumburg, KTH och undertecknad.

Speciellt vill jag här framhålla Ola Gröndalens insatser som idégivare. Han har även varit ordförande i styrgruppen.

Stockholm i oktober 1987

Eric Granryd

## 1. SAMMANFATTNING

Värmepumpstekniken i Sverige kan anses ha stått under ständig utveckling senaste decenniet. De flesta villavärmepumparna installerades 1980 eller senare och har varit i drift mellan 3 och 7 år. Kännedomen om hur värmepumparna förändras prestandamässigt med tiden, samt vad som går sönder är hitintills sparsamt utronat. Som ett första steg att besvara problemställningen har denna rapport tillkommit genom ett samarbete mellan KTH, BFR, Sydkraft och Vattenfall. Arbetet som utgör en förstudie behandlar två villavärmepumpar med hermetiska kolvkompressorer med ytjord resp uteluft som värmekälla. Troligtvis har ytjordvärmepumpen varit i drift 35 - 40 000 timmar och uteluftvärmepumpen 25 - 30 000 timmar. Uppläggningsen av mätningarna indelades i tre olika steg. Först av allt uppsöktes de två platser där värmepumparna var installerade. En uppmätning gjordes där av den tillförda eleffekten samt avgivna värmeeffekten på kondensorsidan. Dessutom kartlades de temperaturförlopp som rått i processen. Som andra steg togs kompressorerna till institutionens laboratorium för vidare undersökning. I detta skede uppmättes kompressorernas prestanda noggrannare vid några i förhand utvalda driftfall. Mätmetoden medgav möjlighet att prestandamässigt undersöka kompressor samt elmotor var för sig. Det tredje och sista steget vid proverna bestod i att säga isär det hermetiska metallhöljet samt undersöka det som dolt sig innanför. Intresset riktade sig till att konstatera den allmänna konditionen, hur kompressordelarna slitits, samt i vilken kondition oljan var.

Vid mätningarna som utfördes i värmesystemen fick värmepumparna prestandamässigt god korrelation mot fabrikanterdata samt tidigare utförda prover för likadana aggregat. För ytjordvärmepumpen spårades en fabriksprovning utförd 1976 före installation. Skillnaden mellan denna och på platsen utförd var liten och ligger inom mätonoggrannhetens marginaler. Prestandaproven på laboratoriet av bland annat kyl- och kompressoreffekter fick utmärkt god överensstämmelse mot de data som kompressortillverkarna uppgivit. Uppmätta värden och fabriksdata för elmotorer i motsvarande effektstorlekar överensstämde väl i verkningsgrad. Genom att ta hänsyn till den temperaturhöjning köldmediet genomgår vid kylningen av elmotorlindningarna framkom att totala isentropiska verkningsgraden ökade med närapå 20% och volymetriska verkningsgraden med ungefär 5%.

Kompressoroljorna innehöll i båda fallen få färskaslitagepartiklar av stål. Dock kan konstateras att kompressorn i ytjordvärmepumpen som varit i drift ca 35 000 timmar innehöll påtagligt fler partiklar. Undersökningen av oljorna ur smörjsynpunkt gav att de var i god kondition. Förbrukningen av tillsatser har ej kunnat bedömas pga det är okänt vilka och i vilken mängd det var i från början. De totala lagerspelen utgjordes av mellan en och två promille av lagerdiametrarna. Lagerytorna i ytjordvärmepumpens kompressor föreföll mer slitna och var repigare samt hade något större lagerspel än uteluftvärmepumpens.

Förstudien visade ingen indikation på försämring av kompressorns- eller värmepumpens egenskaper efter lång drifttid. En bedömning av "kvarvarande livslängd" går ej att göra. Trots kontakter med kompressorfabrikanterna gick det ej att få uppgifter om lagerspel. Med kännedom om dessa hade man bättre kunnat avgöra det slitage som uppstått under drifttiden.



## 2. INLEDNING - SYFTE OCH MÄTOBJEKT

I Sverige vaknade värmepumpintresset i ordentlig mening för knappt 10 år sedan. Visserligen finns det anläggningar som varit i drift över 10 år men de kan betraktas som fåtalet i sammanhanget. I dagsläget finns det få undersökningar som behandlar hur värmepumpens prestanda förändras med åldern och framförallt vilken kalkylerbar livslängd man kan förvänta sig. Ett problem som försvårar genomförandet, är att spåra villavärmepumpar med tillräckligt lång drifttid. Bland tidigare utförda rapporter kan nämnas ref 1 och 2 som utförts av EPRI (Electric Power Research Institute) i Amerika.

Eftersom det i dag finns drygt 140 000 villavärmepumpar installerade har intresset från bl a kraftverksbolagens sida ökat för att få veta vilken livslängd som är relevant och vilka fel som uppstår i värmepumpen.

Värmepumpsystemet består av ett antal komponenter som var för sig har sin livslängd. I detta arbete har kompressorn ansetts som processens hjärta och därför riktar undersökningen sig till denna komponent.

Projektet är ett samarbete mellan KTH, BFR, Sydkraft och Vattenfall. Undersökningen syftar till att utröna villavärmepumpars prestanda, underhållsbehov samt livslängd. För att vinna erfarenheter om metodik, tid, kostnader m m bestod det första skedet i en pilotstudie då två aggregat provades. Dels skedde mätningar på plats där värmepumparna var installerade och vidare togs kompressorn ut ur värmepumpen för att undersökas vid institutionens laboratorium.

Mätningarna utfördes på två objekt med yttjord resp uteluft som värmekälla. Yttjordvärmepumpen togs i drift 1977 och har en trolig drifttid på ungefär 35-40 000 drifttimmar. Uteluftvärmepumpen installerades i oktober 1981, dock havererade kompressorn efter 4 månader varefter en ny omedelbart installerades. Trots den sena installationen har värmepumpen en trolig drifttid av 25 000 timmar.

### 3. UPPLÄGGNING AV MÄTNINGARNA

Mätningarna är uppdelade i tre faser. "Fas 1" är en fältmätning i det aktuella värmesystemet då driftfallet styrts av rådande förhållanden i radiatorsystemet. Efter avslutade fältmätningar bytte en kylmontör ut kompressorn mot en ny och sände den gamla till laboratoriet. Där har som "fas 2" kompressorns prestanda uppmätts vid valda driftpunkter. Under de fortlöpande proverna uppmättes även kompressorns varvtal, statorns resistans och motorströmmen vilket medförde att elmotorverkningsgraderna vid resp driftfall senare kunde bestämmas. Innan kompressorerna monterades i testriggen uttömdes all olja ur botten av höljet, och ny hälldes i. Den "gamla" oljan undersöktes sedan med ferrografi som bl a avslöjar partikelmängd, storlekar och hur magnetiska partiklarna är. Vidare provades vilken status oljan hade ur smörjsynpunkt. Den slutliga delen i proverna "fas 3" var att såga isär höljet för att observera i vilken kondition aggregatet var. Undersökningen omfattade okulär besiktning, uppmätning av lagerspel och även test av elmotorn då kompressorn kopplats bort vilket möjliggjorde drift utan belastning.

#### 4. MÄTNING PÅ PLATS – FÄLTPROV

Av stor vikt är det att konstatera vad hela värmepumpaggregatet kan prestera efter sin långa drifttid. Intresset riktade sig då till alla ingående komponenters sammanlagda prestanda. Syftet med fältproverna var att undersöka om samspelet mellan de ingående komponenterna skedde på ett avsett vis och därmed att värmepumpen utnyttjades på ett optimalt sätt.

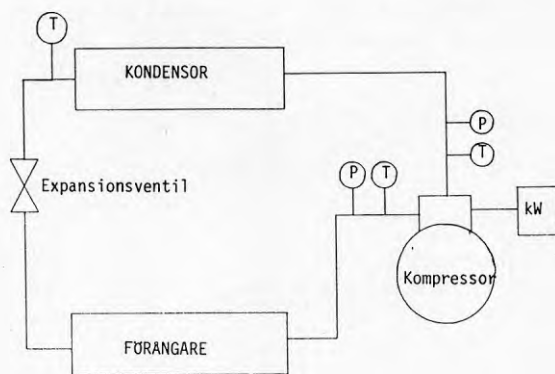
Därför bestod de första mätningarna i att uppsöka två på i förhand utvalda värmepumpaggregat. Mätningarna skedde vid drift i värmesystemet, då det gick att konstatera hur värmepumpen arbetade vid de rådande omständigheterna.

Den utrustning som använts för fältproven var en mätväska från ETM mätteknik samt en 12 kanalig temperaturskrivare.

##### 4.1 Mätprincip mätväskan

Väskan är utrustad med en dator som från givare läser av temperaturer och tryck, samt tillförd driveffekt med ström och spänningstänger. Temperatur och tryckgivarnas placering framgår av fig 1.

Den tillförda driveffekten fås genom att mäta spänningen över de tre faserna samt strömmen vilken mäts med 2 st strömtänger som sätts i rätt fasföljd i de ingående elledningarna.



P=tryckgivare T=temperaturgivare kW=effektmetare

Fig 1 Mätprincip "mätväska"

Tryckgivarna appliceras på uttagen hos kompressorns rotallockventiler. Temperaturgivarna fastsätts med aluminiumtape efter att kopparrören renskrapats med kniv, och kontaktpasta applicerats. Ovanpå aluminiumtappen påklistras minst två lager av isoleringsmatta, detta för att minska rörmotståndets inverkan.

## 4.2 Mätnoggrannhet - mätväska

Enligt ETM Mätteknik kan man förvänta sig följande noggrannhet

Matstorhet	Mätnoggrannhet
Temperatur - tryckror	-2 °C
Temperatur - före expansionsventil	±1 °C
Temperatur - insug kompressor	±1 °C
Temperatur - utgående värmebärare	±1 °C
Temperatur - ingående köldbärare	±1 °C
Tryck - förångare	±1% vid normalt atmosfärstryck
Tryck - kondensör	±1% vid normalt atmosfärstryck
Ström	±2%

I datorn finns ett program som beräknar erforderliga köldmedie-storheter då t ex tryck och temperatur är kända. Det första beräkningssteget då tryck temperaturer samt tillförd driveffekt avlästs är att bestämma köldmedieflödet genom en värmebalans över kompressorn. Vid balansen antas i programmet att kompressorhöljet har ett värmeutbyte med omgivningen som motsvarar 7 % av den tillförda driveffekten. Med de kända tryck och temperatur-tillstånden in och ut ur kompressorn beräknas motsvarande entalpier. Genom att anta att all tillförd drivenergi, fränsett värmeutbytet med omgivningen, tillförs systemet beräknas köldmedieflödet utifrån entalpiökningen som uppmätts över kompressorn. Den avgivna värmeeffekten fastställs genom att dessutom mäta temperaturen på köldmedievätskan efter kondensorn (fig 1). Under förutsättning att enbart vätska passerar ut är entalpivärdet fastlagt, och därmed avgivna värmeeffekten. Datorns beräkningssteg återges i bilaga 2

## 4.3 Ytjordvärmepump

Utförande av fältmätning och resultat

Värmepumpen är installerad i en enfamiljsvilla och togs i drift i början av 1977. Processen arbetar med köldmedium R22. Kondensörvärmets utnyttjas för tappvarmvatten och uppvärmning av huset. Värmesystemets uppbyggnad framgår av fig 2. Kompressorn har under hela sin drifttid varit utan vevhusvärmning.

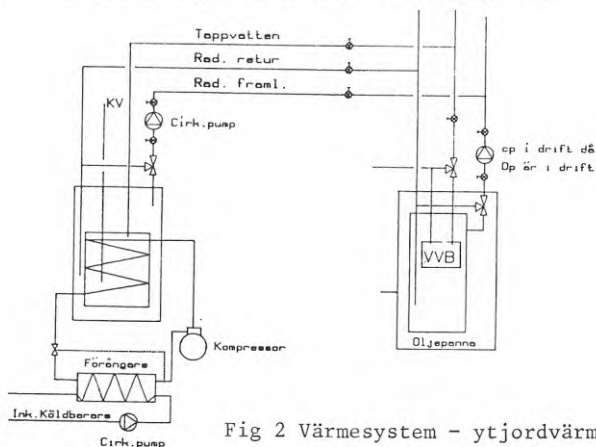


Fig 2 Värmesystem - ytjordvärmepump

Då proverna genomfördes var uppvärmningsbehovet ringa. Därför gick värmepumpen "on off" med korta drifttider. För att kunna få driftpunkter med längre gångtider gjordes ett stort tappvattenuttag då hela varmvattenbehållaren tömdes. Under den tid värmepumpen arbetade upp tappvattentemperaturen registrerades avgiven värmeeffekt och tillförd driveffekt vid kondenserings- och förångnings-temperaturerna 40°C och 50°C. Ett driftfall med enbart radiatordrift skapades genom att shuntventilen öppnades helt och värmepumpen arbetade mot hela radiatorsystemet. Förloppen finns redovisade i figurerna 3-12. Mätatorn utförde mätningar varannan minut.

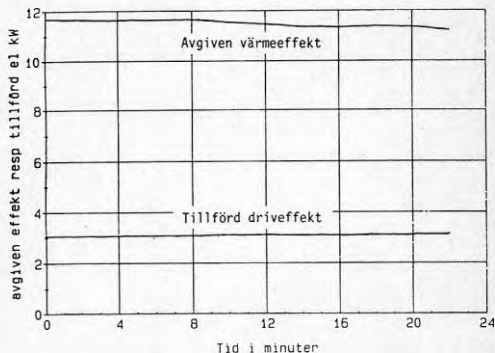
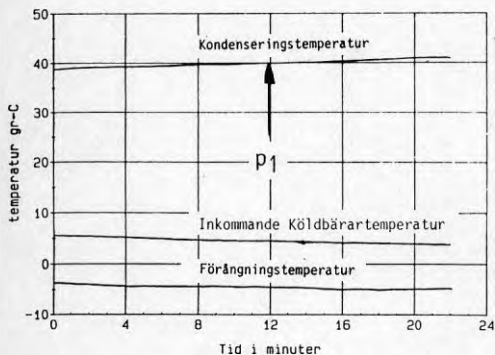


Fig 3 och 4 enbart tappvattenvärmning

För att ge en bild av hur kondensator resp förångare fungerat är temperaturprofilerna i dessa uppritade i fig 5-6 vid den tidpunkt som anges med en pil i fig 3.

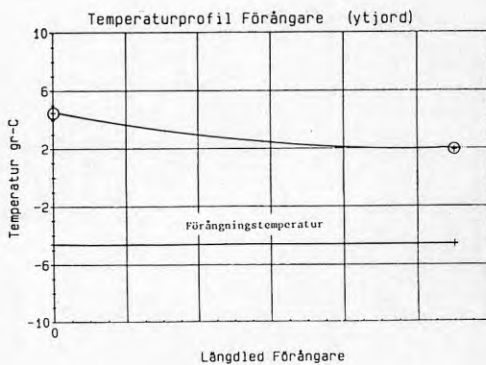
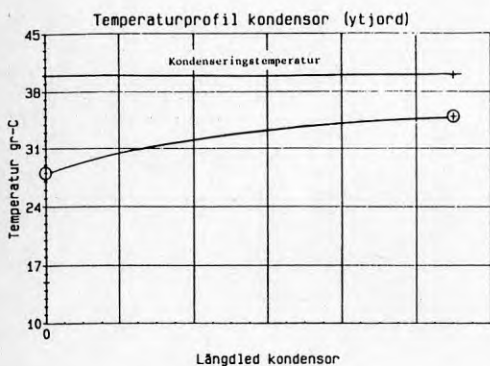


Fig 5 och 6 temp.profil vid p1 enl Fig 3

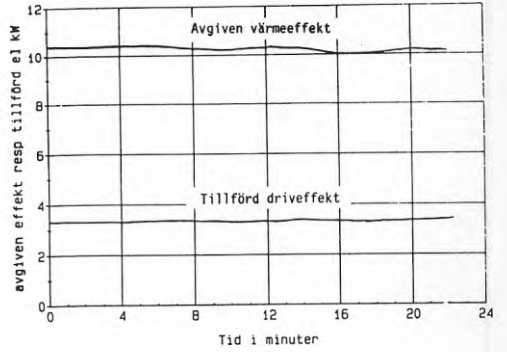
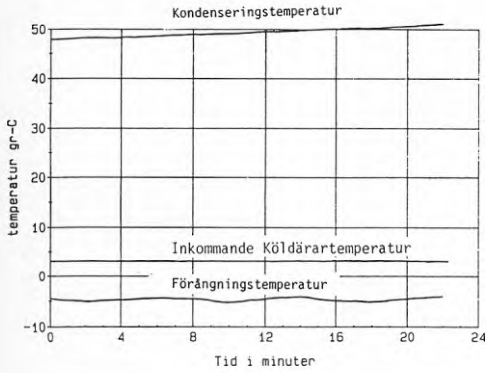


Fig 7 och 8 enbart tappvattenvärmning

Vid driftfallet i fig 7 och 8 hade kallvattenflödet in till kondensorn avstannat. Därför var det inte möjligt att uppmäta temperaturdifferensen över kondensorn.

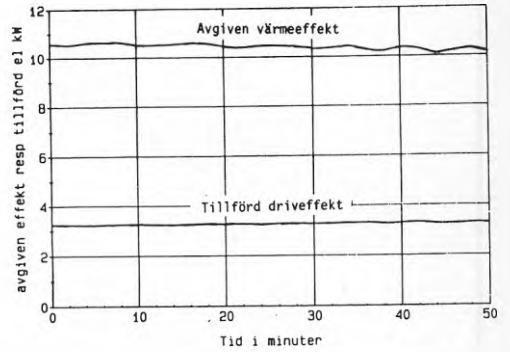
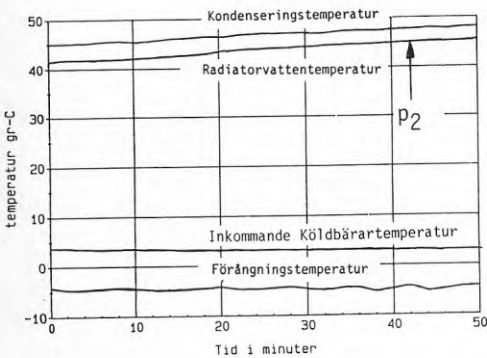


Fig 9 och 10 radiatorshunten helt öppen

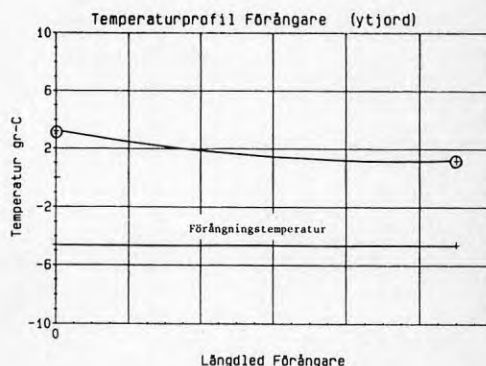
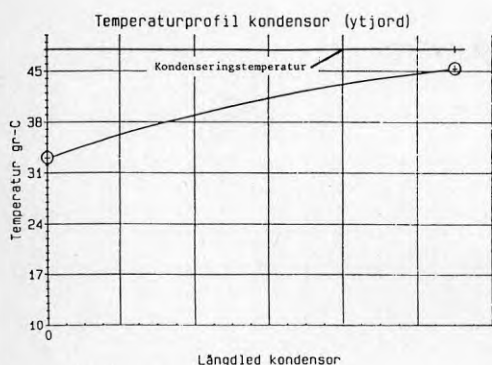


Fig 11 och 12 Temp.profil vid p2 enl Fig 9

Sammanfattningsvis kan följande data redovisas:  
Förångnings- och kondenseringstrycken hänfödda till mätningar vid kompressorns in- och utlopp

	Kondenserings- temperatur °C	Förångnings- temperatur °C	Värmeeffekt kondensorn kW	Driveffekt kompressor kW
A	40.0	-4.6	11.4	3.10
B	50.0	-5.1	10.0	3.32
C	48.0	-4.6	10.2	3.30
D	40.0	-5.0	12.1	3.30
E	50.0	-5.0	10.6	3.55
F	40.5	-4.3	11.5	3.16
G	48.3	-4.3	10.4	3.40

	Utgående radi- ator temperatur °C	Inkommande köld- bärar temperatur °C
C	44.0	3.2
G	44.7	3.0

De mätvärden som utgörs av A, B och C uppmättes på plats, D och E har erhållits vid tidigare utförda prover på institutionens laboratorium under likvärdiga betingelser. Slutligen är F och G utförda prover av det befintliga aggregatet på AGA CTC före leverans 1976.

Slutsatsen är att värmepumpens prestanda inte synes ha förändrats i någon nämvärd utsträckning, de skillnader som finns kan anses ligga inom felmarginalerna.

#### Iakttagelser

Det har skett kondensering ur luftfuktigheten på köldbärarpumpen samt medfört rost på plåtbotten samt utanpå på pumpen. Ett smärre rostangrepp noterades även på sugledningens anslutning på kompressorhöljet. I övrigt såg anläggningen ut att vara i god kondition, dock uppfattades subjektivt kompressorns ljudnivå som relativt hög.

#### 4.4 Uteluftvärmepump

Utförande av fältmätningar och resultat

Värmepumpen används som basvärme för värmning av tappvatten sommartid samt under vintern för värmning av enbart radiatorvatten. I processen utnyttjas köldmedium R502. Beroende på att värmesystemet försörjer ett hotell utgör värmepumpen endast en mindre del av totala effekttillförseln. Detta ger som följd att det blir endast korta stunder som kompressorn står stilla. Värmepumpenheten var placerad i pannrummet. Ett delflöde av den uppvärmda pannrumsluften fördes in tillsammans med utomhusluften till förångarbatteriet. Värmesystemets uppbyggnad framgår av Fig 13.

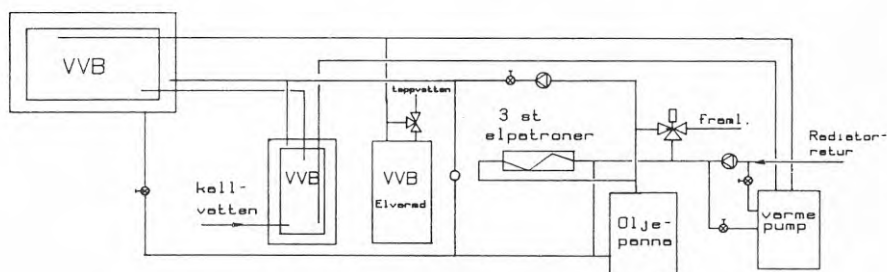


Fig 13 Värmesystem - Uteluftvärmepump

Under mätningarna gick värmepumpen i ren radiator drift och avbrott i driften uppstod endast vid avfrostningarna. Mätningarna omfattades av två driftpunkter dels vid normal värmning av enbart radiatorvatten då elpatroner spetsat för erforderlig effekt, dels då elvärmen avstängts och värmepumpen ensam försörjt nätet. Insvängningsförloppen finns angivna i fig 14-21. På samma sätt som för ytjordvärmepumpen gick mätadatorn in och mätte varannan minut. Det totala luftflödet in till förångarbatteriet uppmättes med en vinghulsanemometer. In till förångarbatteriet strömmade totalt ungefär 1700 m<sup>3</sup>/h, varav 750 m<sup>3</sup>/h togs direkt från pannrumsluften.

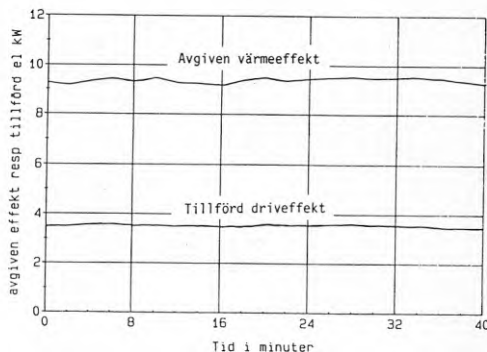
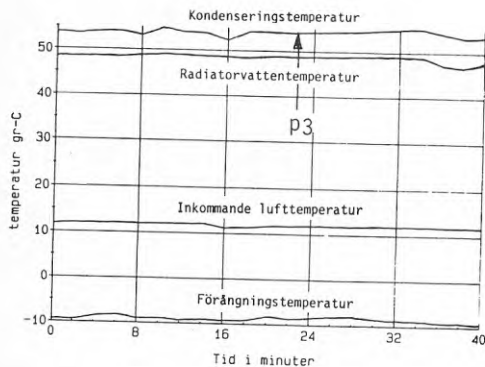


Fig 14 och 15 Radiator drift då elpatroner använts



Vid tidpunkten märkt med pil går det att utläsa ur fig 16 och 17 att både kondensator och förångare kräver anmärkningsvärt höga temperaturdifferenser för sin funktion. På kondensatorsidan uppmättes radiatorvattnets flöde till 650 l/h mot avsedda 1000 l/h.

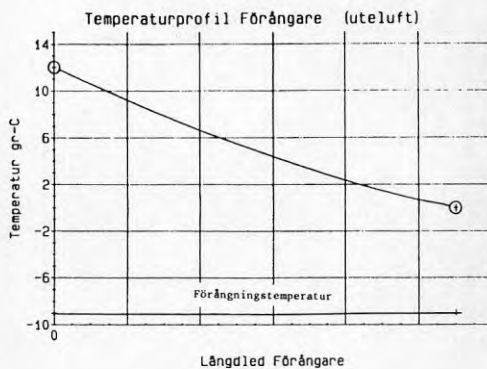
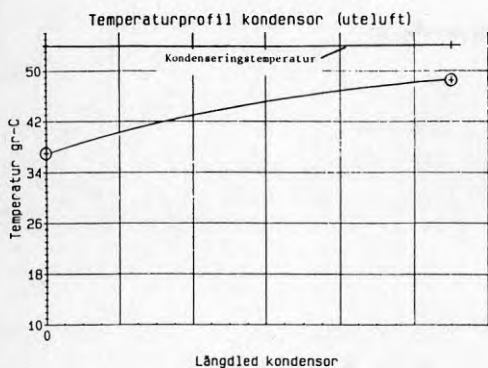


Fig 16 och 17 Temp.profil vid p3 enl fig 14

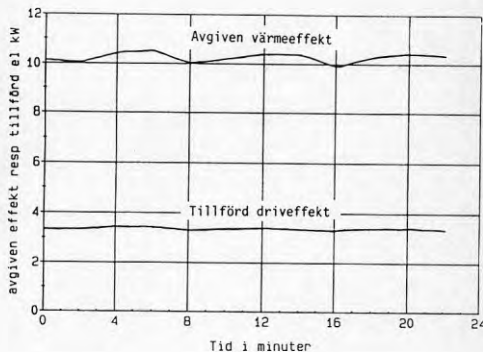
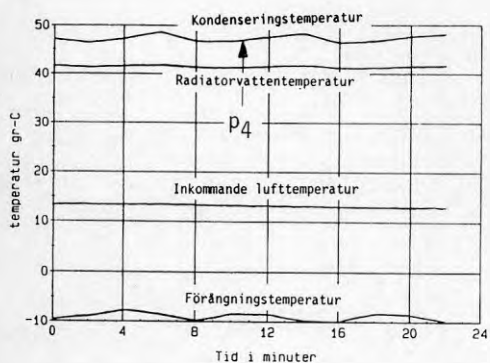


Fig 18 och 19 Radiatordrift utan elpatroner

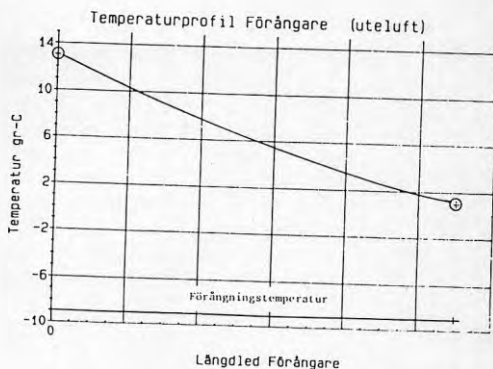
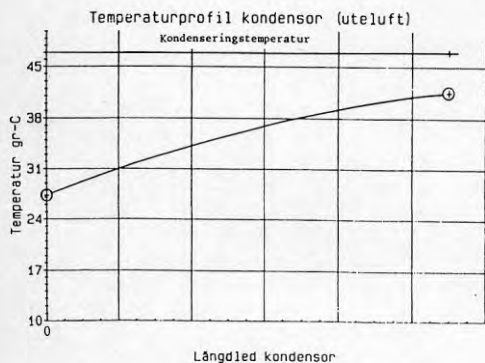


Fig 20 och 21 Temp.profil vid p4 enl fig 18

De två driftpunkterna motsvaras av:

	Kondenserings- temperatur	Förångnings temperatur	Värmeeffekt Kondensorn	Driveffekt Kompressorn
	°C	°C	kW	kW
A	54.0	-9.0	9.4	3.55
B	47.3	-9.0	10.3	3.35
C	-	-	9.8	3.56
D	-	-	10.65	3.40

	Utgående radia- tor temperatur	Inkommande Luft temperatur
	°C	°C
A	48.5	12.0
B	41.5	13.0
C	48.5	12.0
D	41.5	13.0

Vid A och B redovisas resultaten från fältmätningen, C och D är data från fabrikanter. Sammanfattningsvis gav tydligen värmepumpenheten den värmeffekt som svarade mot data som uppgivits av fabrikanter. Dock kan konstateras att både kondensorn och förångaren arbetar med onödigt stora temperaturdifferenser, vilket ger, som följd, en sänkning av värmefaktorn.

### Iakttagelser

Kompressorljudet var lägre än vid ytjordanläggningen, och upplevdes subjektivt som godtagbart. Färg hade flagnat i förångarutrymmet, samt kondens från avfrostningarna hade runnit ner i botten på kompressorutrymmet och på ellådan, med rostangrepp som följd.

Under mätningarna befanns överhettningen vara lite mer än 20°C. Vid försök att sänka den, onödigt höga överhettningen in till kompressorn visade det sig att driften blev väldigt ostabil. Överhettningen direkt efter förångaren varierade då från någon grad till 10-12°C. Köldmediets överhettning ökade med ytterligare ett par grader från förångaren till kompressorn vilket hade något utjämnande inverkan. Det enda sättet att åter stabilisera insugningstemperaturen var att höja överhettningen från ungefär 10-12°C åter till 20°C.

Troligen skulle förångarytan kunna utnyttjas bättre om mindre överhettning kunde accepteras. I övrigt föreföll aggregatet vara i god kondition. För att konstatera förhållanden under en avfrostning fortsatte mätningar även efter att driften reverserat vilket innebar att en fyrvägsventil omkopplade så att förångaren gick som kondensorn och vice versa. På kompressorns högtrycksida var trycket ungefär 10 bar vid början för att öka till ungefär 21 bar i slutet. Lågtrycksidan arbetade från 3,9 till 6,5 bar och kompressoreffekten var 2,3 kW vid start för att vid slutet av avfrostningen vara 4,1 kW. Hela cykeln tog ungefär 8 min.

## 5. LABORATORIEPROV

### 5.1 Provutrustning

Proven utfördes i en "gasrigg". Principschema för denna visas i fig 22. Köldmediet cirkulerar i gasfas och någon regelrätt förångare eller kondensor används ej. Gasen leds från kompressorn genom en välisolerad låda i vilken gasens tryck och temperatur sänks så att önskat inloppstillstånd till kompressorn upprätthålls. Tryck-sänkningen sker genom att en del av gasen får strömma genom nålventilerna  $v_1$  och  $v_2$  i fig 22, vilka justeras manuellt så att önskat inloppstryck till kompressorn erhålls. Det resterande flödet förs in i en vattenkyld kondensor och från denna sammanblandas kondensatet åter med den strypta hetgasen efter expansionsventilen. Gasens överhettning vid kompressorns inlopp styrs mot en termostatisk expansionsventil, dessutom finns möjlighet att manuellt påverka gastemperaturen genom att öppna nålventilen  $v_3$  i fig 22 genom vilken hetgas leds direkt till lågtrycksidan. Kompressorns utloppstryck styrs via en tryckkännande s k vattensparventil varigenom mängden kylvatten till kondensorn (se fig 22) regleras. Gasflödet som kompressorn cirkulerar uppmätts genom att utnyttja en värmebalans för den välisolerade "lådan".

Med denna försöksutrustning kan kompressorer inom ett brett band testas. Regleringen för att nå önskade driftpunkter blir enkel och insvängningstiden kort. Prov för att utvisa gasriggens användbarhet är redovisade i en tidigare rapport nr 86.362.B2B.

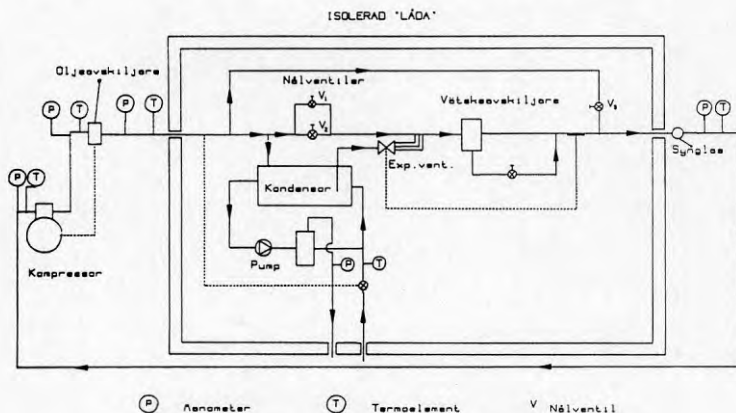


Fig 22 Gasrigg

### 5.2 Mätnoggrannhet

Temperaturmätningarna utfördes med koppar-konstantan termoelement som anslöts till en 12 punkters potentiometerskrivare. Termoelementen placerades i termoelementfickor instuckna i rören. Placeringen framgår av fig 22. Med en givare placerad i ett isbad kontrollerades att skrivarens kalibrering behölls och att förändringar ej skedde. Tryckuttagen är placerade i absolut närhet till temperaturgivarna. För att säkerställa korrekt tryckmätning kalibrerades manometrarna varje dag. På lågtryckssidan är uttagen även anslutna till en precisionsmanometer som anger övertrycket i bar, och totaltrycket bestämdes därefter genom att addera

luftrycket som avlästs från en barometer. Genom detta förfarande kan tryckmätningen utföras med godtagbar noggrannhet. Eleffekten mäts med en kWh-mätare samt klocka. Vid varje driftfall är mätperioden minst 100 sekunder för att minimera inverkan av reaktionstiden vid från och tillslag av klockan. Som kontroll har elmätaren kalibrerats av Stockholms energiverk, och felvisningen var mindre än 0,5 %.

Lådans bortkylda effekt bestäms med vattenflödet samt dess in- resp utgående temperatur. Volymflödesmätningar är som regel förknippade med problem och för att få godtagbar noggrannhet har en hink och klocka använts. Vattnets temperaturdifferens registrerades med en differenskoppling som gav ett utslag i millivolt.

Mätstorhet	avläsningsosäkerhet
Tryck-förångarsida	+ 0.01 bar
Tryck-kondensorsida	+ 0.02 bar
Temperatur	+ 0.1 °C
Temp-differenskoppling	+ 0.1 °C
Eleffekt	+ 0.2 % kWh

Definitioner och beräkningar av samtliga storheter redovisas i avsnittet "beräkningsunderlag" bil 1. Kommentarer beträffande använda definitioner framgår av följande.

### 5.3 Mätstorheter och samband för bearbetning, samt definitioner

\* Total isentropisk verkningsgrad  $\eta_{is}$

Denna storhet är ett mått på hur "energieffektiv" kompressorn är. Verkningsgraden är hänförd till hela kompressorenheten vilket innebär att både kompressor och elmotor inräknas. Kompressorn ensam har ett högre värde. Vid beräkningarna används köldmediets tillstånd vid inloppet till kompressorhöljet samt tillståndet i utgående tryckledning. Beträktningsättet innebär att kompressorhöljet ses som en "svart låda" där tryckökning sker. Verkningsgraden blir ett mått på värmefaktorn.

\* Volymetrisk verkningsgrad  $\eta_s$

Volymetriska verkningsgraden är ett mått på hur cylindervolymen utnyttjas vid kompressionen. Idealt skulle kompressorns volymflöde motsvaras av slagvolymen. Genom att inverkan av strömningsförluster, värmeutbyte, "död-volym" m m, kommer volymflödet som kompressorn pumpar runt att vara beroende av förångnings- och kondenseringsstrycket. I verkningsgraden görs en jämförelse mellan det verkliga volymflödet in till kompressorkåpan och det som svarar mot slagvolymen vid 2900 rpm. Volymflödet vid kåpan beräknas ur köldmedieflödet i kg/s och den uppmätta volymiteten vid höljets insug. För kompressor 6 var slagvolymen 14,8 m<sup>3</sup>/h och för nr 7 16,9 m<sup>3</sup>/h vid 2900 rpm.

\* Kyleffekt  $Q_2$

Kyleffekten är baserad på en kylprocess med  $8^{\circ}\text{C}$  underkylning relativt kondenseringstemperaturen och med en överhettning som hållits kring  $10^{\circ}\text{C}$  under samtliga prover.

\* Driveffekt  $E_t$

Driveffekten utgörs av den tillförda elenergin som tillförts elmotorn. Mätningarna har utförts med en kWh-mätare samt klocka.

#### 5.4 Resultat och kommentarer från laboratoriproverna

Vid proverna är tre mätserier utförda vid utloppstryck motsvarande kondenserings temperaturerna  $+60$ ,  $+50$  och  $+40^{\circ}\text{C}$ . Vid resp kondenserings temperatur utförs mätserien med en variation av inloppstrycket svarande mot förångningstemperaturen inom intervallet  $+10$  till  $(-20)^{\circ}\text{C}$ . Överhettningen regleras till att konstant vara ungefär  $10^{\circ}\text{C}$  över förångningstemperaturen vid insugningen till kompressorhöljet.

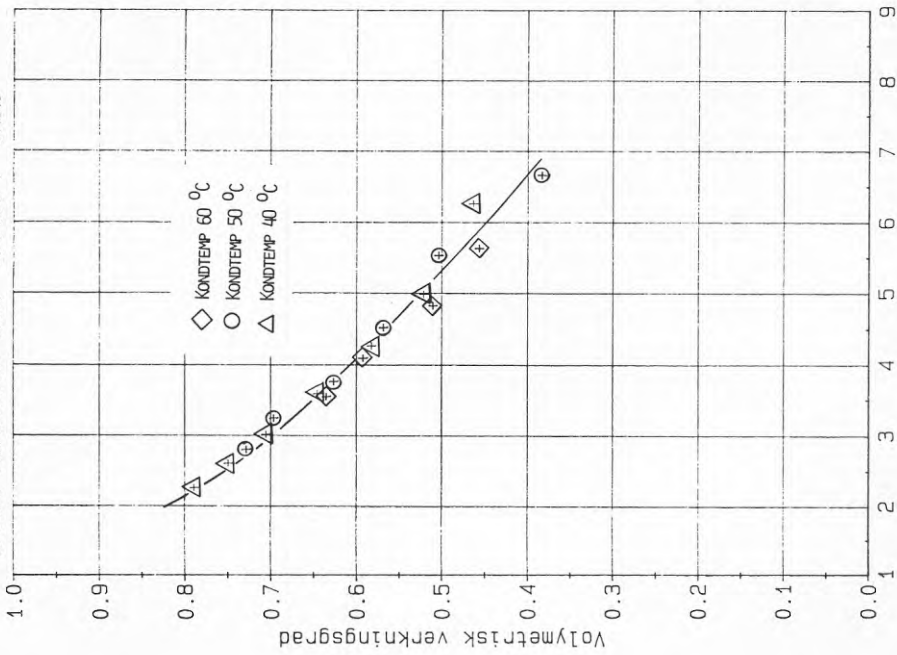
I figur 23-26 redovisas mätvärdena avseende ytjordvärmepumpens kompressor och fig 27-30 uteluftvärmepumpens. I förenklande syfte benämns fortsättningsvis ytjordvärmepumpens kompressor **komp 7** och uteluftvärmepumpens **komp 6**.

Mätvärdena är i sin helhet återgivna i bilaga 3 samt beräkningsunderlaget redovisas i bilaga 1.

För att konstatera eventuella försämringar hos kompressorerna är även fabrikantdata inlagda i form av helt ifyllda symboler. Sammanfattningsvis kan konstateras att kyleffekterna har en utmärkt god överensstämmelse för såväl komp 7 som 6. Den tillförda driveffekten har ej gått att få tag i för komp 7. Driveffekten vid proven av komp 6 har vid högre förångningstemperaturer varit något hundratal Watt lägre än fabrikantdata och vid lägre förångningstemperaturer är överensstämmelsen god. Erfarenhetsmässigt får man anse att kompressor 6 har en volymetrisk verkningsgrad som är över "medelkompressorerna". För kompressor 7 är minskningen vid ökande tryckförhållande märkbart större. Det bör observeras att detta ej behöver innebära att värmefaktorn försämras. Volymetriska verkningsgraden anger hur väl slagvolymen utnyttjas och blir ett mått på kyleffekten. En direkt koppling till totala isentropiska verkningsgraden finns ej. Jämförelse mot fabrikantdata visar att kompressorn troligtvis hade denna karakteristik från början, eftersom kyleffekten har en god överensstämmelse.

Kompressor 6 fick en spridning i volymetriska verkningsgraden vid samma tryckförhållanden mellan de tre olika kondenserings temperaturerna. För kompressor 7 har detta ej kunnat konstateras, utan driftpunkterna föll i princip in inom en och samma kurva.

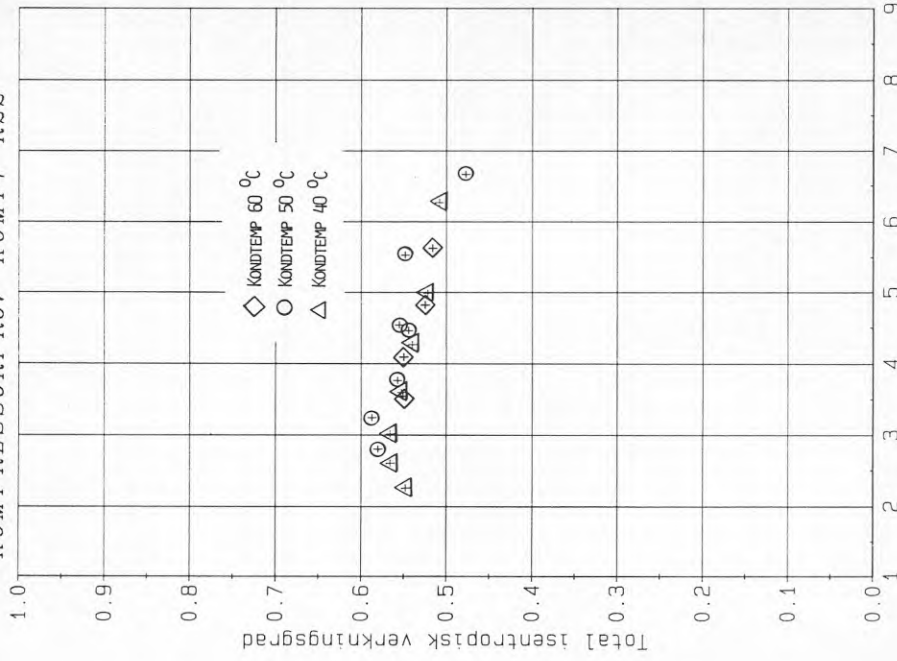
KOMPRESSORPROV KOMP7 R22



Tryckförhållande p1/p2

Fig 23

KOMPRESSORPROV KOMP7 R22



Tryckförhållande p1/p2

Fig 24

KOMPRESSORPROV KOMP7 R22

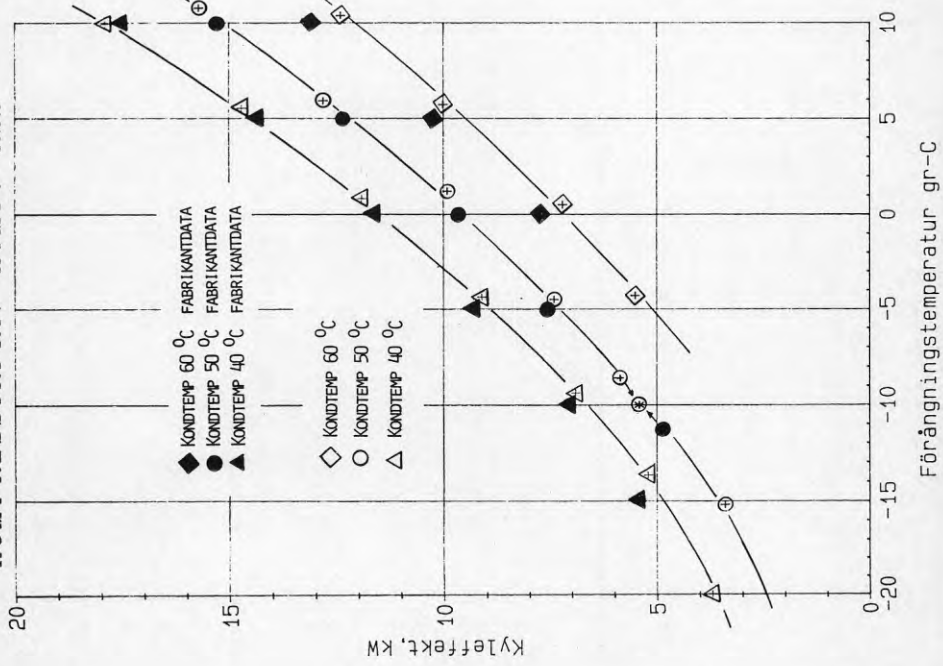


Fig 25

KOMPRESSORPROV KOMP7 R22

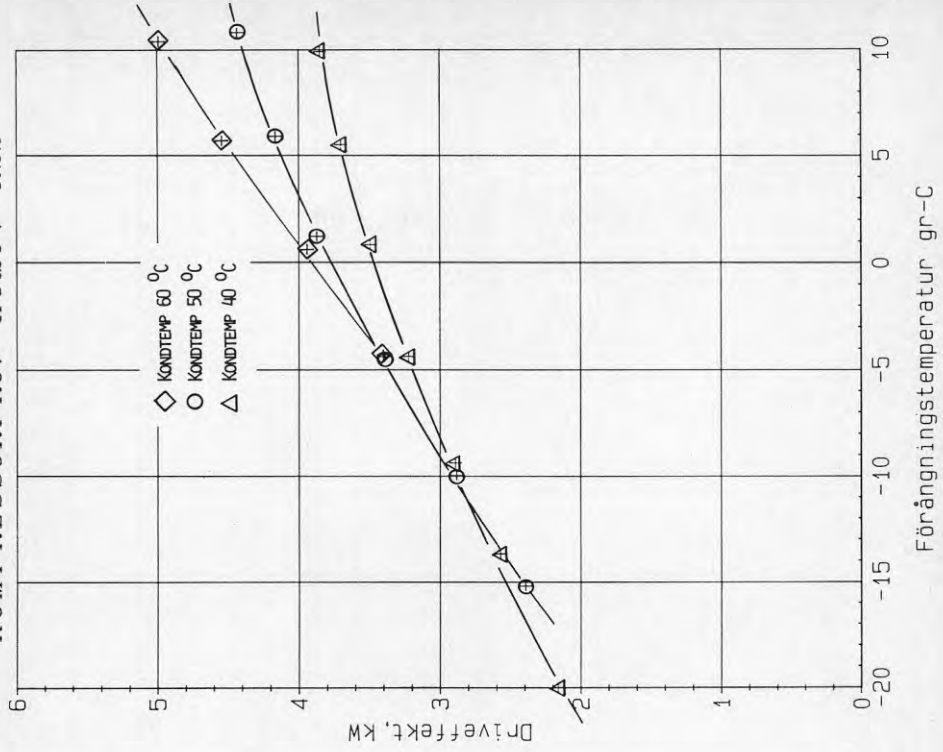
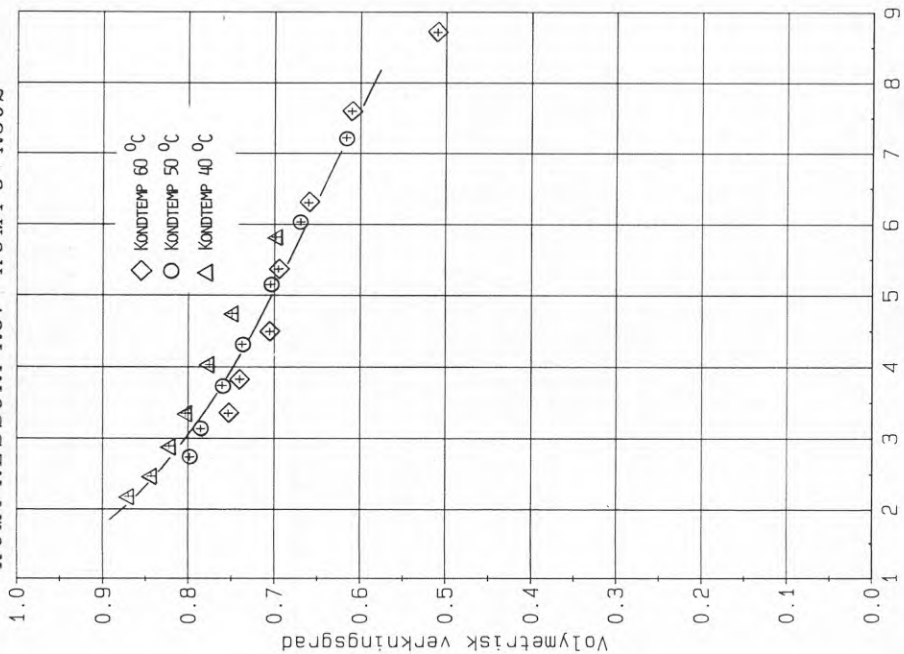


Fig 26

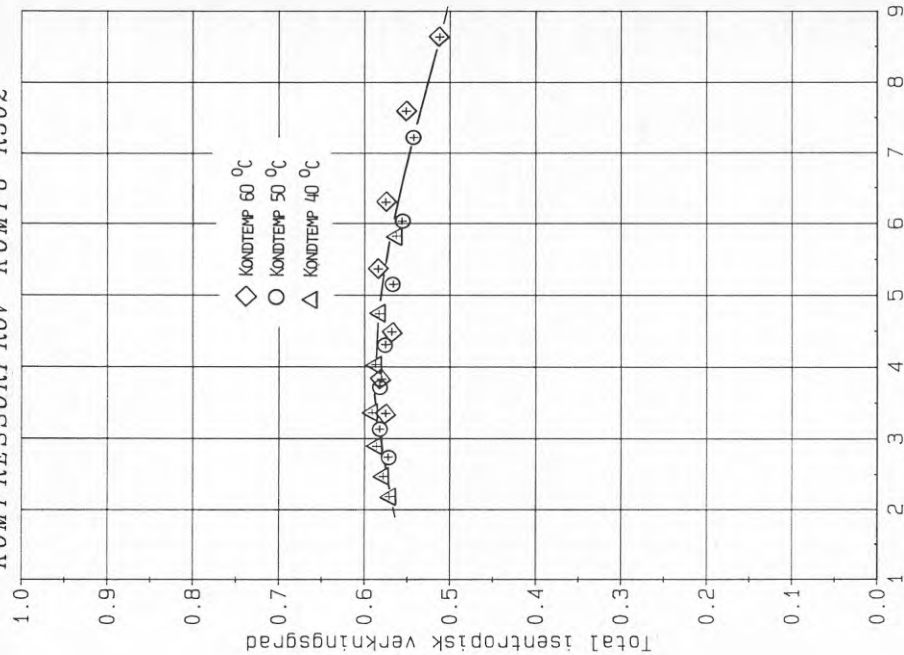
KOMPRESSORPROV KOMP6 R502



Tryckförhållande p1/p2

Fig 27

KOMPRESSORPROV KOMP6 R502



Tryckförhållande p1/p2

Fig 28



KOMPRESSORPROV KOMP6 R502

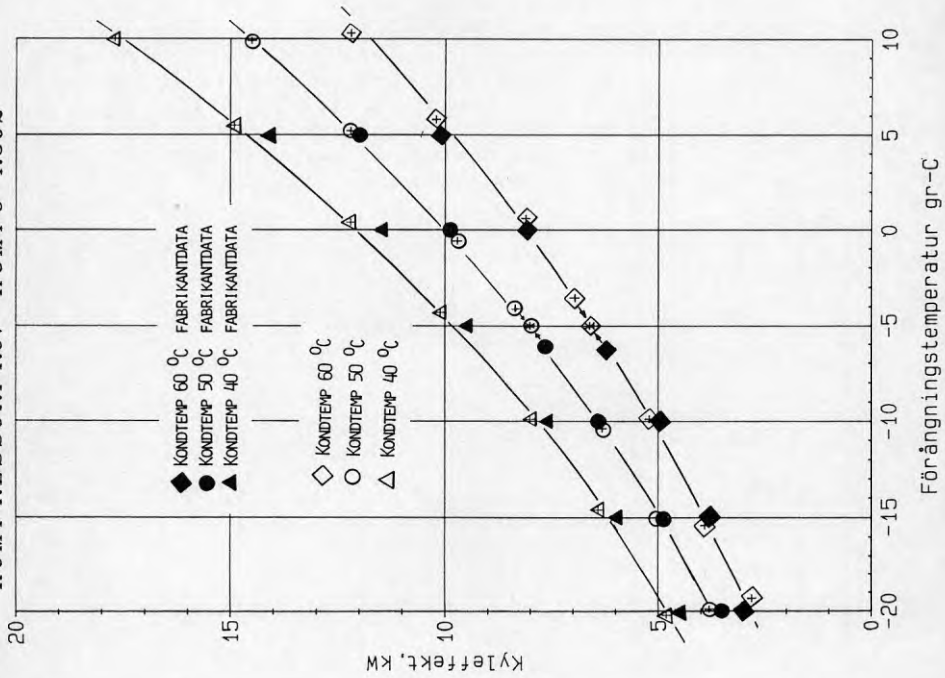


Fig 29

KOMPRESSORPROV KOMP6 R502

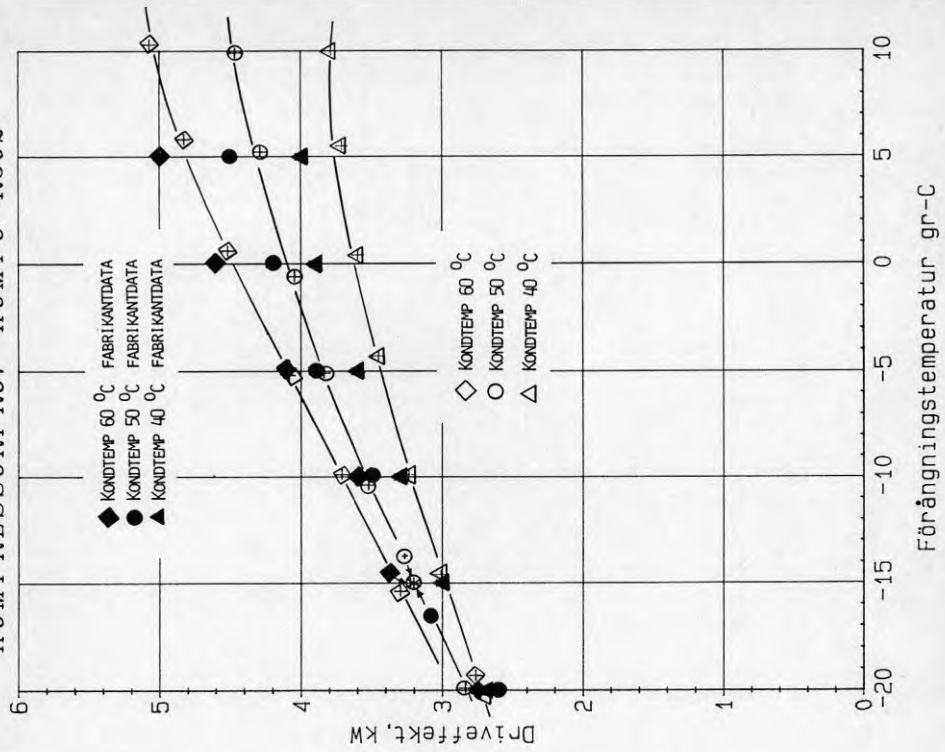


Fig 30

### **Volymetrisk och isentropisk verkningsgrad då hänsyn tas till elmotorns förluster.**

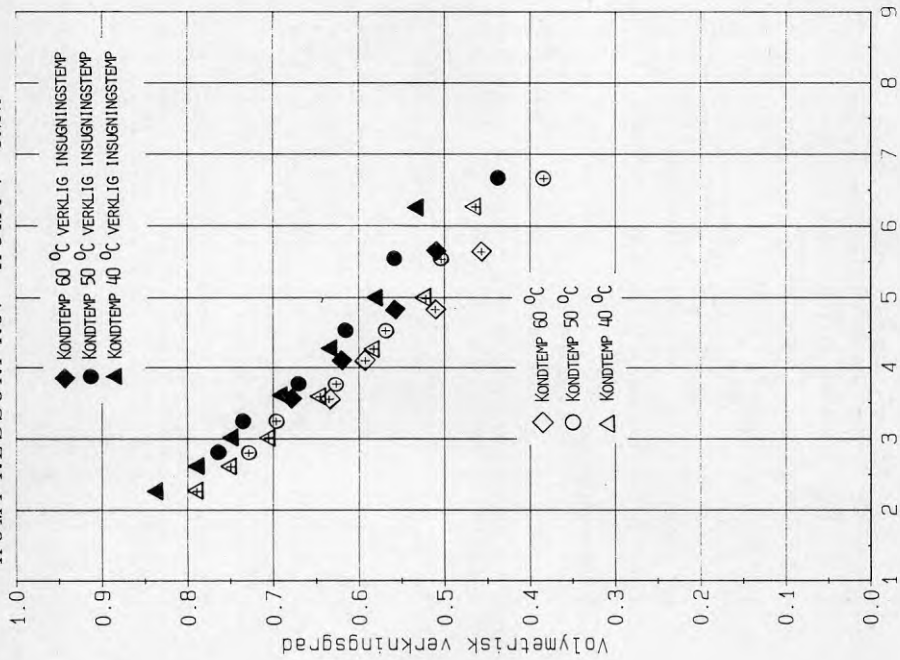
Eftersom elmotorverkningsgraderna kunnat beräknas ur mätresultaten öppnade sig möjligheten att betrakta elmotor respektive kompressor var för sig prestandamässigt. För fastställandet av det verkliga tillstånd köldmediet har då det sugas in i kompressorn krävs dock en bearbetning av mätvärdena. Förändringen består i den temperaturökning som uppstår vid köldmediets passage genom statorlindningarna. Uppvärmningen motsvaras av driveffektens förlustandel som omvandlats till värme. Eftersom denna uppmätts liksom även köldmedieflödet vid varje driftpunkt är entalpi-tillståndet vid insugningen till kompressorn fastlagd. Med detta resonemang är tryck och entalpi känd vid insuget och övriga tillståndstorheter kan därför beräknas.

Den isentropiska verkningsgraden förbättras relativt tidigare av två anledningar. Den första av dessa är den självklara förändringen som beror på elmotorns verkningsgrad. Den andra anledningen till förändringen sammanhänger med att köldmediet i själva verket får en högre överhettad temperatur än vad som uppmätts vid inloppet till kompressorhöljet. Detta för med sig ett större isentropiskt kompressionsarbete.

Vidare ökar den volymetriska verkningsgraden beroende på att köldmediets får en större volymitet efter passagen genom statorlindningarna

I figurerna 31-34 återges inverkan av elmotorns förluster vid de driftpunkter som kördes vid laboratorieproverna. De symboler som är fyllda baseras på det verkliga tillstånd som rått vid kompressorns insug. Dessa gäller således för enbart kompressorn. Vid fallet ofyllda symboler har elmotor och kompressor betraktats som en enhet och hänsyn ej tagits till köldmediets uppvärmning över elmotorlindningarna (samma som tex i fig 23-24). I stort sett medför det således att då hänsyn ej tas till elmotorförlusterna, minskar den volymetriska verkningsgraden med omkring 5% och den isentropiska med närapå 20%.

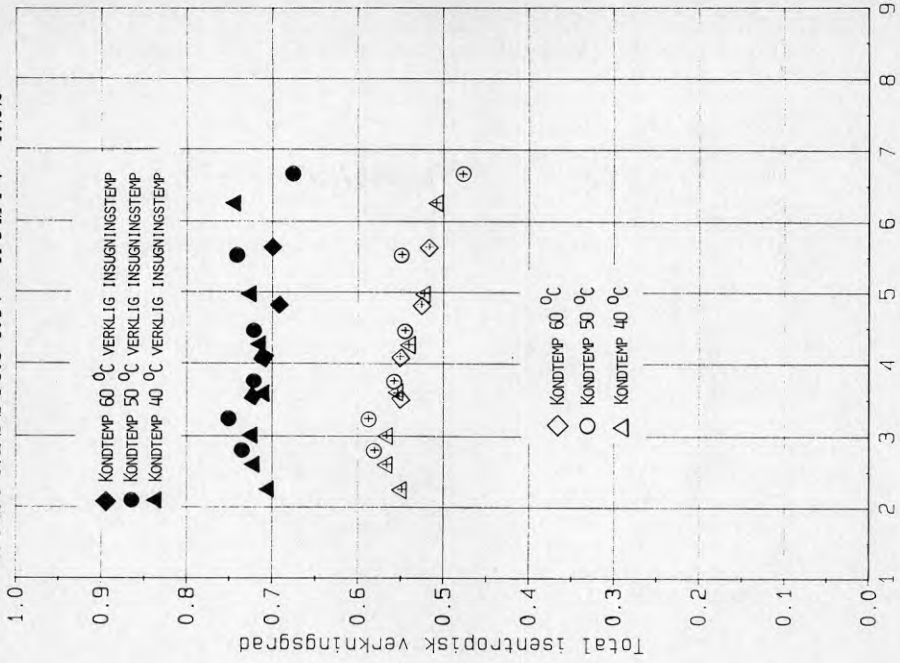
KOMPRESSORPROV KOMP7 R22



Tryckförhållande p1/p2

Fig 31

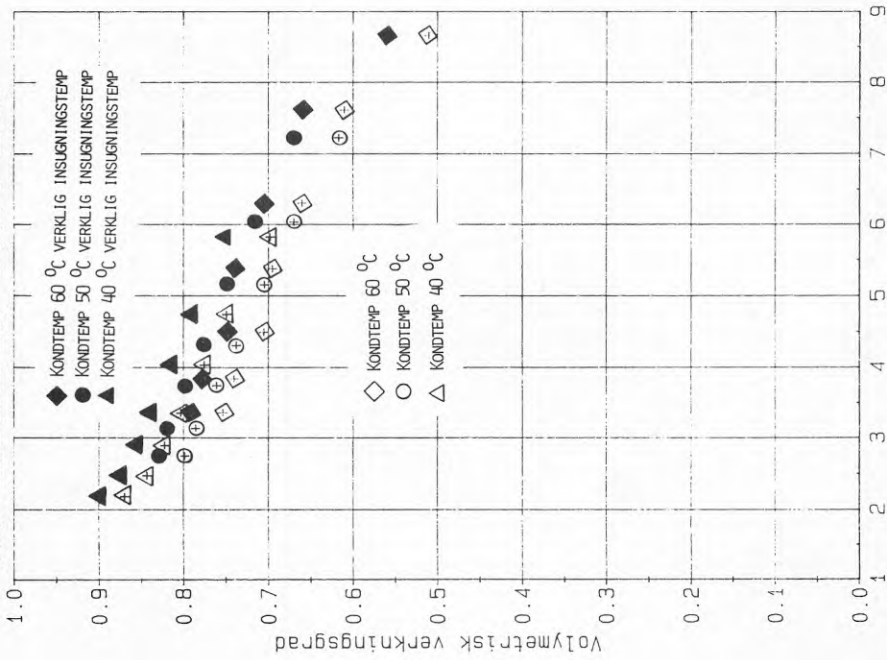
KOMPRESSORPROV KOMP7 R22



Tryckförhållande p1/p2

Fig 32

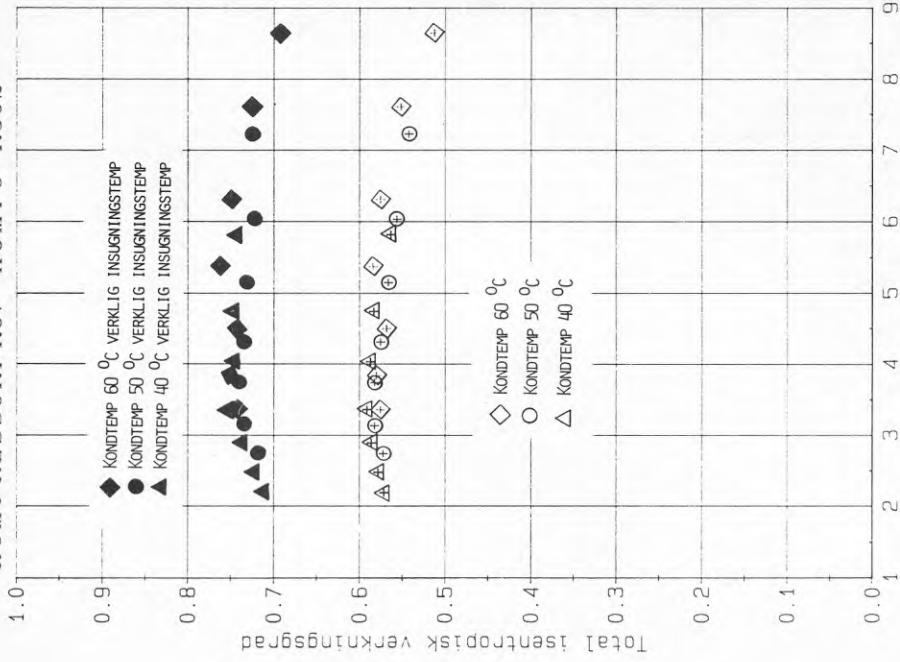
KOMPRESSORPROV KOMP6 R502



Tryckförhållande p1/p2

Fig 33

KOMPRESSORPROV KOMP6 R502



Tryckförhållande p1/p2

Fig 34

## 6. UNDERSÖKNING AV OLJAN

För att testa oljans kondition har prov utförts för att konstatera partikelmängd, partikelmaterial och storlek, samt oljans smörjegenskaper. Eftersom det inte med säkerhet finns kännedom om vilken olja och hur mycket partiklar som fanns vid start, är det svårt att uttala sig säkert om vilka förändringar som skett. För att undersöka partikelmängd, storlek och vissa fall dess material utnyttjades ferrografi. Oljans kondition testades i laboratorium i form av syratal, viskositet, densitet och Ir-diagram.

### 6.1 Ferrografiprov

Samtliga ferrografiprover har utförts av Krister Sundvall Fluidteknologi KTH. Vid proven tas några milliliter av oljan som placeras på en glasbit. Genom att utsätta provet för en magnetisk gradient inordnar sig partiklarna i ett mönster med fallande grad av magnetiserbarhet, helt omagnetiska partiklar infaller i ett oreglbundet mönster och får en slumpmässig orientering. För att kunna referera proven till något ersattes all gammal olja med ny innan kompressorn insattes i testriggen. Ett prov från den nya oljan uttogs därefter under drift. Dessutom användes som jämförelse helt oanvänd olja. Slutligen togs även olja från en ny kompressor med ungefär 100 h drift i laboratoriet. Ur provningsresultaten framgår sammanfattningsvis att:

**Ursprunglig kompressorolja:** För båda kompressorerna innehöll oljan få färska slitagepartiklar av stål. Antalet oxiderade partiklar var stort, vilka förmodligen utgör ett integrerat värde från den totala drifttiden. Ytjordvärmepumpens kompressor innehöll påtagligt fler omagnetiska partiklar som var både stora och små.

**Ny olja som ersatts med den ursprungliga:** Oljeprov uttogs efter några timmars drift i kompressorrigen. Skillnaden var fortfarande stor mellan kompressorerna. Uteluftvärmepumpens kompressorolja innehöll då få svarta omagnetiska partiklar samt en del små färska slitagepartiklar av stål. Trots att ny olja ifyllts ytjordvärmepumpens kompressor var det en stor mängd stora svarta partiklar fördelade över hela ferrogrammet. Dessutom fanns små oxiderade (gamla), svagt magnetiska partiklar.

**Ny olja körd i ny kompressor:** Provet uttogs från en fabriksny kompressor som körts ungefär 100 timmar i provriggen. Totalt sett innehöll oljan få partiklar. Dessa bestod i små färska av stål samt en hel del omagnetiska relativt stora.

**Fabriksny oanvänd olja:** Bilden är typisk för den nya produkten. Innehållet bestod i några få stora partiklar av olika slag, och en frånvaro av den stora mängd små partiklar som uppkommer under drift.

Allmänt sett arbetar oljan i en gynnsam miljö i kompressorn. Därför kan man, trots att inget oljefilter finns i smörjsystemet, anse att slitagebilden är gynnsam för de två ursprungliga oljorna.

## 6.2 Smörjegenskapsprov

Undersökningen av smörjegenskaperna möjliggjordes genom ett samarbete med Clas Ågren. Själva proverna utfördes på Castrols laboratorium. Resultatet från laboratorieproven redovisas i bilaga 4. Tyvärr finns det ej säkra uppgifter om vilken olja som fylldes i kompressorerna då de var nya. Kompressorleverantörerna har inte kunnat ge uppgift på detta. Därför är det okänt vilka tillsatser och i vilken mängd som fanns vid start, och därmed kan man inte uttala sig om i vilken mån de är förbrukade. Allmänt sett konstateras sammanfattningsvis att de begagnade oljorna är i god kondition (syreatal  $< 0.1$  i båda fall), samt de är av medelviskositetsindextyp. För att undersöka förekomsten av eventuella tillsatser är IR-diagram upprättade. Beträffande dessa samt densitet, viskositet osv hänvisas till bilaga 4.

## 7. ELMOTOR VERKNINGSGRAD

Vid prover av helhermetiska kompressorer hänförs vanligen de isentropiska verkningsgraderna till hela aggregat vilket innebär att såväl elmotor som kompressor inräknas. Önskvärt är att kunna betrakta elmotor resp kompressor var för sig. Av denna anledning har prover utförts för att bestämma elmotorns verkningsgrad vid varje driftpunkt.

För att kunna fastställa elmotorns verkningsgrad måste tillförd eleffekt, ström, spänning, stators resistans samt varvtal mätas. Att mäta tillförd effekt, ström, spänning och resistans med godtagbar noggrannhet möter som regel inga större hinder. Problemet vid mätningarna var att kunna registrera motorvarvtal utan ingrepp innanför kåpan. Efter undersökning av olika möjligheter visade det sig att varvtalet enklast uppmättes med en pizelektrisk givare som applicerades på höljet och avkände vibrationerna.

### 7.1 Mätförfarande och samband

Samtidigt som prestandaproven utfördes gjordes mätningarna av elmotorn

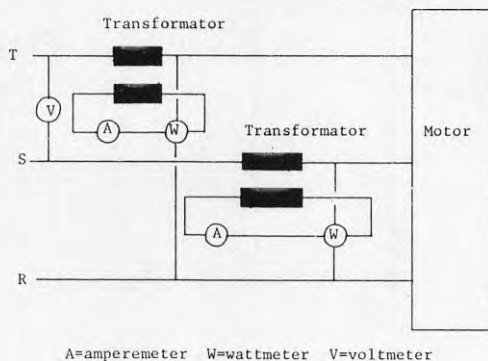


Fig 34 Mätprincip elmotor

Den elektriska kopplingen för mätning av effekt och ström framgår av figur 34. Matningsspänningen befanns ha vissa variationer och därför mättes även den. Stators resistans mättes genom att kompressorn stängdes av, och resistansen noterades omedelbart efter stopp och med 30 sek intervall i 2 min. Dessutom avlästes nätfrekvensen för att noggrannare veta vilket synkront varvtal som varit.

Teorin kring beräkningarna redovisas kortfattat nedan.

Elmotorns förluster kan indelas i tre delar.

1: Tomgångsförluster utgörande av en i stort sett konstant del som består av friktionsförluster i rotorn samt järnförluster.

2: Resistansförluster i statorn som uppstår av strömmarna.

3: Slutligen en förlust som uppstår vid överföringen från stator till rotor beroende på att den roterande axeln får ett lägre varvtal än motsvarande synkrona s k slip, s.

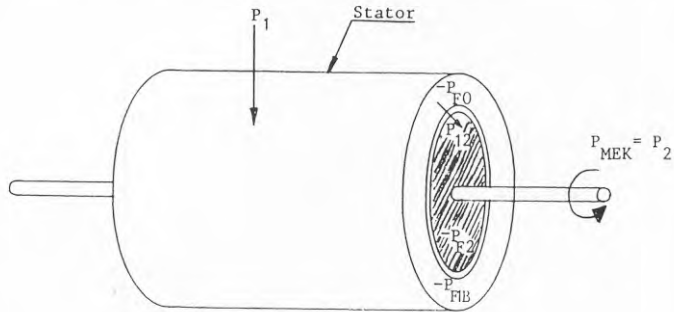


Fig 35 Elmotorns förluster

Från nätet levereras effekten  $P_1$  till statorns lindningar

$$\eta_{elm} = ((1-s) \cdot (P_1 - P_{FIB} - P_{F0})) / P_1$$

$$\eta_{elm} = \text{Elmotorns verkningsgrad}$$

$$P_{FIB} = 1,5 R_{1-2} \cdot I^2 \quad (\text{Resistansförluster i statorn})$$

där  $R_{1-2}$  = Resistans uppmätt mellan 2 faser

$I$  = Medelströmmen i de tre faserna

$P_{F0}$  = Tomgångsförlusterna beroende på järnförluster i statorn samt friktionen som uppstår vid rotationen

Till rotorn överförs  $P_{12} = P_1 - P_{FIB} - P_{F0}$

$$P_2 = (1 - s) \cdot P_{12} = \text{Den avgivna effekten från rotorns axel}$$

$$P_{F2} = \frac{s \cdot P_{12}}{s} = \text{Förlusterna i rotorn;} \\ = \text{eftersläpning}$$

$$n_{synkr} - n_{axel} \quad n_{synkr} = \text{synkront varvtal}$$

$$s = \frac{\quad}{\quad}$$

$$n_{synkr} \quad n_{axel} = \text{motoraxelns "}$$



Tomgångsförlusterna  $P_{F0}$  uppmättes efter att kompressorkåpan tagits isär. Vid proven plockades vevstakarna bort och därmed roterade elmotorn utan att driva kompressorn. Den tillförda effekten motsvarades då av de förluster som lagerytorna samt statorns järnkärna gav upphov till. Genom att köra endast elmotorn vid varierande spänningar gav det dessutom möjlighet att särskilja järn- och friktionsförlusterna. I fig 36 och 37 återges resultatet. För att även konstatera hur stora kompressorns mekaniska förluster var, uppmättes den tillförda driveffekten före kåpan togs isär varvid kompressorns sug- och trycksida anslöts till atmosfärstryck.

## 7.2 Resultat

De mätresultat som noterades finns återgivna bland bilagorna. Med de tidigare redovisade ekvationerna beräknades elmotorns verkningsgrad.

Beräkningsresultaten återges i figurerna 36-38. I fig 36 och 37 visas provresultaten från då kompressorn kopplats ur och elmotorn körts obelastad vid varierande spänning. Då resistansförlusterna i statorn i dessa fall räknats bort från tillförda eleffekten, utgör y-axeln tomgångsförlusterna. Som tidigare nämnts består dessa av järn- och friktionsförluster. Genom att variera matningsspänningen kom endast järnförlusterna att påverkas, beroende på att frekvensen och därmed varvtalet hela tiden varit oförändrat. Därför kunde friktionsförlusterna fastställas genom att extrapolera mätvärdena till skärningen med y-axeln. I figur 38 återges de beräknade verkningsgraderna från laborieproverna

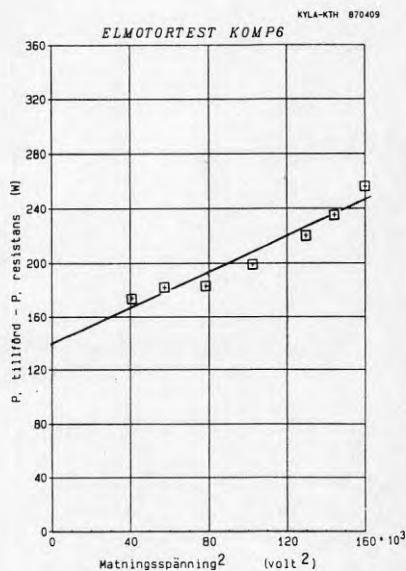
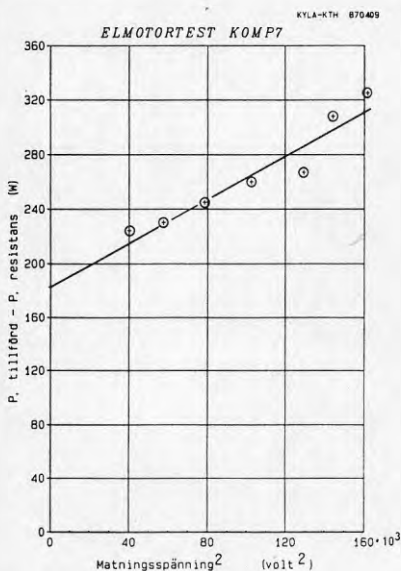


Fig 36 och 37 Elmotorernas tomgångsförluster

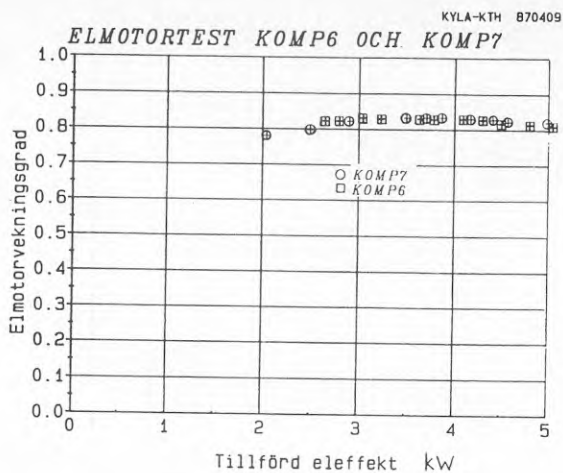


Fig 38 Elmotorverkningsgraden komp 6 och 7

Av mätningarna att döma har elmotorverkningsgraden haft små variationer inom ett stort effektintervall. Vid de högsta och lägsta belastningarna går det att utläsa en avtagande tendens. Jämförelse mot fabrikantdata för en vanlig elmotor visar att de uppmätta värdena kan betraktas som ordinära. Kompressorernas mekaniska förluster uppmättes genom att vid drift ansluta sug- och tryckrörsanslutningen till atmosfärstryck. Med de kända elmotorförlusterna visade det sig att de mekaniska kompressorförlusterna i bägge fall blev ungefär 300 W.

## 8. ISÄRTAGNING AV KOMPRESSORERNA

Efter att kapacitetsproverna avslutats kvarstod att undersöka det som fanns innanför den hopsvetsade kåpan. Före den togs isär gjordes ett isolationsprov genom att mäta resistansen mellan kåpan och en fas. För bägge kompressorerna kan konstateras att resistansen var för hög för att registreras med mätinstrumentet ( $> 1000 \text{ M}\Omega$ ).

Kåpan öppnades genom att slipa bort svetsfogen runtom med en vinkelkap, på detta sätt kunde överdelen av höljet lyftas bort och inga metallpartiklar kom in under sliparbetet. Som indikation på när fogen var tillräckligt bortslipad gick det att se då olja tvingades upp av kapillärkraft mellan fogbitarna. Efter att svetsfogen avlägsnats var det enkelt att lyfta av locket. Det som dolt sig innanför kåpan såg förhållandevis rent och prydligt ut hos båda kompressorerna.

Vid isärtagningen dokumenterades varje steg genom fotografering. För att ge bakgrund till kompressorernas arbetsförhållande redogörs även kortfattat arbetsfunktionen.

### 8.1 Uppbyggnad och iakttagelser för kompressor nr 7

Kompressorn vilar på två fjädrar i botten samt pressas ned av en ytterligare fjäder i toppen på den avslipade kåpan vilket framgår av fig 39 och 40. Elmotorn är placerad ovanpå kompressorn (fig 41). Gasen sugas in i undersidan av plattan (fig 41) ovanför elmotorn och leds genom två rör vidare till montageblocket (fig 41) på kompressorn. Eftersom huvuddelen av gasflödet strömmar längs elmotorn före insugningen upprätthålls en kylning av lindningarna.

Från insuget i montageblocket förs gasen genom ventilplattan (fig 42) ner i cylindern. Under kompressionen stänger ringventilen (fig 42). Den högttryckta gasen förs ut genom tryckventilen som är i montageblocket och vidare till avgasröret. Alltför höga utloppstryck begränsas av en fjäderbelastad säkerhetsventil på montagebockets högttrycksdel (fig 43). För att tillföra värme så att löst köldmedium i oljan kokar av, går tryckledningen i en halvbåge i kompressorhöljets botten innan den leds ut ur kåpan (fig 40).

Smörjningen i motor och kompressor upprätthålls genom (fig 42,44) smörjkanaler som finns i vevaxeln vid resp smörjställe. Alla berörningsytor är av glidlagertyp och kul- eller rullager saknas helt. Oljeflödet pumpas runt med hjälp av en primitiv centrifugalpump. I vevaxelns ändyta som är lagrad i vevhuset börjar smörjkanalen (fig 44), och under rotationen pressar en medroterande platta i vevhusbotten upp olja i kanalen.

Höljets innanmäte var förvånansvärt rent och prydligt. Förekomsten av sot eller andra smutspartiklar var obefintlig på stator, rotor samt kompressor. Ventilringarna på sugsidan hade lite sot på sig men kan anses som lite. Elledningen till statorn var väl bibehållen utan skador.

## 8.2 Uppbyggnad och iakttagelser för kompressor nr 6

Tre spiralfjädrar utgör upphängningen i botten av kåpan för den hopskruvade enheten elmotor-kompressor (Fig 46). Kylningen av motors lindningar upprätthålls effektivt beroende på att all köldmediegas tvingas att strömma innanför den cylinderplåt som omsluter motorn (fig 45). Den av motorledningarna uppvärmda gasen strömmar vidare ner till kompressorn. I kanaler som ligger utanpå cylindrarna förs köldmediet till sugventilerna. Under insugningsförloppet vid kolvens nedåtgående rörelse sugs gasen in till cylindern genom de radiella hållen (fig 50) i ventilplattan. Då kolven vänder efter avslutad insugning och åter förs upp stängs insugningsporten med ventilingen. Den högtryckta gasen passerar efter kompressionen genom ventilens utloppsdel. De två cylindrarnas flöde sammanförs (fig 45) och leds i tryckledningen i en cirkel under oljenivån för att slutligen föras ut ur höljet (fig 46). Bli trycket för högt utlöser en fjäderbelastad säkerhetsventil placerad enligt fig 45. Smörjningen upprätthålls genom att oljan transporteras till respektive smörjställe i ett litet genomgående hål i vevaxeln. Vid rotationen pressas oljan upp i smörjkanalen från det spår som finns på vevaxelns nedre ändyta (fig 47). På samma sätt som för ytjordvärmepumpens kompressor var innanmätet rent och fritt från smuts. Såväl tryck- som sugventilen hade en tunn täckande sotbeläggning. Även på ovansidan av kolven fanns en svart beläggning som satt ytligt och försvann vid beröring. Elledningen från kopplingsdosan på kåpan och till motorn var fri från skavmärken.

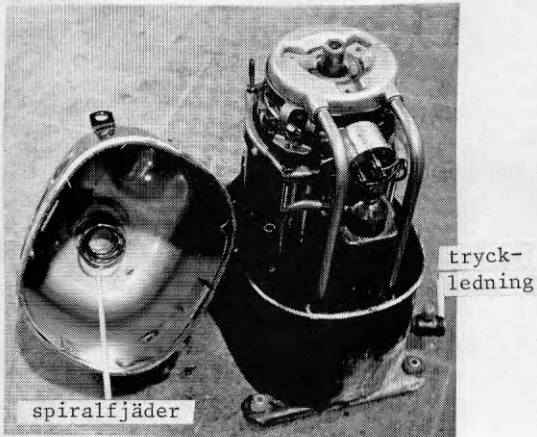


Fig 39 Kompressor och elmotor

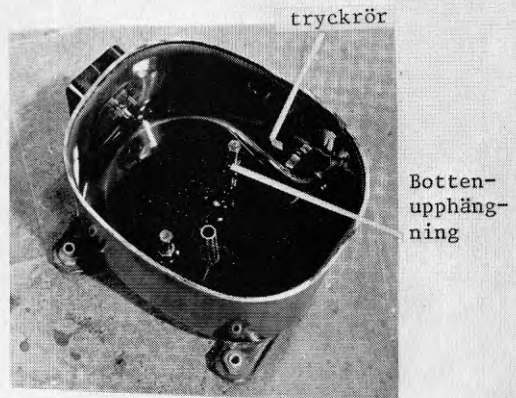


Fig 40 Höljets botten med olja

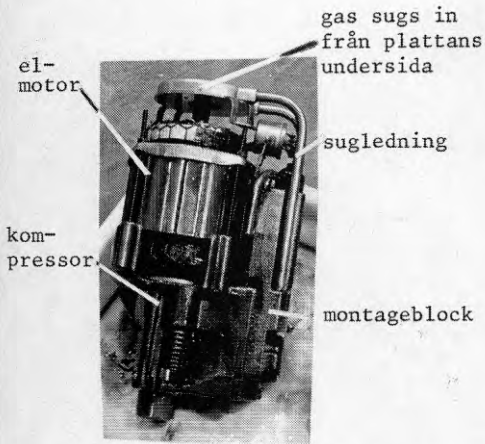


Fig 41 Kompressor och elmotor

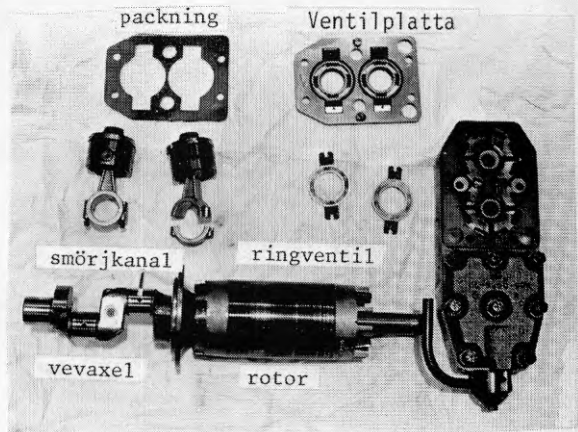


Fig 42 Kompressordelar

högtryckskammare

kompressorhus ovanifrån

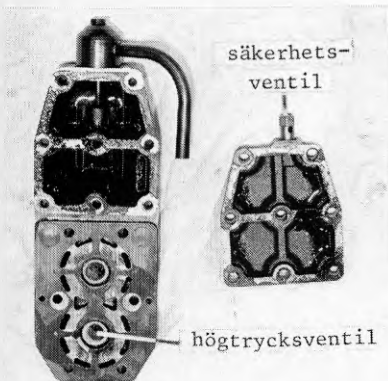


Fig 43 Montageblocket

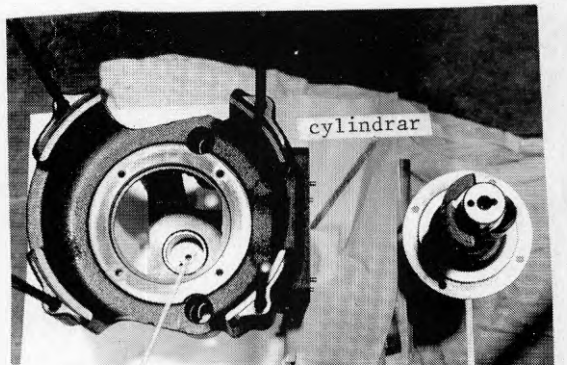


Fig 44 Vevaxel samt vevhus

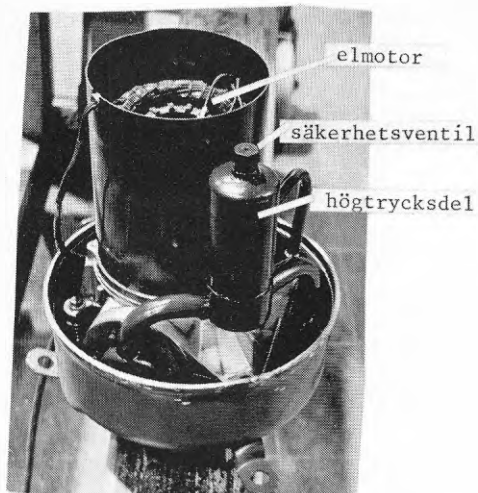


Fig 45 Kompressor samt elmotor



Fig 46 Höljets botten med olja

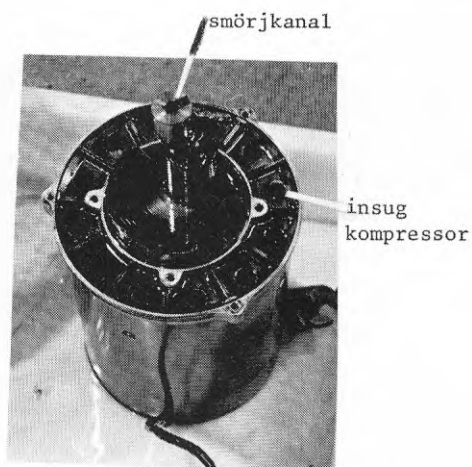


Fig 47 Elmotor med vevaxel

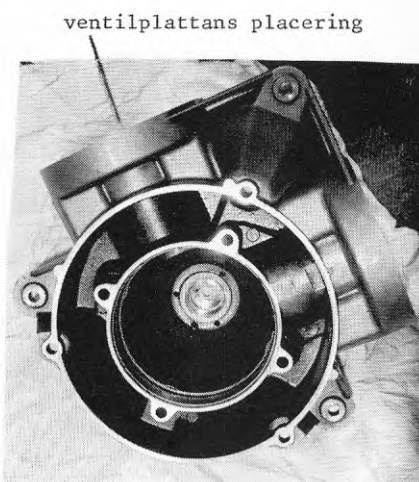


Fig 48 Kompressorhus ovanifrån

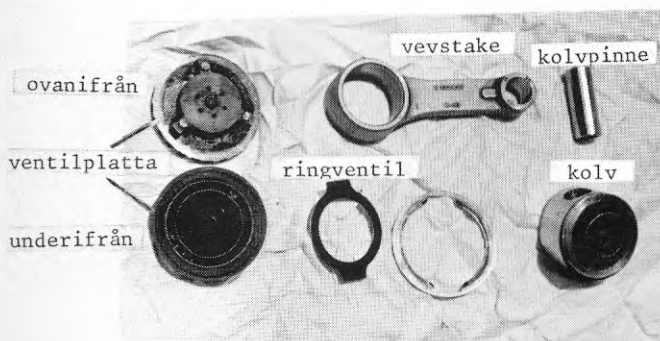


Fig 49 Kompressordelar

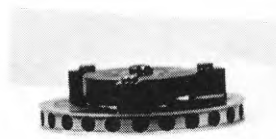


Fig 50 Ventilplatta

## 9. UPPMÄTNING AV LAGERSPEL

Från början var målet att kunna jämföra uppmätta passningsbilder mot de kompressorn hade som fabriksny. Nyckeln till problemet var därför att få uppgifter från tillverkarna. Efter försök hos de båda aktuella fabrikanterna visade det sig att de ej var intresserade att avslöja dessa uppgifter.

Mätningarna fick istället inskränka sig till att de uppmätta passningsbilderna jämfördes mot allmänna dimensioneringskriteria. Mätinstrumenten bestod i utvändigt mikrometer för yttre mått och invändigt hålmikrometer invändigt. Deras mätnoggrannhet medger måttbestämning på en hundraedels millimeter när. För att veta att mikrometrarna var riktigt kalibrerade gjordes först av allt kontrollmätning av bitar med kända mått. Vid mätningarna kontrollerades varje mått minst två gånger för att undvika eventuella felavläsningar.

Före mätningarna torkades alla detaljer rena från olja med bensin. Förekomsten av eventuella ovaliteter undersöktes genom att i samma plan ta diametrarna med vinkeldelningen 60 grader. För att även få veta om förslitningen varit ojämn i längdled gjordes mätningar i tre plan med jämn delning hos varje del. Om endast ett mått anges i fig 51-52 har variationerna ej varit mätbara. De skillnader som uppmättes var dock ej mer än 2 hundraedels millimeter som fanns hos kolvarna samt kolpinnarna i komp 7. I övrigt hänvisas till fig 51 och 52 där kompressordelarna och dess mått finns angivna i sin helhet. För att konstatera i vilken mån förslitning ägt rum på lagerytorna bör jämförelse göras mot dimensioneringskriteria. Ett överslagsmässigt kriteria är att ansätta totala lagerspelet till lite mer än en promille av lagerdiametern.

### 9.1 Kompressor nr 7 - Ytjordvärmepump

I cylinderloppet syns övre vändkanten från kolringarna. Trots att den av kolringarna berörda ytan är nött blankare än övrig, är måttskillnaden ej mätbar. Vevaxelns glidytor har med fingret kännbara repor, motsvarande kontaktytor hos vevstaken är tämligen repiga, vilket visar att abrasiv nötning förekommit. Detta framkom även vid mätningarna av passningsbilden då stora variationer noterades. Den del av vevstaken som lagrar kolvpinnen var ej helt rund enligt mätningarna, vilket ytterligare styrktes av att det fanns synliga skavmärken vid de större mätten. Kolven var tillverkad i gjutjärn och fri från grövre repor.

### 9.2 Kompressor nr 6 - Uteluftvärmepump

Cylinderdjupet var i detta fall tillräckligt för att såväl kolringens som kolvens nedre vändläge skulle urskiljas. Ytan var blankast där kolringarna varit i kontakt. Den del av cylindern som var nedanför kolvens undre vändläge bör utgöras av cylinderns mått från tillverkningen. Där var det diametrala spelet en hundraedel mindre än i övriga cylindern vilket troligen motsvaras av det

slitage kolvrörelsen medfört. Vidare fanns ett par långsgående repor i cylinderloppet som var kännbara med nageln. Såväl vevaxelns som vevstakarnas lagerytor var betydligt mindre repade än vid ytjordvärmepumpens kompressor. På motvarande vis som för cylindern fanns ett par långsgående repor på kolvarna av lättmetall. Ena halvan av mantelytan på båda dessa var märkbart mattare än andra. En anledning till detta kan vara att kolvarna tyngts ner av gravitationen och under t ex startförloppen innan smörjningen kommit igång har det varit ren metallkontakt mellan ytorna.



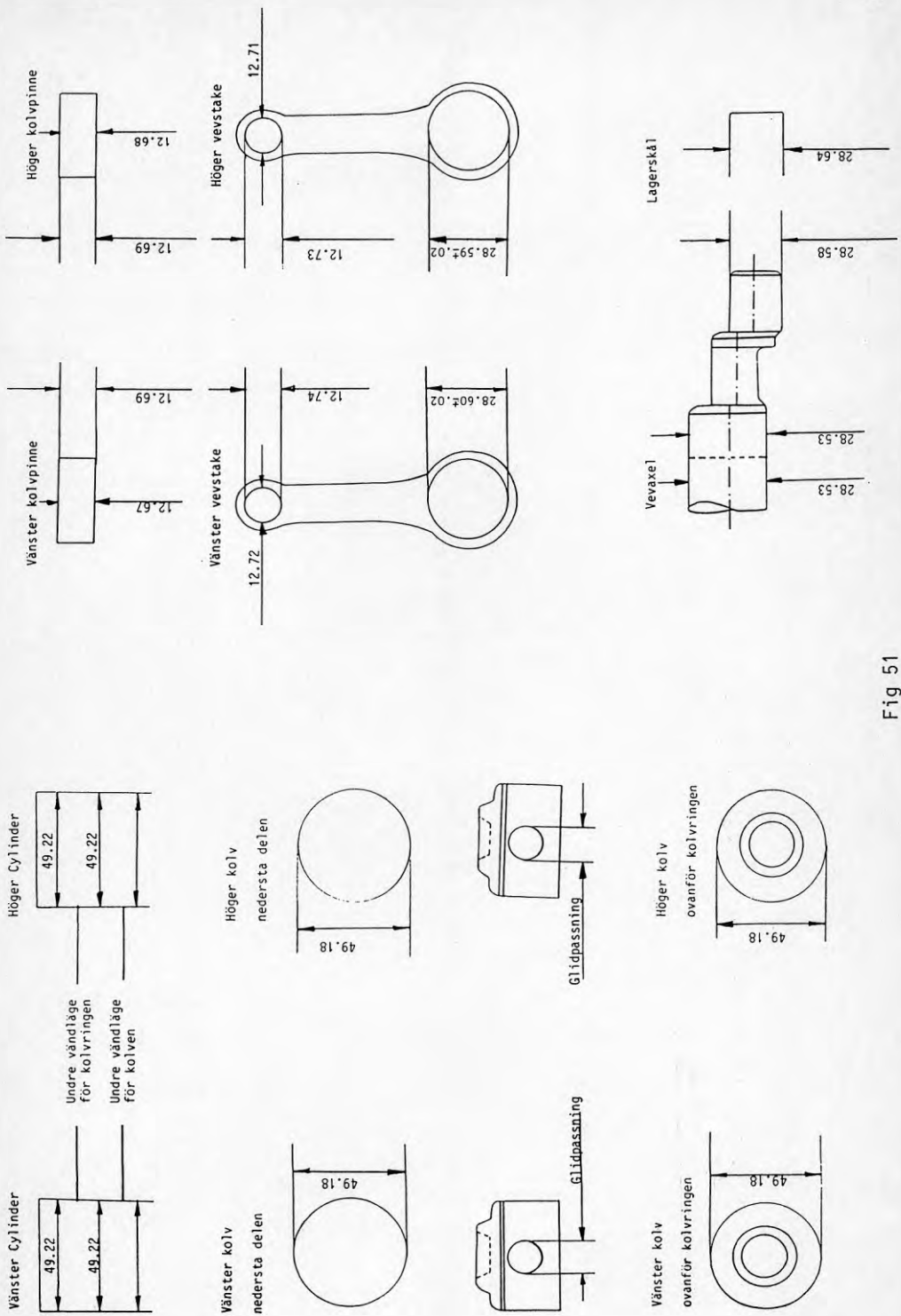


Fig 51

Kompressor nr 6 (ute-luftvärmepump)

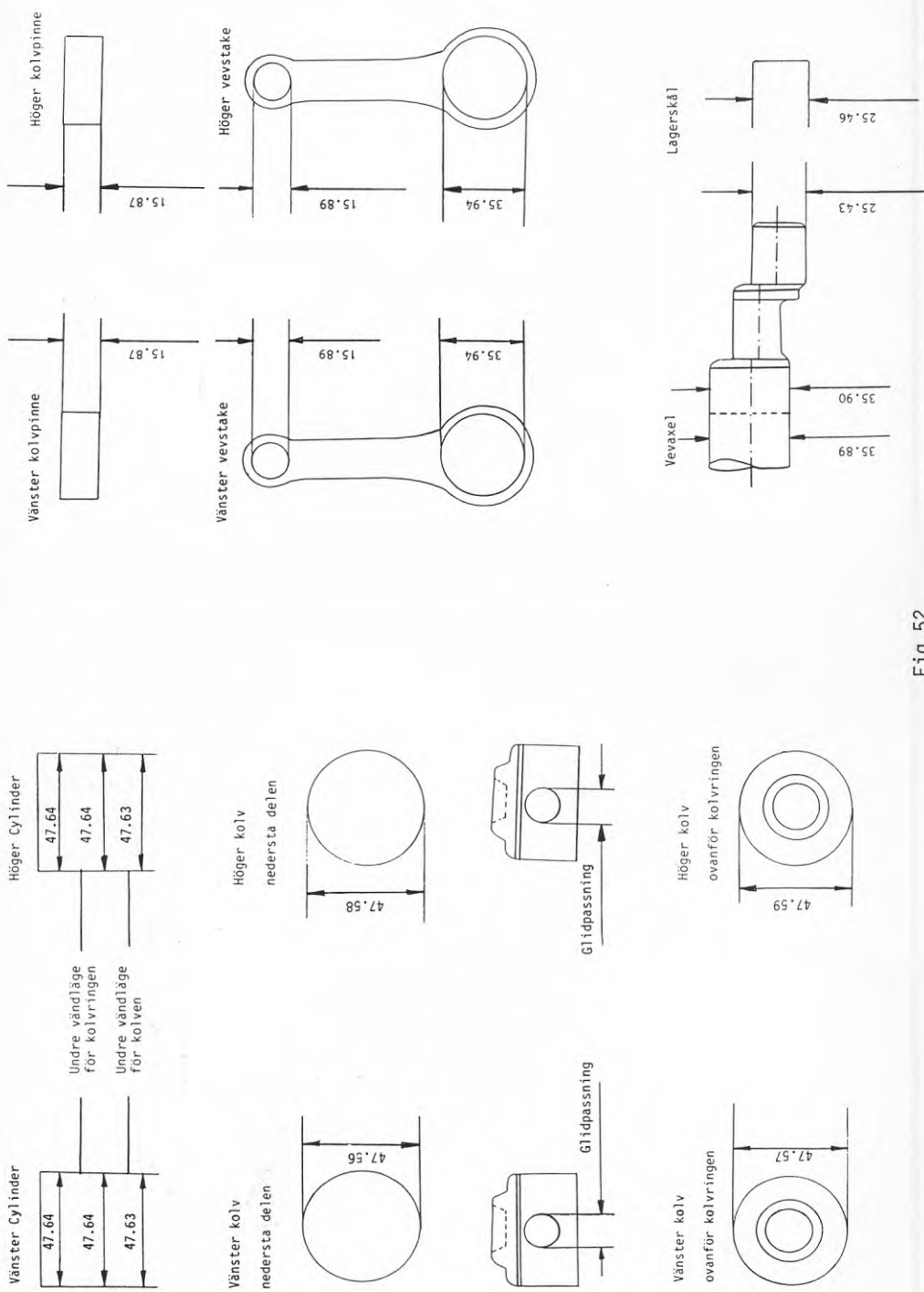


Fig 52

## 10. SLUTSATSER

I denna förstudie behandlas framkomliga vägar för statusbestämning av äldre villavärmepumpar. Detta dels genom fältmätningar och dels genom laboratorieprover.

Uppmätningen av värmepumpaggregaten är av stor vikt då det går att konstatera totalt sett vad de ingående komponenterna tillsammans presterar. Mätningar som utfördes i två värmepump-anläggningar, visade att prestandamässigt överensstämde aggregatens avgivna värmeeffekt mot föreskrivna värden. De driftpunkter som uppstod vid fältmätningarna har som kontroll även upprättats i "gasriggen" vid laboratoriemätningarna. En jämförelse mellan dessa fält- och laboratorieprov gav att fältproverna föreföll ha utförts med en godtagbar noggrannhet. Vid eventuell fortsättning på denna förstudie skulle fältmätningen kunna utvisa mycket. Detta under förutsättning att ett par olika driftpunkter kan uppnås för varje aggregat.

Den del av proverna som förlades vid laboratoriet utfördes med högre noggrannhet än vid fältproverna. Prestandamässigt gav bl a laboratorieproverna två jämförelsetal. Den totala isentropiska verkningsgraden som anger hur "energismål" kompressorn är, som för båda kompressorerna var ordinär eller t o m bättre. Den volymetriska verkningsgraden som utvisar hur väl cylindervolymen utnyttjas, skilde sig däremot avsevärt mellan kompressorerna. För uteluftvärmepumpens kompressor var volymetriska verkningsgraden utmärkt god inom hela mätområdet, medan den för ytjordvärmepumpens kompressor avtog kraftigt med ökande tryckförhållande. I båda fallen har dock kyleffekten som uppgivits av fabrikanter haft utmärkt god överensstämmelse mot laboratorieproverna, vilket därför även gäller för volymetriska verkningsgraden.

Tester av elmotorerna visade att båda hade identisk karakteristik ur verkningsgradssynpunkt. Dessutom framkom att för elmotorer i aktuella effektstorlekar överrenstämde verkningsgraderna väl. Utan denna verkningsgradbestämning går det ej säkert att få veta vilken karakterestik kompressorn ensam har.

Analysen av oljorna blev tyvärr begränsad p g a att de ursprungligt ifyllda var okända till typ. Genom att mäta syratalet framkom att oljorna var i god kondition. I vilken grad oljetillsatserna påverkats går däremot inte att uttala sig om. En ferrografianalys gav att båda oljorna innehöll omagnetiskt material i form av svarta partiklar. Dessa kan dock delvis ha tillkommit under lödningsarbeten vid hopsättningen av värmepumpen. Kompressorn med längst drifttid innehöll påtagligt fler omagnetiska partiklar samt slitagepartiklar. Av den anledningen framkommer frågan om kompressorns livslängd går att förlänga genom ett oljebyte efter ca 30 000 timmars drift.

Den okulära besiktningen samt uppmätningen av lagerspelen visade att ytjordvärmepumpens kompressor som troligen varit i drift 10 000 timmar längre, var repigare i ytorna samt hade större lagerspel. Dock skall man ha i minnet att kompressorn ej haft vevhusvärmning, vilket kan ha påverkat slitagebilden.

Erfarenheten av förstudien gav sammanfattningsvis att provmetoden är en framkomlig väg för statusbestämning. Proverna har ej givit indikation på försämring av egenskaperna efter lång drifttid. Slutsatser om "kvarvarande livslängd" kan dock ej dras.

Beräkningsunderlag, gasrigg

Köldmedieflödet beräknas ur en värmebalans som görs över den isolerade lådan. De i processen ingående entalpi- och tryckbeteckningarna finns inritade i ett  $i, \log p$  diagram i Fig 53

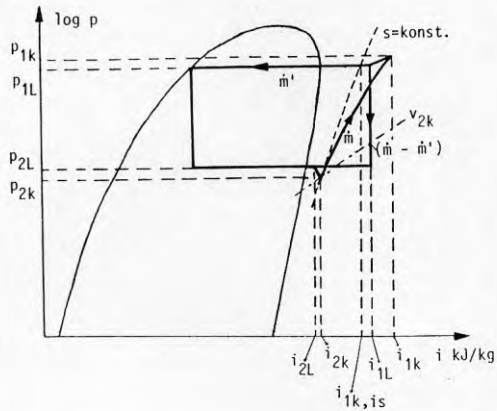


Fig 53 Entalpi- och tryckbeteckningarna i  $i, \log p$  diagram

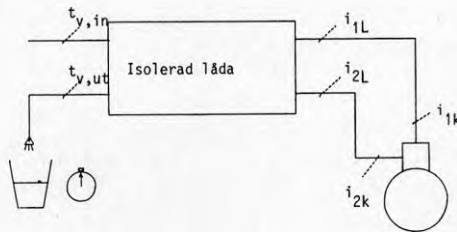


Fig 54 Tillstånderna inlagda i gasriggen

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{m}_v \cdot c_p \cdot (t_{v, ut} - t_{v, in}) + \dot{Q}_{trans} - \dot{Q}_{pump}}{i_{1L} - i_{2L}}$$

- $\dot{m}_R$  = köldmediet kompressorn pumpar runt
- $\dot{m}_v$  = det kylande vattenflödet genom kondensorn
- $c_p$  = vattnets värmekapacitet, 4.18 kJ/kg
- $t_{v, ut}$  = vattnets utloppstemp. ut ur lådan
- $t_{v, in}$  = vattnets inloppstemp. in i lådan
- $\dot{Q}_{trans}$  = transmissionseffekt från låda till omg.
- $\dot{Q}_{pump}$  = tillförd pumpeffekt till vattenkrets
- $i_{1L}$  = köldmediets entalpi in i lådan
- $i_{2L}$  = köldmediets entalpi ut ur lådan

## Diagramstorheter

## Total isentropisk verkningsgrad

$$\eta_{is} = \frac{\dot{m}_R \cdot (i_{1k, is} - i_{2k})}{\dot{E}_t}$$

$i_{1k, is}$  = entalpi ut ur kompressor vid isentrop kompression

$i_{2k}$  = entalpi vid inlopp till kompressorerhölje

$\dot{E}_t$  = totalt el-effektbehov för kompressorn

## Volymetrisk verkningsgrad

$$\eta_s = \frac{\dot{m}_R \cdot v_{2k}}{\dot{V}_s}$$

$v_{2k}$  = volymitet vid inlopp till hölje

$\dot{V}_s$  = kompressorns slagvolym vid 2900 rpm

## Kyleffekt

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_R \cdot (i_{2k} - i_s)$$

$i_s$  = entalpitillstånd ut ur kondensorn för en tänkt process med 8.3 °C underkylning

Volymetriska ( $\eta_{s, verk.}$ ) och isentropiska ( $\eta_{is, verk.}$ ) verkningsgraden då hänsyn tas till elmotorförluster

## Verkliga entalpin in till kompressorn

$$i_{2k, verk.} = i_{2k} + (1 - \eta_{elm.}) \cdot \dot{E}_t / \dot{m}_R$$

$\eta_{elm.}$  = elmotorns verkningsgrad

Det kända trycket och entalpin fastslår volymiteten vid kompressorns inlopp ( $v_{2k, verk.}$ )

$$\eta_{is, verk.} = \frac{\dot{m}_R \cdot (i_{1k, is} - i_{2k, verk.})}{\dot{E}_t}$$

$$\eta_{s, verk.} = \frac{\dot{m}_R \cdot v_{2k, verk.}}{\dot{V}_s}$$

Beräkningsunderlag, Mätväska

Köldmedieflödet beräknas ur en värmebalans som görs över kompressorn. De i processen ingående entalpileteckningarna finns inritade i ett  $i$ ,  $\log p$  diagram i Fig 55

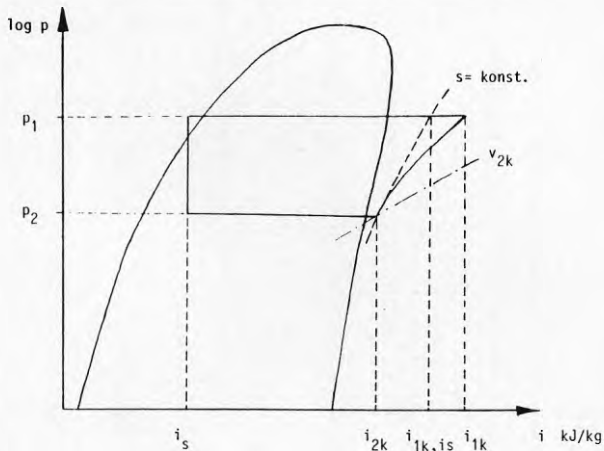


Fig 55 Processen inritad i ett  $i$   $\log p$  diagram

$$\dot{m}_R = \frac{(\dot{E}_t - \dot{Q}_{kw})}{(i_{1k} - i_{2k})}$$

$\dot{m}_R$  = köldmedieflödet

$\dot{E}_t$  = Tillförd eleffekt

$\dot{Q}_{kw}$  = konvektionsförluster från kompressorhöljet uppskattad till 7% av  $\dot{E}_t$

$i_{1k}$  = Entalpitillstånd ut ur kompressorhöljet

$i_{2k}$  = Entalpitillstånd in till kompressorhöljet

**Kondensoreffekten**

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_R \cdot (i_{1k} - i_s)$$

$i_s$  = Entalpitillstånd efter kondensorn





Prov nr	Köldmedium R22	1	2	3	4		
Utloppstryck	°C	60,2	60,2	60,2	60,1		
Inloppstryck	°C	10,4	5,7	0,6	-4,3		
Tryckförhållande	$P_1/P_2$	3,54	4,09	4,82	5,63		
Tryckrörstemperatur	°C	115,6	121,7	129,5	138,6		
Isugningstemperatur	°C	19,7	15,2	9,8	5,2		
Förångningseffekt	kW	12,4	9,9	7,2	5,5		
Driveffekt	kW	4,99	4,54	3,94	3,40		
Köldmedieflöde	kg/s	0,083	0,0667	0,0493	0,0378		
Vol verk.grad		0,635	0,592	0,510	0,456		
Tot isentr. verk.grad		0,551	0,550	0,525	0,517		
Ström	Ampere	8,23	7,61	6,76	6,03		
Statorresistans	Ohm	3,30	3,27	3,34	3,41		
Motorvarvtal	rpm	2833	2849	2871	2893		
Elmotorverk.grad		0,82	0,82	0,83	0,82		

## Kompressor nr 7

Prov nr	Köldmedium R22	5	6	7	8	9	10
Utloppstryck	°C	50,1	50,1	50,1	50,0	50,3	50,4
Inloppstryck	°C	10,8	5,9	1,2	-4,5	-10,0	-15,5
Tryckförhållande	$P_1/P_2$	2,79	3,24	3,76	4,53	5,53	6,77
Tryckrörstemperatur	°C	96,7	102,0	109,7	118,4	124,7	145,2
Isugningstemperatur	°C	19,7	15,0	10,4	5,8	0,0	-5,3
Förångningseffekt	kW	15,7	12,8	9,9	7,4	5,3	3,4
Driveffekt	kW	4,43	4,16	3,87	3,39	2,88	2,36
Köldmedieflöde	kg/s	0,0959	0,0970	0,0618	0,0466	0,0343	0,0216
Vol verk.grad		0,728	0,695	0,626	0,568	0,503	0,382
Tot isentr. verk.grad		0,580	0,587	0,558	0,555	0,548	0,472
Ström	Ampere	7,40	7,05	6,67	5,95	5,36	4,84
Statorresistans	Ohm	3,14	3,09	3,12	3,21	3,29	3,34
Motorvarvtal	rpm	2864	2868	2876	2900	2911	2920
Elmotorverk.grad		0,83	0,83	0,83	0,83	0,82	0,80

## Kompressor nr 7

Prov nr	Köldmedium R22	11	12	13	14	15	16	17
Utloppstryck	°C	39,7	40,2	40,0	40,2	40,2	40,3	40,0
Inloppstryck	°C	9,8	5,5	0,8	-4,5	-9,4	-13,7	-20,0
Tryckförhållande	$P_1/P_2$	2,25	2,60	3,01	3,60	4,26	4,98	6,26
Tryckrörstemperatur	°C	82,1	86,6	91,6	101,3	109,4	118,4	132,6
Isugningstemperatur	°C	19,6	14,9	9,7	5,1	0,1	-4,8	-9,1
Förångningseffekt	kW	18,0	14,7	11,9	9,1	6,9	5,2	3,7
Driveffekt	kW	3,85	3,70	3,49	3,22	2,89	2,57	2,16
Köldmedieflöde	kg/s	0,1008	0,0842	0,0687	0,0531	0,0408	0,0316	0,0222
Vol verk.grad		0,789	0,749	0,706	0,645	0,582	0,521	0,463
Tot isentr. verk.grad		0,549	0,566	0,565	0,554	0,540	0,522	0,508
Ström	Ampere	6,60	6,40	6,12	5,80	5,40	4,84	4,35
Statorresistans	Ohm	3,05	2,99	2,97	3,09	3,05	3,20	3,31
Motorvarvtal	rpm	2870	2893	2900	2909	2918	2925	2935
Elmotorverk.grad		0,83	0,83	0,83	0,83	0,82	0,80	0,78

Inst. Kylteknik KTH		Kundref. Pet-Henrik Naumburg	Besöksrapport nr Bilaga 4.1	46
Adress		Tel 08-787 7458	Prov insänt	Prov anlänt 86-12-17
Postnr	Ort STOCKHOLM	Distr/Sign	Provtagn. dat.	Lab. svar 86-12-19

Uppgifter om provet:  Reklamation  Rutinkontroll

Produkt:

Tillv. nr	Emb. nr (etikett)	Volym/Ant. förp.	Levetid datum
-----------	-------------------	------------------	---------------

Anledning till undersökning om ej angivet i besöksrapport

Komp nr 7

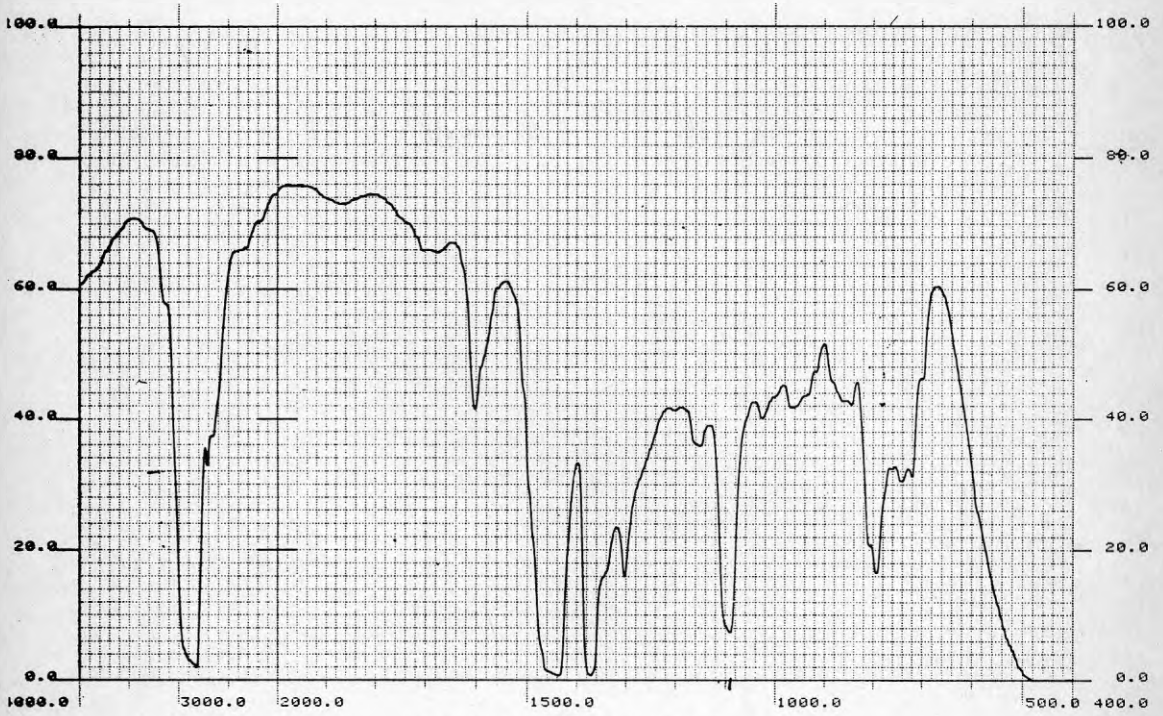
Komp nr 6

Analys	Metod	Värden	Analysresultat	
			1) N <sub>2</sub>	2) 30000 h
<input checked="" type="checkbox"/> 1 Densitet 15°C	IP 160/68 ASTM D 1298-67	0,916	0,888	0,885
<input checked="" type="checkbox"/> 2 Viskositet mm <sup>2</sup> /s (cSt), 100°C	IP 71/73 ASTM D 445-79	4,52	4,55	4,71
<input checked="" type="checkbox"/> 3 Viskositet mm <sup>2</sup> /s (cSt), 40°C	"	27,14	29,69	28,67
<input type="checkbox"/> 4 Viskositet mm <sup>2</sup> /s (cSt),	"			
<input checked="" type="checkbox"/> 5 Viskositetsindex	IP 226/68 ASTM D 2270-79	62	34	69
<input type="checkbox"/> 6 Flampunkt, SETA °C	ASTM D 3828-79			
<input checked="" type="checkbox"/> 7 Lägsta Flyttemp. °C	IP 15/67 ASTM D 97-66	249	<-47	—
<input type="checkbox"/> 8 Totalt olösligt %	IP 316/74			
<input type="checkbox"/> 9 Vattenhalt %	IP 74/70 ASTM D 95-70			
<input type="checkbox"/> 10 TBN mg KOH/g	IP 276/75 ASTM D 2896-73			
<input type="checkbox"/> 11 Koncentration %	H-Titrering Refraktometer			
<input type="checkbox"/> 12 Koncentration (Spaltning) %	IP 137/55			
<input type="checkbox"/> 13 Läckoljehalt %	-			
<input type="checkbox"/> 14 pH	-			
<input type="checkbox"/> 15 Rostskydd	IP 125/63 T			
<input type="checkbox"/> 16 Klorhalt %	-			
<input type="checkbox"/> 17 Svavelhalt	-			
<input checked="" type="checkbox"/> 18 Syratal mg KOH/g	IP 139/65 ASTM D 974-64	<0,1	<0,1	<0,1
<input type="checkbox"/> 19 Konserveringsmedel ppm				
<input type="checkbox"/> 20 Bakteriehalt *	Easicult TTC			
<input checked="" type="checkbox"/> 21 IR			Körd	Körd
<input checked="" type="checkbox"/> 22 ICP Fosfor ppm			1567	1340
<input type="checkbox"/> 23				
<input type="checkbox"/> 24				

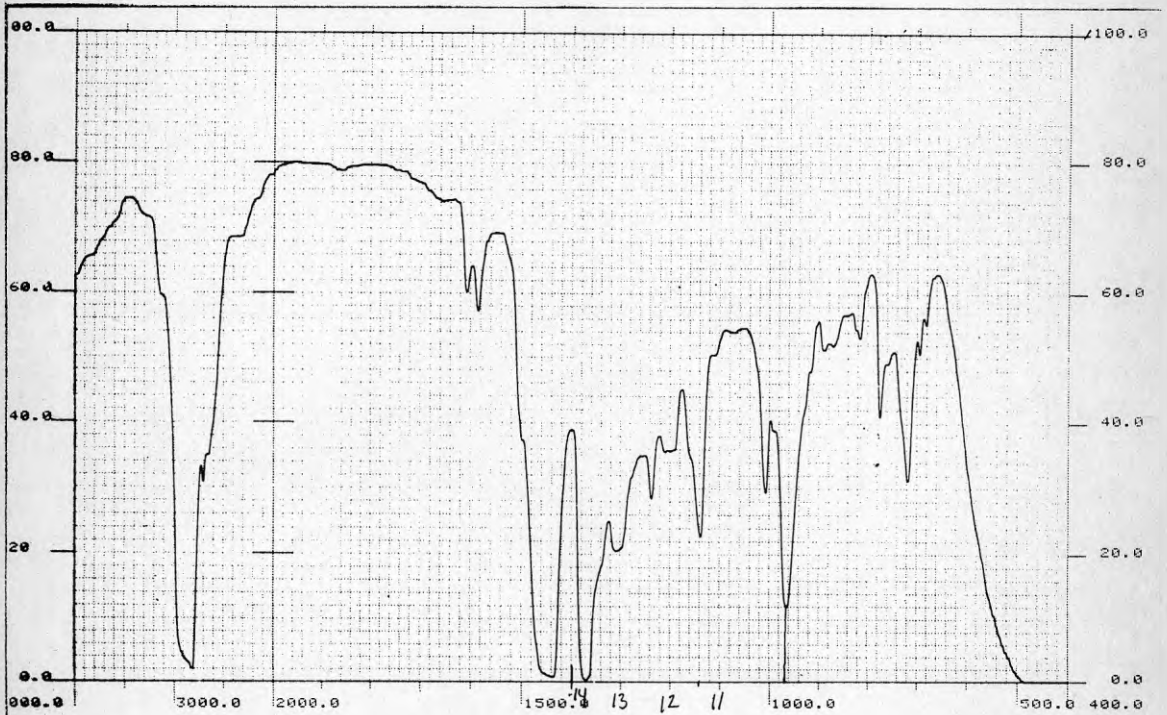
Laboratoriets kommentarer

Kopior till					Datum Sign.
-------------	--	--	--	--	----------------

Ir-diagram



Olja från kompressor nr 7



Olja från kompressor nr 6

**REFERENSER**

- (1) A survey of heat pump service life  
EPRI EM-4163, Projekt 2417-1
- (2) Heat pump life and compressor survival in a Northern climate  
EPRI EM-4660, Projekt 2417-2





**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 841139-5  
från Statens råd för byggnadsforskning till Inst för  
Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm.**

**R61: 1989**

**ISBN 91-540-5052-9**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6709061**

**Abonnemangsgrupp:  
Ingår ej i abonnemang**

**Distribution:  
Svensk Byggtjänst  
171 88 Solna**

**Cirkapris: 40 kr exkl moms**