



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**

**R89:1989**

# **Livslängd och prestanda för villavärmepumpar**

**Håkan Thorsell**

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	
Plac	Ser

R

**Byggeforskningsrådet**

R89:1989

LIVSLÅNGD OCH PRESTANDA  
FÖR VILLAVÄRMEPUMPAR

Håkan Thorsell

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 841139-5  
från Statens råd för byggnadsforskning till Institutionen  
för mekanisk värmeteorik och kylteknik, Tekniska högskolan,  
Stockholm.

## REFERAT

Rapporten redovisar en utredning avseende prestanda hos äldre villavärmepumpar och deras kompressorer.

I Sverige finns idag drygt 130 000 värmepumpar installerade. Flertalet har tillkommit under de senaste 4-8 åren. Kunskaper om hur värmepumparnas prestanda förändras efter längre drifttider är därför dåliga. Vid institutionen för Mekanisk värmeteorik och kylteknik vid KTH har tidigare ett pilotprojekt utförts för att ta fram metoder att bestämma villavärmepumpars prestanda. Det nu aktuella arbetet har utförts i större skala och omfattar totalt 21 st 7-10 år gamla anläggningar med drifttider på i genomsnitt ca 30 000 h.

Som första steg i projektet utfördes fältmätningar på installationsplatserna för att bestämma värmepumparnas tillförda eleffekt och avgivna värmeeffekt. Vid mätningarna observerades även temperaturförloppen i kondensator och förångare.

Efter genomförda fältmätningar togs 9 st av värmepumparnas kompressorer till institutionens laboratorium för vidare tester. Mätningarna omfattar både kompressorernas och elmotorernas prestanda. Slutligen togs kompressorerna isär för mätning av lagospel och för att eventuellt finna andra tecken på slitage. Dessutom sändes kompressoroljorna på analys.

De genomförda mätningarna visar att kompressorernas prestanda inte har försämrats trots de långa drifttiderna. Resultaten tyder på att de ger full prestanda tills ett eventuellt haveri inträffar. Oljeanalysen indikerade att det borde finnas möjlighet till byte av olja på hermetiska kompressorer. Detta eftersom oljans kvalitet är en faktor som högst påtagligt påverkar livslängden. Det går dock inte att göra någon uppskattning av kompressorernas "kvarvarande livslängd".

Rapporten har tillkommit genom ett samarbete mellan KTH, BFR, Statens provningsanstalt, Sydkraft och Vattenfall.

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

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, oblegt papper.

R89:1989

ISBN 91-540-5097-9  
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm  
Svenskt Tryck Stockholm 1989

## INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1.	SAMMANFATTNING .....	1
2.	INLEDNING .....	3
<b>DEL I</b>	<b>FÄLTMÄTNINGAR</b> .....	<b>5</b>
3.	MÄTNINGARNAS UTFÖRANDE .....	6
3.1	ETM's mätväska .....	6
3.1.1	Mätnoggrannhet .....	7
3.2	KTH's mätväska .....	8
3.2.1	Mätnoggrannhet .....	8
4.	RESULTAT AV MÄTNINGARNA .....	9
4.1	Sammanfattande resultat .....	9
4.2	Resultat för respektive anläggning .....	12
4.2.1	Anläggning nr 1 .....	12
4.2.2	Anläggning nr 2 .....	14
4.2.3	Anläggning nr 3 .....	17
4.2.4	Anläggning nr 4 .....	20
4.2.5	Anläggning nr 5 .....	23
4.2.6	Anläggning nr 6 .....	25
4.2.7	Anläggning nr 7 och 8 .....	28
4.2.8	Anläggning nr 9 .....	32
4.2.9	Anläggning nr 10 .....	35
4.2.10	Anläggning nr 11 .....	38
4.2.11	Anläggning nr 12.....	40
4.2.12	Anläggning nr 16.....	42
4.2.13	Anläggning nr 17, 18 och 19 .....	44
4.2.14	Anläggning nr 22 och 23 .....	49
4.2.15	Anläggning nr 24, 25 och 26.....	51

<b>DEL II</b>	<b>LABORATORIETESTER</b>	56
5.	BESKRIVNING AV VÄRMEPUMPCYKELN OCH MÄTSTORHETER	57
5.1	Volymetrisk verkningsgrad	59
6.	MÄTNINGARNAS UTFÖRANDE	61
6.1	Gasriggen	61
6.2	Mätinstrument	62
7.	ELMOTORBERÄKNINGAR	63
8.	BERÄKNINGSUNDERLAG	66
8.1	Köldmediekretsen	66
9.	RESULTAT AV MÄTNINGARNA	69
9.1	Värmeeffekt och eleffekt	69
9.1.1	Jämförelse med fabrikantdata	74
9.2	Total isentropisk verkningsgrad	77
9.3	Volymetrisk verkningsgrad	80
9.4	Elmotorverkningsgrad	83
10.	KOMMENTARER KRING DE ENSKILDA KOMPRESSORERNA	86
11.	JÄMFÖRELSE MED FÄLTMÄTNINGARNA	89
<b>DEL III</b>	<b>SLITAGEMÄTNINGAR OCH OLJEANALYS</b>	91
12.	OLJEANALYS	92
13.	SLUTSATSER AV OLJEANALYSEN	96
13.1	Kommentarer kring de enskilda oljorna	96
14.	UPPMÄTNING AV LAGERSPEL	99
14.1	Resultat av lagerspelsmätningarna	99
15.	FOTOGRAFIER AV KOMPRESSORDETALJER	115

16.	LITTERATUR .....	121
-----	------------------	-----

<b>BILAGOR</b> .....	122
----------------------	-----

1.	Data över värmepumparna .....	123
2.	Värmepumparnas och kompressorernas fabrikat .....	124
3.	Beräkningssteg för ETM's mätväska .....	125
4.	Beräkningssteg för anl 17-19 .....	127
5.	Använda beteckningar i mätprotokollen .....	128
6.	Mätprotokoll kompressor nr 1 .....	129
7.	Mätprotokoll kompressor nr 3 .....	130
8.	Mätprotokoll kompressor nr 7 .....	131
9.	Mätprotokoll kompressor nr 8 .....	132
10.	Mätprotokoll kompressor nr 11 .....	133
11.	Mätprotokoll kompressor nr 12 .....	134
12.	Mätprotokoll kompressor nr 22 .....	135
13.	Mätprotokoll kompressor nr 26 .....	136





## 1. SAMMANFATTNING

Den svenska värmepumpmarknaden har under senare delen av åttiotalet visat en påtaglig nedgång. Om värmepumpen åter skall kunna bli ett ekonomiskt alternativ för husuppvärmning måste den visa sig pålitlig vad beträffar livslängd och prestanda. Med detta som bakgrund utfördes under 1986 och 1987 ett pilotprojekt vid KTH för att ta fram mätmedoder att utvärdera gamla villavärmepumpar. Det arbete som redovisas i denna rapport är en fortsättning på pilotprojektet. De två projektena har genomförts i samarbete mellan KTH, Byggeforskningsrådet, Sydkraft, Statens provningsanstalt och Vattenfall.

Till projektets första del, som består av fältmätningar, utvaldes 21 st värmepumpar med långa drifttider. Anläggningarna har varit fördelade mellan olika värmekällor och fabrikat. Dessa testades på installationsplatserna med en speciell mätväska avsedd för värmepumpanalys. Avsikten var att kontrollera om anläggningarna var ordentligt inställda och att de gav de effekter som de var dimensionerade för. Eftersom kompressorn kan anses vara hjärtat i processen så har de uppmätta värdena jämförts med fabrikantdata över nya kompressorer.

I en del fall har avvikelserna varit stora. Detta har dock berott på att mätväskans konstruktion inte lämpat sig för värmepumpen. Exempel på detta är kompressorer med yttre kylning eller anläggningar där köldmediet inte är överhettat in till kompressorn. För de övriga värmepumparna har resultatet blivit att ingen gav påvisbart lägre effekter än vad som kan förväntas av en ny.

I samband med mätningarna utfrågades även anläggningsägarna om eventuella störningar eller missöden. I några fall har man haft problem med kondensutfällning kring t.ex köldbärarledningar. Framförallt gäller detta om värmepumpen är placerad i våtutrymme. De flesta var dock nöjda med sin investering.

Efter fältmätningarna utbyttes 9 st av värmepumparnas kompressorer mot nya. De äldre testades därefter vid KTH i en så kallad gasrigg, vilken är avsedd för uppmätning av kompressorprestanda. Förutom tillförd eleffekt och avgiven kondensoreffekt har även den volymetriska och isentropa verkningsgraden uppmätts.

Samtliga kompressorer har varit av hermetisk typ med suggaskyld elmotor. Därför har även elmotorernas verkningsgrader blivit uppmätta.

De noggranna laboratorietesterna förstärkte intrycket från fältmätningarna. Endast en av kompressorerna (nr 11) hade påvisbart sämre prestanda än vad fabrikantdata anger. Orsaken till detta visade sig vara att ett av kompressorns ventilbleck var sprucket. Därmed har kompressorn i praktiken endast fungerat med två av tre cylindrar. Orsaken till haveriet kan dock inte förklaras av att kompressorns har lång drifttid.

De övriga kompressorerna uppvisade en påfallande överensstämmelse med fabrikantdata trots drifttider kring 30 000 h. En kompressor (nr 26) gav faktiskt högre uteffekter än vad fabrikantdata anger.

Den avslutande delen av projektet omfattar analys av kompressoroljorna och uppmätning av lagerspel. Resultaten av oljeanalysen är att i fyra av kompressorerna skulle oljorna kunna betraktas som "förbrukade". Dessa kompressorer uppvisar dock ingen försämring i prestandan. Men en olja som har börjat nedbrytas förkortar sannolikt kompressorns återstående livslängd. Detta faktum skulle kunna motivera en möjlighet till oljebyte även på hermetiska kompressorer.

En tanke vid projektets start var att det eventuellt skulle gå att beräkna en kompressors återstående livslängd utifrån uppmätta värden. Ett sådant samband har inte gått att finna. Tvärtom verkar det som om kompressorerna ger full effekt ända tills de är "helt slut", eller havererar av andra orsaker. Ett annat sätt att se på saken kanske blir att 30 000 h inte kan betraktas som lång drifttid.

## 2. INLEDNING

I Sverige fanns under våren 1987 ca 130 000 värmepumpar i drift. De flesta av värmepumparna är av mindre storlek och avsedda för privata villor, lantbruk mm. Till övervägande del är dessa baserade på de olika värmekällorna frånluft, uteluft, ytjordvärme, grundvatten eller bergvärme. Denna typ av värmepumpar har i Sverige varit i drift under ca 10 - 12 år, även om det största antalet har tillkommit efter 1980.

Under den period då oljepriset var högt skedde en övergång till uppvärmning baserad på direktel. Dessa förhållanden gjorde även att de ekonomiska fördelarna av en värmepumpinstallation var tydligt påvisbara. Dock kommer den framtida kärnkraftavvecklingen tillsammans med ökade sparåtgärder att leda till en påtagbar höjning av elpriserna.

Det låga oljepriset under senare år har medfört att värmepumpmarknaden i Sverige och i utlandet nu är mycket svag. På längre sikt bedöms situationen bli förbättrad om och när oljepriset åter stiger i reala termer. En förutsättning för att värmepumparna åter skall få ett uppsving är att de visar sig pålitliga ur driftshänseende. Med detta avses då bibehållen prestanda under långa drifttider.

Den praktiska och ekonomiska livslängden har i olika sammanhang antagits till ca 15 år, möjligen i brist på kunskaper om de faktiska förhållandena. Man har även antagit att kompressorn behöver bytas någon gång under dessa år. EPRI har publicerat rapporter [2, 3, 4] där man i USA fått fram ca 15 - 20 år som en medellivslängd. Beträffande kompressorn kan man förvänta sig maximalt ett byte under denna tid. Vidare har man påvisat att nyare typer håller längre än de äldre. I Sverige har hittills lite arbete lagts ned på dessa frågor.

Under hösten 1986 och våren 1987 utfördes ett pilotprojekt på KTH för att testa metodik att identifiera prestanda och underhållsbehov för små villavärmepumpar [7]. Två objekt med långa drifttider, en uteluft- och en ytjordvärmepump, valdes ut och testades först på installationsplatserna. Mätningarna gjordes med en speciell mätväska

avsedd för värmepumpanalys, kapitel 3.1. Därefter byttes kompressorerna ut mot nya och de gamla testades i rigg på KTH.

När kompressorerna var färdigtestade i rigg plockades de isär för uppmätning av lagerspel mm. Dessutom utfördes en analys av oljorna. Pilotstudien visade att metoden var användbar för ändamålet. Vid möte 87-05-05 beslutade därför projektets styrgrupp att gå vidare i större skala.

Avsikten med projektet har varit att utröna om värmepumparnas prestanda försämras med drifttiden och eventuella orsaker till detta. Vidare har intentionerna varit att försöka bedöma framförallt kompressorernas livslängd.

21 st värmepumpar valdes ut för att testas på installationsplatserna. Samtliga objekt är villavärmepumpar med hermetiska kompressorer. Data över anläggningarna finns i bilaga 1 och 2. Dessa fältmätningar utfördes av undertecknad (nr 1, 3, 16 - 19 och 22 - 26), **Reinhold Larsson** på Statens provningsanstalt (nr 5 - 8 och 10 - 12) samt **Lennart Spante** på Statens Vattenfallsverk (nr 2, 4 och 9), vilka även är författare till respektive kapitel i del I.

10 st av värmepumpars kompressorer valdes ut för att testas mer ingående på KTH. Mätningarna har gjorts i en så kallad gasrigg, kapitel 6.1, vid institutionen för Mekanisk värmeteori och kyltekniks laboratorium. Dessa mätningar finns redovisade i del II av rapporten.

I del III redovisas slutligen resultaten av oljeanalysen och uppmätningen av kompressorernas lagerspel. Oljeanalysen har utförts av AB Nynäs Petroleum.

Finansiärer av projektet har varit Statens råd för byggnadsforskning, Sydkraft och Statens Vattenfallsverk.

## DEL I FÄLTMÄTNINGAR

Håkan Thorsell, KTH

Reinhold Larsson, SP

Lennart Spante, Vattenfall

### 3. MÄTNINGARNAS UTFÖRANDE

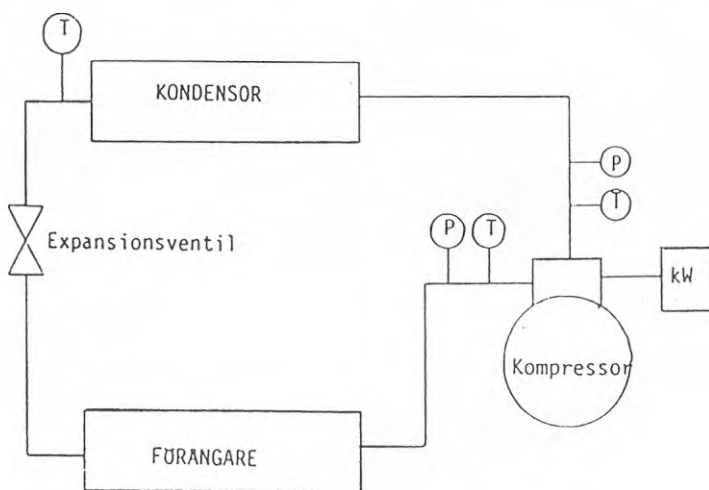
Syftet med fältproverna var att undersöka samspelet mellan värmepumpens olika komponenter. För att erhålla optimala driftförhållanden måste de olika delarna vara dimensionerade på ett riktigt sätt.

Kondensator och förångare skall tillåta små temperaturdifferenser till omgivande medium så att kompressorn får arbeta under gynnsamma tryckförhållanden. Vidare skall expansionsventilen ge konstant överhettning för att undvika vätskeslag i kompressorn.

För mätning av de större värmepumparna har en mätväska framtagen av ETM Mätteknik använts. De mindre anläggningarna (nr 17-19) är uppmätta med en mätväska som är framtagen på KTH.

#### 3.1 ETM's mätväska.

Mätväskan är utrustad med en dator som läser av tryck, temperaturer och driveffekt till kompressorn. De olika givarnas placering framgår av figur 3.1.1. Temperaturgivarna är av termistortyp och eleffekten mäts med 2 st strömtänger och 3 st spänningsklämmor som placeras i fasföljd. Metoden kräver att kompressorn matas med trefasström.



P=tryckgivare T=temperaturgivare kW=effektmatrare

Fig 3.1.1 Mätpunkter för mätväskan.

Tryckgivarna appliceras antingen på uttagen till kompressorns rotalockventiler eller schraderventiler, beroende på hur konstruktionen ser ut. Temperaturgivarna fästs på köldmedierören, som skall vara väl rengjorda, med kontaktpasta och aluminiumtape. Ovanpå tapen klistras minst två lager isolermatta för att minska rörmotståndets inverkan.

### 3.1.1 Mätnoggrannhet.

Enligt ETM kan man förvänta sig följande noggrannhet för de olika storheterna.

Mätstorhet	Mätoggrannhet
Temp - tryckrör	-2 K
Temp - före exp.ventil	±1 K
Temp - insug kompressor	±1 K
Temp - köldbärare	±1 K
Temp - värmebärare	±1 K
Tryck - förångare	±1 % (*)
Tryck - kondensor	±1 % (*)
Ström	±2 %

(\*) Gäller vid normalt atmosfärstryck.

Mätvärdena insamlas med 2 st 8-kanaliga loggrar. I datorn finns ett program som beräknar erforderliga köldmediestorheter utifrån de tryck och temperaturer som har uppmätts. Programmet räknar ut köldmedieflödet genom en värmebalans över kompressorn. Där antas att konvektionsförlusterna från kompressorhöljet till omgivningen är 7 % av den tillförda eleffekten. Den resterande eleffekten tillförs köldmediet och då entalpierna före och efter kompressorn är kända fås massflödet. Värmeeffekten räknas sedan ut då entalpin efter kondensorn är känd. Beräkningsstegen återges i bilaga 1.

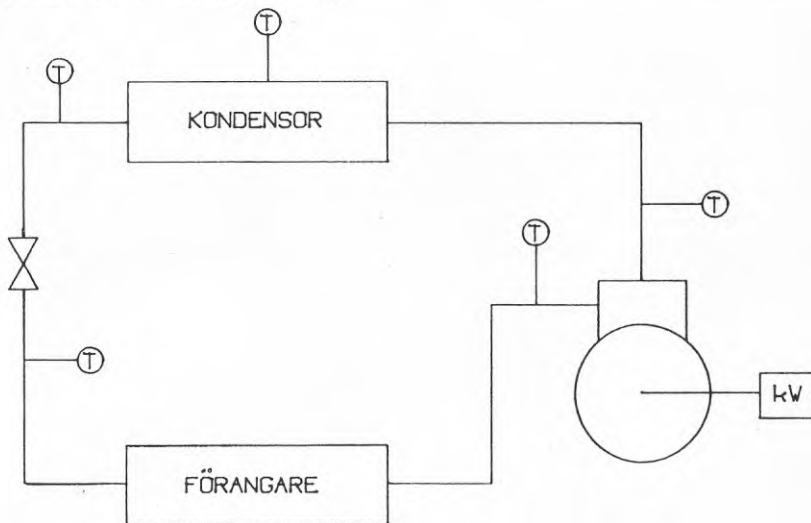
Som exempel på mätväskans tillförlitlighet kan mätningen på anläggning 3 nämnas. Där kunde vattenflödet genom kondensorn mätas och värmeeffekten beräknas genom temperaturhöjningen på vattnet.

Mätmetod:	Mätväska	Kondensorbalans
Värmeeffekt, kW	6.45	6.46
Värmeeffekt, kW	6.61	6.48

### 3.2 KTH's mätväska.

För att kunna mäta frånluftvärmepumparna (nr 17-19) som saknar tryckuttag och som går på enfasström behövdes en annan mätmetod. Först bestämdes att tryckuttag skulle monteras på en av anläggningarna och använda denna mätning som referens för de andra där endast temperaturer skulle mätas. Efter provmätningar på KTH visade det sig att en tillräcklig noggrannhet skulle nås genom att endast mäta temperaturer samt eleffekt till kompressorn, se bilaga 2. Man slipper då att göra ingrepp i systemet som kan ändra värmepumpens driftförhållande. Den anläggning som var aktuell för ingrepp visade sig nu ha varit utsatt för köldmedieläckage (nr 17). Detta hade inte upptäckts om en tömning av systemet med följande påfyllning hade utförts.

Temperaturena mättes med termoelement av koppar-konstantan och eleffekten med strömtång och spänningsklämmor. Mätvärdena samlades in med en datalogger och behandlades sedan på KTH. För beräkningarna användes samma metod som för ETM's mätväska, bilaga 1.



T=temperaturgivare    kW=effektmetare

Figur 3.2.1 Termoelementens placering.

#### 3.2.1 Mätnoggrannhet.

Effektmätarens onoggrannhet anges av tillverkaren till  $\pm 1\%$ . Beträffande termoelementen hänvisas till bilaga 2.



## 4 RESULTAT AV MÄTNINGARNA

## 4.1 Sammanfattande resultat.

Nedanstående diagram, 4.1.2-4.1.4, visar jämförelser mellan uppmätta data och fabrikantdata lämnade av kompressortillverkarna. Jämförelserna är gjorda vid lika förångnings och kondenseringstemperaturer. Hänsyn har inte tagits till skillnader i underkylning och överhettning. Samtliga anläggningar ingår inte i jämförelserna utan bara de där jämförbara data har gått att finna.

Det bör observeras att en värmeeffekt som ligger över "mittlinjen" i diagrammet kan bero på att även eleffekten gör det. Därför finns ett jämförande diagram över värmefaktorn. Den definieras som avgiven värmeeffekt dividerad med eleffekten till kompressorn. Pumpar eller fläktar är inte inräknade.

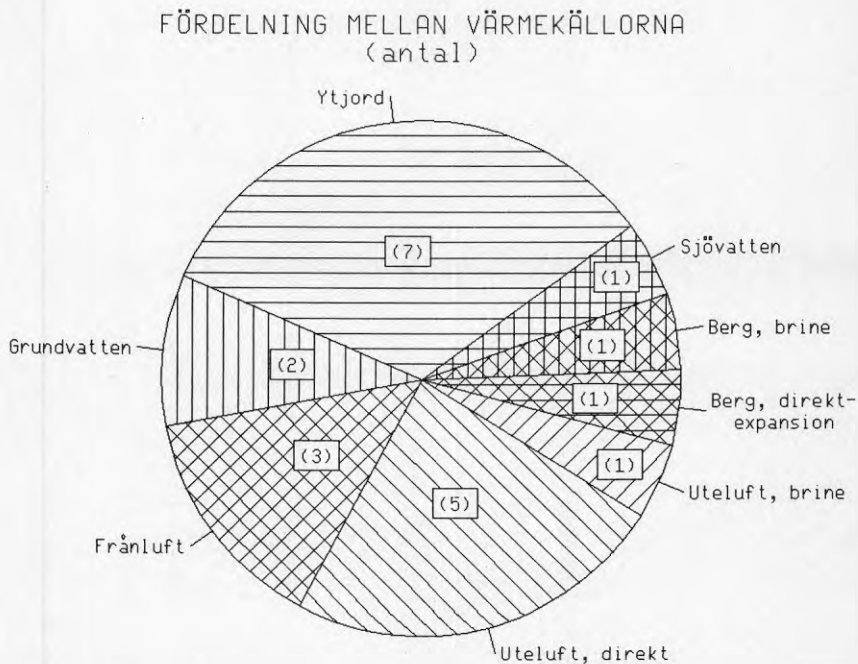


Diagram 4.1.1 Fördelning mellan de olika värmepumpstyper som har ingått i mätningarna.

# AVGIVEN VÄRMEEFFEKT

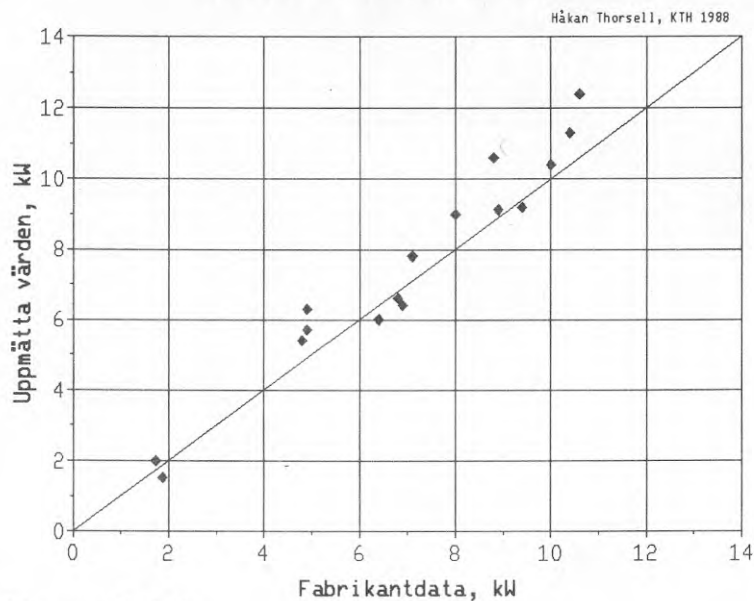


Diagram 4.1.2

# TILLFÖRD ELEFFEKT TILL KOMPRESSOR

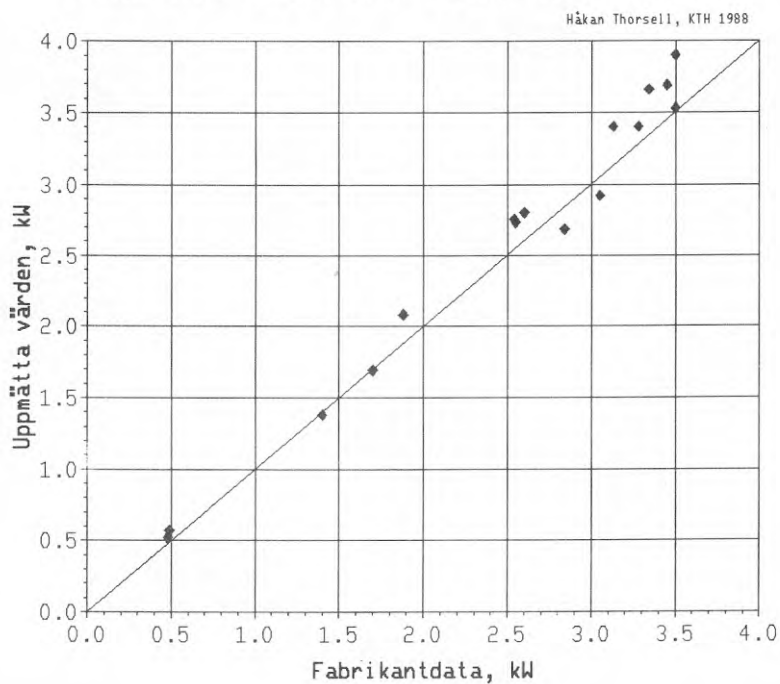


Diagram 4.1.3

## VÄRMEFAKTOR

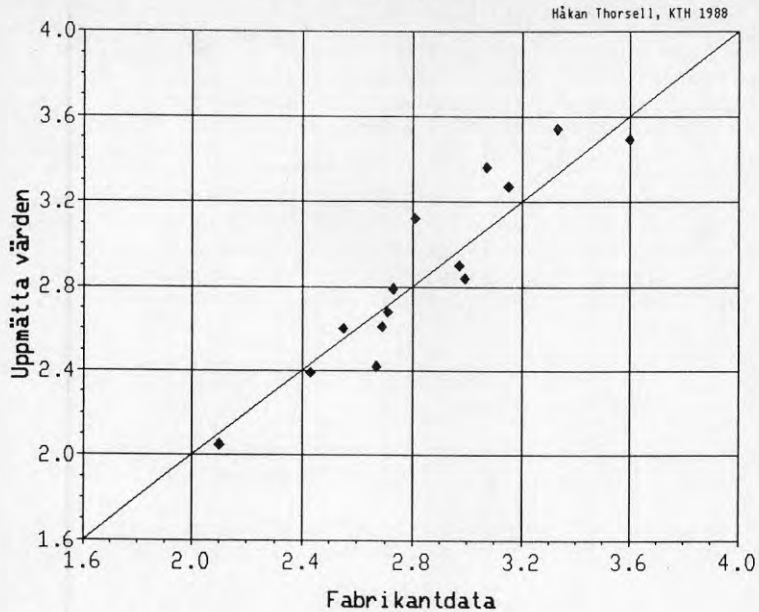


Diagram 4.1.4

Nedanstående diagram, 4.1.5, visar hur temperaturdifferenserna in till förångarna var vid mätningarna på de olika värmepumparna. Anläggningarna har delats upp i de med luftberörda respektive vätskeberörda förångare. Med temperaturdifferens menas skillnaden mellan ingående köldbärartemperatur och förångningstemperaturen.

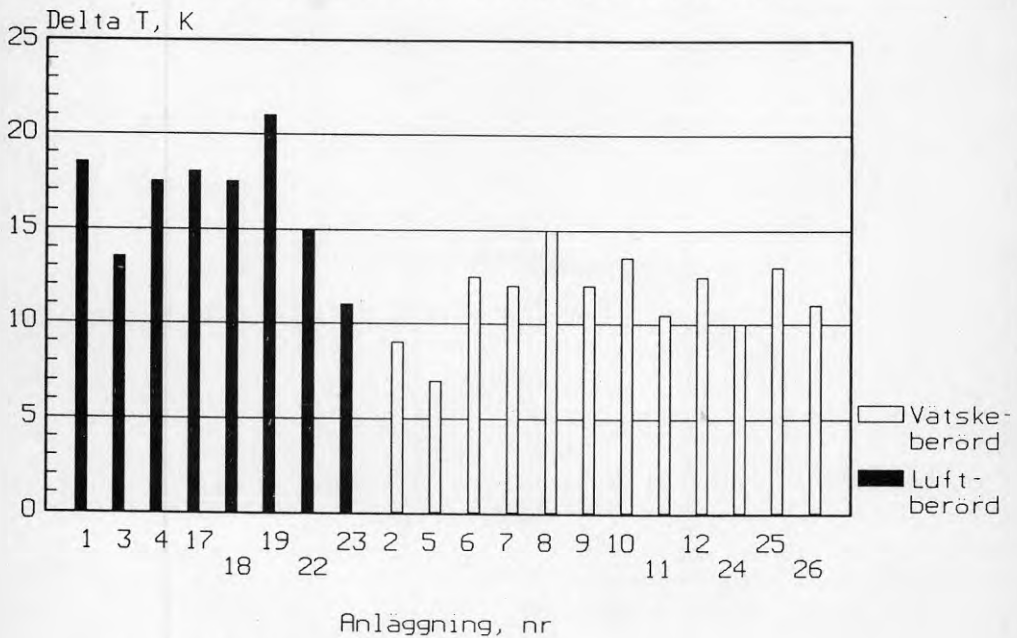


Diagram 4.1.5

#### 4.2 Resultat för respektive anläggning.

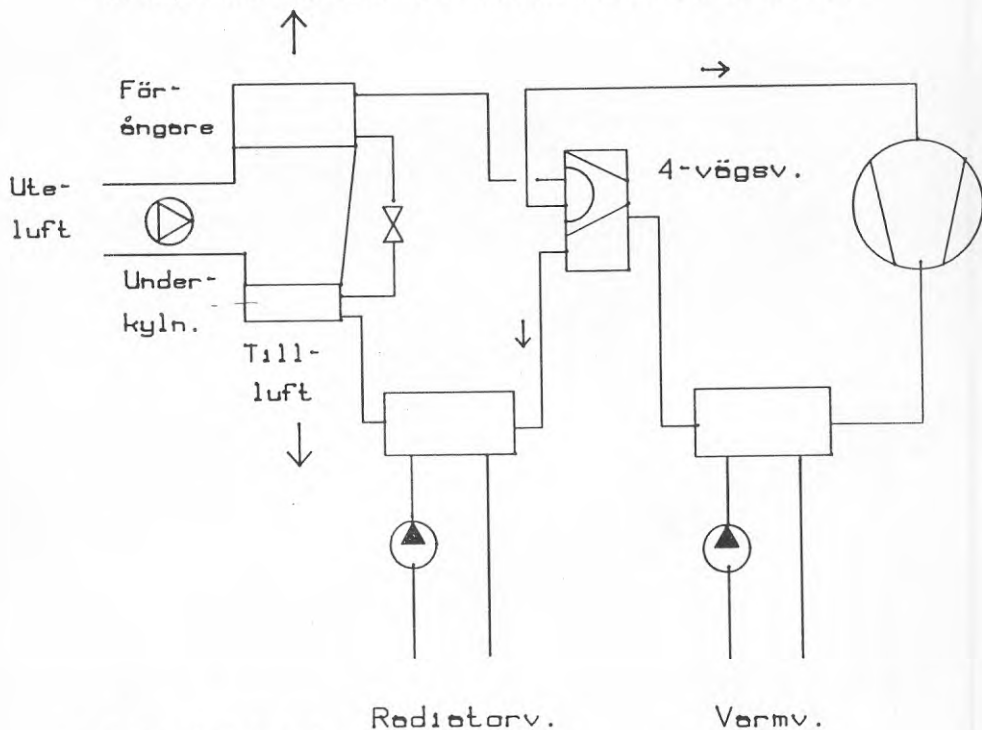
Vid mätningarna har anläggningarna setts över vad beträffar yttre skador, framförallt korrosion orsakad av kondens. Ägarna har lämnat sitt omdöme över de problem och fördelar som en värmepumpinstallation innebär. Dessutom har varje anläggning blivit uppmätt avseende prestanda.

I respektive redogörelse lämnas först en allmän information om värmepumpen och en beskrivning av funktionen. Därefter redovisas något driftfall som kan jämföras med i första hand fabrikantdata över kompressorn. Slutligen visas diagram över uppmätta värden under kontinuerlig drift.

##### 4.2.1 Anläggning nr 1.

Denna uteluftsvärmepump installerades 1980 i Östra Grevie i Skåne. Vid mätningen hade anläggningen en ungefärlig drifttid av 26 000 h.

Värmepumpen är av märke TA 3200 $\mu$  ETS och kompressorn är en Copeland YHB-0300-TFM. Använt köldmedie är R 502.



Figur 4.2.1.1 Systemskiss.

Uteluften leds via en fläkt till förångaren. En mindre del av luftflödet leds genom en underkylare och används som tilluft i huset. Fyrvägsventilen är placerad efter hetgasvärmväxlaren vilket gör att värmepumpen värmer tappvarmvatten även under avfrostning.

En jämförelse med fabrikantdata över kompressorn kan inte påvisa några försämringar i prestanda.

	Uppmätt	Fabrikantdata
Kondensering, °C	50.1	50
Förångning, °C	-2.7	-3
Värmeeffekt, kW	8.7	
Kyleffekt, kW	6.0	6.4
Eleffekt till kompressor, kW	2.92	3.05
Kondensering, °C	40.2	40
Förångning, °C	-5.5	-5
Värmeeffekt, kW	9.1	
Kyleffekt, kW	6.7	6.8
Eleffekt till kompressor, kW	2.57	2.70

Tabell 4.2.1.1 Uppmätta data och fabrikantdata.

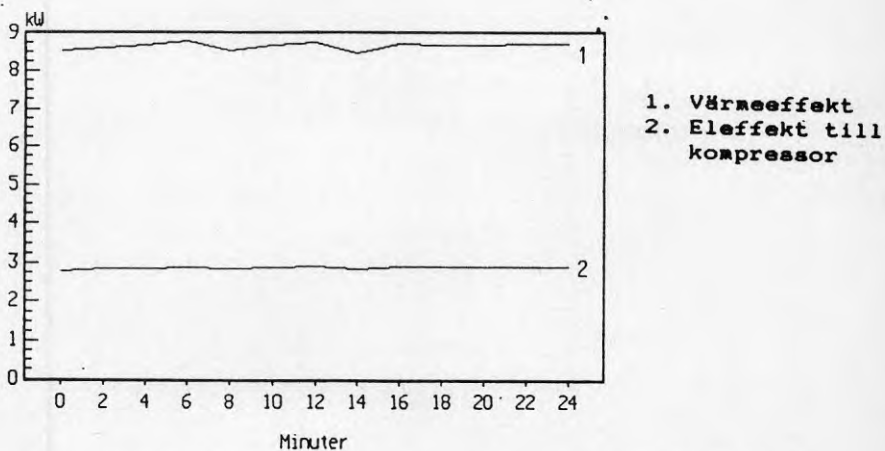
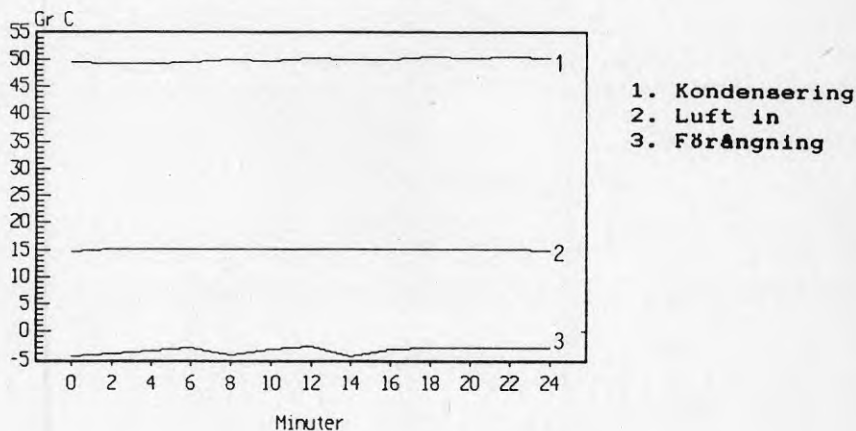


Diagram 4.2.1.1 Uppmätta värden under kontinuerlig drift.

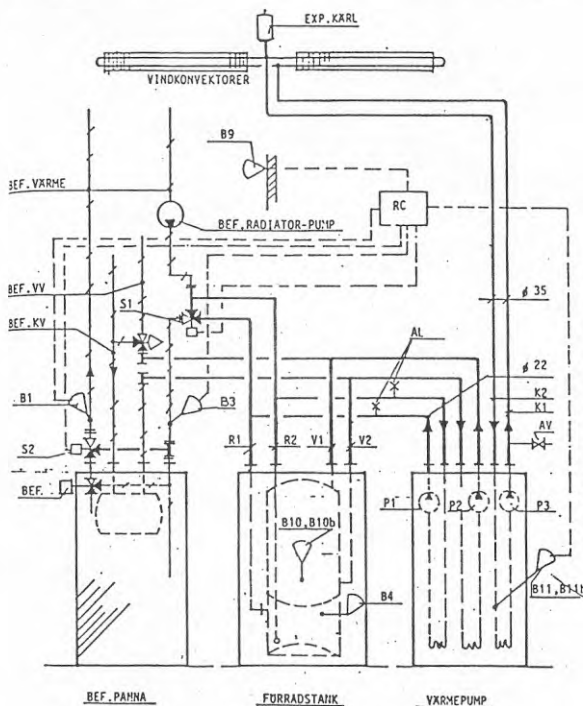
## 4.2.2 Anläggning nr 2

Värmepumpen är installerad i ett pannrum i källarvåningen till en villa, med en våning och källare, i närheten av Norrahammar. Byggytan är 113 m<sup>2</sup> och tidigare oljeförbrukning cirka 4.3 m<sup>3</sup>/år. Värmepumpen installerades februari 1982 och ingår i ett fältprovprojekt inom Vattenfalls värmepumpprogram. Värmepumpens kompressor har fram till nedan redovisade mätning (dec. 1987) varit i drift 26400 timmar.

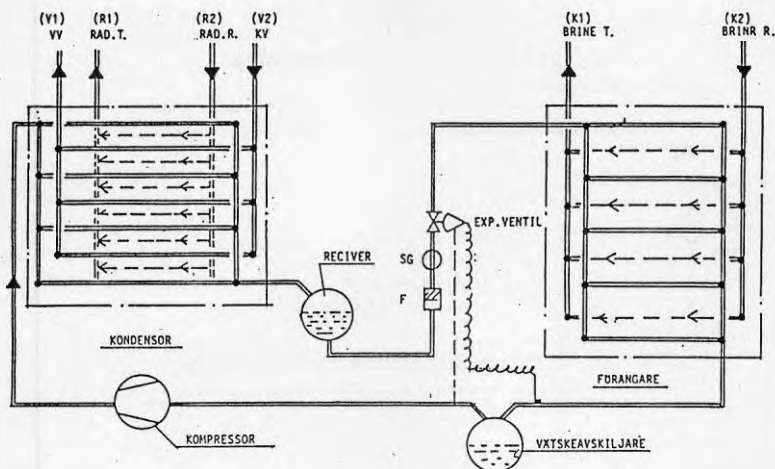
Värmepumpen är en luft/vatten värmepump av fabrikat Parca Norrahammar typ ParcaMatic. Kompressorn är av fabrikat Copeland typ SHK2-0250-TFDN och har inte vevhusvärmning. Använt köldmedium är R502. Värmepumpen är uppbyggd med en köldbärarkrets mellan luftkonvektor och förångare. Köldbäraren består av en kalciumkloridlösning med 25 % kalciumklorid och 75 % vatten. Avfrostning av luftkonvektorn genomförs med cirkulation av eluppvärmd köldbärarvätska, ca 80 °C, under 30 minuter. Normalt räcker en avfrostning/dygn under perioder med utelufttemperatur under +5 °C. Värmepumpen utnyttjas till -15 °C utetemperatur.

Värmepumpen värmer husets radiatorsystem och tappvarmvatten. Som tillsatsvärme utnyttjas den gamla oljepannan.

Nedanstående figurer visar värmepumpens inkoppling till värmesystemet samt detaljskiss över värmepumpens köldmediekrets.



Figur 4.2.2.1 Systeminkoppling av värmepump ParcaMatic.



Figur 4.2.2.2 Principskiss över värmepumpens köldmediekrets.

Vid besöket var anläggningen i gott skick. Sedan idrifttagandet har köldbärarpumpen bytts (aug. 1982) samt ny reglerutrustning (mars 1987) inmonterats. Den senare åtgärden berodde på materialfel i reglercentralen, troligtvis defekta lödningar i kretskort.

Resultat av mätningarna (dec. 1987) :

Nedan redovisade uppmätta värden i tabell 4.2.2.1 är jämförda med medelvärden från prov, vid ParcaNorrahammars testrigg, av flera värmepumpar av samma typ (0-serie).

	Uppmätt	ParcaNorrahammar
Kondensering, °C	44.2	47
Förångning, °C	-12.9	-12.5
Värmeeffekt, kW	5.4	4.9
Eleffekt till kompressor, kW	2.08	2.1

Tabell 4.2.2.1 Uppmätta data och fabrikantdata

Diagram över värden uppmätta vid mättillfället med värmepumpen i kontinuerlig drift strax efter en avfrostning.

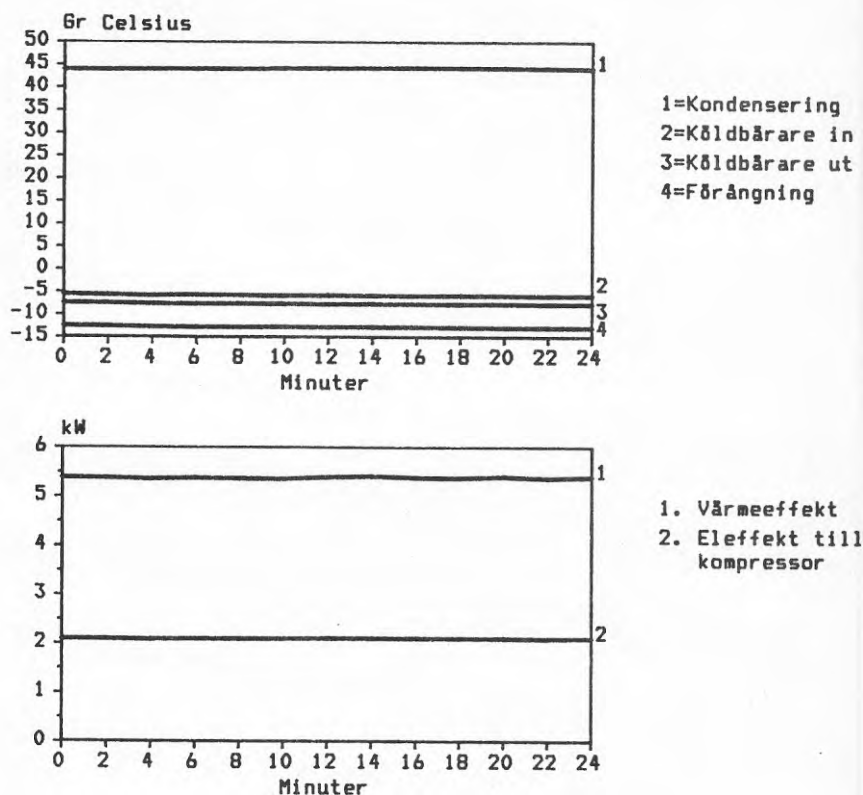


Diagram 4.2.2.1 Uppmätta värden under kontinuerlig drift.

Under tidsperioden som diagrammen visar varierade överhettningen mellan 8.1-9.0 °C och underkylningen mellan 1.1-1.3 °C. Utelufttemperaturen var -0.5 °C vid mättillfället. Tryckrörstemperaturen steg från 83.0 till 83.7 °C under mätningen.

Jämförelsen mellan mätdata från ovanstående mättillfälle och laboratoriedata från ParcaNorrahammar indikerar att värmepumpens prestanda inte har försämrats efter ha varit i bruk i nära 6 år. Detta styrks också av resultat från Vattenfalls långtidsmätningar vid denna anläggning.



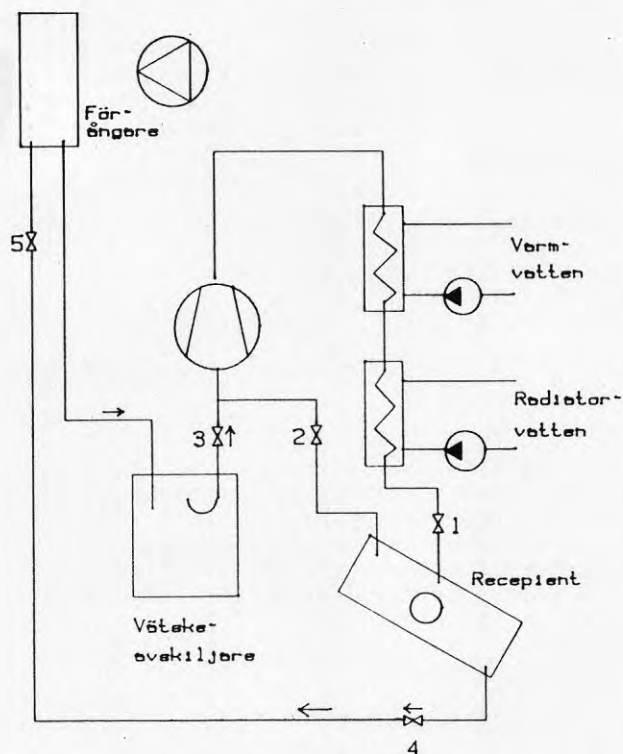
## 4.2.3 Anläggning nr 3.

Anläggning nr 3 är en uteluftvärmepump som är installerad i en villa i Täby norr om Stockholm. Förångaren är placerad på taket.

Värmepumpen är konstruerad på KTH för att gå med sk regenerativ drift [1,5]. Funktionen beskrivs nedan. Installationen gjordes 1977 och sedan 1980 har den gått med konventionell drift. Anledningen till att värmepumpen går med konventionell drift är ett elfel i styrutrustningen.

Antalet drifttimmar har mätts sedan igångkörningen och var vid mättillfället 36 820. Fram till januari 1985 var antalet starter ca 47 000.

Kompressorn är en Maneurop MT 36 och använt köldmedium är R 502. Kompressorn saknar vevhusvärme.



Figur 4.2.3.1 Systemskiss (utan avfrostningsfunktion).

1. Strypventil
2. Magnetventil
3. Backventil
4. Backventil
5. Expansionsventil

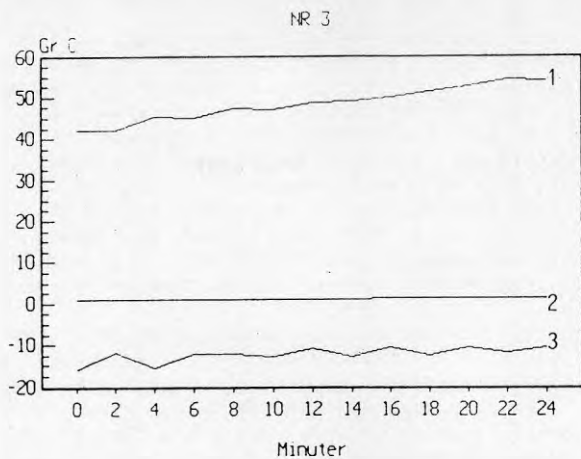
Den regenerativa driften innebär att köldmediet stryps genom strypventilen (1). Receptienten kommer då att befinna sig på ett mellantryck. När sedan magnetventilen (2) öppnar kommer kompressorn att suga från receptientens topp, vilket gör att dess tryck och temperatur sjunker. Den återstående köldmedievätskan kommer således att bli kraftigt underkyld i förhållande till kondenseringstemperaturen. När magnetventilen åter öppnar kommer expansionsventilen (5) att arbeta under förhållanden som minskar stryppörlusterna.

Sedan 1980 har pumpen gått med konventionell drift, vilket betyder att magnetventilen är stängd och strypventilen (1) är öppen. Vid mättillfället utnyttjades kondensorn endast till att värma radiatorvatten.

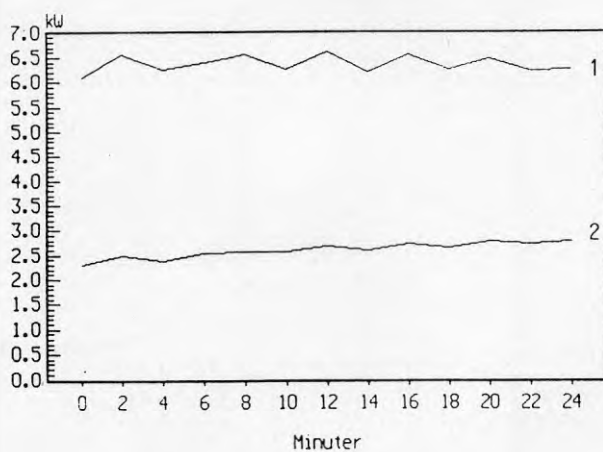
	Uppmätt	Fabrikantdata
Kondensering, °C	49.9	50
Förångning, °C	-10.6	-10
Värmeeffekt, kW	6.6	6.8
Eleffekt till kompressor, kW	2.73	2.55
Kondensering, °C	40.2	40
Förångning, °C	-13.8	-15
Värmeeffekt, kW	6.2	6.2
Eleffekt till kompressor, kW	2.34	2.2

Tabell 4.2.3.1 Uppmätta data och fabrikantdata.

Att de uppmätta värmeeffekterna är lägre än vad fabrikantdata anger kan förklaras av att underkylningen endast var ca 2 K mot 8.3 i katalogdata. Under mätningen var avfrostningsmekanismen avslagen. Att temperaturdifferensen mellan uteluften och förångningen var så pass stor, se diagram 4.3.1 kan förklaras av att förångaren var påfrostad.



1. Kondensering
2. Luft in
3. Förångning



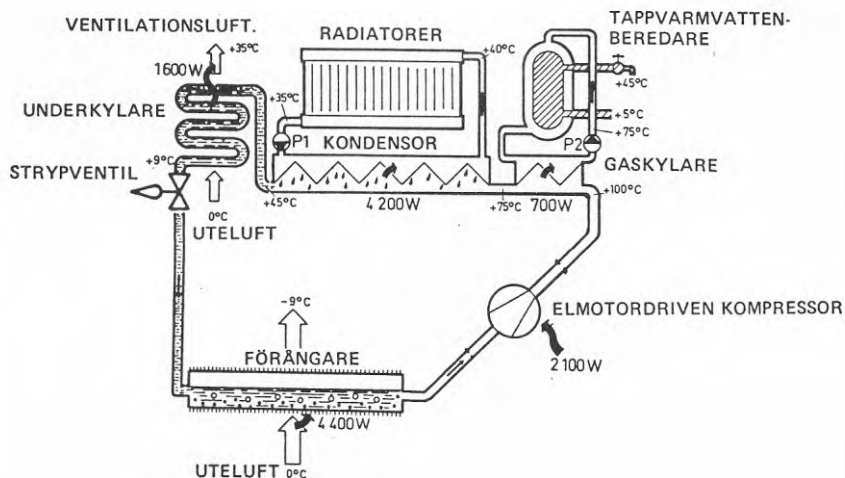
1. Värmeeffekt
2. Eleffekt till kompressor

Diagram 4.2.3.1 Uppmätta värden under kontinuerlig drift.

## 4.2.4 Anläggning nr 4.

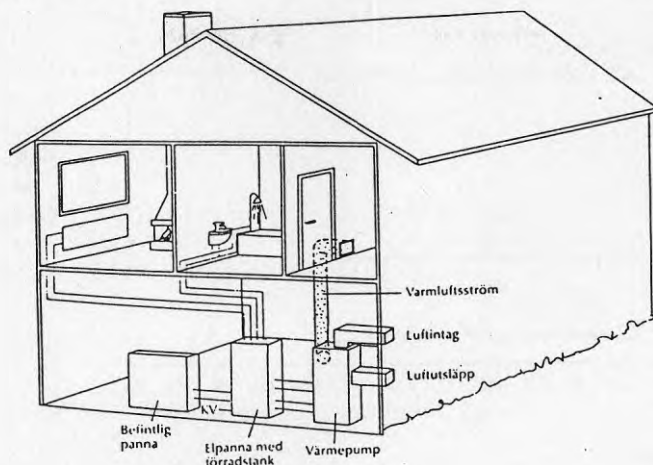
Värmepumpen är installerad i pannrum i källarvåning till en villa, med en våning och källare, belägen i Djursholm. Den uppvärmda ytan är 226 m<sup>2</sup> och tidigare oljeförbrukning cirka 6 m<sup>3</sup>. Värmepumpen installerades hösten 1982 och ingår i ett fältprojekt inom Vattenfalls värmepumpprogram. Värmepumpens kompressor hade varit i drift cirka 20900 timmar fram till nedan redovisade mätning (okt. 1986). I februari 1987 havererade kompressorn strax efter idrifttagande efter återfyllning av köldmedium pga av utblåsning via säkerhetsventil. Orsaken till haveriet var troligtvis dålig smörjfunktion hos kompressoroljan som förändrats på grund av drift vid alltför hög temperatur i samband med köldmedieutblåsningen.

Värmepumpen, TA 3200  $\mu$ ETS är en luft/vatten värmepump. Kompressorn är av fabrikat Tecumseh typ AG5546F och är vevhusuppvärmd. Använt köldmedium är R502. Värmepumpen är uppbyggd enligt principskiss figur 4.2.4.1. Uteluften sugas med en fläkt genom värmepumpens förångardel. Energin avges sedan via tappvarmvattenvärmeväxlare, kondensator och kondensatunderkylare till husets värme- och varmvattensystem. Kondensatunderkylningen utnyttjas för uppvärmning av ventilationsluft, 100-200 m<sup>3</sup>/h, som inblåses i huset. Avfrostning av förångaren sker med varmgasavfrostning. Styr- och reglersystemet är uppbyggd kring en mikrodator som även har funktioner för mätning och övervakning av driftparametrar.



Figur 4.2.4.1. Principskiss över värmepump TA 3200  $\mu$ ETS

Värmepumpen är inkopplad tillsammans med en elpanna med förrådstank för varmvattnet enligt figur 4.2.4.2. Den befintliga oljepannan är ansluten som reservvärmekälla. Värmepumpen stoppas då utomhustemperaturen understiger  $-25^{\circ}\text{C}$  varvid tillsatsvärmens tillgodoser hela husets värmebehov.



Figur 4.2.4.2. Systeminkoppling av värmepump TA 3200 μETS.

Vid mättillfället var anläggningen i gott skick förutom något instabil drift vid kraftigt påfrostat förångare. Sedan idrifttagandet har ett mindre antal driftstörningar inträffat. Expansionsventil byttes 1983 och kompressor byttes mars 1987 efter tidigare nämnda haveri.

Resultat av mätningarna (okt. 1986):

Nedan redovisade uppmätta värden strax efter en avfrostning är jämförda med fabrikantens datablad för samma värmepumptyp. Fabrikantdata bör gälla medeleffekter under en driftcykel med påfrostning.

	Uppmätt	Tour&Andersson AB
Kondensering, °C	48	ca 48
Förångning, °C	-9.5	ej noterat
Utelufttemp. °C	8.4	8.4
Värmeeffekt, kW	9.0 <sup>1</sup>	8.0
Eleffekt till kompressor, kW	2.75	2.54

<sup>1</sup> Inklusive tillägg för underkylning via speciell luftkyld värmeväxlare.

Tabell 4.2.4.1 Uppmätta data och fabrikantdata.

I diagram 4.2.4.1 redovisas uppmätta värden från mättillfället med värmepumpen i kontinuerlig drift efter en avfrostning. Värmeeffekten är korrigerad för den ej uppmätta värmeeffekten från underkylaren. Korrektionen är baserad på Vattenfalls tidigare mätningar på denna anläggning.

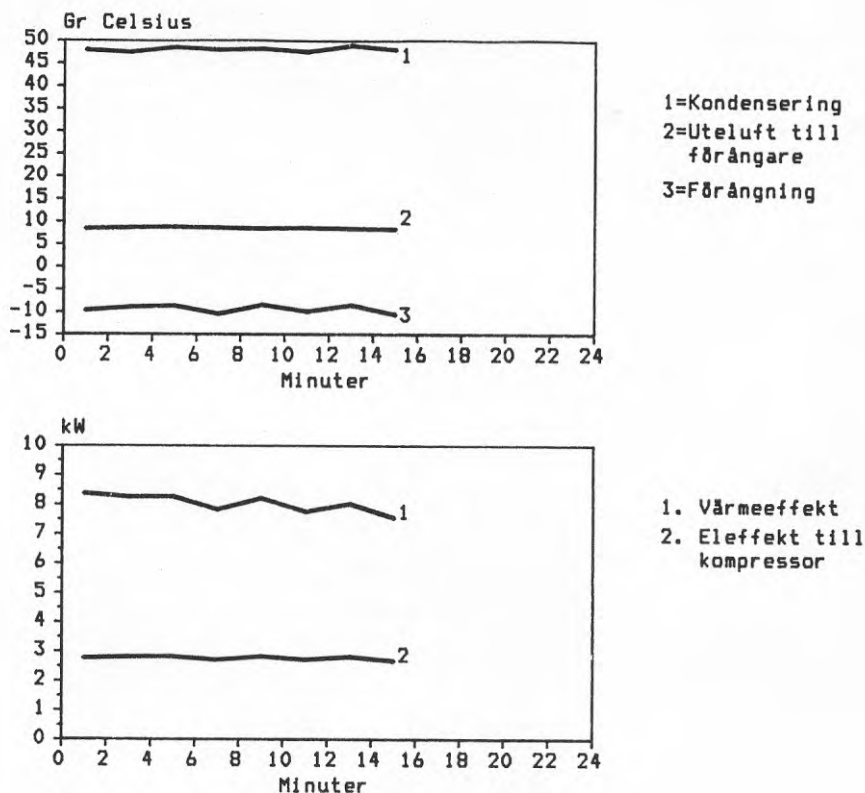


Diagram 4.2.4.1 Upmätta värden under kontinuerlig drift.

Under tidsperioden som diagramen visar varierade överhettningen mellan 17-20 °C och underkylningen i kondensorn (dvs före underkylningsvärmväxlaren för varmluftsproduktion) 4.3-6.6 °C. Utelufttemperaturen in till förångaren var 8.4 °C vid mättillfället. Tryckrörtemperaturen steg från 87 till 93 °C under mätningen.

Jämförelse mellan mätdata från ovanstående mättillfälle och fabrikantdata är något osäker på grund av den instabila driften vid mättillfället samt att förångningstemperaturen inte är presenterad i fabrikantens datablad. Resultaten påvisar emellertid inte någon märkbar försämring i värmepumpens prestanda efter de 4 årens drift. En närmare analys av orsaken till det efterföljande kompressorhaveriet i februari 1987 är därför av stort intresse.

Värmepumpen är installerad i källaren till en 1 1/2 plans villa belägen i Hyssna.

Huset har en total uppvärmd yta på 225 m<sup>2</sup>. Huset är av äldre typ, som är nyrenoverat i flera omgångar.

Värmepumpen installerades i november 1981. Anläggningen har sedan installationen fungerat utan några större problem. Anläggningen har stått still under en vecka 1984 pga att motorskyddet på brinepumpen löst ut.

Värmepumpen har varit i drift ca 20800 h, och har under tiden startat och stoppat ca 80000 ggr.

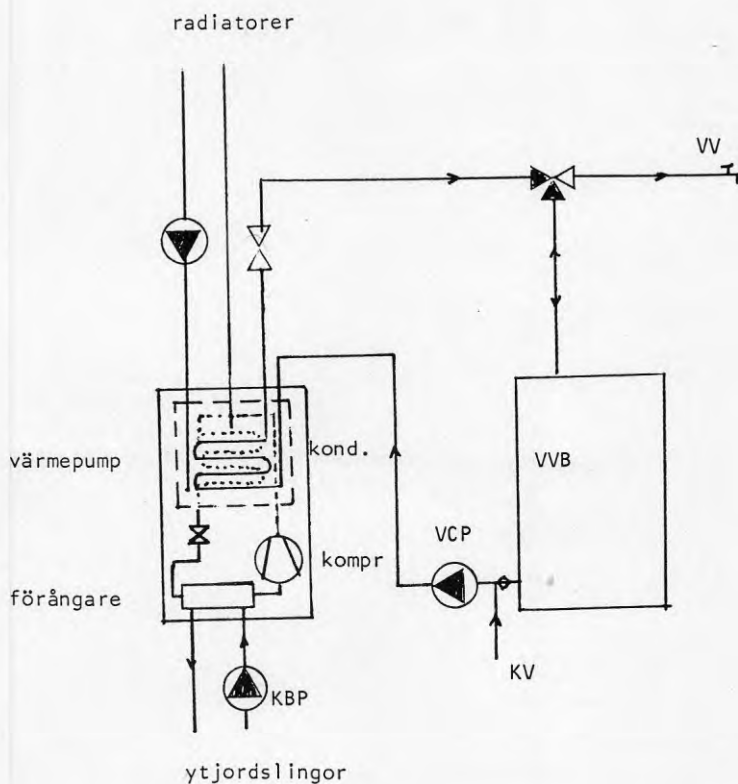
Värmepumpen är en ytjordvärmepump av märke IVT 2000 JW. Kompressorn är av typ Unite Hermetique Tecumseh TAG 5553 E.

Köldmediet utgörs av R22.

Köldbäraren är en vatten/glykolblandning (halten glykol okänd).

Värmepumpen värmer husets radiatorvatten och tappvarmvatten. Tillsatsenergi utgörs av dels en oljepanna och dels en elkassett. Sedan värmepumpen installerades har dock tillsatsenergin ej behövts användas.

Nedanstående skiss visar funktionen.



Anläggningen verkar till synes fortfarande vara i fint skick.  
Den enda anmärkningen som kan noteras är rostangrepp på  
isolerad del av förångaren.

Resultat av mätningarna:

Parameter	Anläggning 5		
	ETM	SP mätutr. på plats	SP provrapport
Kondensering, °C	50,0	50,0	55
Förångning, °C	-7,0	-7,0	-7,0
Värmeeffekt, kW	11,3	9,4	9,8
Eleffekt komp. kW	3,9	3,7	3,6

NR 5

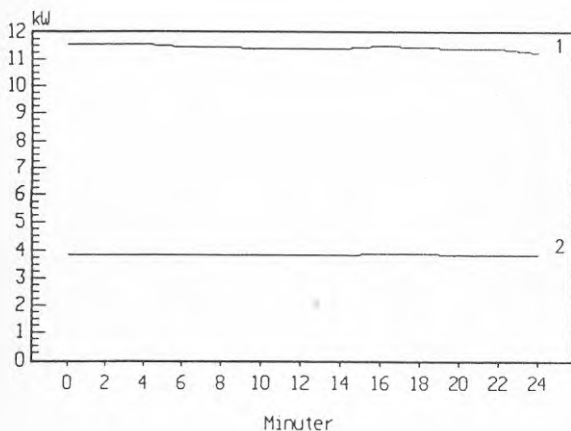
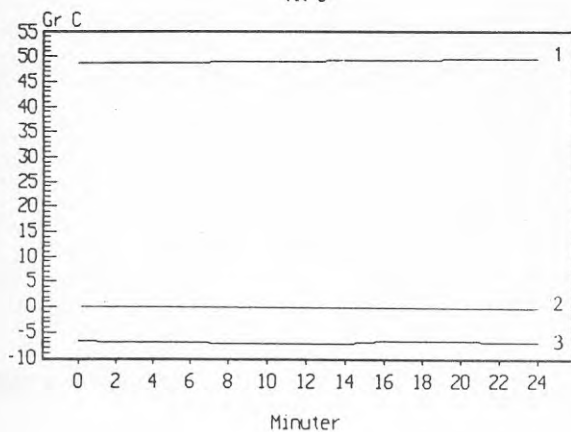


Diagram 4.2.5.1 Uppmätta värden under kontinuerlig drift.



## 4.2.6 Anläggning nr 6.

Värmepumpen är installerad i ett garage, intill en 1-plans villa.

Huset har en total uppvärmd yta på 187 m<sup>2</sup> och är byggt år 1960.

Värmepumpen installerades 1979 och har varit i drift sedan dess. Antal drifttimmar beräknas uppgå till ca 40 000 h.

Värmepumpen har 10 st 100 m slingor i jord och 8 st 100 m slingor på tak, som värmekälla.

Värmepumpen är av märke Ahlsell med typbeteckning Alko Polar EWS WW80.

Kompressorn är av typ Maneurop MT 40 J.  
Köldmedium utgörs av R22.

Värmepumpen värmer husets radiator- och tappvarmvatten.

Tillsatsenergi finns ej installerad.

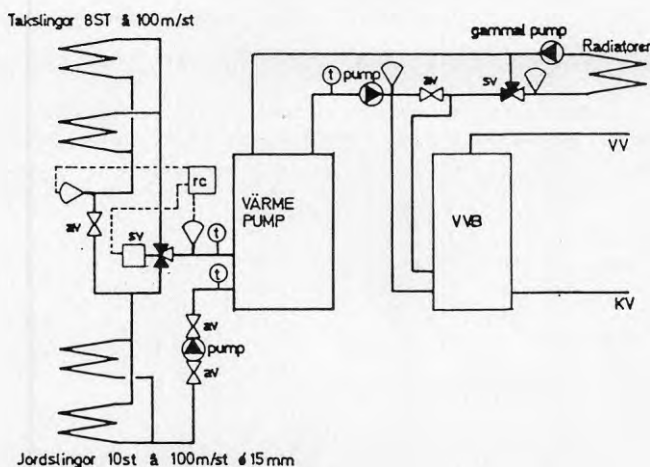


Fig. Värmepumpanläggningens princip.

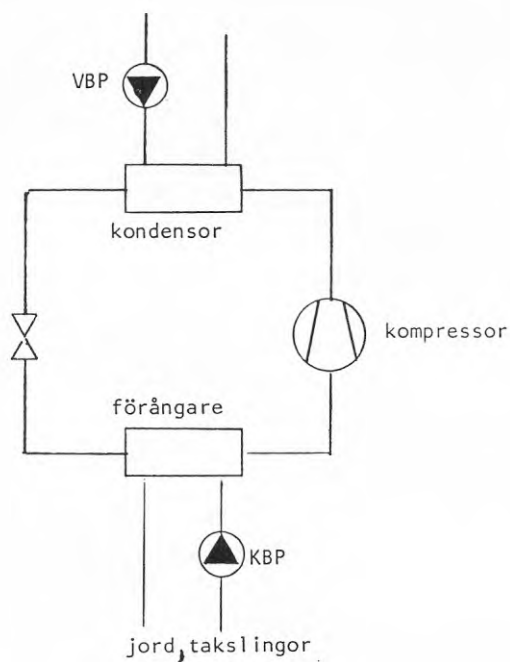
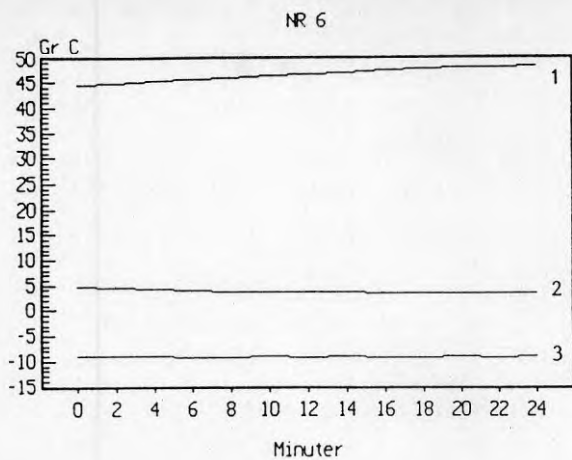


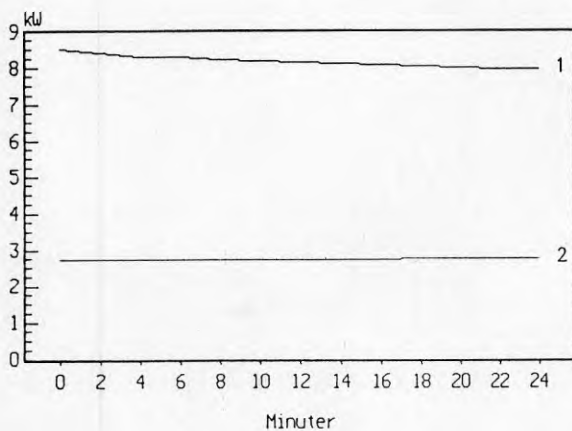
Fig. Värmepumpsystemets uppbyggnad.

Vid besöket visade värmepumpen inga tecken på att drifttiden är kring 40 000 h. Synglasets visade dock bubblor hela tiden under drift.

		<u>ETM</u>	<u>Fabrikantdata</u>
Kondenseringstemp.	°C	49,3	50
Förångningstemp.	°C	-9,1	-10
Värmeeffekt	kW	7,8	6.8
Eleffekt	kW	2,8	2.55



1. Kondensering
2. K ldb rre in
3. Förångning



1. Värmeeffekt
2. Eleffekt till kompressor

Diagram 4.2.6.1 Uppmätta värden under kontinuerlig drift.

Värmepumpen installerades hösten 1978 i en utbyggand (förrådsdel) till huset. Husets totala uppvärmda yta fanns det inga uppgifter om, men uppskattas till mellan 120 och 130 m<sup>2</sup>.

Värmepumpen har i stort sett fungerat utan problem sedan installationen 1978.

De fel som varit på anläggningen har utgjorts av brända reläer på driftkortet, dessutom har ett antal säkringar gått, men dessa kan härröras till normala överbelastningar.

Byte av driftkort visade sig vara både problematiskt och dyrbart. Det nya driftkortet fungerade ej för anläggningen och klarade ej att styra denna. Efter ett andra byte fungerade dock anläggningen normalt igen.

Värmepumpen är av typ Völund Q700/2 (med 2 kompressormoduler). Kompressorerna är av typ Unite Hermetique, Tecumseh TAJ 4519E nr 24152701 med fabr. nr 78A174-C för kompressor 1 och 78A177-C för kompressor 2.

Kompressorerna har varit i drift: ca 40000 h (kompressor 1) och 7000 h (kompressor 2).

Värmepumpen arbetar med yttjordvärme som värmekälla. Jordslingorna har placerats på ett djup av ca 1.5 m under markytan, vilket innebär att temperaturen på inkommande köldbäraren varierar mycket lite. Temperaturvariationen ligger mellan +7 och +10<sup>o</sup> under ett år.

Köldmediet i värmepumpen utgörs av R22.

Värmepumpen värmer husets radiatorvatten och tappvarmvatten. Ingen tillsatsenergi finns tillgänglig att nyttja.

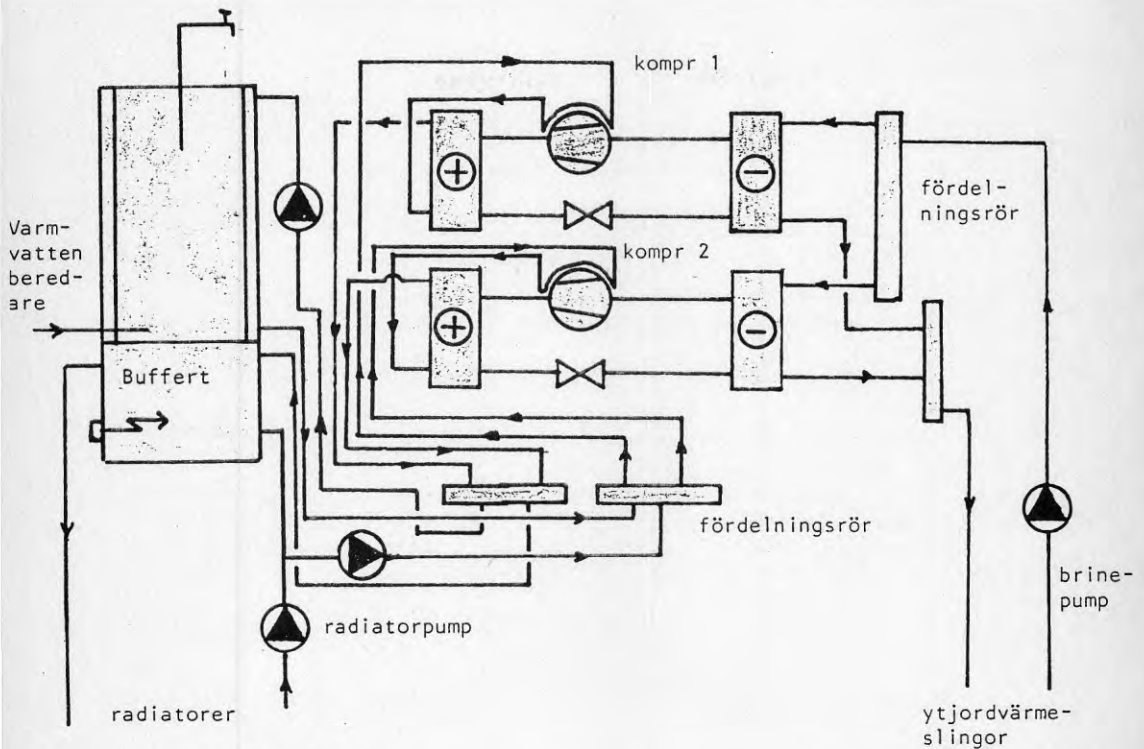
För att kyla kompressorerna nyttjas radiatorreturvattnet. Returvattnet passerar först en slinga runt kompressorn innan det går vidare till kondensorn.

Det fanns inga synliga tecken på att värmepumpen eller kompressorerna skulle ha varit i drift i snart 10 år.

Driftförutsättningarna var vid mättillfället mycket dåliga, särskilt för kompressor nr 8, för drift av radiatorsystemet. Utetemperaturen var 23-24 °C, varför inget värmebehov förelåg. Värmepumpen tvångskördes med diverse förbikopplingar på temperaturgivare.

Värmepumpens konstruktion var sådan att temperaturen efter kondensorn inte gick att mäta. Därför har underkylningen antagits vara 8.3 K för kompressor nr 7, vilket är standard i fabrikantdata.

För kompressor 8 har temperaturen efter kondensorn satts lika med utgående radiatorvatten, vilket ger en underkylning av ca 5 K.



Figur 4.2.7.1

	Kompressor 7	Fabrikantdata
Kondensering, °C	54.5	54.5
Förångning, °C	-3.0	-3
Värmeeffekt, kW	6.34	4.9
Eleffekt, kW	1.69	1.7
	Kompressor 8	Fabrikantdata
Kondensering, °C	39.7	42.2
Förångning, °C	-6.8	-7
Värmeeffekt, kW	5.70	4.6
Kyleffekt, kW	1.38	1.4

Tabell 4.2.7.1 Uppmätta värden jämförda med fabrikantdata.

Orsaken till att kompressorerna ger högre uteffekt än vad fabrikantdata anger har ännu inte konstaterats. Men troligen är det vattenkylningen av kompressorerna som för med sig att tryckrörstemperaturerna blir låga. Därför är det tveksamt hur stor del av eleffekten som tillförs köldmediet.

Kompressorerna kommer att testas i gasrigg på KTH för att noggrannare utröna i vilken condition de är.

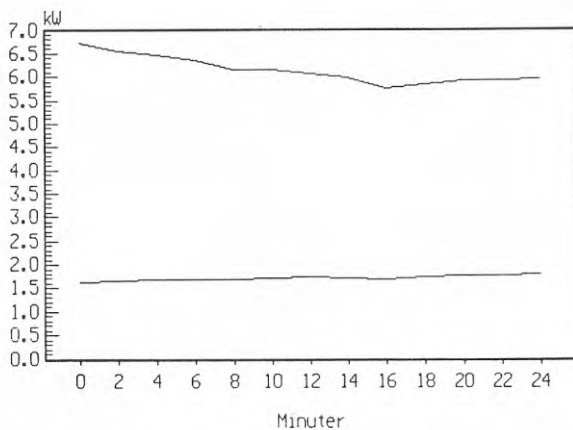
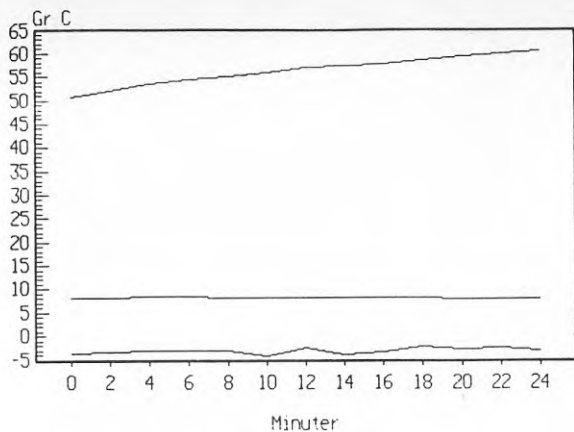


Diagram 4.2.7.1 Uppmätta värden under drift, komp 7.

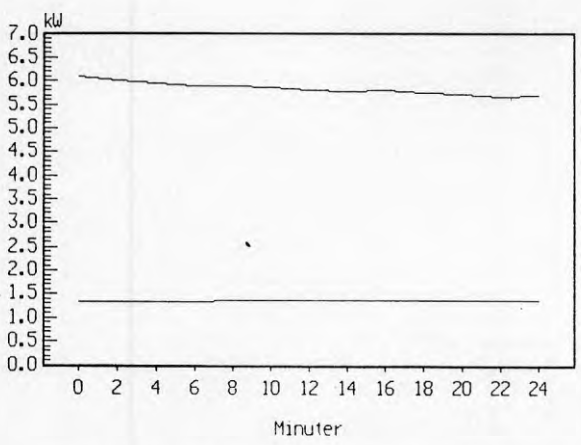
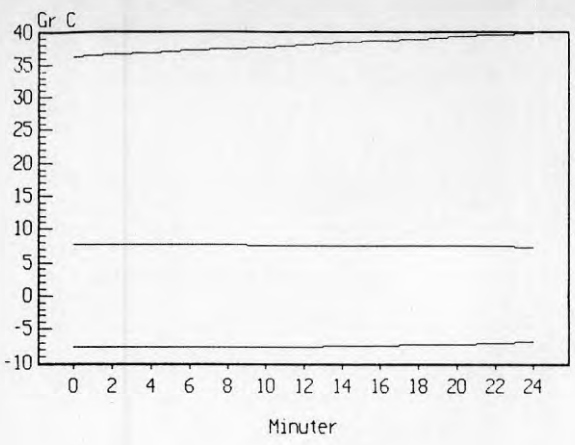


Diagram 4.2.7.2 Uppmätta värden under drift, komp 8.

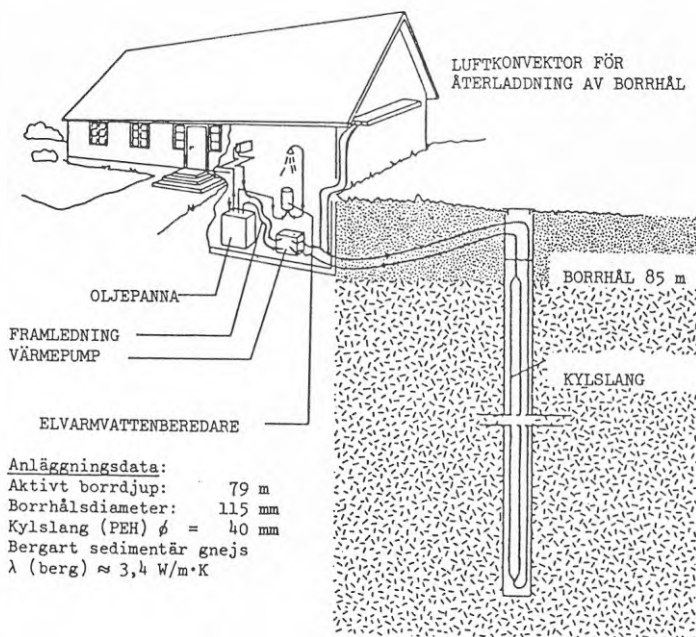
## 4.2.8 Anläggning nr 9.

Värmepumpen är installerad i ett pannrum i källarvåningen till en villa i Älvsjö. Fastigheten har två våningar, källare och inredd vind. Lägenhetsytan är 216 m<sup>2</sup> och tidigare oljeförbrukning cirka 6.5 m<sup>3</sup>/år. Värmepumpen installerades hösten 1983 och ingår i ett fältprovprojekt inom Vattenfalls värmepumpprogram. Värmepumpens kompressor har fram till nedan redovisade mätning (dec. 1987) varit i drift 16400 timmar.

Värmepumpen är en vätska/vatten värmepump av fabrikat Thermia AB typ Modul 12. Värmekällan är berg och värmepumpen är ansluten till det 85 meter djupa borrhålet via ett treslangsystem. Värmepumpens köldbärarkrets är även ansluten till en luftkonvektor för återladdning av borrhålet. Kompressorn är av fabrikat Copeland typ CRMI-0500-TFD och är vevhusuppvärmd. Använt köldmedium är R502. Köldbäraren består av en etanollösning med 28 % etanol, 2% propylenglykol och vatten.

Värmepumpen värmer husets radiatorsystem och förvärmer tappvarmvattnet. Som tillsatsvärme utnyttjas den gamla oljepannan samt under vissa delar av året en elpatron (ca 4 kW) i oljepannan. För spetsvärmning av tappvarmvattnet finns en liten eluppvärmd varmvattenberedare (80 liter, 3 kW).

I figur 4.2.8.1 visas värmepumpens inkoppling till värmesystemet och värmekällan.



Figur 4.2.8.1 Systemskiss över värmepumpens inkoppling.



Vid besöket var anläggningen i väl fungerande skick. Den oisolerade förångaren var ytligt rostangripen. Under 1987 har kondensorn rengjorts efter det att värmepumpen löst ut på högtryckspressostaten vid en för låg framledningstemperatur. I övrigt är ett mycket litet köldbärarläckage noterat.

Resultat av mätningarna (dec. 1987) :

Nedan redovisade uppmätta värden i tabell 4.2.8.1 är jämförda med data från Thermia AB från mätningar på samma värmepumpstyp omräknat till samma drifttemperaturer.

	Uppmätt	Thermia AB
Kondensering, °C	48.5	49
Förångning, °C	-15.9	-16
Värmeeffekt, kW	9.2	9.4
Eleffekt till kompressor kW	3.53	3.5

Tabell 4.2.8.1 Uppmätta data och fabrikantdata.

I diagram 4.2.8.1 redovisas värden uppmätta vid måttillfället med värmepumpen i kontinuerlig drift.

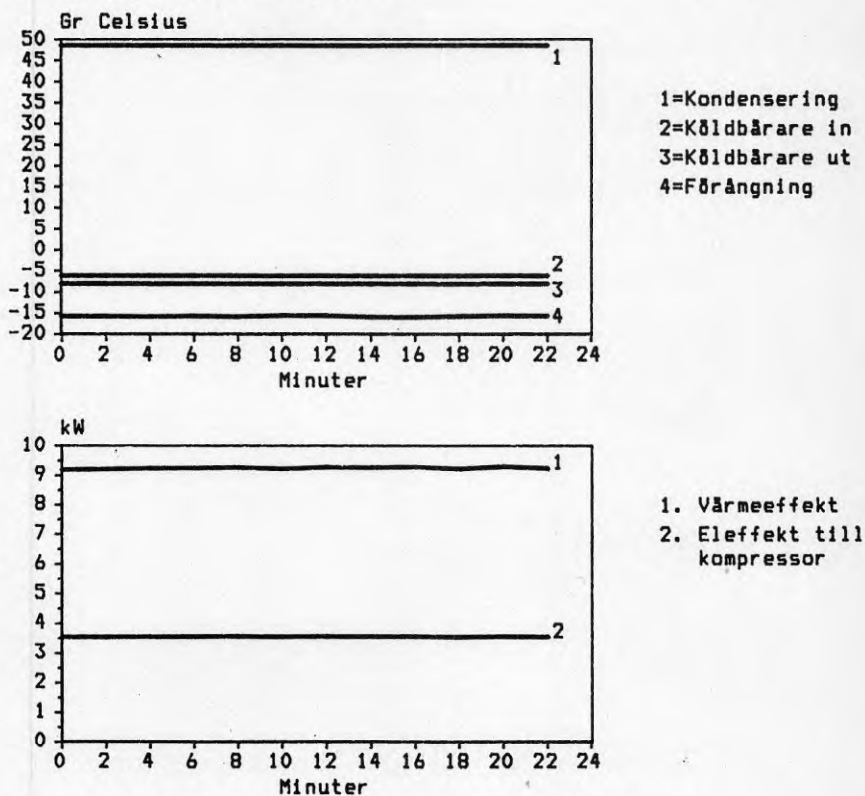


Diagram 4.2.8.1 Uppmätta värden under kontinuerlig drift.

Under tidsperioden som diagrammen visar varierade överhettningen mellan 7.3-7.8 °C och underkylningen mellan 8.0-8.1 °C. Tryckrörstemperaturen steg från 83.6 till 83.9 °C under mätningen.

Jämförelsen mellan mätdata från ovanstående måttillfälle och laboratoriedata från Thermia indikerar att värmepumpen inte har försämrats efter ha varit i bruk i drygt 4 år. Detta styrks också av resultat från Vattenfalls långtidsmätningar vid denna anläggning.

## 4.2.9 Anläggning nr 10

Värmepumpen är installerad i källaren i en 1 1/2-plans villa belägen i Malmö.

Huset har en total uppvärmd yta av ca 160 m<sup>2</sup>.

Värmepumpen installerades i juli 1981 och har varit i drift sedan dess.

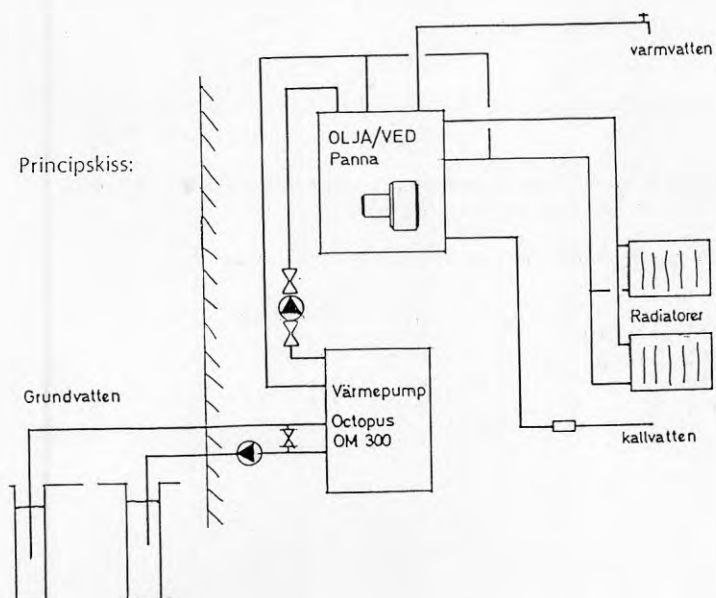
Värmepumpens drifttid beräknas uppgå till ca 26 000 h.

Värmepumpen arbetar med grundvatten som värmekälla.

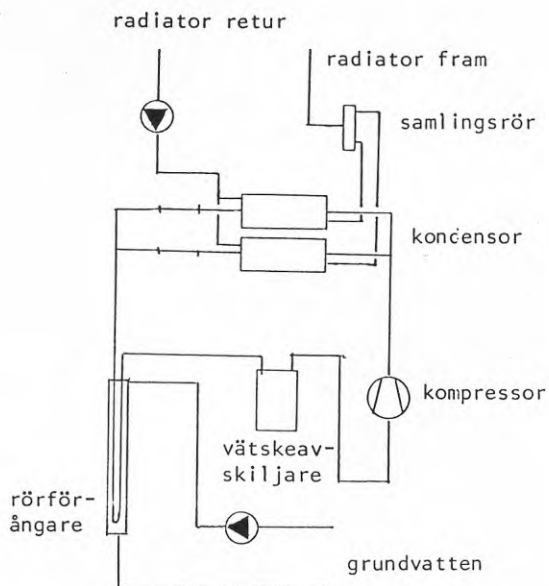
Värmekällan utgörs av 2 st hål om 17 m djupa och 40 m mellan. Vattennivån ligger på ca 4 m djup.

Värmepumpen är av märke Octopus med typbeteckning OM 300 nr 10379.

Kompressorn är av typ Copeland.  
Köldmediet utgörs av R22.



Figur 4.2.9.1 Värmepumpenläggningens princip.



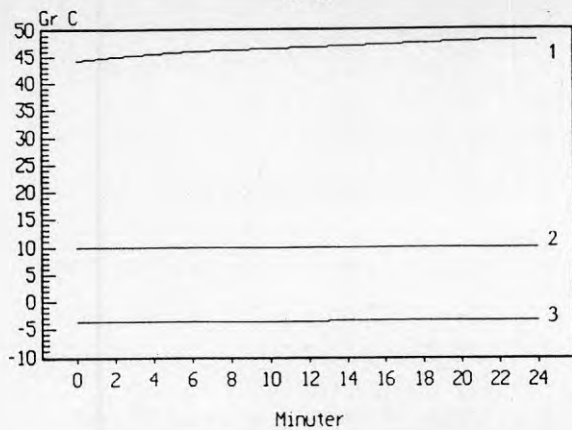
Figur 4.2.9 Värmepumpsystemets uppbyggnad.

Vid besöket kunde konstateras att extremt höga temperaturer förekommit i anläggningen.

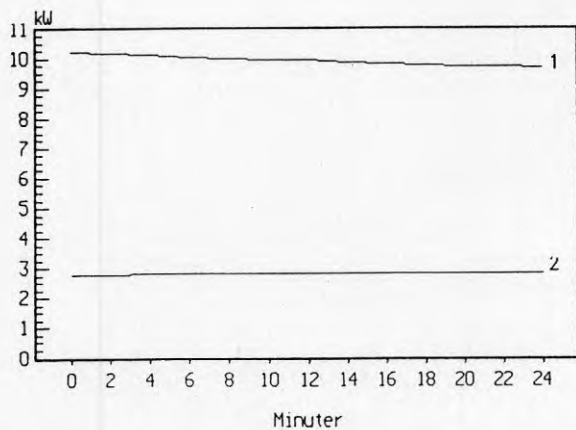
T ex så hade plastdetaljer nära tryckrör bränts.

		<u>ETM</u>	<u>SP-Rapport</u>
Kondenseringstemp.	°C	48,0	46,0
Förångningstemp.	°C	-3,5	-2,4
Värmeeffekt	kW	9,7	9,5
Eleffekt	kW	2,8	2,8

NR 10



1. Kondensering
2. Grundvatten in
3. Förångning



1. Värmeeffekt
2. Eleffekt till kompressor

Diagram 4.2.9.1 Uppmätta värden under kontinuerlig drift.

Värmepumpen är installerad i källaren till en herrgårdsbyggnad belägen i Arrie.

Värmepumpen installerades 1982 och har varit i drift sedan dess.

I värmepumpkretsen har man bytt suggasväxlaren en gång p g a läckage.

Drifftiden på värmepumpen beräknas uppgå till mellan 25000-30000 h.

Värmepumpen nyttjar grundvatten som värmekälla.

Värmepumpen är av märke Ahlsell med typbeteckning Nather S-500-6, tillverkningsår är 81-82, tillverkningsnummer Mö 60007.

Kompressorn är av typ L'unite Hermetique.

Köldmediet utgörs av R502.

Värmepumpen värmer huset radiator- och tappvarmvatten.

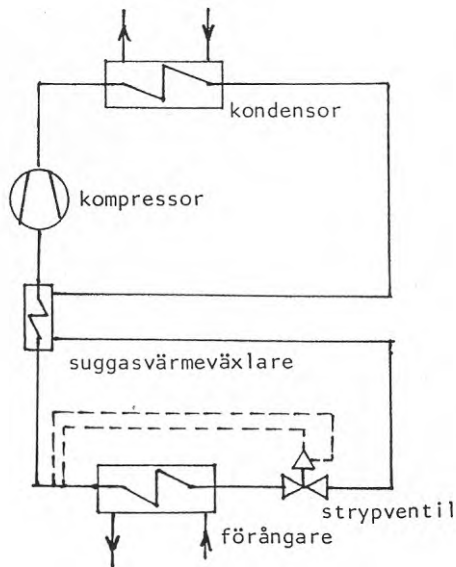


Fig. Värmepumpsystemets uppbyggnad.

Värmepumpen visade inga synliga tecken på slitage.

Under mätningen med ETM-utrustningen kunde konstateras en effektminskning på ca 1,5 kW vid ett tillfälle (se mätresultat), orsaken har ej kunnat fastställas.

		<u>ETM</u>	<u>SP-rapport</u>	
Kondenseringstemp.	°C	46,7	45,0	55,0
Förångningstemp.	°C	-1,8	-1,8	-1,8
Värmeeffekt	kW	10,4	13,8	12,3
Eleffekt	kW	3,6	4,2	4,4

NR 11

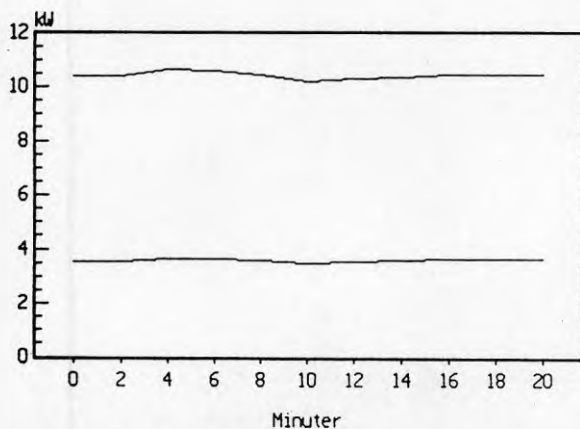
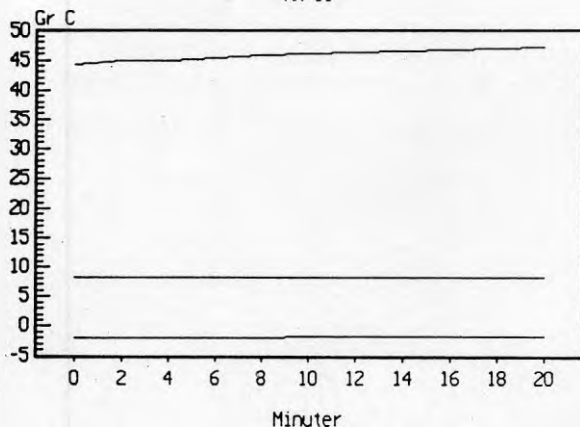


Diagram 4.2.10.1 Uppmätta värden under kontinuerlig drift.

Värmepumpen är installerad i källaren i en 1-plans villa belägen i Funningen, 7 mil sydväst om Borås. Huset är en vinterbonad sommarstuga med en total uppvärmd yta på 108 m<sup>2</sup>.

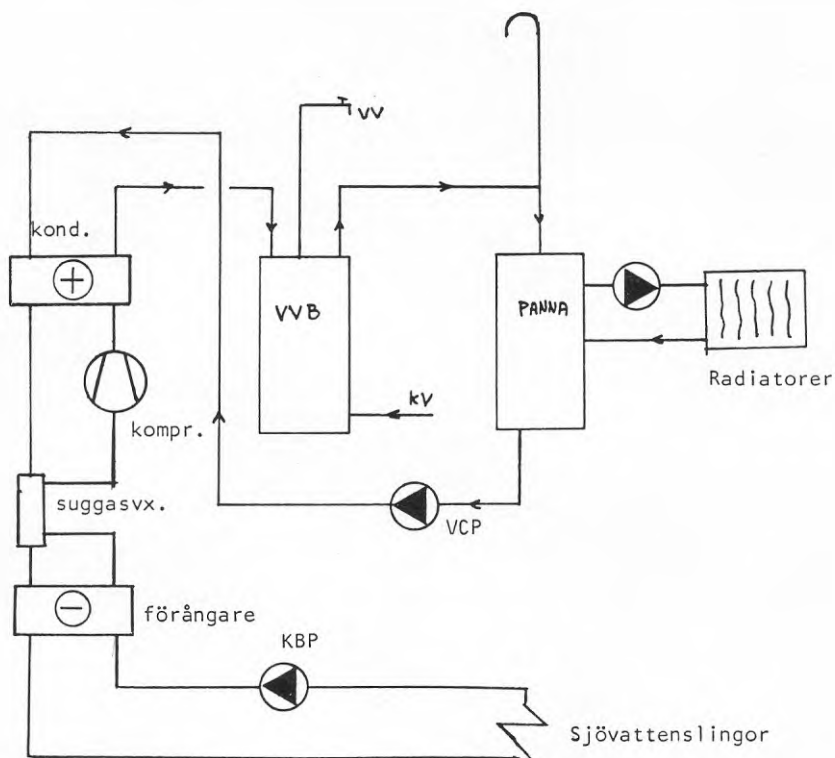
Värmepumpen installerades 1982, och har varit i drift sedan dess. Drifttiden uppgår till ca 21000 h, och värmepumpen har startat och stoppat ca 44200 gånger. Anläggningen har fungerat tillfredsställande under hela drifttiden. Under första driftåret inträffade dock två freonläckage orsakat av suggasväxlaren. Suggasväxlaren har lagats en gång, men därefter bytts mot en ny.

Värmepumpen är en sjöväten-värmepump av märke Ahlsell Nather 00-400 S.

Kompressorn är av typ Unite Hermetique Tecumseh TAG 4546 T. Kälmediet utgörs av R502, och köldbäraren av en vatten/glykol blandning (20% glykol).

Värmeväxlaren utgörs av ca 150m slang nedgrävd i en sjös botten-sediment.

Värmepumpen värmer husets radiatorvatten och tappvarmvatten. Tillsatsenergin utgörs av en olja/ved-panna, denna har dock ej använts sedan värmepumpen installerades.



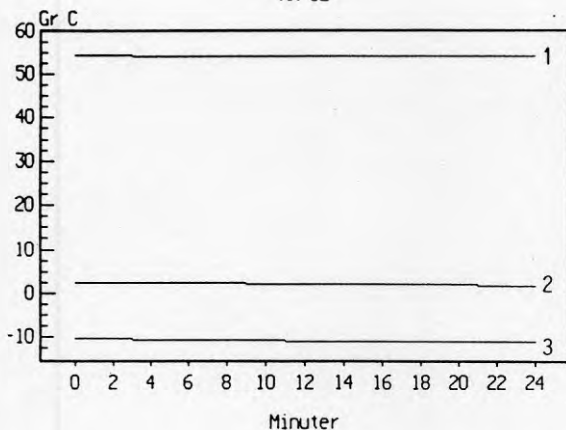
Figur Värmepumpsystemets uppbyggnad



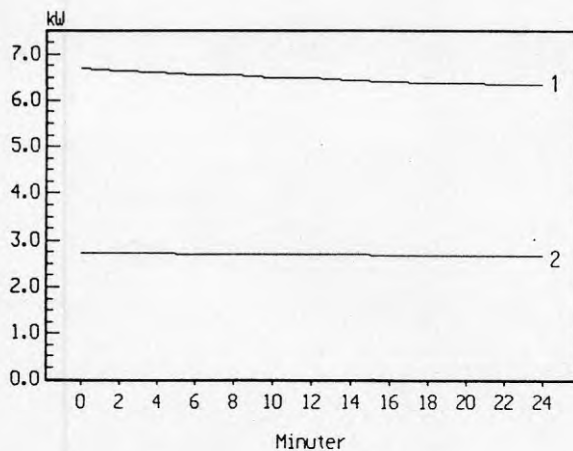
Vid besöket var anläggningen fortfarande i gott skick. Inga synliga tecken finns på att värmepumpen varit i drift ca 21 000 h.

		<u>ETM</u>
Kondenseringstemp.	°C	54,0
Förångningstemp.	°C	-10,0
Värmeeffekt	kW	6,3
Eleffekt	kW	2,7

NR 12



1. Kondensering
2. Köldbärare in
3. Förångning



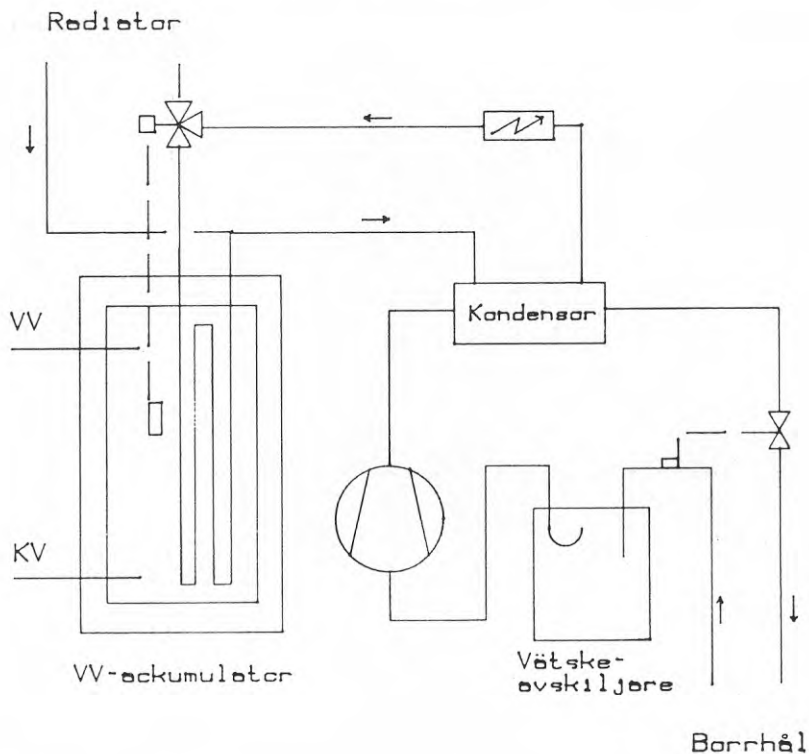
1. Värmeeffekt
2. Eleffekt till kompressor

Diagram 4.2.11.1 Uppmätta värden under kontinuerlig drift.

## 4.2.12 Anläggning nr 16.

Värmepumpen av märke Thermia Terracon TT 11 är installerad i en tvåplansvilla i Flen. Pumpen värmer tappvarmvatten samt radiatorvatten. Förångningen sker genom sk direktexpansion i tre st borrhål på 40 m. Installationen gjordes i februari 1985, som ersättning för en oljepanna, och troligen är den totala drifttiden inte mer än ca 12000 h.

Kompressorn är en Maneurop MT 50 och använt köldmedie är R 502. Kompressorn saknar vevhusvärme.



Figur 4.2.12.1 Värmepumpfunktion.

Från borrhålen går köldmediet via vätskeavskiljaren genom kompressorn till kondensorn. Där värmeväxlas köldmediet med returvattnet från radiatorkretsen. Det finns ingen hetgasvärmväxlare på anläggningen. Vid tappvarmvattenbehov pumpas vattnet från kondensorn direkt till varmvattenackumulatoren och åter till kondensorn. Detta förfarande gör att vattnet i radiatorerna blir stillastående under vissa perioder. Om dessa perioder blir långa sjunker kondenserings-temperaturen snabbt då styrventilen åter slår om till radiatordrift. Detta märktes tydligt under mätningarna.

Som tillsatsenergi tjänar en elpatron monterad efter kondensorn.

Vid mättillfället föreföll anläggningen att vara i mycket gott skick, inga tecken på kondens som förorsakat någon korrosion.

De uppmätta värdena stämmer väl överens med data från kompressorfabrikanten.

	Uppmätt	Fabrikantdata
Kondensering, °C	50.1	50
Förångning, °C	-8.7	-10
Värmeeffekt, kW	9.12	9.6
Eleffekt till kompressor, kW	3.40	3.5

Tabell 4.2.12.1 Mätresultat av anl 16 jämförda med fabrikantdata.

Fabrikantdata gäller för en överhettning av 18 K och en underkylning av 8.3 K, vid mätningen var dessa värden 8.7 respektive 1.3 K.

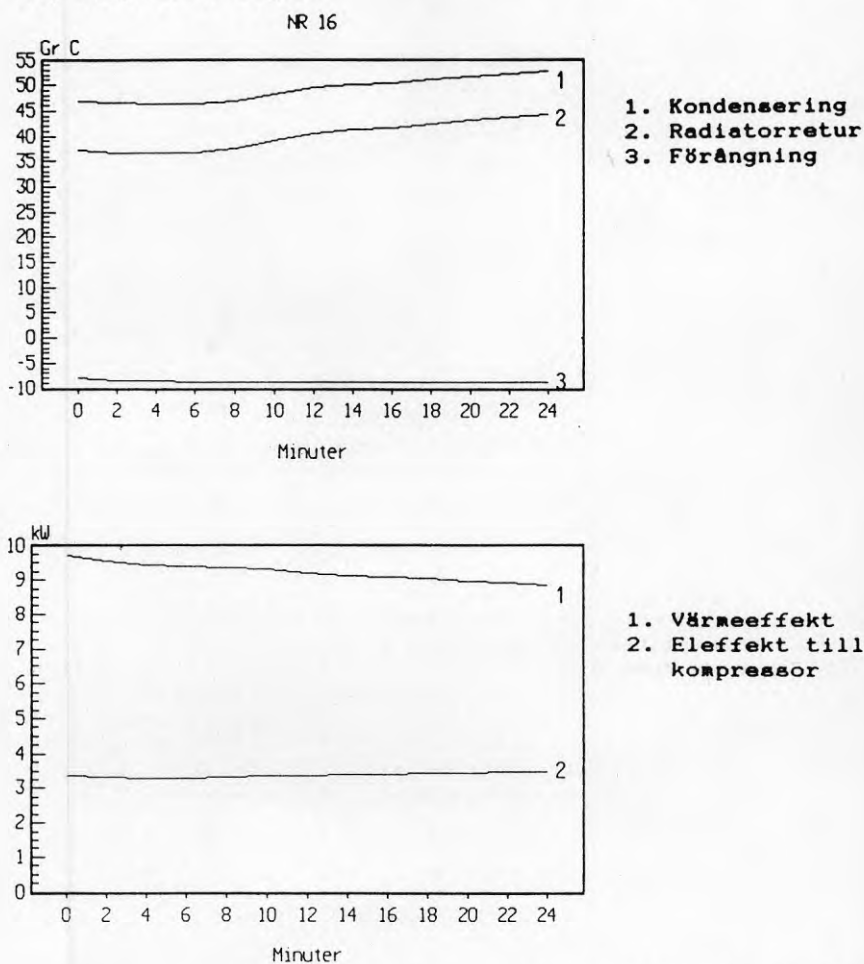
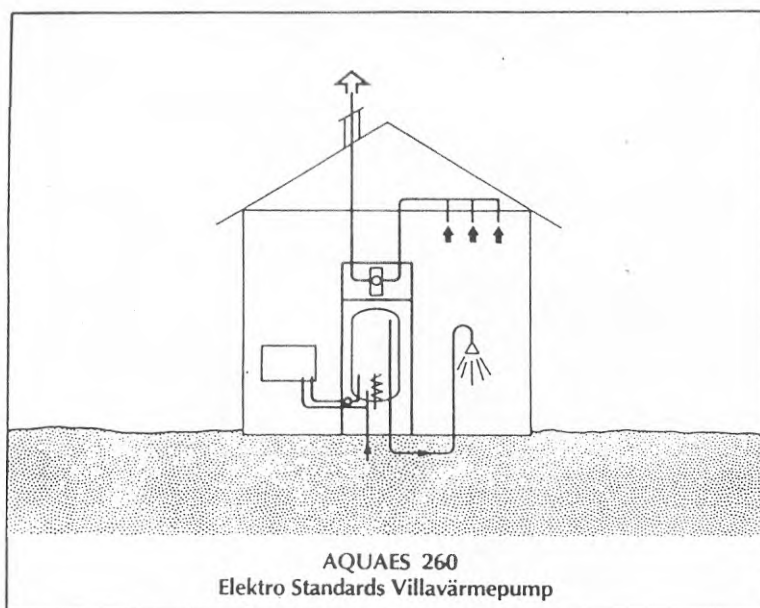


Diagram 4.2.12.1 Värden uppmätta under kontinuerlig drift.

## 4.2.13 Anläggning nr 17, 18 och 19.

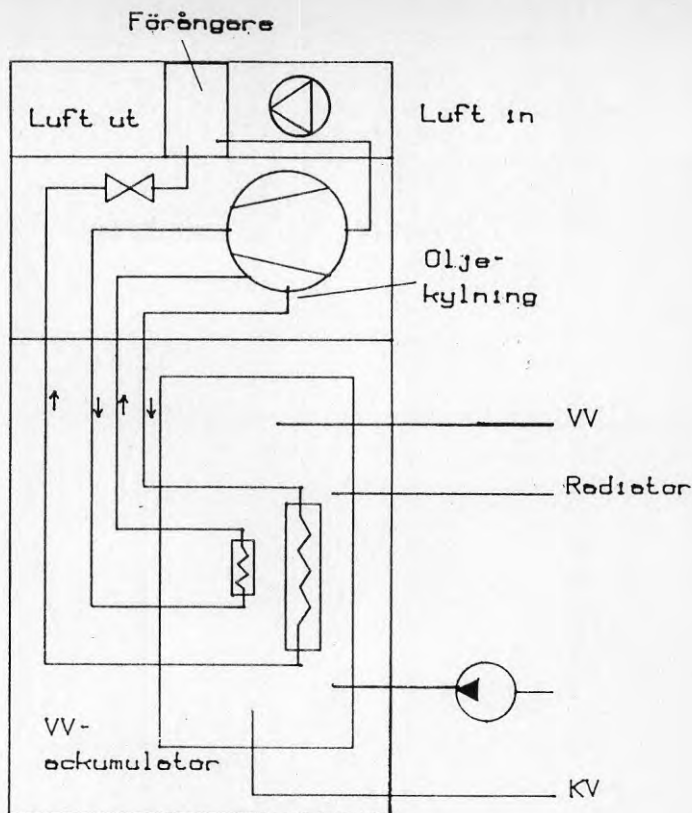
Dessa tre värmepumpar installerades under 1982 på Ekerö utanför Stockholm i tre likadana villor. Pga värmepumparnas konstruktion och mindre storlek har de säkerligen hög utnyttjandegrad. Dessutom har de inte haft några längre driftstopp sedan installationen. Därför bör den totala drifttiden uppgå till ca 35000 h för respektive anläggning.

Värmepumparna är av frånluftstyp, märke Elektrostandard ES 260. Kompressorerna är Danfoss SC 15H, vilka inte är utrustade med vevhusvärme, och köldmediet är R 12.



Figur 4.2.13.1 Systemskiss.

Värmekällan består av luft som tas från kök och badrum. Luften förs via ventilationssystemet till förångaren. Den energi som fås vid nedkylningen av luften används sedan till att värma vatten i tappvarmvattenberedaren. Då värmebehov föreligger startar en cirkulationspump som cirkulerar vatten genom en centralt belägen radiator. Som tillsatsvärme finns 2 st elpatroner på 750 W vardera.



Figur 4.2.13.2 Värmepumpfunktion.

Anläggning nr 18 och 19 var i gott skick vid mätillfället och visade inga tecken på försämring. De enda problemen har varit kondensvatten som runnit ut ur värmepumpen.

Anläggning 19 har även haft en del problem med påfrostning, vilket kan bero på igensatt luftfilter.

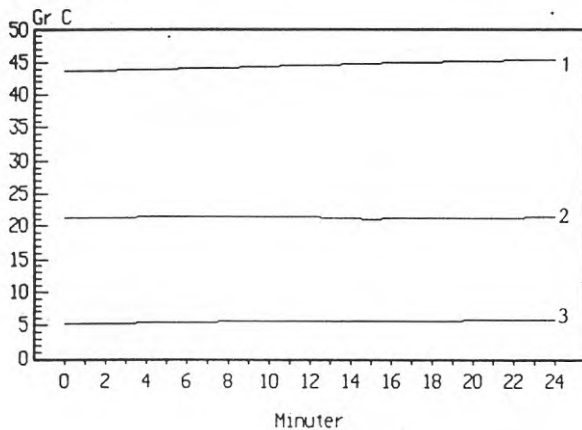
Anläggning nr 17 däremot gick betydligt sämre. Första tecknet på detta var kraftig påfrysning kring expansionsventilen. Dessutom var överhettningen stor, ca 21 K. Misstanken om köldmedieläckage visade sig riktig. Kompressorn skall testas på KTH och den kylmontör som bytte ut den upptäckte läckage vid förångaren.

Det finns anledning att reservera sig för mätresultaten av anläggning 17 vilka eventuellt skall vara ännu sämre. Detta pga att förångningstemperaturen kan ha varit lägre än vad som uppmätts.

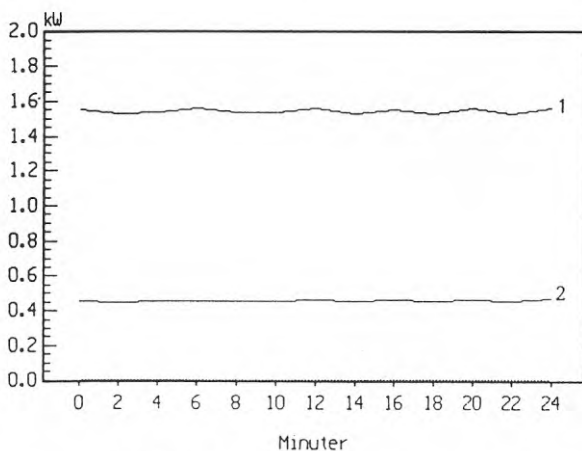
	Anl 17	anl 18	anl 19
Kondensering, °C	45	45	45
Förångning, °C	4	2	-1
Värmeeffekt, kW	1.52	1.99	1.84
Eleffekt till kompressor, kW	0.46	0.57	0.52

Tabell 4.2.13.1 Mätresultat för anl 17, 18 och 19.

Beträffande uträkningarna av mätresultaten hänvisas till bilaga 2.



1. Kondensering
2. Luft in
3. Förångning



1. Värmeeffekt
2. Eleffekt till kompressor

Diagram 4.2.13.1 Värderna uppmätta under kontinuerlig drift, anläggning 17.

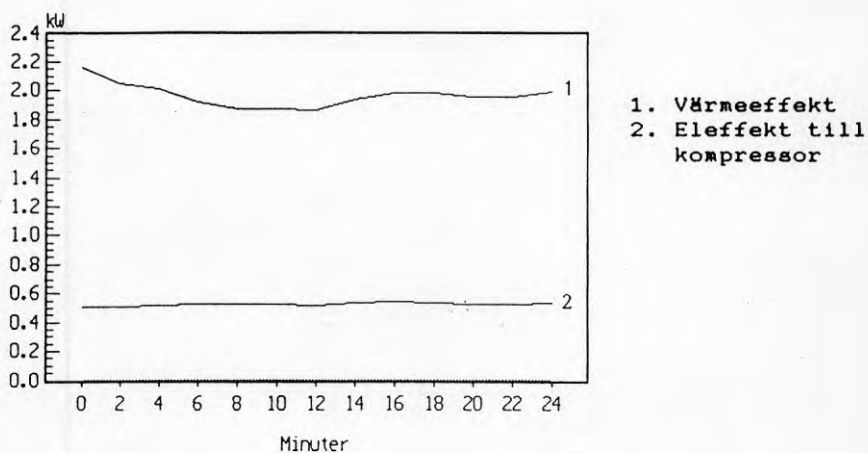
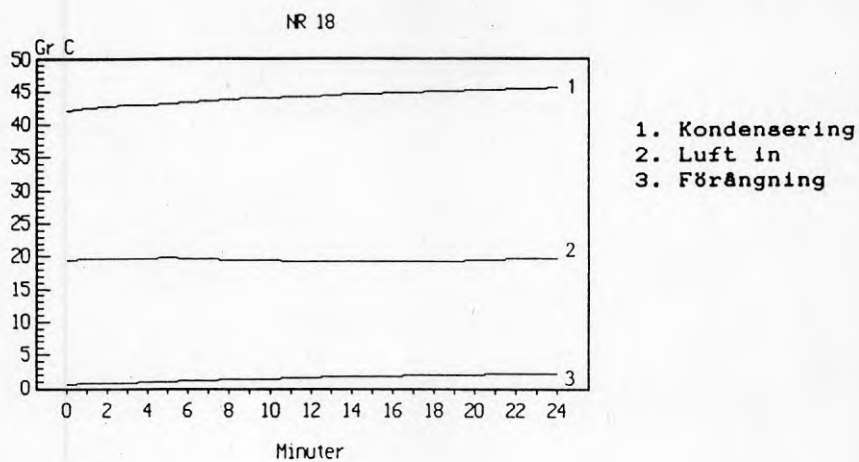


Diagram 4.2.13.2 Värden uppmätta under kontinuerlig drift, anläggning 18.

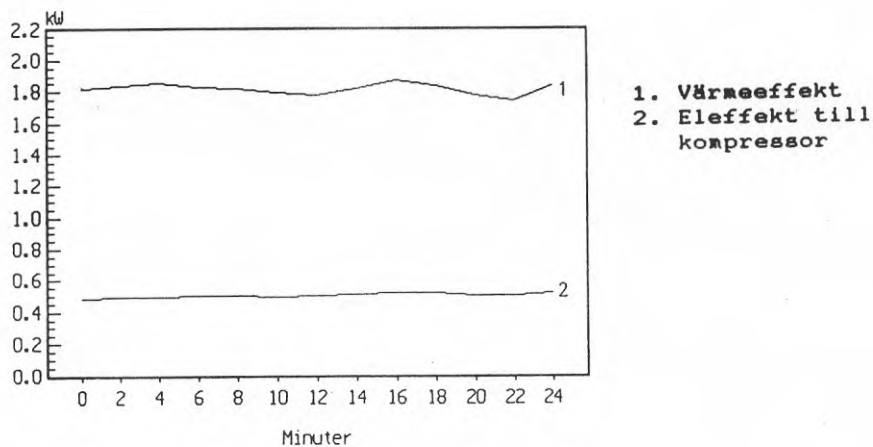
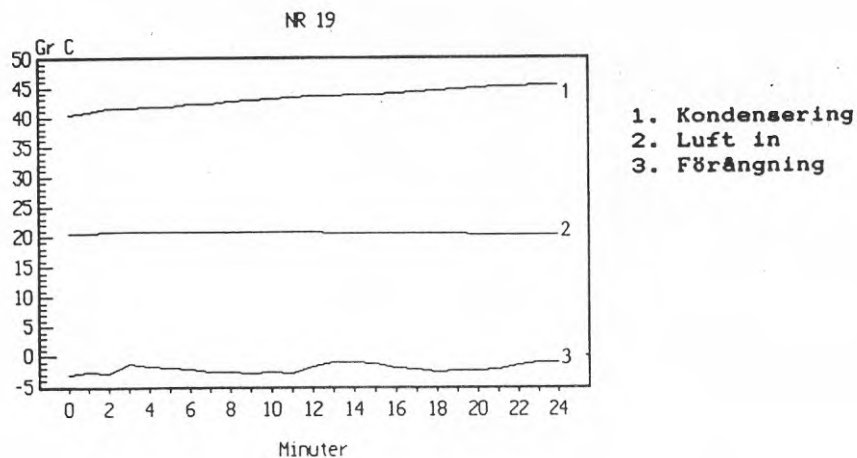


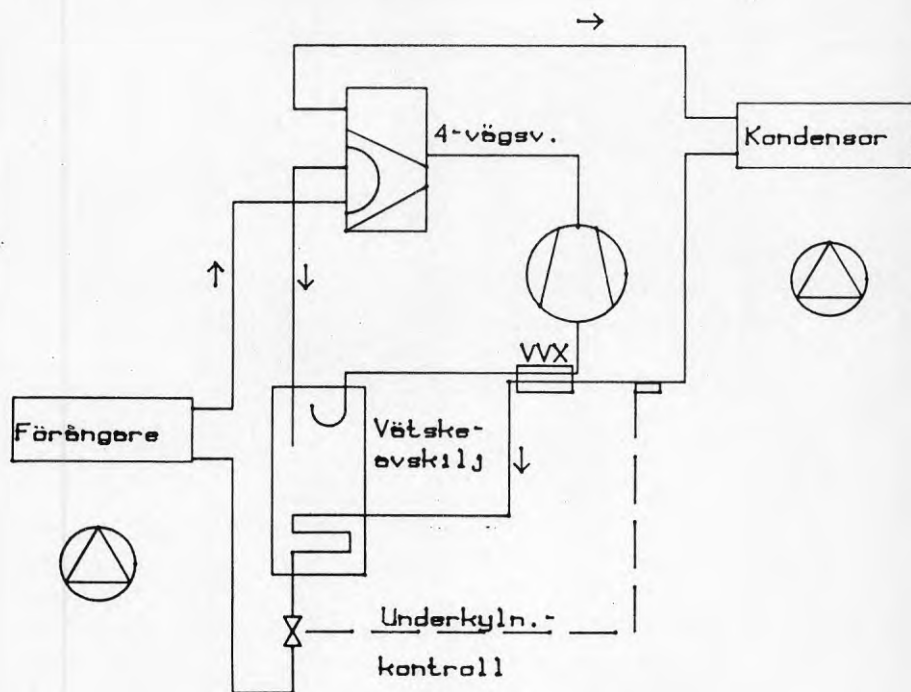
Diagram 4.2.13.3 Värderna uppmätta under kontinuerlig drift, anläggning 19.



## 4.2.14 Anläggning 22 och 23.

Värmepumparna är installerade vid Televerkets lagerförråd i Örebro. Totalt på området finns det 12 st värmepumpar i 5 st byggnader. Installationerna har gjorts mellan 1979-1981. Tidigare skedde uppvärmningen med olja som nu fungerar som tillsatsvärme. Innan 1979 låg oljeförbrukningen på 70-85 m<sup>3</sup>/år. De senaste åren har förbrukningen varit ca 10 m<sup>3</sup>/år, men någon uppföljning av hur mycket elförbrukningen har stigit har inte gjorts.

De två anläggningar som har uppmätts är av typen luft/luft av märke Westinghouse. Utomhusdelen har typbeteckningen HP 060 och inomhusdelen AH 024. Köldmedium är R 22.



Figur 4.2.14.1 Systemskiss.

Utomhusdelen (inkl. kompressor) för anläggning 22 är placerad på vinden av ett garage. Inomhusdelen är värmer luften i garaget. Anläggning 23's utomhusdel är placerad utomhus på ett förrådstack och inomhusdelen värmer luften i förrådet. Kompressorerna saknar vevhusvärmning.

Bägge värmepumparna såg ut att vara i gott skick, trots att anläggning nr 23 stått utomhus i drygt 8 år.

Några prestandamätningar gick dock inte att göra. Det visade sig nämligen att bägge värmepumparna gick med fuktig drift. Detta är förvånande med tanke på att det finns både vätskeavskiljare och värmväxling mellan kondensatet och suggasen. Suggastemperaturen höjdes inte alls över värmväxlaren, däremot sänktes kondensattemperaturen ca 6 K. Detta tyder på att en viss mängd vätska måste sugas in i kompressorn. T.ex bildades frost på anläggning 23's kompressorhölje vid en förångnings-temperatur av  $-3^{\circ}\text{C}$ .

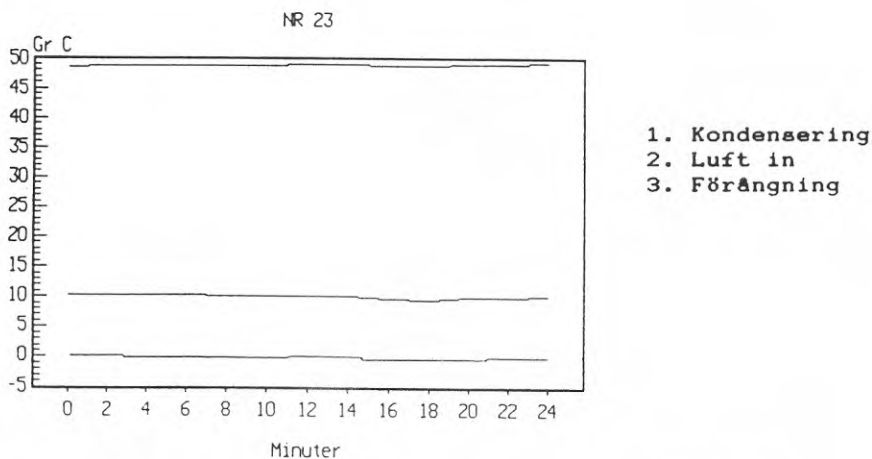
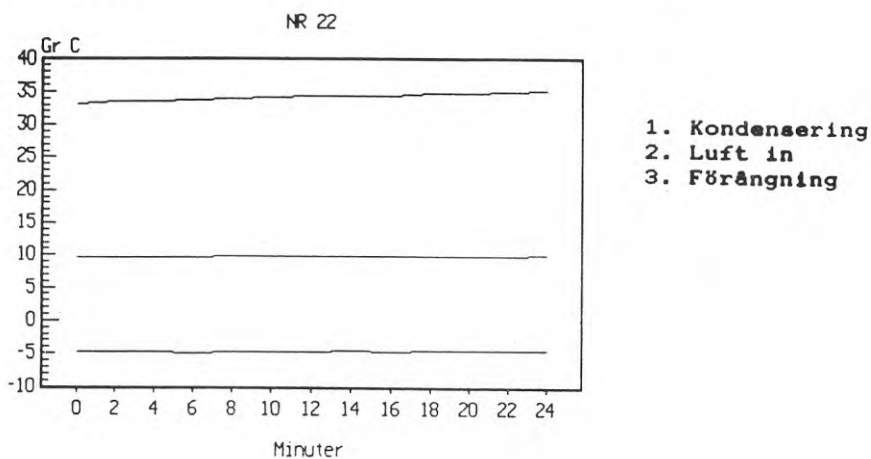


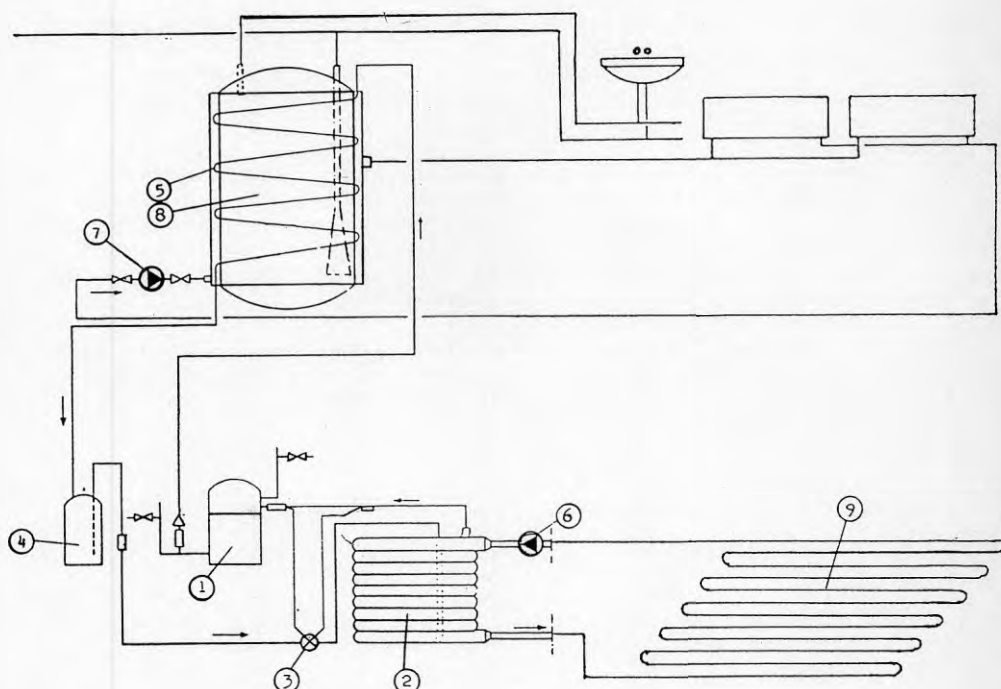
Diagram 4.2.14.1 Temperaturer under kontinuerlig drift.

## 4.2.15 Anläggning nr 24, 25 och 26.

Dessa ytjordvärmepumpar, AGA Thermia JBC 400M, är installerade i villor i Ljungby, Småland. Installationerna är gjorda under februari till maj 1980. Ingen av värmepumparna har haft något längre driftstopp och den totala drifttiden för respektive enhet torde vara kring 35000 h.

Anläggning 24 och 26 är placerade i våtutrymmen (tvättstugor) medan nr 25 är installerad i ett verkstadsutrymme.

Kompressorerna är av märke DWM Copeland modell YHD6-0400-TFM, vilka är utrustade med vevhusvärme, och använt köldmedie är R 22.



Figur 4.2.15.1 Systemskiss.

1. Kompressor
2. Förångare
3. Expansionsventil
4. Köldmediereceptent
5. Kondensor
6. Köldbärarpump
7. Radiatorpump
8. Varmvattenberedare
9. Köldbärarslingor

Varmvattenberedaren är dubbelmantlad och kondensorn ligger lindad i den spalt som bildas. Utgående radiatorvatten tas ut nedanför toppen av beredaren. Eftersom tappvarmvattnet tas ut från toppen kan det pga skiktning erhålla en högre temperatur.

Anläggning nr 25 har haft stora problem med kondens som fällt ut kring köldbärarledningar och köldbärarpump. Isoleringen kring kretsens expansionskärl har lossnat till följd av utbildad kondens. Att kondensproblemen var störst vid denna anläggning beror på att utrymmet där värmepumpen är placerad används till att torka tvätt. Anläggning 24 som är placerad i ett verkstadsutrymme uppvisar inte alls samma problem. En sak var dock gemensamt för de tre anläggningarna och det gäller högtryckspressostatens placering. Den sitter under utgående köldbärarledning och på alla anläggningarna hade kondens droppat på pressostaten och orsakat korrosionsangrepp. Detta var nu åtgärdat genom en täckande plastkåpa.

Ingen av anläggningarna uppvisar några försämringar utifrån de värden som uppmättes. Tvärtom är resultaten förvånansvärt goda. De värmeeffekter som uppmättes på anläggning 25 och 26 ligger över det som kan förväntas utifrån givna fabrikantdata. För anläggning nr 26 är det framförallt den låga tryckkrörstemperaturen som slår igenom på resultatet. De inbördes skillnaderna mellan värmepumparna borde dock vara korrekta eftersom de uppmättes på exakt samma sätt. Värdena från anläggning 24 ligger något under vad som kan förväntas.

	Anl 24	anl 25	anl 26
Kondensering, °C	50.0	50.5	50.2
Förångning, °C	-6.2	-8.5	-5.4
Värmeeffekt, kW	10.4	10.6	12.4
Kyleffekt, kW	7.0	7.3	8.9
Eleffekt till kompressor, kW	3.66	3.40	3.69

Tabell 4.2.15.1 Uppmätta värden anl 24, 25 och 26.

	Fabriktsdata	KTH
Kondensering, °C	50	50
Förångning, °C	-5	-5
Värmeeffekt, kW		10.6
Kyleffekt, kW	7.4	7.4
Eleffekt till kompressor, kW	3.45	3.6

Tabell 4.2.15.2 Fabrikantdata och värden uppmätta på KTH.

Tabell 4.2.15.2 innehåller värden som är uppmätta på KTH på en ny värmepump av samma modell som de ovanstående [6].

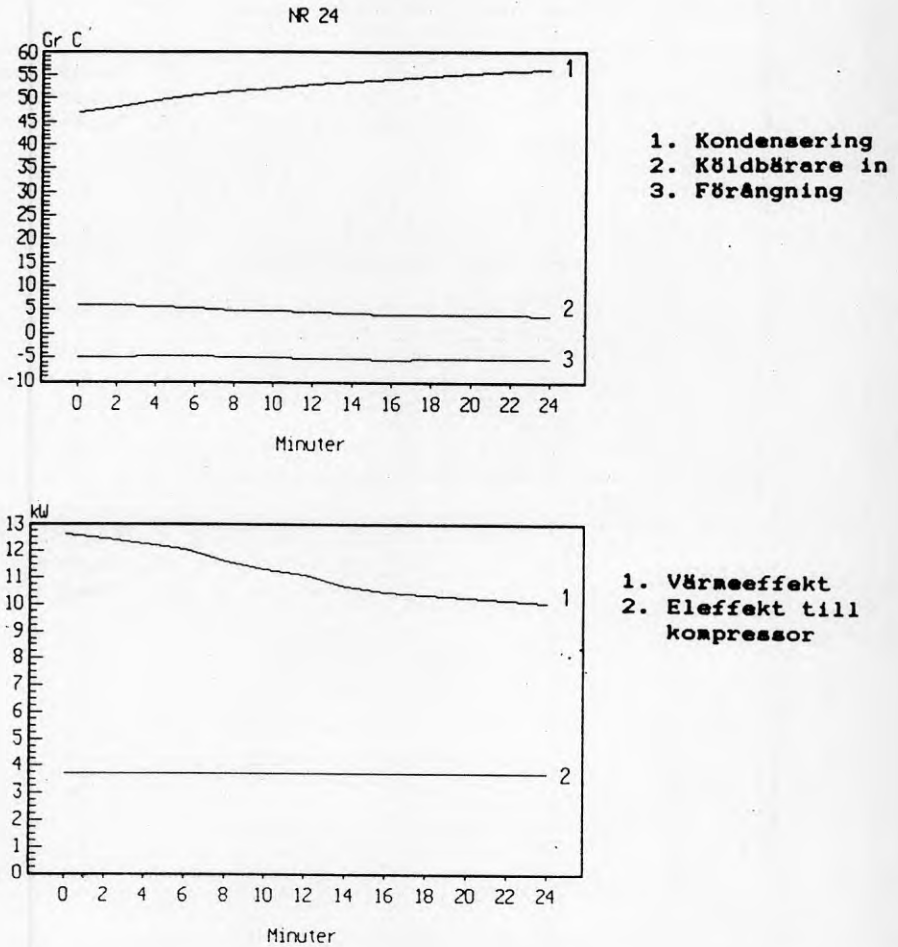


Diagram 4.2.15.1 Uppmätta värden under kontinuerlig drift, anl 24

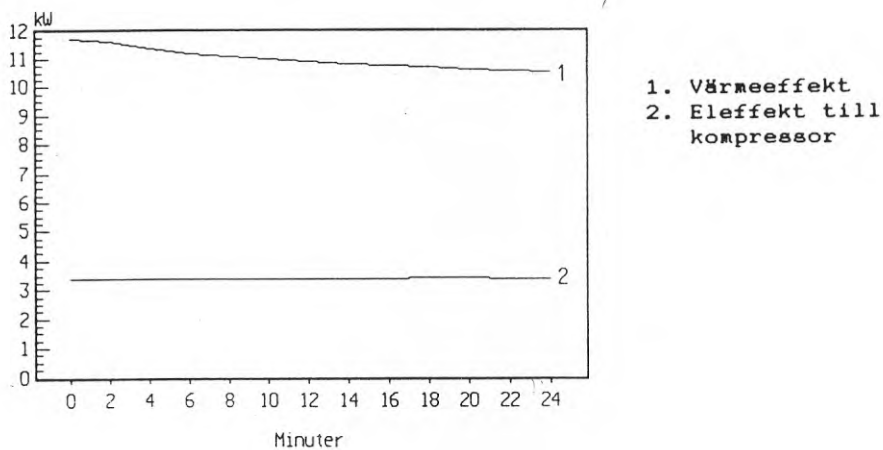
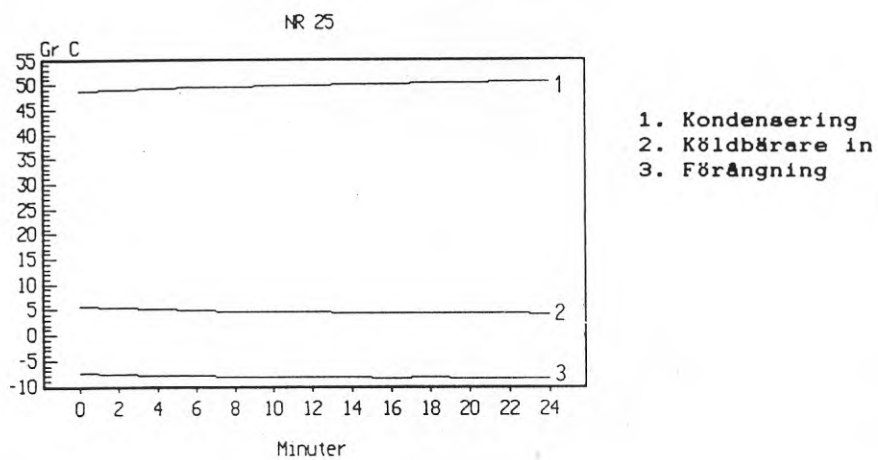
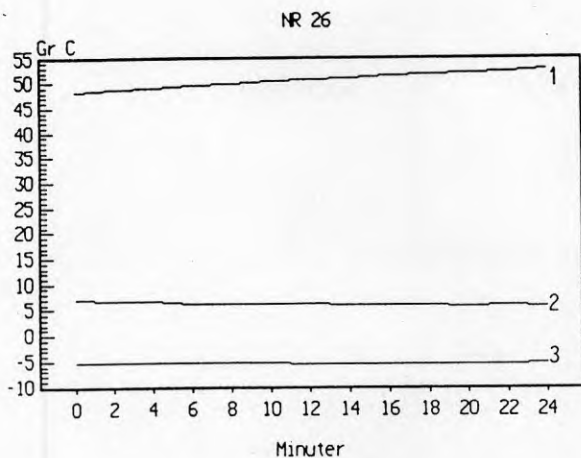
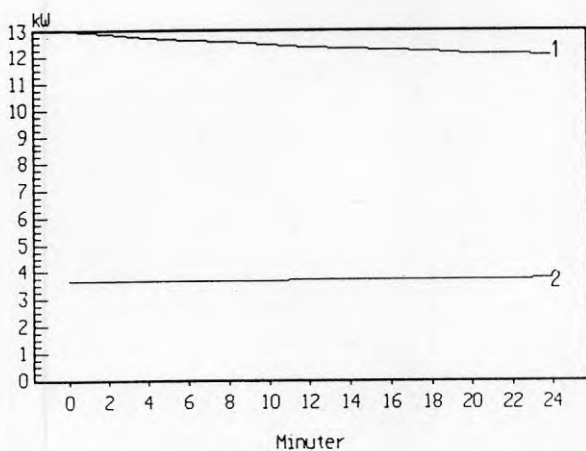


Diagram 4.2.15.2 Uppmätta värden under kontinuerlig drift, anl 25



1. Kondensering
2. Köldbärare in
3. Förångning



1. Värmeeffekt
2. Eleffekt till kompressor

Diagram 4.2.15.3 Uppmätta värden under kontinuerlig drift, anl 26

## DEL II LABORORIETESTER

Håkan Thorsell, KTH

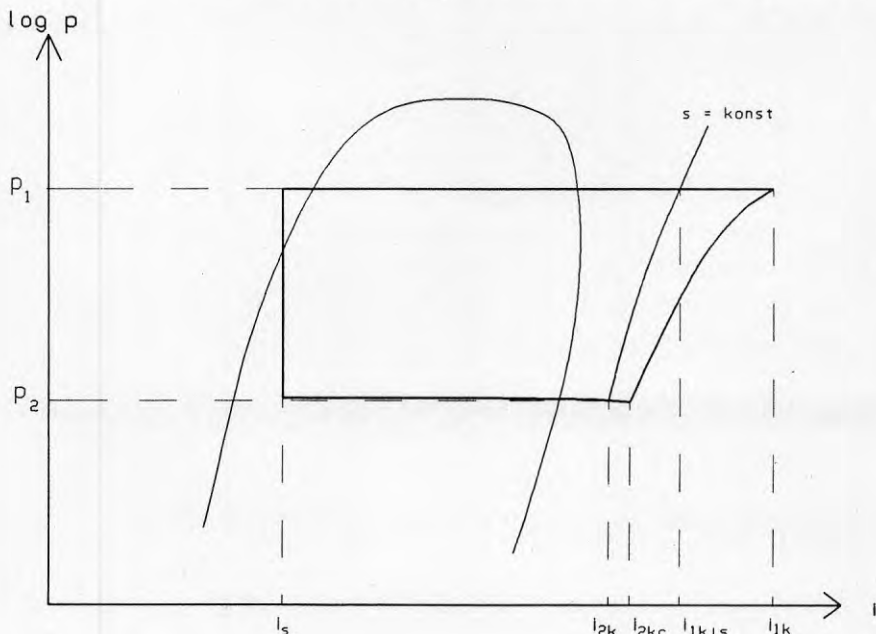


## 5. BESKRIVNING AV VÄRMEPUMPCYKELN OCH MÅTSTORHETER

Syftet med en värmepump är att ta värme från en värmekälla vid låg temperatur och lyfta upp till en hög temperatur.

I en förångningsprocess sker temperaturlyftet med hjälp av en kompressor. Fördelen med värmepumpen är att det offrade arbetet till kompressorn är mindre än det avgivna värmnet.

Processen åskådliggörs enklast i ett entalpi-tryck diagram, se figur 5.1. Förloppet på sugsidan gäller för en hermetisk kompressor.



Figur 5.1

De olika entalpierna i figur 5.1 är

- $i_s$  = före expansionsventilen
- $i_{2k}$  = in till kompressorkåpan
- $i_{2kc}$  = in till kompressorns cylinder
- $i_{1k}$  = ut ur kompressorn
- $i_{1kis}$  = ut ur kompressorn vid isentropisk kompression

Köldmedieflödet betecknas med  $\dot{m}_R$ . Den avgivna värmeeffekten och kompressorns axeleffekt kan då beräknas genom

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

$$\dot{E}_k = \dot{m}_R \cdot (i_{1k} - i_{2kc})$$

vilket förutsätter att kompressorn är adiabatisk, dvs okyld.

Elmotorns verkningsgrad definieras genom sambandet

$$\dot{E}_k = \eta_{me1} \cdot \eta_{mö} \cdot \dot{E}_T$$

där

$\dot{E}_T$  = total eleffekt till elmotorn,

$\eta_{me1}$  = elmotorns verkningsgrad,

$\eta_{mö}$  = överföringens verkningsgrad mellan elmotor och kompressor.

Vid fast överföring är  $\eta_{mö} = 1$ , vilket är fallet för hermetiska kompressorer.

En isentropisk kompression av köldmediet kräver totala kompressorarbetet

$$\dot{E}_{Tis} = \dot{m}_R \cdot (i_{1kis} - i_{2k})$$

Den totala isentropiska verkningsgraden definieras av sambandet

$$\eta_{is,H} = \frac{\dot{E}_{Tis}}{\dot{E}_T} = \frac{\dot{m}_R \cdot (i_{1kis} - i_{2k})}{\dot{E}_T}$$

Det bör göras några påpekanden angående ovanstående samband.

För öppna kompressorer är  $\dot{E}_{Tis}$  lika med isentropa axelarbetet eftersom  $i_{2k}$  där är köldmediets tillstånd in till kompressorns

cylinder. För hermetiska kompressorer är  $i_{2k}$  det tillstånd som köldmediet har in till kompressorkåpan. Därefter värms köldmediet upp vid kylningen av elmotorn. Eftersom det är svårt att mäta hur mycket köldmediet värms upp vid elmotorkylningen så har sambandet valts för praktiska mätningar. Vid en jämförelse mellan öppna och hermetiska kompressorer måste därför hänsyn tas till elmotorns verkningsgrad.

En annan sak gäller skillnaden mellan isentropisk diagramverkningsgrad och total isentropisk verkningsgrad. Den isentropiska diagramverkningsgraden kan direkt avläsas ur figur 5.1

$$\eta_{is, \text{diagram}} = \frac{i_{1k, is} - i_{2k}}{i_{1k} - i_{2k}}$$

Sambandet för  $\eta_{is, H}$  inbegriper att konvektionsförluster sker till omgivningen från kompressorkåpan. Detta medför att

$$\dot{m}_R \cdot (i_{1k} - i_{2k}) < \dot{E}_T$$

vilket innebär att  $\eta_{is, \text{diagram}} > \eta_{is, H}$ . Olikheten gäller vid "normala" omgivnings och kondenseringstemperaturer.

## 5.1 VOLYMETRISK VERKNINGSGRAD

En kompressors slagvolym kan uttryckas med sambandet

$$S = z \cdot S_1$$

där  $z$  är antalet cylindrar och  $S_1$  är volymen för respektive cylinder. Om kompressorn går med varvtalet  $n$  skulle det teoretiska volymsflödet bli

$$\dot{V}_s = n \cdot S$$

Det verkliga volymsflödet in till kompressorn kan uttryckas genom

$$\dot{V}_2 = v_{2k} \cdot \dot{m}_R$$

där  $v_{2k}$  betecknar specifika volymen in till kompressorkåpan. Den volymetriska verkningsgraden definieras slutligen som

$$\eta_{s,H} = \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_s}$$

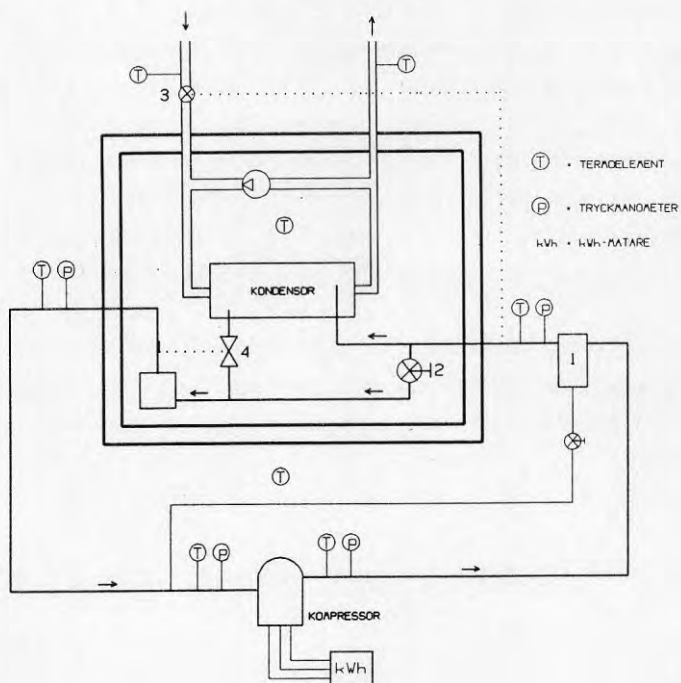
Observera att  $\eta_{s,H}$  baseras på gasens volymitet in till kompressorkåpan. Med suggaskyld elmotor kommer köldmediet att värmas upp vilket innebär att temperaturen vid kompressorinloppet bli högre än vid inloppet till höljet. Därmed kommer även volymiteten att öka. Vid en jämförelse med öppna kompressorers volymetriska verkningsgrad kan man vänta sig att  $\eta_{s,H}$  är lägre.

## 6. MÄTNINGARNAS UTFÖRANDE

Samtliga mätningar har utförts vid laboratoriet för Mekanisk värmeteori och kylteknik vid KTH i Stockholm. Kompressorerna har varit inkopplade i en så kallad gasrigg som beskrivs nedan.

### 6.1 Gasriggen

Gasriggen är byggd för att kunna testa kompressorer inom ett brett effektområde. Det går relativt fort att ställa in olika mätpunkter tack vare att den saknar förångare. Man kondenserar endast en liten del av köldmedieflödet och den största delen stryps i gasform. I figur 6.1.1 visas de viktigaste delarna av gasriggen, vilken även kan kallas för en kalorimeter.



Figur 6.1.1

Från kompressorns utlopp går köldmediet via en oljeavskiljare (1) in i en välisolerad låda. Den största delen av flödet stryps genom den manuella strypventilen (2). Resterande köldmedie kondenseras

mot en pumpdriven vattenkrets. Kondenseringstrycket regleras av en vattensparventil (3) som reglerar vattenflödet i kretsen.

Det köldmedium som har kondenserats stryps sedan genom en termostatisk expansionsventil (4) och blandas med köldmediet som har strypts i gasform. Överhettningen ut ur lådan regleras av expansionsventilen.

## 6.2 Mätinstrument

Samtliga temperaturer har avlästs med termoelement av koppar-konstantan placerade i mätfickor inuti rören, placering framgår av figur 6.1.1. Registrering av temperaturerna har skett på dataskärm med hjälp av en analog till digitalomvandlare. Under mätningarna har även ett termoelement varit placerat i smältande isbad. Därigenom har omvandlarens kalibrering kontinuerligt kunnat kontrolleras.

Högtrycken har avlästs med manometrar vilka har kalibrerats före varje mätning. Lågtrycken har uppmätts med en precisionsmanometer som också har kalibrerats före varje mätserie. För att erhålla absoluttrycket på "förångarsidan" har lågtrycket adderats med avläst lufttryck från en barometer.

Kompressorns eleffekt har mätts med en kWh-mätare och klocka. Vid de avslutande mätningarna har även eleffekten avläst på dataskärm.

Den bortkylda effekten från lådan har bestämts genom vattenflödet och dess temperaturökning. För att erhålla största noggrannhet på flödet har det mätts med hink och klocka, av erfarenhet har det nämligen visat sig att olika flödesmätare kan ge upphov till felaktigheter.

### Mätstorhet

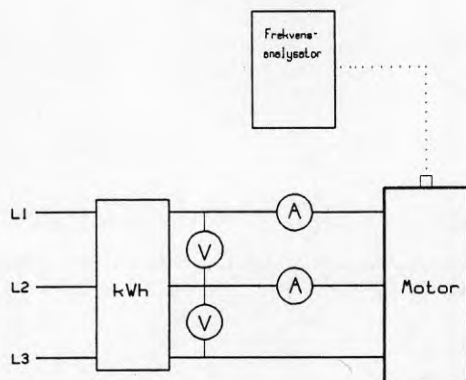
### Avläsning noggrannhet

Lågtryck	± 0.01 bar
Högtryck	± 0.02 bar
Temperatur	± 0.1 °C
Eleffekt	± 0.2 %

## 7 ELMOTORBERÄKNINGAR

Vid prover på hermetiska kompressorer hänförs vanligen den isentropiska verkningsgraden till hela aggregatet. Detta innebär, vilket omnämndes i kapitel 5, att både kompressor och elmotor inräknas. Det är dock önskvärt att kunna särskilja elmotorns prestanda från kompressorerna. Därför har det vid varje mätpunkt även gjorts mätningar för att fastställa elmotorns verkningsgrad.

I figur 7.1 framgår mätprincipen för fastställandet av elmotorns verkningsgrad.



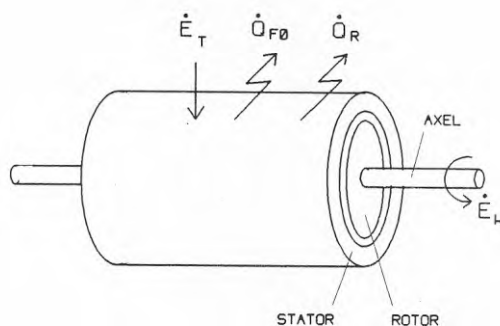
Figur 7.1

Under mätningarna avlästes strömmarna genom två av kompressorerna tre faser. Matningsspänningen från nätet avlästes också för att kontrollera att inga variationer förelåg.

Statorns resistans uppmättes omedelbart efter stopp av kompressorn.

För att mäta kompressorerna varvtal användes en accelerometer bestående av en pizelektrisk givare. Denna placerades på kompressor-kåpan och kopplades till en frekvensanalysator.

De förluster som uppstår i elmotorn avges som värme och tillförs köldmediegasen från kompressorns sug sida.



Figur 7.2

Från nätet levereras eleffekten  $\dot{E}_T$  och från elmotorn avges axel-effekten  $\dot{E}_k$ . Elmotorns verkningsgrad är förhållandet mellan dessa effekter

$$\eta_{elm} = \frac{\dot{E}_k}{\dot{E}_T}$$

I statorns lindningar uppstår resistansförluster på grund av elströmmarna

$$\dot{Q}_R = 1.5 \cdot R \cdot I^2$$

där R är resistansen mellan två faser och I är medelströmmen genom de tre faserna.

Det avgår även förluster beroende på friktionen som uppstår vid



rotationen samt järnförluster i statorn,  $\dot{Q}_{FO}$ . Av dessa förluster utgör järnförlusterna en i stort sett konstant del.

Slutligen sker en förlust vid överföringen mellan stator och rotor eftersom rotorn går med ett varvtal som är lägre än det synkrona. Denna eftersläpning kallas för slip och kan beräknas genom

$$s = \frac{n_s - n_a}{n_s}$$

$n_s$  är det synkrona varvtalet (nätets frekvens) och  $n_a$  är axelns varvtal.

Den avgivna axeleffekten blir

$$\dot{E}_k = (1 - s) \cdot (\dot{E}_T - \dot{Q}_R - \dot{Q}_{FO})$$

och därmed kan elmotorns verkningsgrad beräknas.

$\dot{Q}_{FO}$  har blivit uppmätt efter det att kompressorkåpan har skurits upp och kolvarna har avlägsnats. Kompressorn har därmed gått utan belastning.

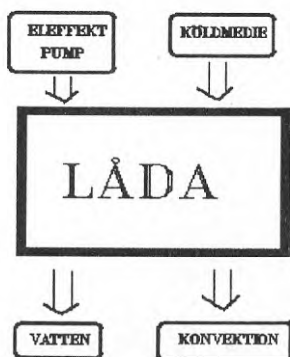
Tilläggas bör att skillnad i gasfriktion mellan prov i luft och prov i ködmedieatmosfär har försumrats.

## 8. BERÄKNINGSUNDERLAG

## 8.1 Köldmediekretsen

I kapitel 5 beskrivs de mätstorheter som är intressanta för att bedömma en kompressors prestanda. I detta kapitel tas det upp hur man beräknar dessa storheter utifrån de värden som mäts på gasriggen.

Figur 5.1.1 visar principiellt hur gasriggen är konstruerad. Den primära storhet som måste bestämmas är köldmedieflödet,  $\dot{m}_R$ . En värmebalans över den isolerade lådan måste innehålla de poster som visas i figuren nedan.



Figur 8.1.1

Eleffekten till pumpen som är placerad i lådan,  $\dot{Q}_p$  mäts med en kWh-mätare. Bortförd effekt med kylvattnet beräknas genom sambandet

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot \Delta t_v$$

där

$\dot{m}_v$  = vattnets massflöde

$c_{pv}$  = vattnets värmekapacitet

$\Delta t_v$  = temperaturändringen på vattnet

Konvektionsförlusterna från lådan till omgivningen räknas ut med hjälp av

$$\dot{Q}_k = (kA)_k \cdot \Delta t_k$$

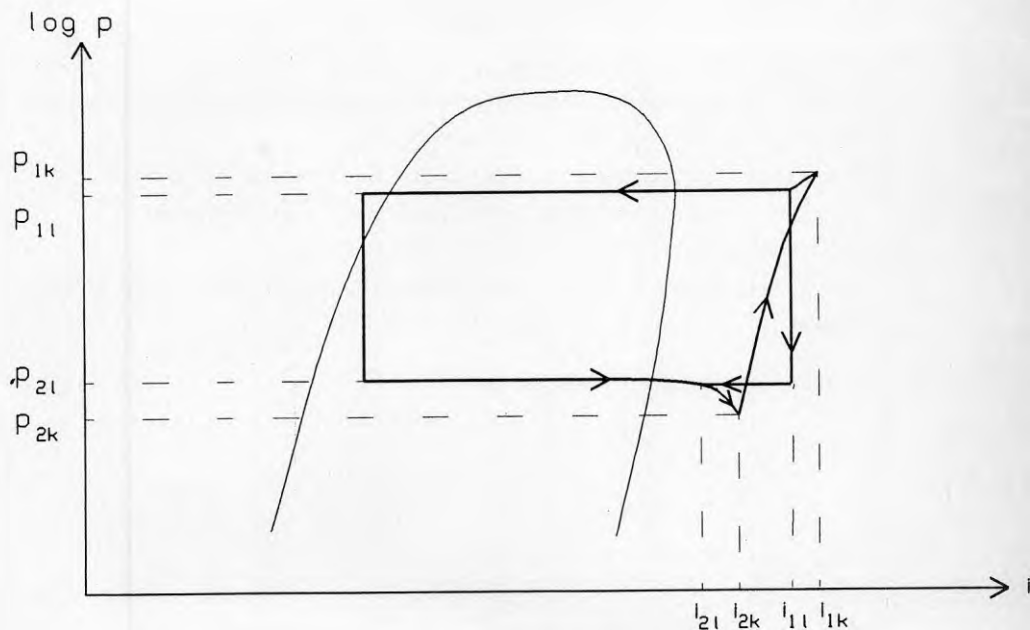
där

$(kA)_k$  = lådans kA-värde [W/K]

$\Delta t_k$  = temperaturdifferensen mellan lådans insida och omgivningen

kA-värdet uppskattades genom att låta pumpen vara i drift i ca 12 h och sedan mäta temperaturdifferensen. Eftersom då både tillförd effekt och  $\Delta t_k$  var känt kunde kA-värdet beräknas.

Slutligen måste ett samband för köldmediekretsen ställas upp. I figur 8.1.2 är gasriggsprocessen inritad i ett i-log p diagram.



Figur 8.1.2

Utloppet från kompressorn sker vid trycket  $p_{1k}$ . Rörledning till lådan ger upphov till ett tryckfall så att trycket in till lådan är  $p_{11}$ . Den största delen av köldmediet stryps i gasform, endast en liten del av flödet kondenseras och stryps i expansionsventilen. Dessa två flöden blandas och lämnar lådan vid trycket  $p_{21}$ . Tryckfallet i sugledningen gör att inloppstrycket till kompressorn blir  $p_{2k}$ .

Den effekt som köldmediet lämnar till lådan kan skrivas som

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_R \cdot (i_{11} - i_{21})$$

Den totala värmebalansen över lådan lyder

$$\dot{Q}_L + \dot{Q}_P = \dot{Q}_K + \dot{Q}_V$$

Ur detta samband kan köldmedieflödet lösas ut

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_K + \dot{Q}_V - \dot{Q}_P}{i_{11} - i_{21}}$$

Eftersom både tryck och temperatur är kända vid lådans in respektive utlopp kan motsvarande entalpier beräknas. Detta har gjorts med ett dataprogram skrivet av Ingvar Ekroth.

Etalpierna vid kompressorn båda sidor tas fram på samma sätt.

Därefter beräknas de olika verkningsgraderna med hjälp av sambanden i kapitel 5.

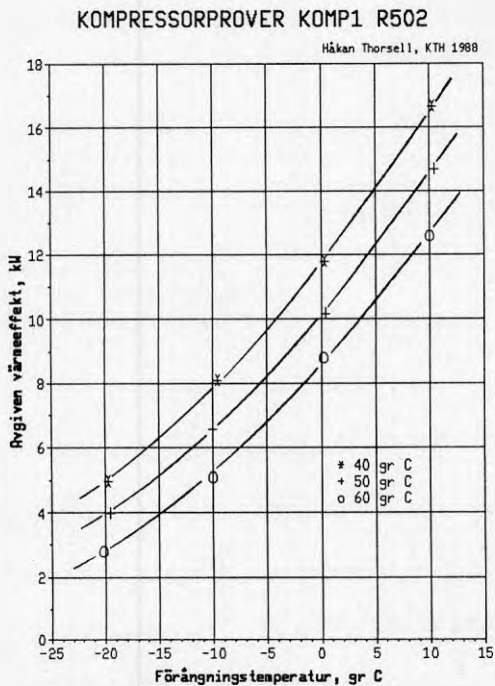
Vid beräkningen av värmeeffekten antas att underkylningen är 8.3 K, vilket är en standard i många datablad över kompressorer.

## 9. RESULTAT AV MÄTNINGARNA

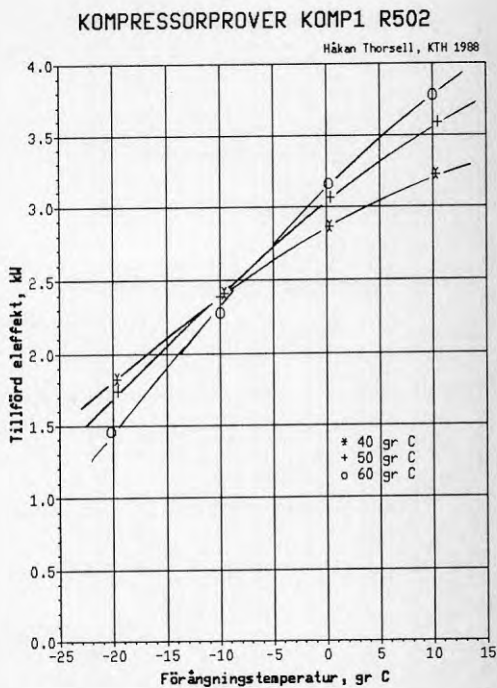
Resultaten av de olika mätningarna redovisas i diagramform och tabeller (bilaga 6-15). Data över bland annat kompressorbeteckningar finns i bilaga 1 och 2. Kapitlet är indelat i underrubriker med respektive storhet, dvs istället för att redovisa en kompressor i taget redovisas de parallellt.

### 9.1 Värmeeffekt och eleffekt

I figur 9.1.1 - 9.1.8 redovisas resultaten avseende kompressorernas avgivna värmeeffekt och tillförda eleffekt.



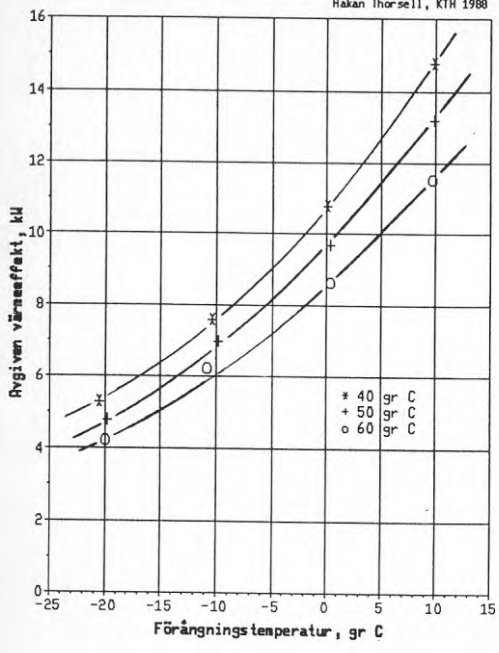
Figur 9.1.1



Figur 9.1.2

KOMPRESSORPROVER KOMP3 R502

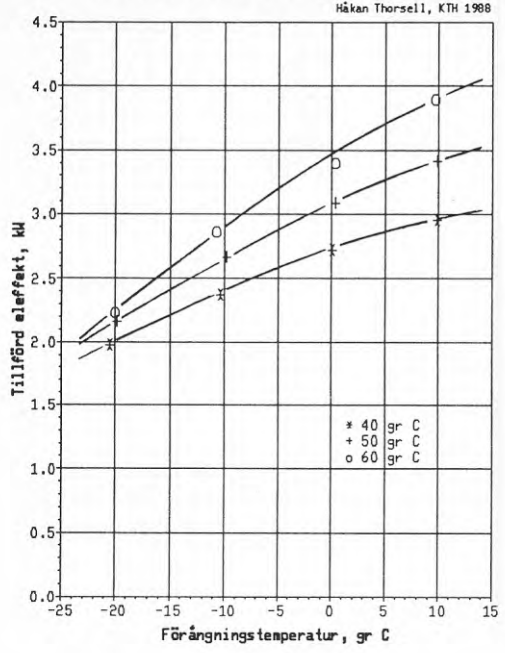
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.3

KOMPRESSORPROVER KOMP3 R502

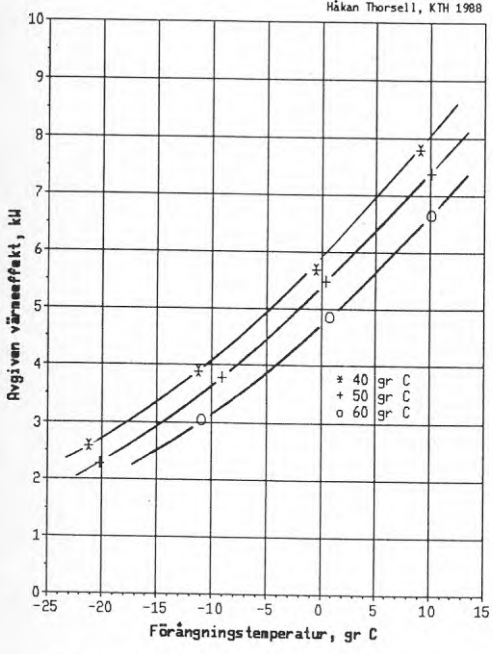
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.4

KOMPRESSORPROVER KOMP7 R22

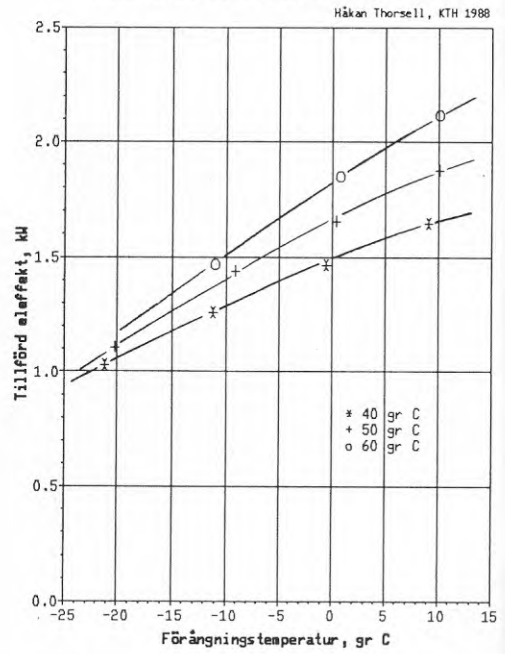
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.5

KOMPRESSORPROVER KOMP7 R22

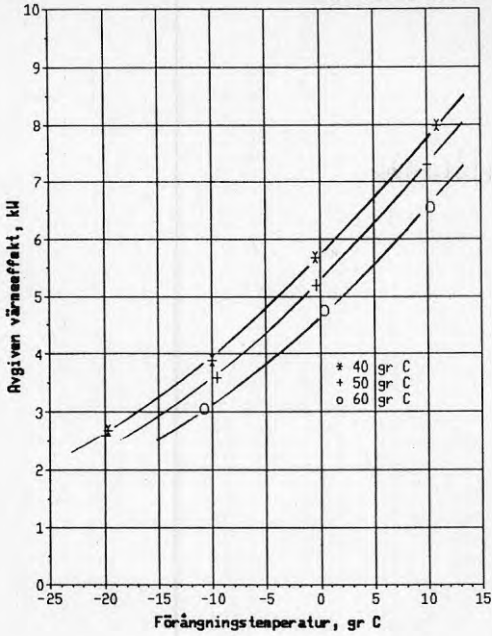
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.6

KOMPRESSORPROVER KOMP8 R22

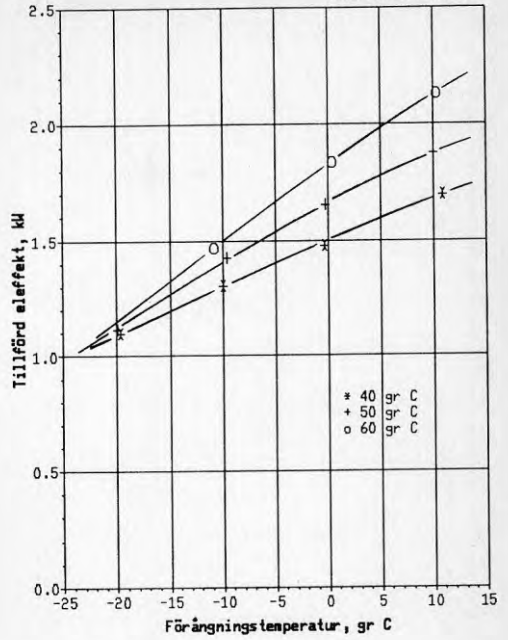
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.7

KOMPRESSORPROVER KOMP8 R22

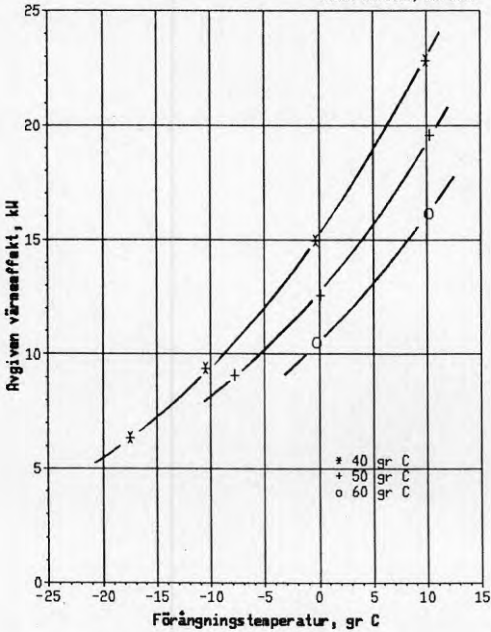
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.8

KOMPRESSORPROVER KOMP11 R502

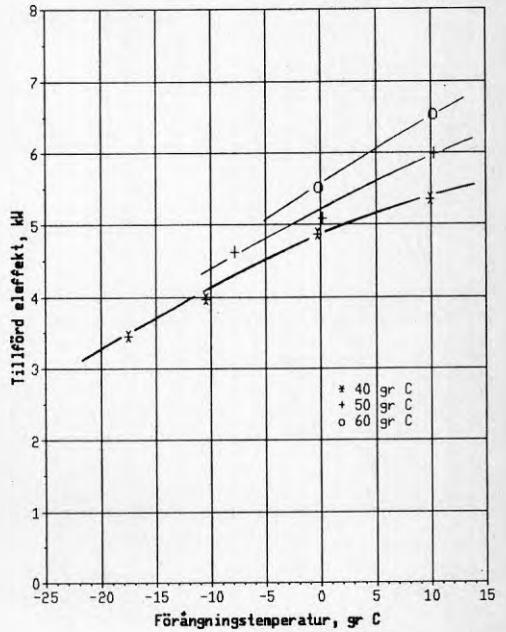
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.9

KOMPRESSORPROVER KOMP11 R502

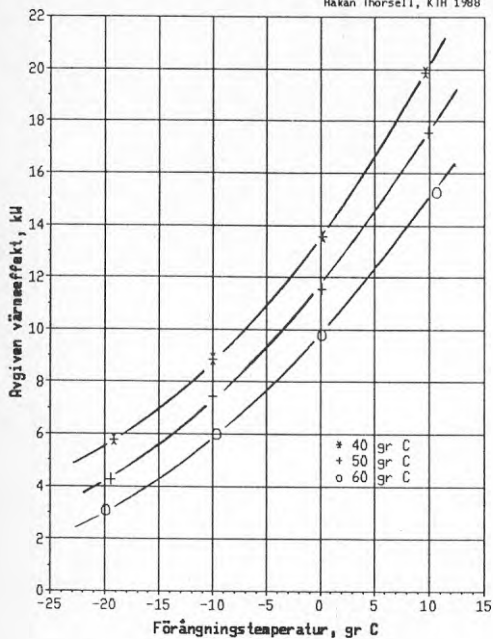
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.10

## KOMPRESSORPROVER KOMP12 R502

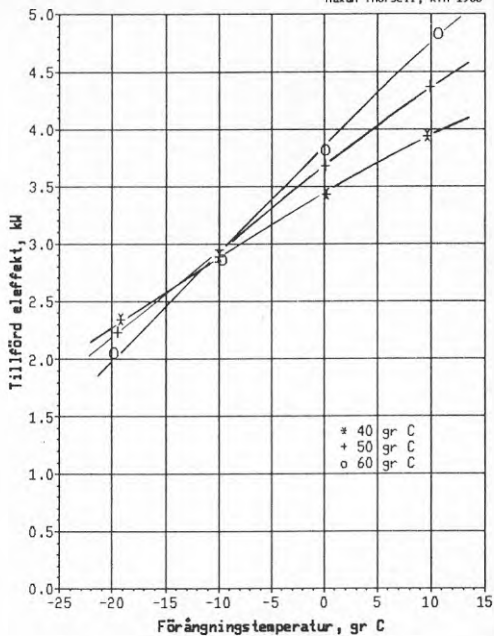
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.11

## KOMPRESSORPROVER KOMP12 R502

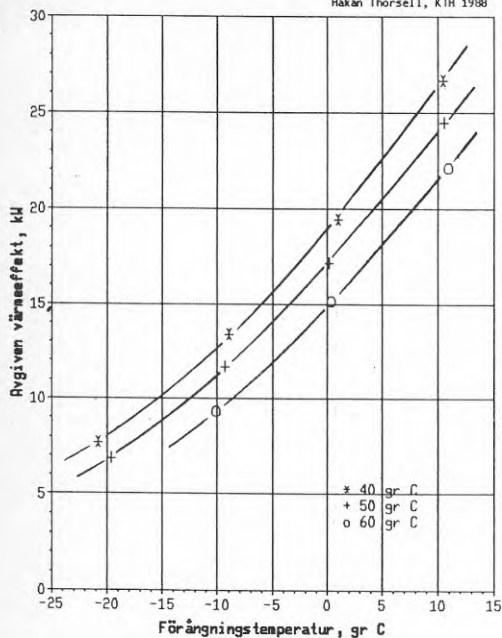
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.12

## KOMPRESSORPROVER KOMP22 R22

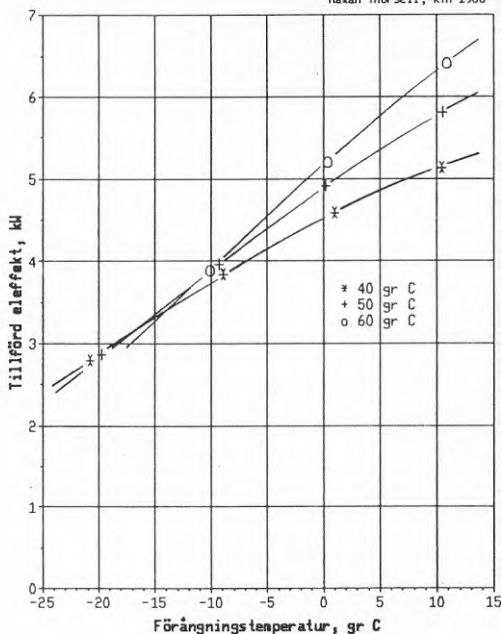
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.13

## KOMPRESSORPROVER KOMP22 R22

Håkan Thorsell, KTH 1988

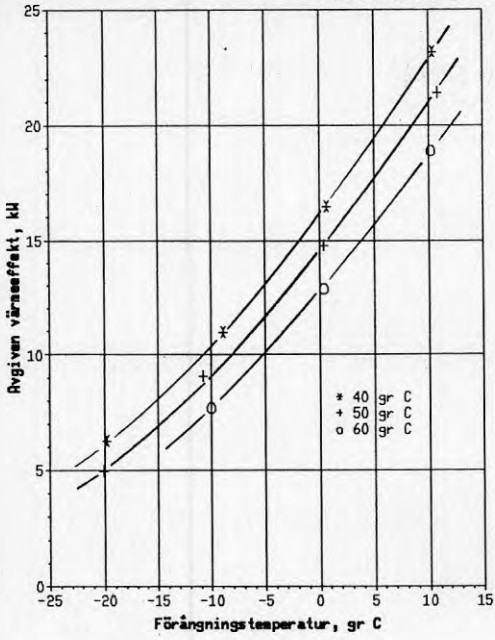


Figur 9.1.14



## KOMPRESSORPROVER KOMP26 R22

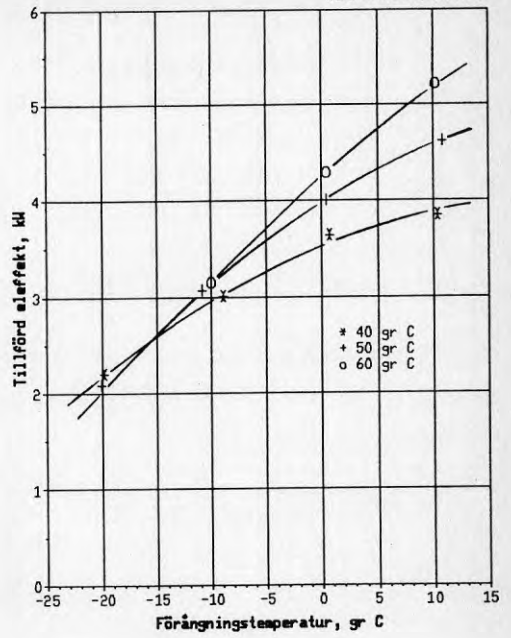
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.15

## KOMPRESSORPROVER KOMP26 R22

Håkan Thorsell, KTH 1988



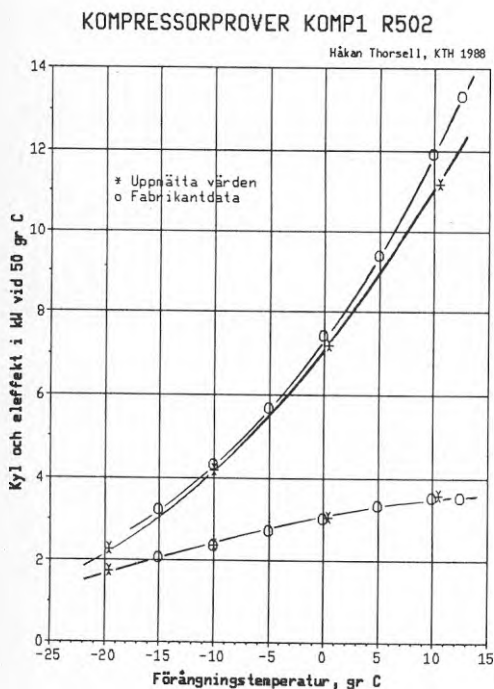
Figur 9.1.16

### 9.1.1 Jämförelse med fabrikantdata

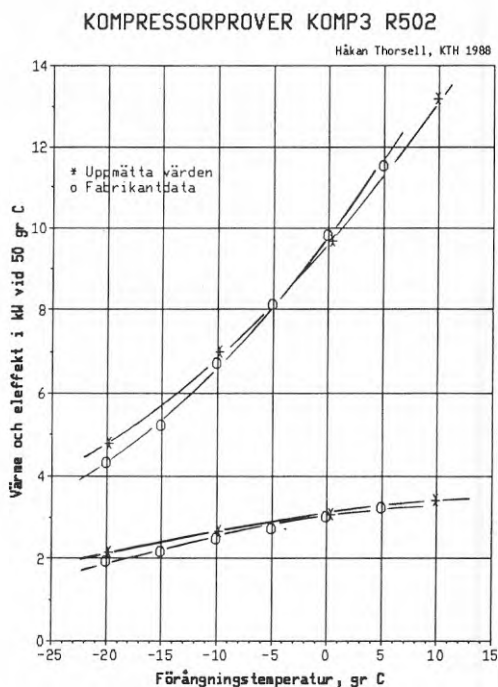
Resultaten av gasriggsmätningarna har jämförts med uppgifter om kompressorerna från fabrikanterna. Jämförelserna har gjorts vid samma underkylning och i stort sett samma överhettning.

De storheter som har jämförts är tillförd eleffekt samt avgiven värmeeffekt. För några av kompressorerna har jämförelsen inskränkts till kyl-effekten eftersom endast denna har gått att få som fabrikantdata.

Samtliga värden är tagna vid en kondensering av 50 °C. Resultaten redovisas i fig 9.1.1.1 - 9.1.1.8.



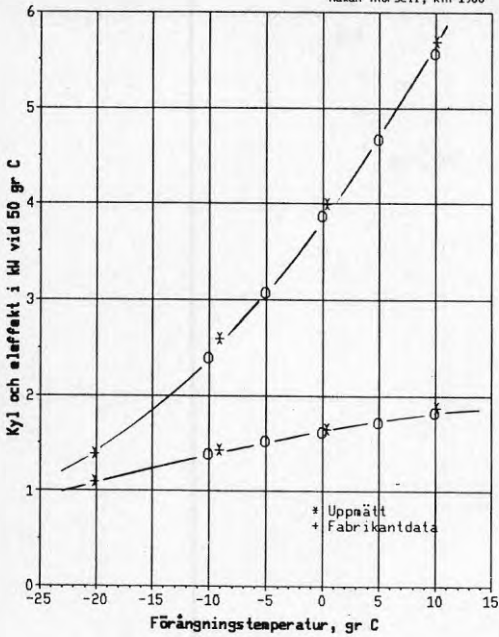
Figur 9.1.1.1



Figur 9.1.1.2

## KOMPRESSORPROVER KOMP7 R22

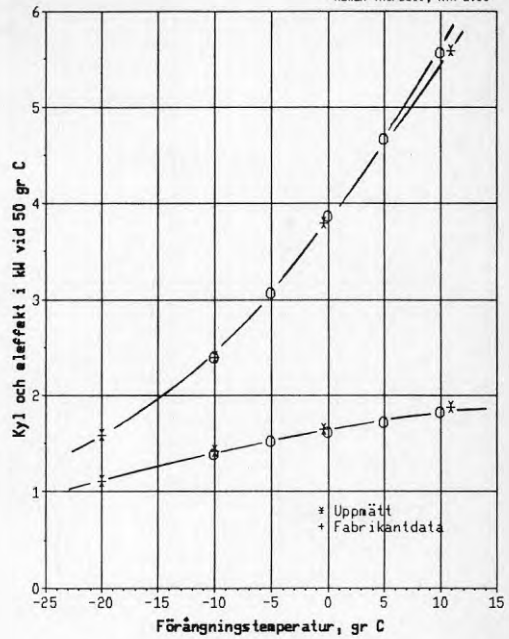
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.1.3

## KOMPRESSORPROVER KOMP8 R22

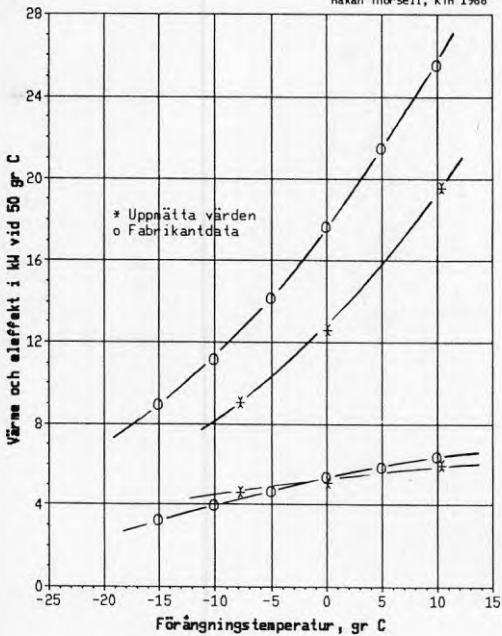
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.1.4

## KOMPRESSORPROVER KOMP11 R502

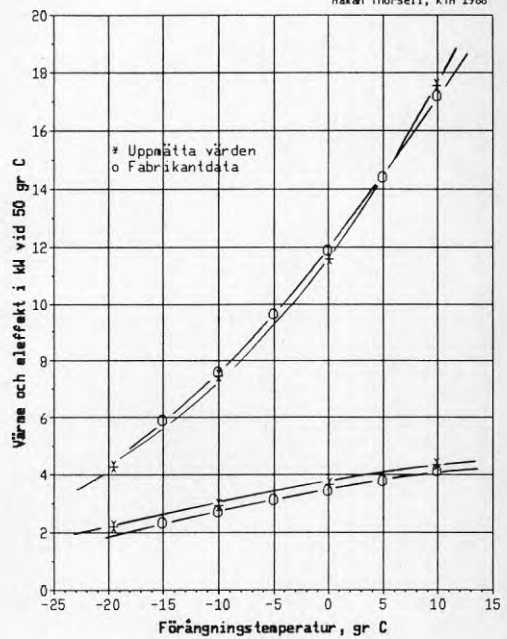
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.1.5

## KOMPRESSORPROVER KOMP12 R502

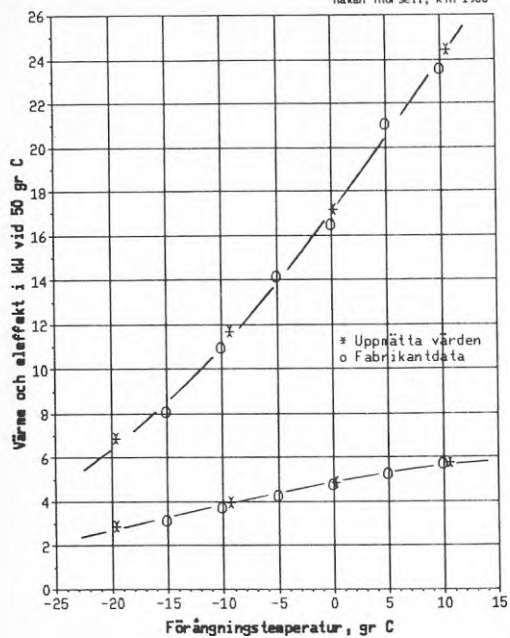
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.1.6

## KOMPRESSORPROVER KOMP22 R22

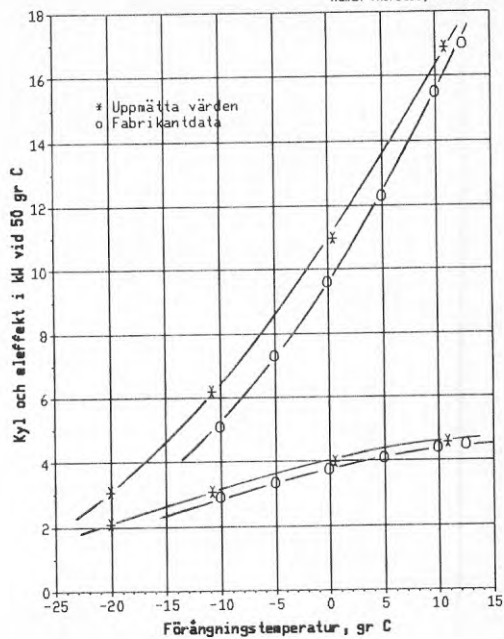
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.1.7

## KOMPRESSORPROVER KOMP26 R22

Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.1.1.8

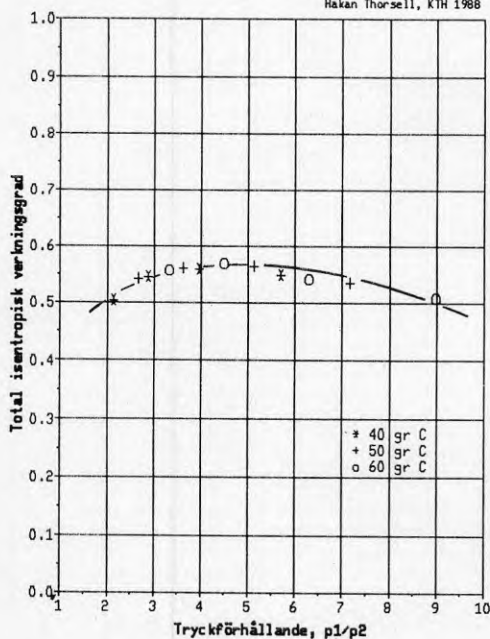
## 9.2 Total isentropisk verkningsgrad

Den totala isentropiska verkningsgraden är definierad i kapitel 5. I diagram 9.2.1 - 9.2.8 har verkningsgraden ritats som funktion av tryckförhållandet mellan kompressorns utlopp och inlopp ( $p_1/p_2$ ).

För de flesta av kompressorerna har det inte gått att urskilja att kondenseringstemperaturen har någon inverkan på verkningsgraden. I de fall där skillnaden är märkbar har punkter för lika kondenseringstemperatur sammanbundits.

### KOMPRESSORPROVER KOMP1 R502

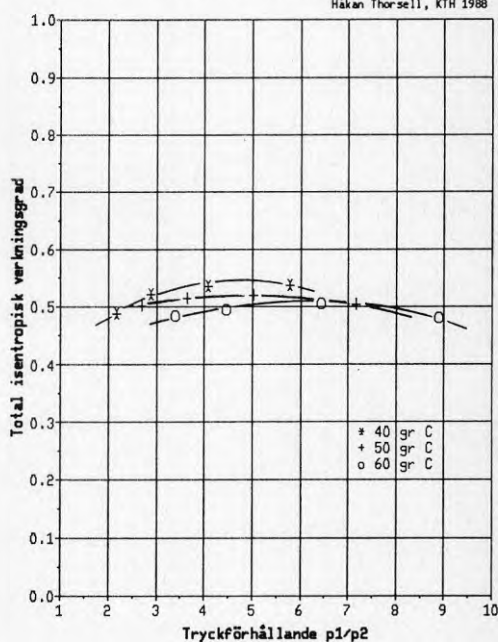
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.2.1

### KOMPRESSORPROVER KOMP3 R502

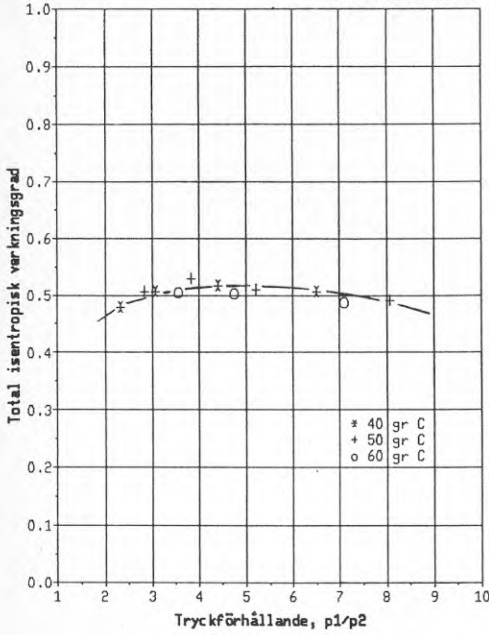
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.2.2

## KOMPRESSORPROVER KOMP7 R22

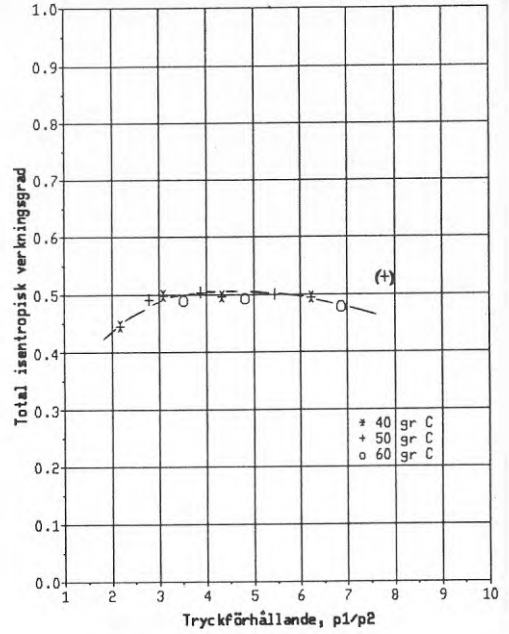
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.2.3

## KOMPRESSORPROVER KOMP8 R22

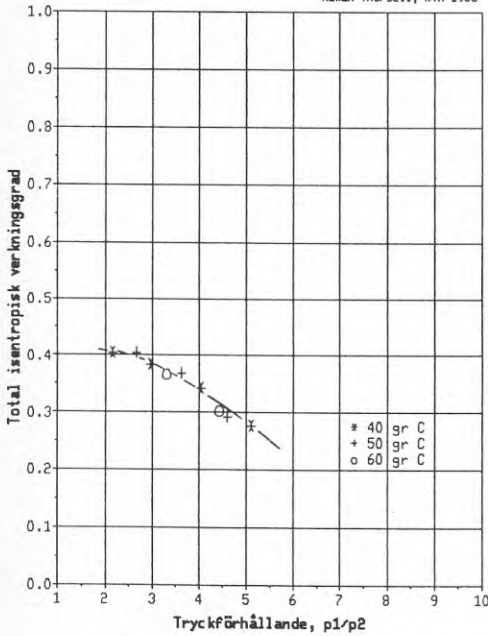
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.2.4

## KOMPRESSORPROVER KOMP11 R502

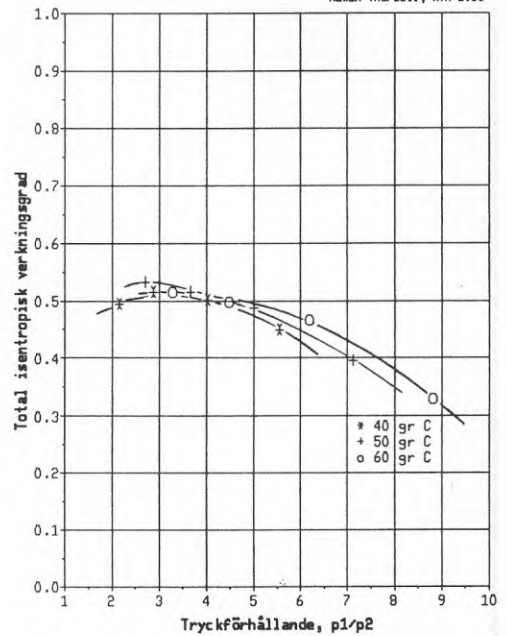
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.2.5

## KOMPRESSORPROVER KOMP12 R502

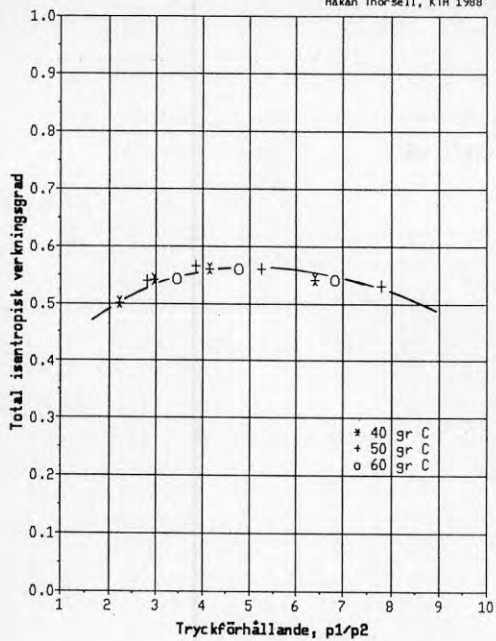
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.2.6

## KOMPRESSORPROVER KOMP22 R22

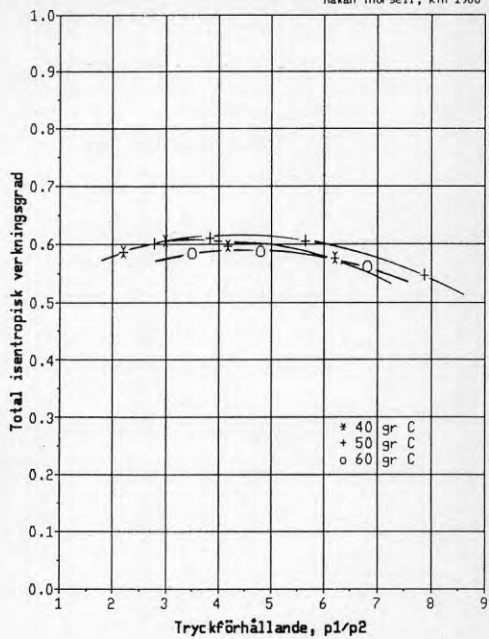
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.2.7

## KOMPRESSORPROVER KOMP26 R22

Håkan Thorsell, KTH 1988

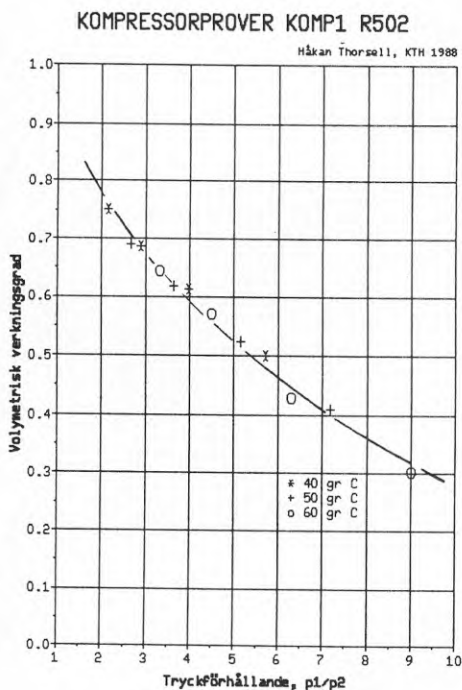


Figur 9.2.8

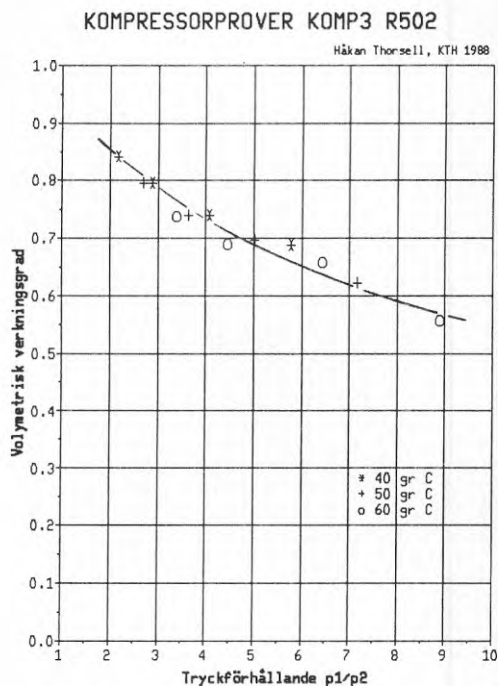
### 9.3 Volymetrisk verkningsgrad

Den volymetriska verkningsgraden är definierad i kapitel 5. I diagram 9.3.1 - 9.3.8 har verkningsgraden ritats som funktion av tryckförhållandet mellan kompressorns utlopp och inlopp ( $p_1/p_2$ ).

Vanligen vid beräkningar av den volymetriska verkningsgraden för hermetiska kompressorer ansätter man att kompressorn har ett konstant varvantal (t.ex 2900 rpm). I verkligheten sjunker varvtalet med belastningen. Vid dessa mätningar har dock varvtalet blivit uppmätt, såsom beskrivs i kapitel 7.



Figur 9.3.1

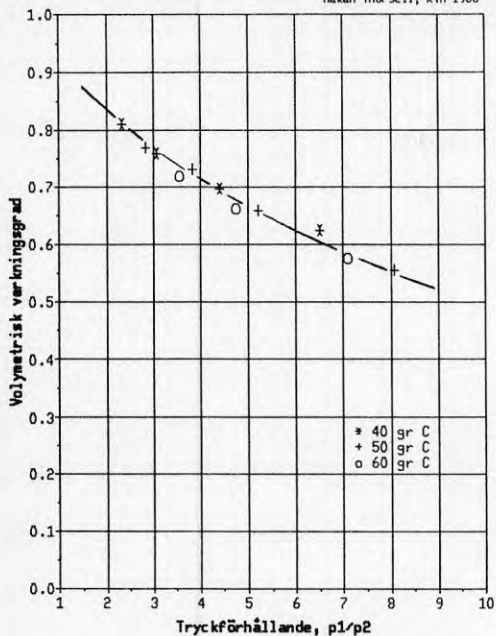


Figur 9.3.2



## KOMPRESSORPROVER KOMP7 R22

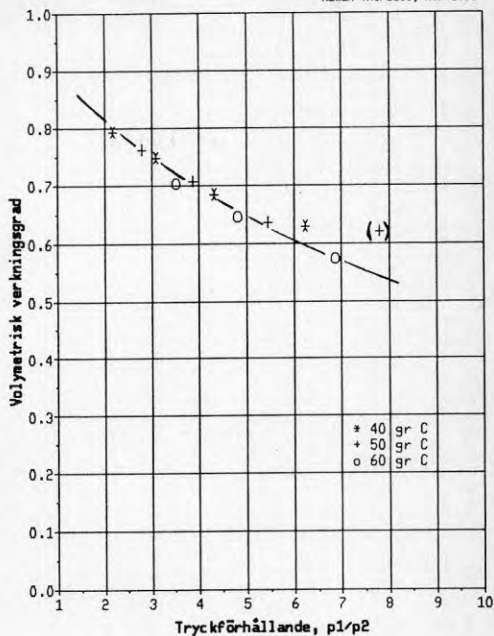
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.3.3

## KOMPRESSORPROVER KOMP8 R22

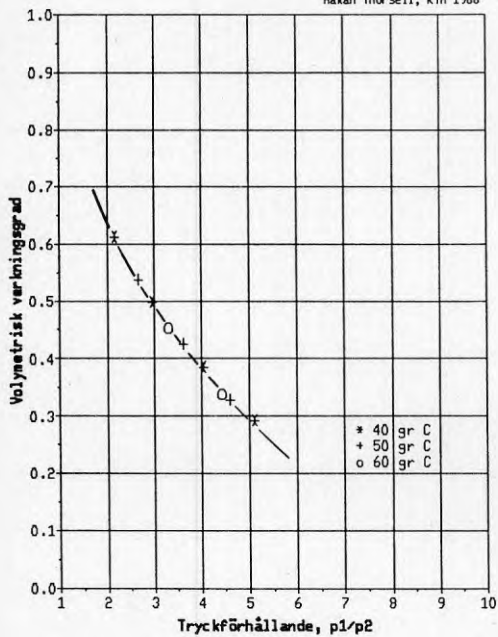
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.3.4

## KOMPRESSORPROVER KOMP11 R502

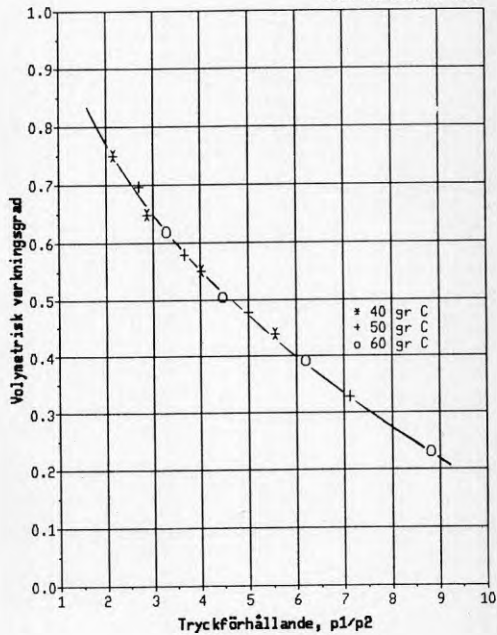
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.3.5

## KOMPRESSORPROVER KOMP12 R502

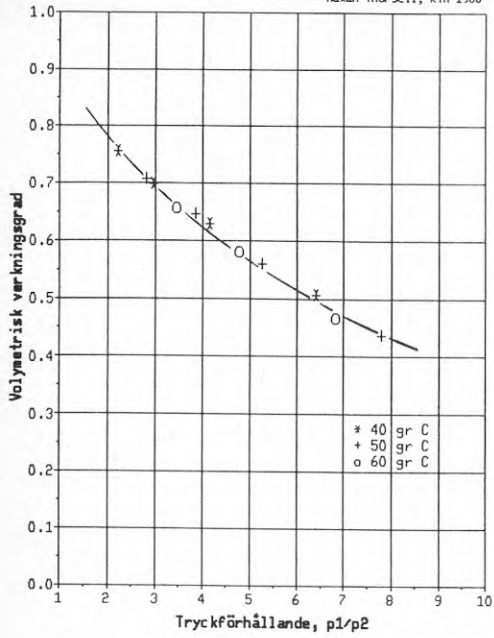
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.3.6

## KOMPRESSORPROVER KOMP22 R22

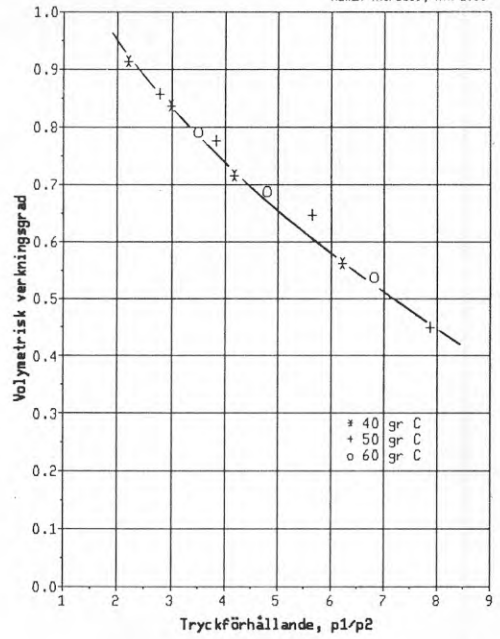
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.3.7

## KOMPRESSORPROVER KOMP26 R22

Håkan Thorsell, KTH 1988

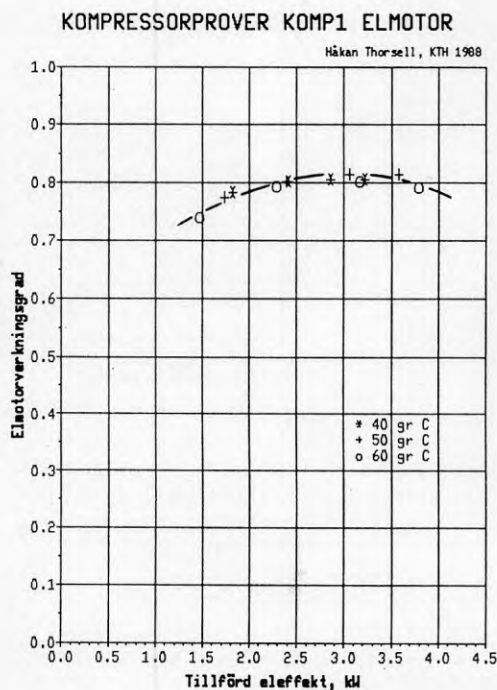


Figur 9.3.8

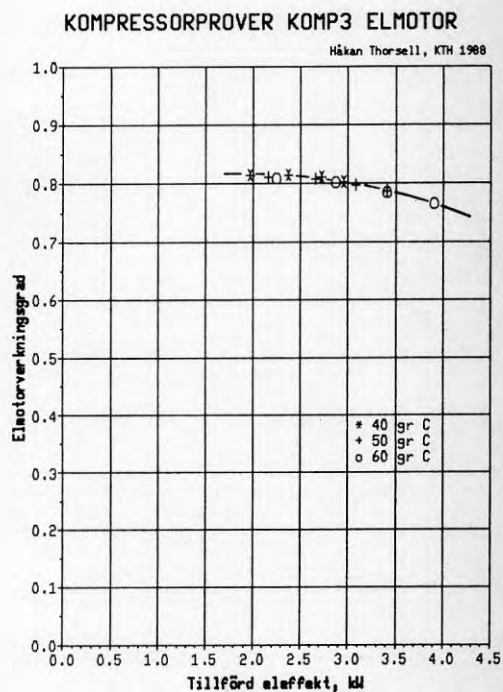
### 9.4 Elmotorverkningsgrad

Beräkningen av elmotorverkningsgraden är beskriven i kapitel 7. I diagrammen är verkningsgraden ritad som funktion av den tillförda eleffekten  $\dot{E}_T$ .

Det bör nämnas att verkningsgraden för elmotorer med stora effekter vanligen är bättre än för små elmotorer.



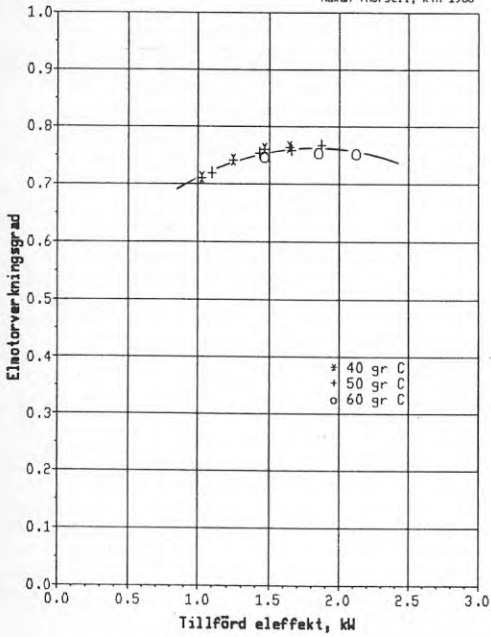
Figur 9.4.1



Figur 9.4.2

KOMPRESSORPROVER KOMP7 ELMOTOR

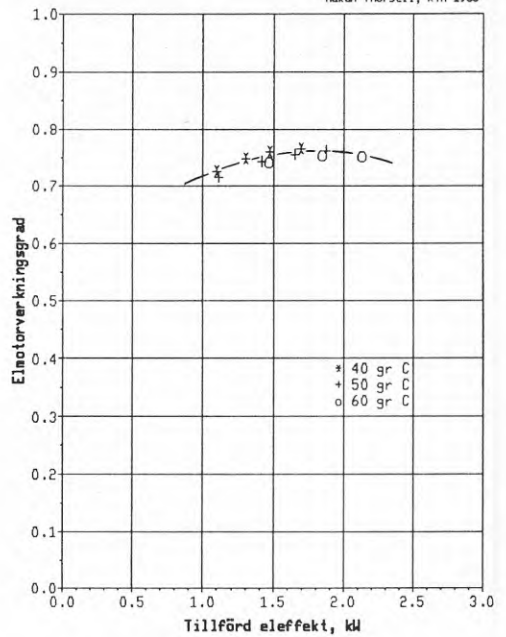
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.4.3

KOMPRESSORPROVER KOMP8 ELMOTOR

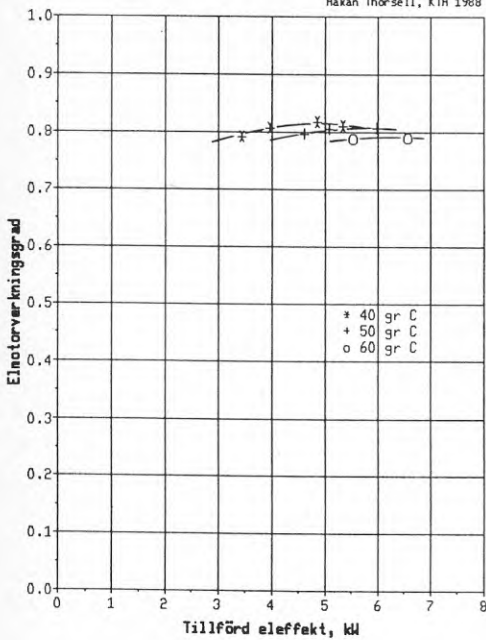
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.4.4

KOMPRESSORPROVER KOMP11 ELMOTOR

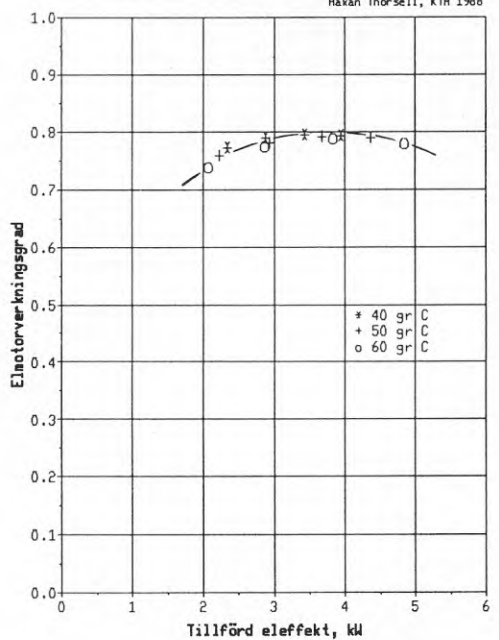
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.4.5

KOMPRESSORPROVER KOMP12 ELMOTOR

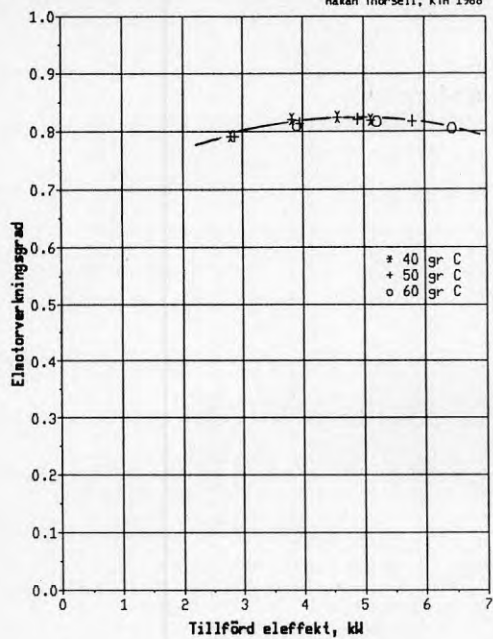
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.4.6

## KOMPRESSORPROVER KOMP22 ELMOTOR

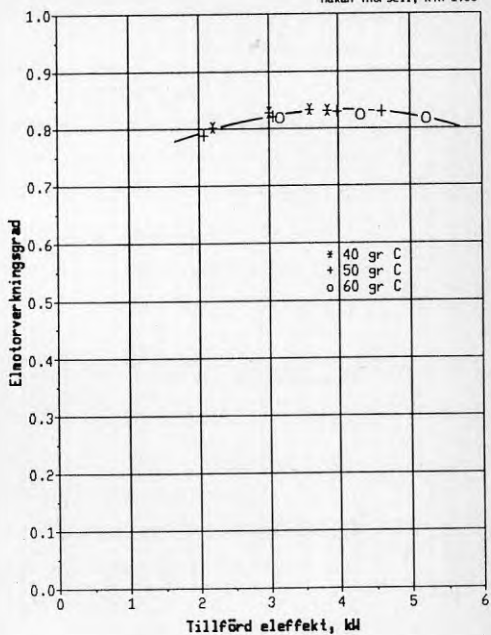
Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.4.7

## KOMPRESSORPROVER KOMP26 ELMOTOR

Håkan Thorsell, KTH 1988



Figur 9.4.8

## 10. KOMMENTARER KRING DE ENSKILDA KOMPRESSORERNA

## Kompressor nr 1.

Vid ökande förångningstemperatur ligger de uppmätta värdena något under fabrikantdata vad beträffar kyleffekten (fig 9.1.1.1).

Skillnaden är dock mindre än 5% vid +10 °C.

I övrigt kan nämnas att den volymetriska verkningsgraden är något låg. Detta kan eventuellt förklaras av osäkerhet i varvtalsmätningen.

## Kompressor nr 3.

Små avvikelser jämfört med fabrikantdata. Vid låga förångningstemperaturer ligger både avgiven värmeeffekt och tillförd eleffekt en aning högre än vad fabrikantdata anger.

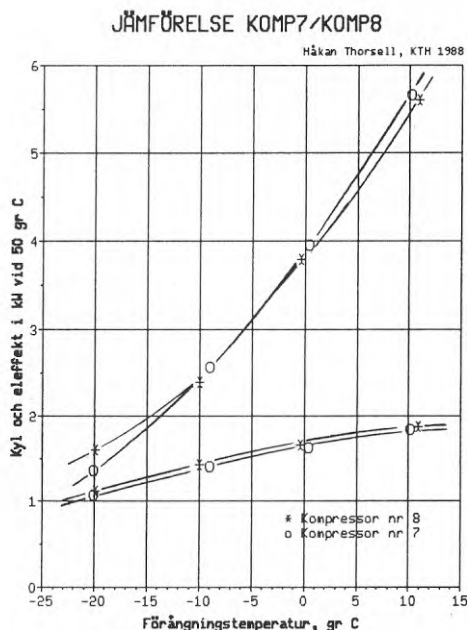
Den volymetriska verkningsgraden ligger något högt, framförallt vid stora tryckförhållanden. Vad beträffar detta kan förklaringen vara samma som för kompressor nr 1.

## Kompressor nr 7 och nr 8.

Dessa kompressorer, som är identiska, har varit installerade i samma värmepumpanläggning.

Kompressor nr 7 har varit i drift i ca 40 000 h. Nr 8 har endast tagits i drift vid höga belastningar och den har gått i ca 7 000 h.

Figur 10.1 visar en jämförelse mellan kompressorerna vid 50°'s kondensering.



Figur 10.1

Som synes av diagrammet är skillnaderna ytterst små. Vid låg förångning ger kompressor 8 något högre kyleffekt. Vid högre förångning är förhållandet däremot det omvända. Eleffekten för kompressor nr 8 ligger ca 5% högre inom hela temperaturintervallet.

Vad beträffar de olika verkningsgraderna så har kompressor nr 7 något bättre isentropisk verkningsgrad (fig 9.2.3 och 9.2.4). De övriga verkningsgradskurvorna är i det närmaste helt identiska.

Med ovanstående fakta i åtanke finns det inga tecken på att kompressor nr 7 har förlorat i prestanda trots 40 000 drifttimmar.

#### **Kompressor nr 11.**

Redan vid fältmätningarna hade det indikerats att någonting inte stod rätt till med denna kompressor. Vid gasriggsmätningarna erhöles onormalt höga tryckrörstemperaturer vilket medförde att alla provpunkter inte kunde tas. Den isentropiska verkningsgraden visade sig vara mycket under det normala (fig 9.2.5).

Orsaken till detta fick sin förklaring då kompressorkåpan öppnades och kompressorn skruvades isär. Ett av kompressorns tre ventilbleck som tätar mot sugsidan under kompressionen var sprucket. En metallflisa på ca 1.5x4 mm hade lossnat från blecket. Detta har medfört att kompressorn endast har haft två st fungerande cylindrar. De höga tryckrörstemperaturerna har uppstått på grund av att det reducerade köldmedieflödet inte har räckt till för att kyla elmotorn. Trots detta visade sig inte elmotorn ha tagit någon skada (fig 9.4.5).

Det är svårt att uttala sig om orsaken till att ventilblecket har spruckit. En möjlighet är förstås fabriktionsfel, men troligast är kanske att något främmande föremål har förekommit i köldmediekretsen och därmed kommit in i cylindern och skadat ventilblecket.

#### **Kompressor nr 12.**

Jämförelse med fabrikantdata (fig 9.1.1.6) visar att den avgivna värmeeffekten ligger marginellt under uppgifter från fabrikanten. Samtidigt är den tillförda eleffekten något högre. Detta gör sig

även gällande i diagrammet över isentropa verkningsgraden (fig 9.2.6) där värdena vid stora tryckförhållanden är låga.

Avvikelserna är dock små och man kan inte påstå att kompressorn går dåligt, ej heller att orsaken skulle vara drifttiden på 21 000 h.

#### **Kompressor nr 22.**

Denna kompressor finns ej längre på marknaden och uppgifter på dess kapacitet har inte gått att få fram. Den tidigare återförsäljaren har dock gett data på en motsvarande kompressor och figur 9.1.1.7 grundar sig på dessa uppgifter. Det visar sig att kapacitetskurvorna för de två kompressorerna blir identiska.

Vad beträffar verkningsgradskurvorna finns det ingenting som visar att denna kompressor skulle ha försämrats i kapacitet.

#### **Kompressor nr 26.**

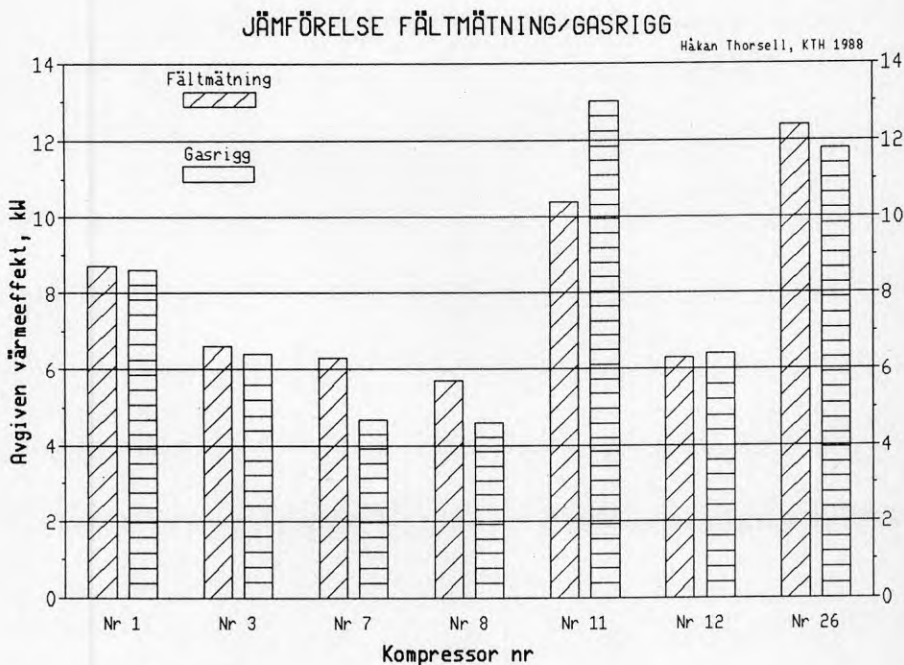
När denna kompressor uppmättes i fält ställdes tvivel på att mätningen var korrekt. Anledningen till detta var att värmepumpen levererade märkbart större effekt än vad fabrikantdata angav. Glädjande nog visade sig tendesen vara densamma efter testerna i gasriggen (fig 9.1.1.8). Poängteras bör att även eleffekten är något högre.

De goda resultaten kan också avläsas i diagrammen över verkningsgraderna. Samtliga verkningsgrader ligger högt, isentropisk, volymetrisk och elmotor.



## 11. JÄMFÖRELSE MED FÄLTMÄTNINGARNA

De värden som har erhållits vid mätningarna i gasrigen har jämförts med de som erhöles med mätväskan som användes vid fältmätningarna. Stapeldiagrammet i figur 11.1 visar avvikelserna mellan de två mätmetoderna.



Figur 11.1

Som synes är skillnaden stor för tre av kompressorerna. Dessa avvikelser kan dock enkelt förklaras. När kompressor nr 7 och 8 var monterade i värmepumpen kylde kompressorhöljet av ingående radiatorvatten. Detta för med sig att tryckrörstemperaturen som mäts blir alldeles för låg. Dataprogrammet som finns i mätväskan räknar då ut ett för stort köldmedieflöde vilket resulterar i en för hög värmeeffekt.

Vad beträffar kompressor nr 11 så har tidigare nämnts att ett ventilbleck var sprucket (kapitel 10). När detta missöde har

inträffat och hur det påverkade fältmätningen går inte att uttala sig om. Eventuellt uppmättes en för låg eleffekt vid fältmätningen av denna kompressor.

Kompressor nr 22 finns inte med i ovanstående figur. Detta på grund av att det inte gick att uppskatta dess värmeeffekt vid fältmätningen eftersom den gick med fuktig drift.

Sammanfattningvis kan sägas att mätväskan förefaller pålitlig då driftförutsättningarna är "normala". Med icke normala driftförhållanden avses då de ovan beskrivna fallen.

## DEL III SLITAGEMÄTNINGAR OCH OLJEANALYS

Håkan Thorsell, KTH

## 12. OLJEANALYS

Oljeanalyserna har utförts vid AB Nynäs Petroleums laboratorier i Nynäshamn. Data över vilken typ av olja som ursprungligen har fyllts på i kompressorerna har inte gått att få fram. Det visade sig dock att samtliga oljor tillhörde viskositetsklassen ISO VG 32.

Analysen har inriktat sig på att göra en allmän bedömning av oljornas kondition. Därigenom skulle man eventuellt kunna påvisa att ett oljebyte skulle vara motiverat.

En visuell bedömning kan enkelt göras genom att studera oljans färg. Främmande partiklar som förekommer kan vara sot, koks och diverse järnföreningar. Dessa kan indikera att kompressorn har gått vid för höga temperaturer och att oljan har börjat nedbrytas.

En analys av oljans kopparhalt ger upplysning om eventuell koppar-korrosion i kylsystemet. Korrosionen kan bero på en sur miljö. Därför har oljans syratals uppmätts. Ett högt syratals kan ha sin orsak i att oxidation har ägt rum.

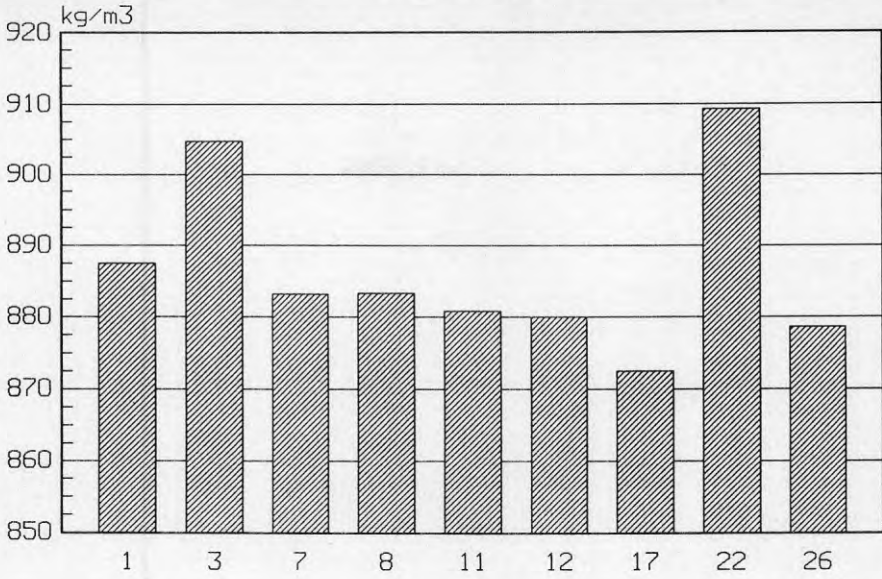
Figur 12.1 - 12.6 visar resultaten av oljeanalyserna.

Figur 12.6 som visar oljornas färg kräver kanske en förklaring.

En åtta på färgskalan betyder att oljan är helt svart. Ett värde  $< 0.5$  betyder att oljan är "vattenfärgad". Mellan dessa värden går skalan via gult och rött till brunt.

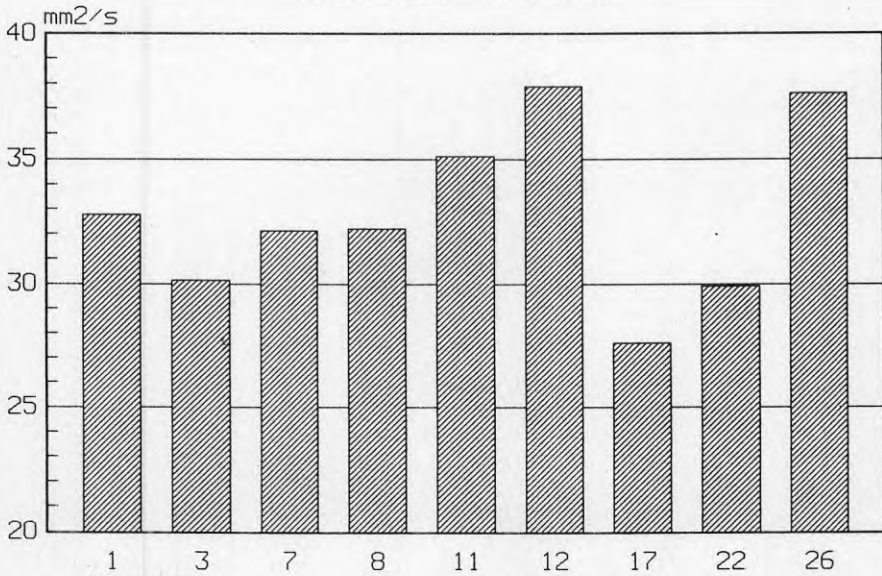
De oljor som inte är med i figur 12.5 har inte haft någon påvisbar kopparhalt.

Siffrorna nedtill i diagrammen står för kompressornummer.



Figur 12.1

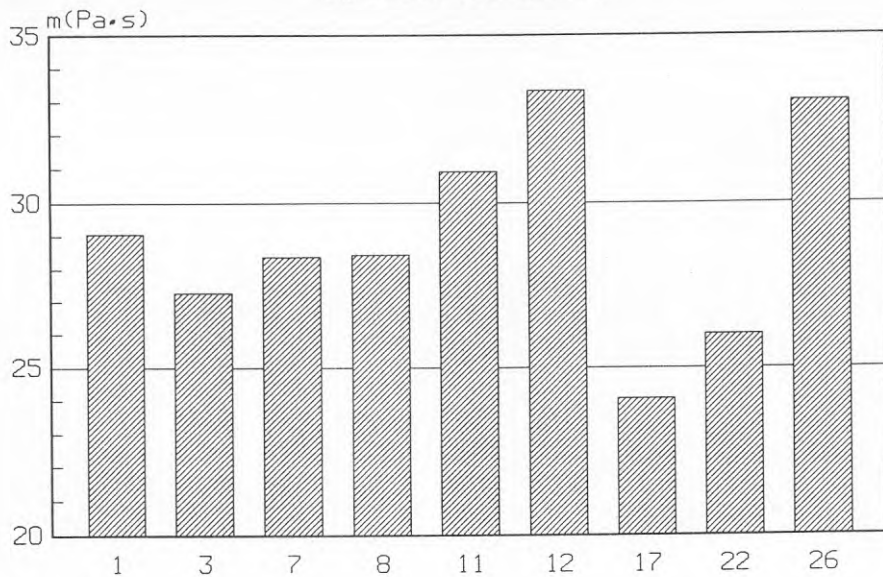
OLJEPROVER  
Kinematisk viskositet



Figur 12.2

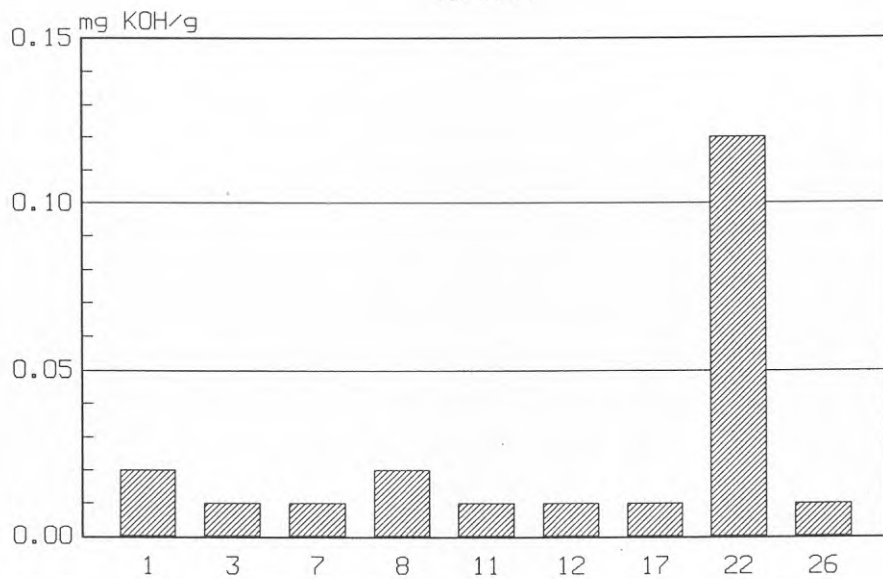
Enligt ISO's standard skall en olja i viskositetsklassen VG 32 ha en kinematisk viskositet mellan 28.80 och 35.20 mm<sup>2</sup>/s vid 40 °C.

OLJEPROVER  
Dynamisk viskositet



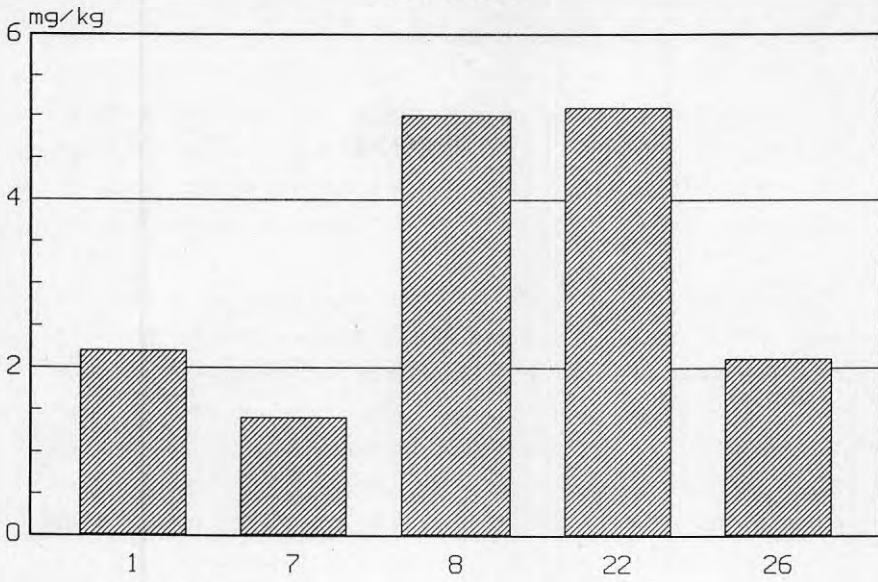
Figur 12.3

OLJEPROVER  
Syratal



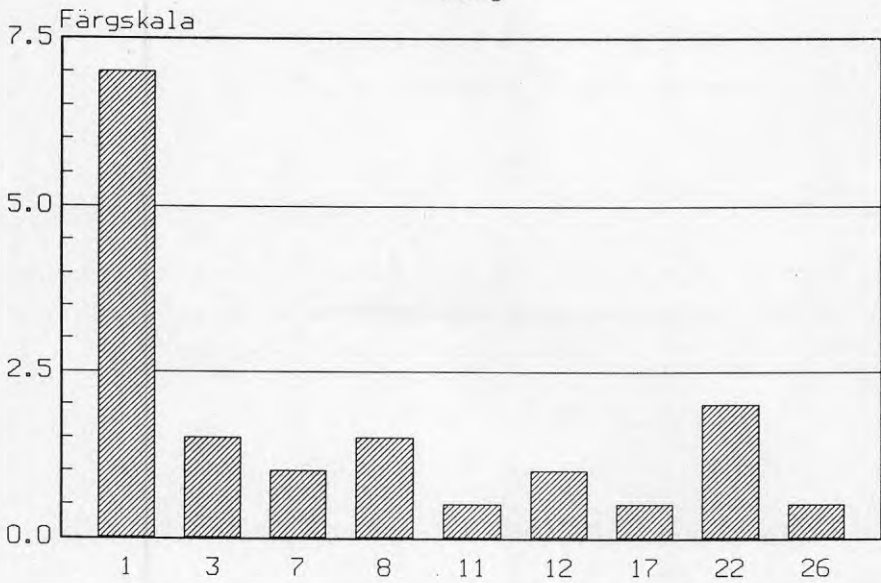
Figur 12.4

OLJEPROVER  
Kopparhalt



Figur 12.5

OLJEPROVER  
Färg



Figur 12.6

### 13. SLUTSATSER AV OLJEANALYSEN

Resultatet av oljeanalysen visar att ca hälften av oljorna skulle vara förtjänta av att bytas ut. Prestandamätningarna visade att i stort sett samtliga kompressorer gick mycket tillfredsställande. Drifftiderna ligger kring 30 000 h och det är troligt att kompressorerna skulle fungera i ytterligare tusentals timmar. En olja som börjar nedbrytas påskyndar givetvis slitaget av kompressorn.

Vid en hermetisk kompressor finns ingen möjlighet till oljebyte utan större ingrepp i kylkretsen. Med stöd av resultaten i denna rapport skulle en sådan möjlighet kunna motiveras.

Nästan alla värmepumpar i storleksklassen runt 10 kW's värmeeffekt har kranar för att stänga av köldmediekretsen kring kompressorn. Genom att suga ned kompressorn före en avstängning skulle oljan kunna tappas av genom en bottenventil, utan att släppa ut köldmedie i större mängder (1 bar abs). Genom en påfyllningsventil skulle sedan ny olja enkelt fyllas på. Denna åtgärd skulle inte ta lång tid i anspråk, inräknat vakumsugning av kompressorvolymen, och skulle sannolikt förlänga kompressorns livslängd.

En förutsättning för detta är att tillverkarna utrustar hermetiska kompressorer med botten- och påfyllningsventil.

#### 13.1 Kommentarer kring de enskilda oljorna.

##### Olja nr 1

Oljan har något förhöjt syratal, vilket beror på oxidation. Kopparhalten i oljan har orsakats av kopparkorrosion. Den avvikande färgen beror dock inte på kopparkorrosionen. Viskositeten är normal.

##### Olja nr 3

Denna olja visar inga tecken på nedbrytning.



**Olja nr 7**

Oljan har något förhöjd kopparhalt vilket kan ha orsakats av koppar-korrosion. I övrigt normala värden.

**Olja nr 8**

Oljan har oxiderat vilket indikeras av ett förhöjt syratals. Dessutom är kopparhalten hög på grund av kopparkorrosion.

**Olja nr 11**

Oljan har inga avvikande mätvärden.

**Olja nr 12**

Det enda avvikande resultatet är något hög viskositet.

**Olja nr 17**

Denna olja har lägre densitet och viskositet än de övriga. Möjligen kan detta förklaras av att det är den enda oljan som varit tillsammans med R 12. Syratals och kopparhalt är låga.

**Olja nr 22**

Oljan har ett högt syratals på grund av oxidation. Dessutom är kopparhalten hög.

**Olja nr 26**

Färgen på denna olja är något grönaktig vilket gör att färgskalan inte överensstämmer helt. Den avvikande färgen kan bero på slitageprodukter vilka till stor del har sedimenterat. Slitageprodukterna består av sot, koks och olika järnföreningar. Antagligen har kompressorn gått vid höga temperaturer vilka har fått oljan att koxa.

Syratalet är dock lågt, men kopparhalten är något förhöjd.

#### 14. UPPMÄTNING AV LAGERSPEL

Kompressorerna har blivit uppmätta vad beträffar spel mellan de rörliga delarna. Detta innebär lagerspel mellan kolv - cylinder, kolvpinne - vevstake samt mellan lagerskål - axeltapp.

Det har inte gått att få uppgifter från tillverkarna om vilka lagerspel som kompressorerna har haft som nya. Därför har slitaget inte kunnat mätas i absoluta tal.

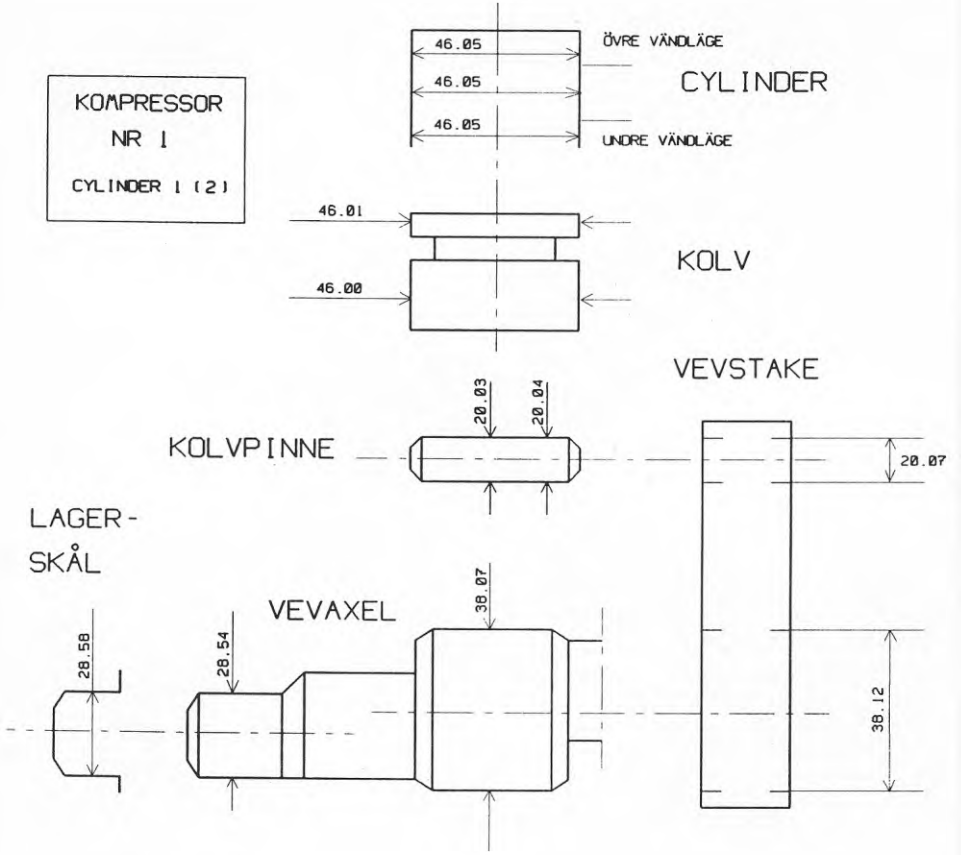
Avsikten med mätningarna har varit att komplettera den allmänna bedömningen av kompressorernas kondition. Lagerspelen har blivit uppmätta med kalibrerade mikrometrar.

Mätningarna gör inte anspråk på att bedömma tillverkningskvalitén, detta ändamål hade krävt betydligt mer sofistikerade mätmetoder.

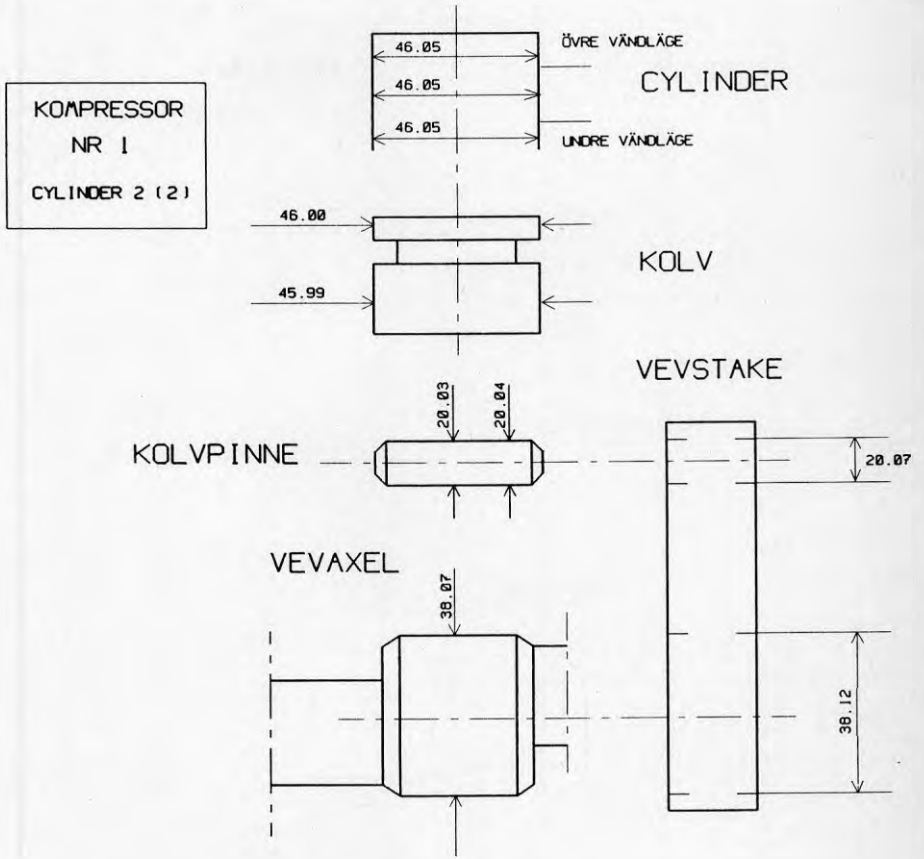
##### 14.1 Resultat av lagerspelsmätningarna.

De uppmätta dimensionerna presenteras i figur 14.1.1 a - 14.1.10 b. Samtliga mått är i mm.

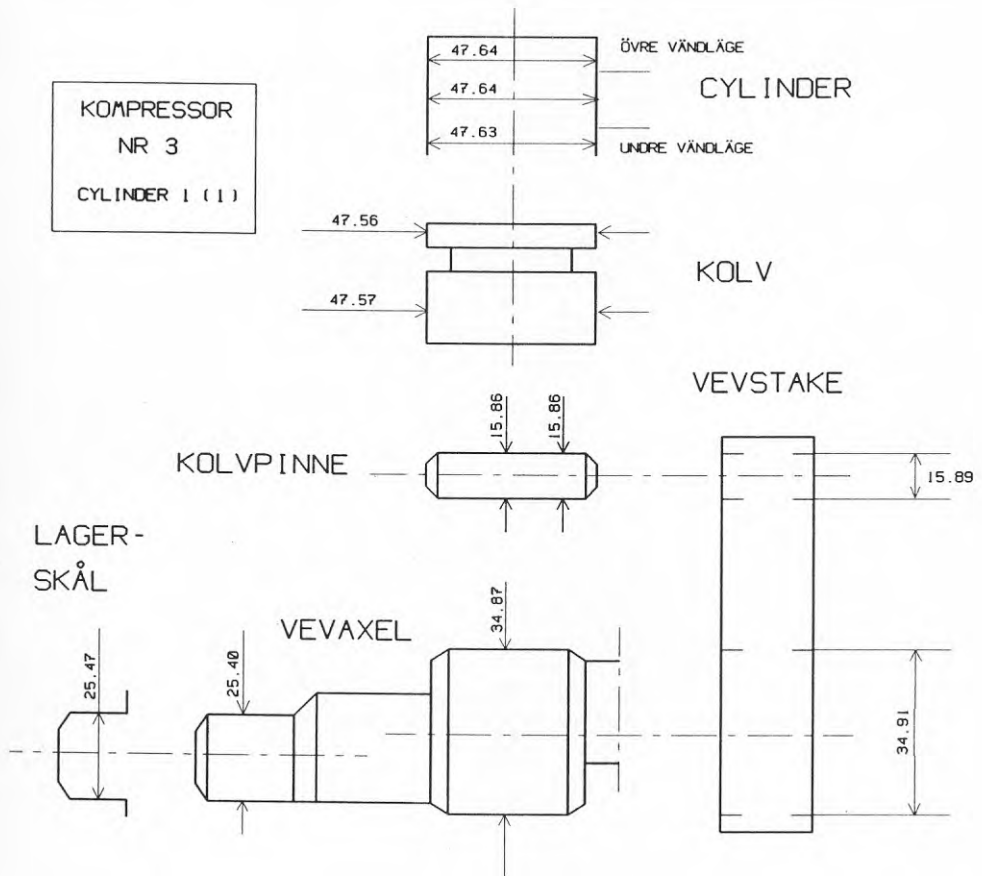
Under respektive figur anges om kompressorn t.ex saknar kolvringar eller om några mått av praktiska skäl inte gått att mäta.



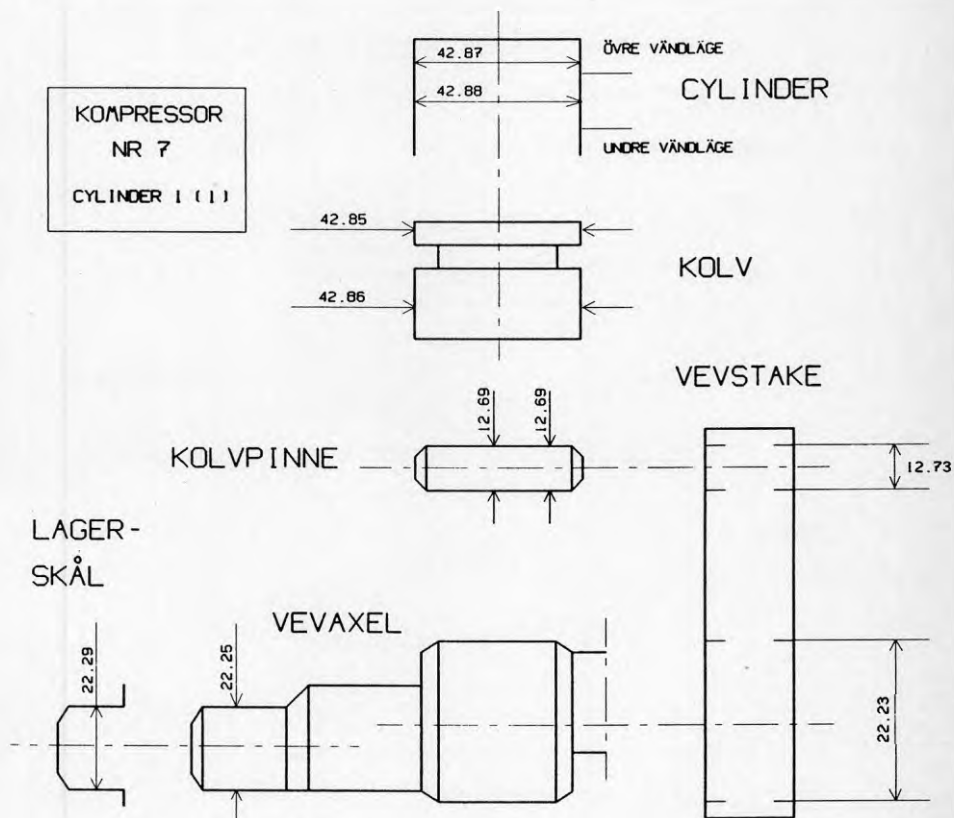
Figur 14.1.1 a



Figur 14.1.1 b

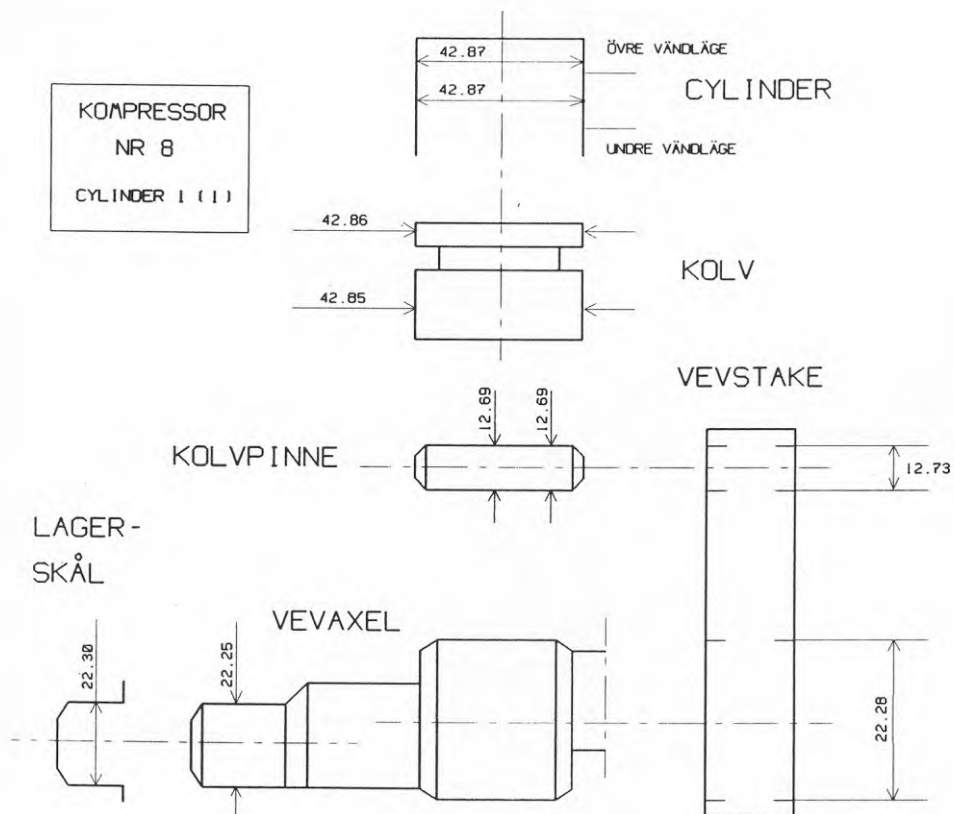


Figur 14.1.2



Figur 14.1.3

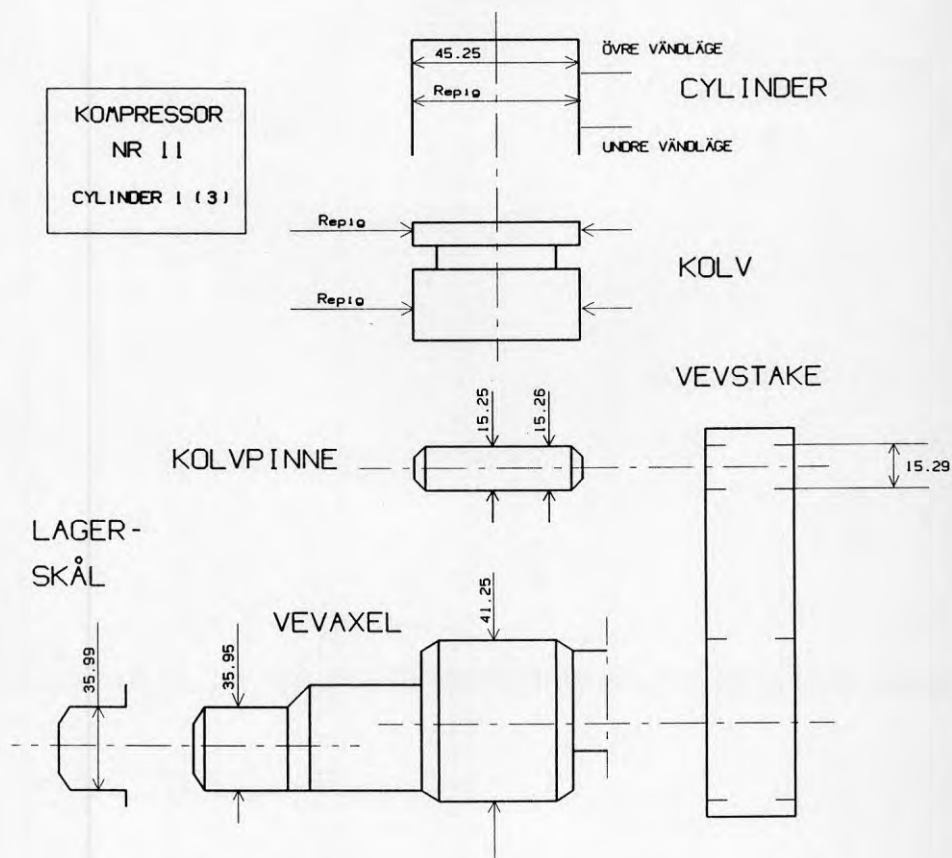
Kompressor nr 7 saknar kolringar.



Figur 14.1.4

Kompressor nr 8 saknar kolvringar.



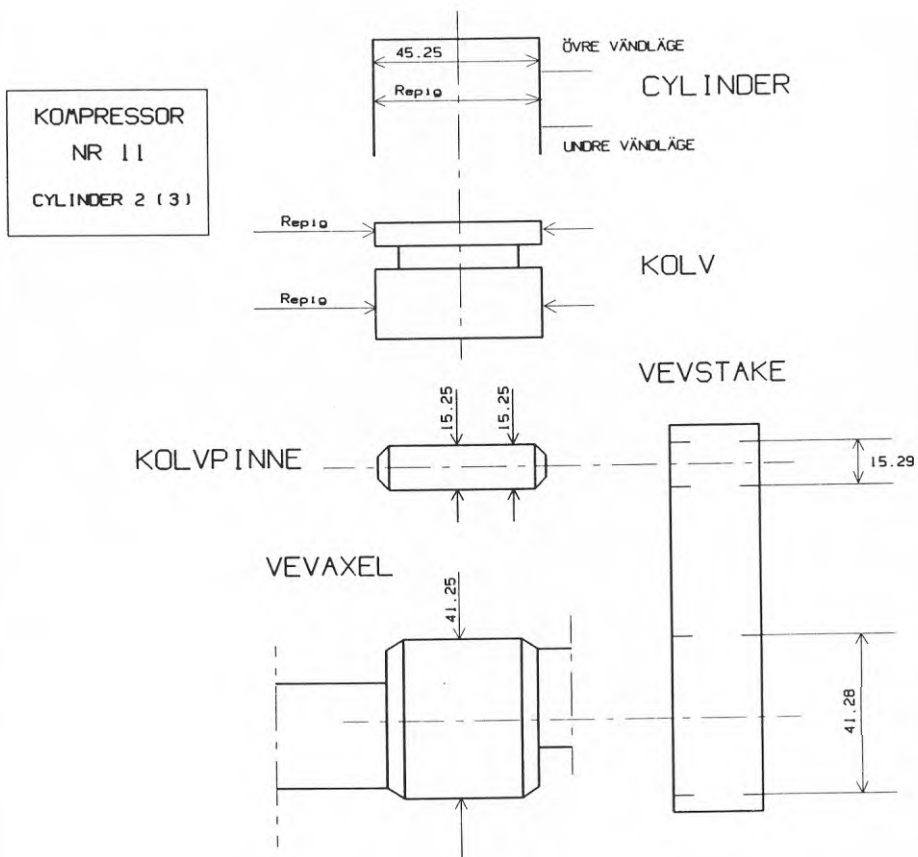


Figur 14.1.5 a

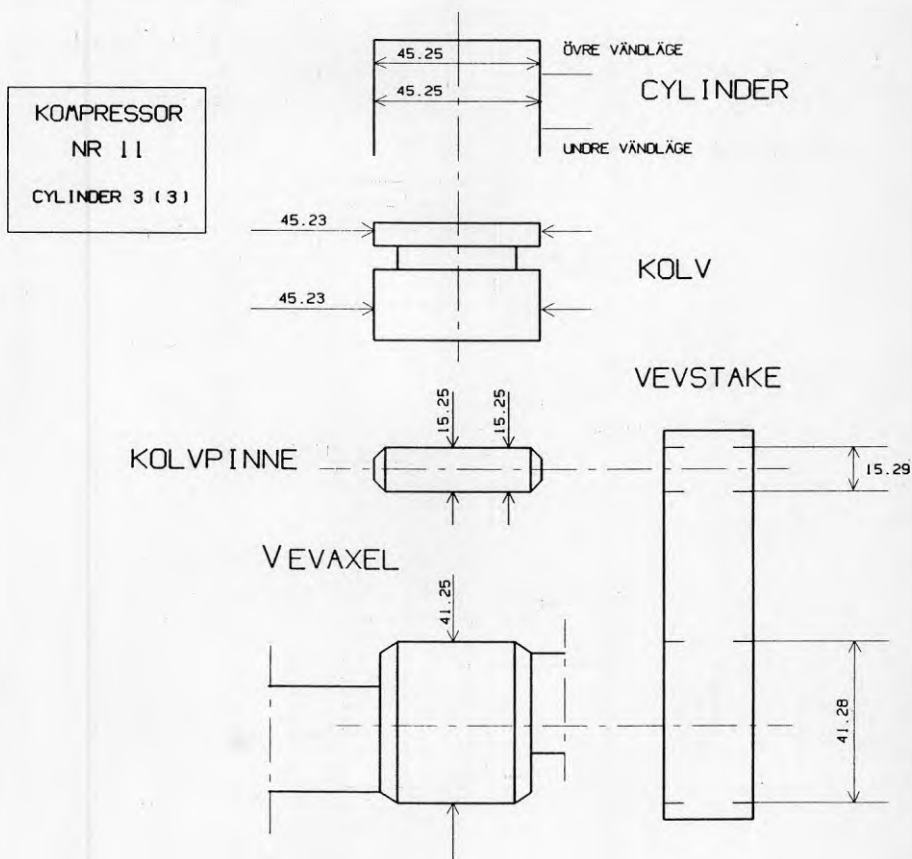
Kompressor nr 11 saknar kolvringar.

Cylinder 1 och 2 var skadade till följd av en flisa från sprucket ventilbleck i cylinder 1. I figur 14.1.5 a och b har vissa mått därför ersatts med "Repig".

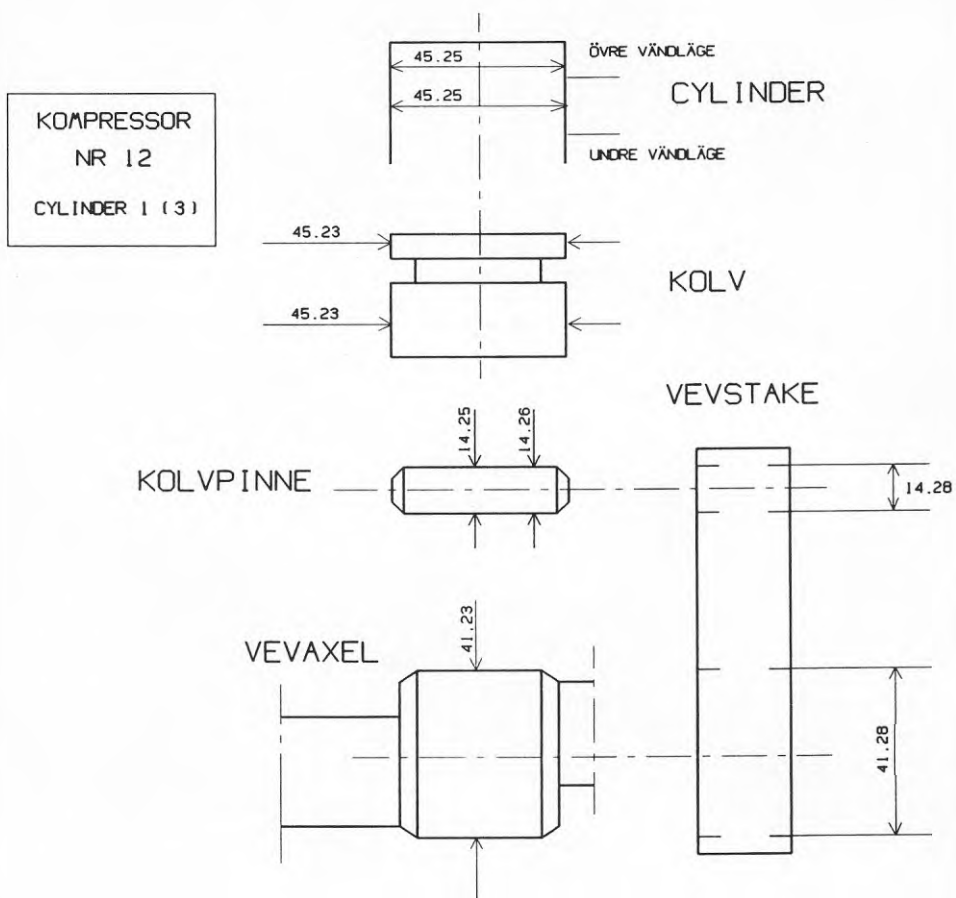
Skadan är utförligare beskriven i kapitel 10.



Figur 14.1.5 b



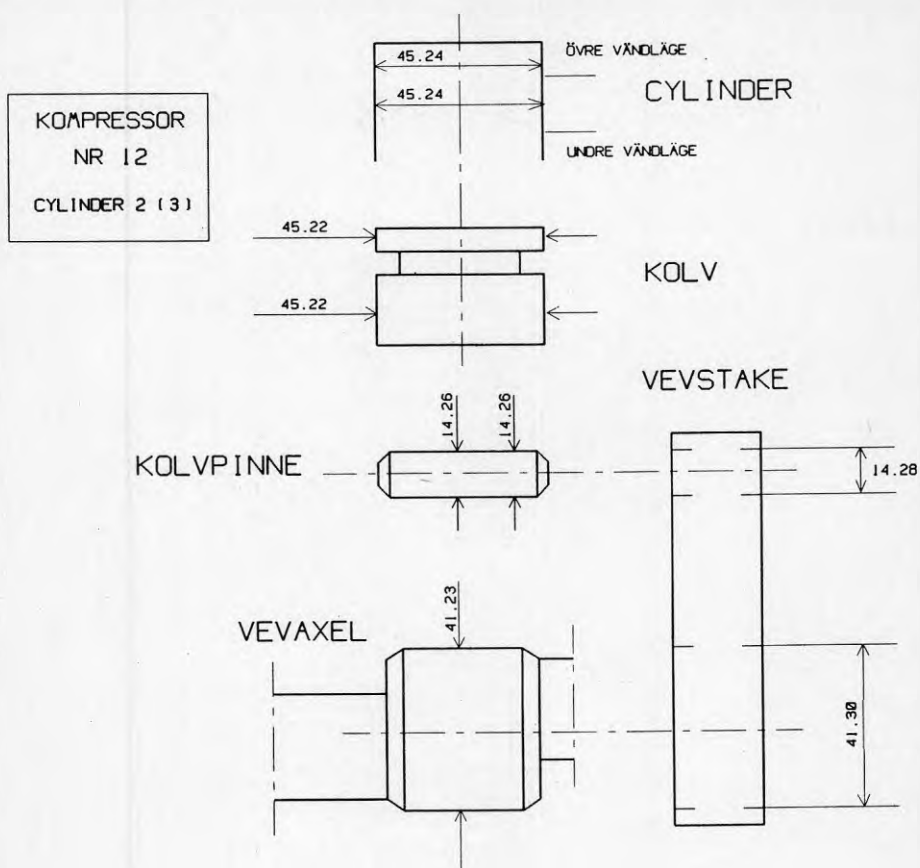
Figur 14.1.5 c



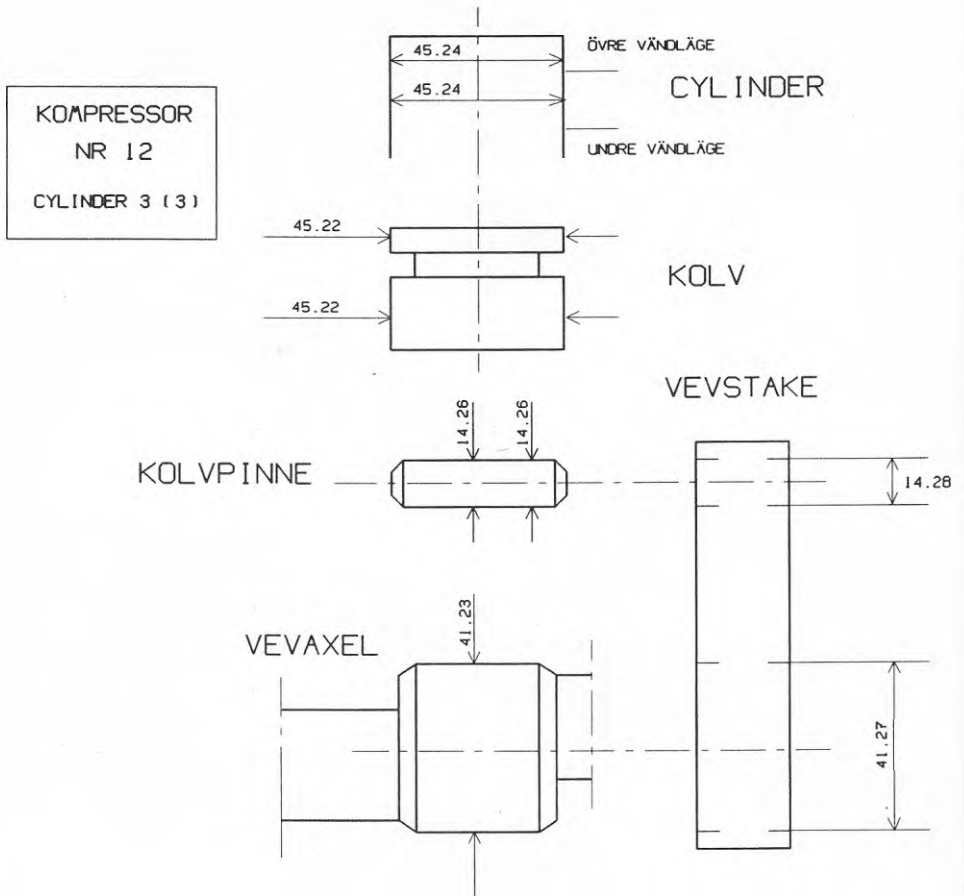
Figur 14.1.6 a

Kompressor nr 12 saknar kolvringar.

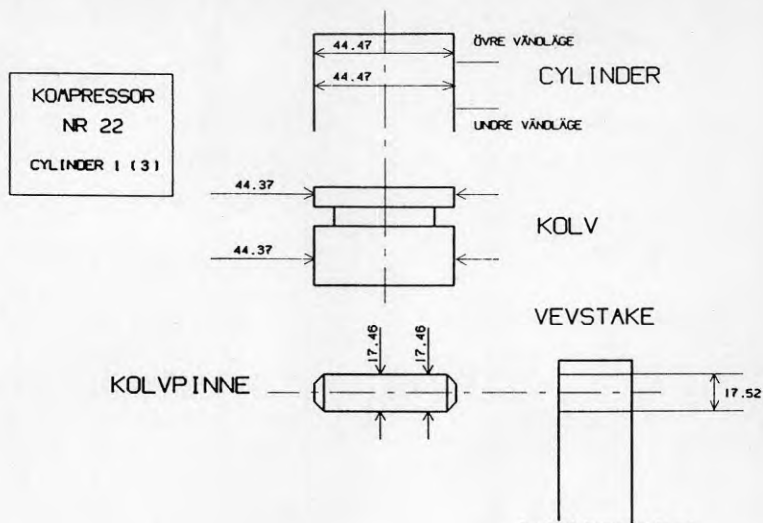
Av praktiska skäl har inte lagerspelet mellan axeltapp och lagerskål kunnat mätas.



Figur 14.1.6 b

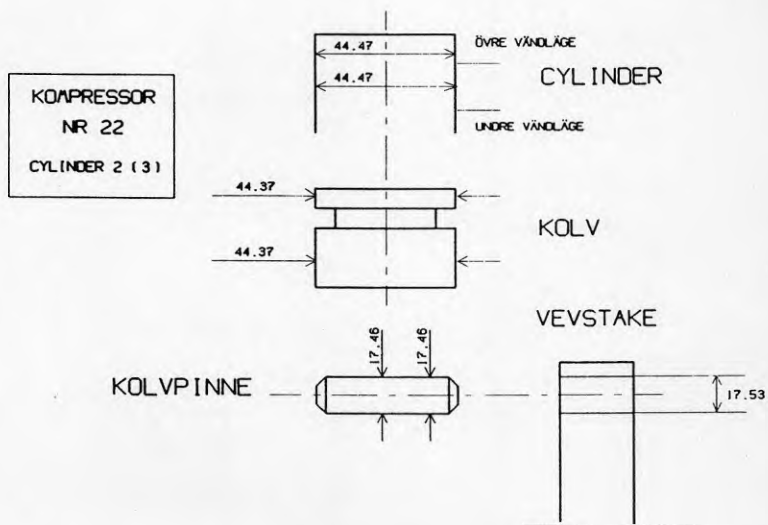


Figur 14.1.6 c

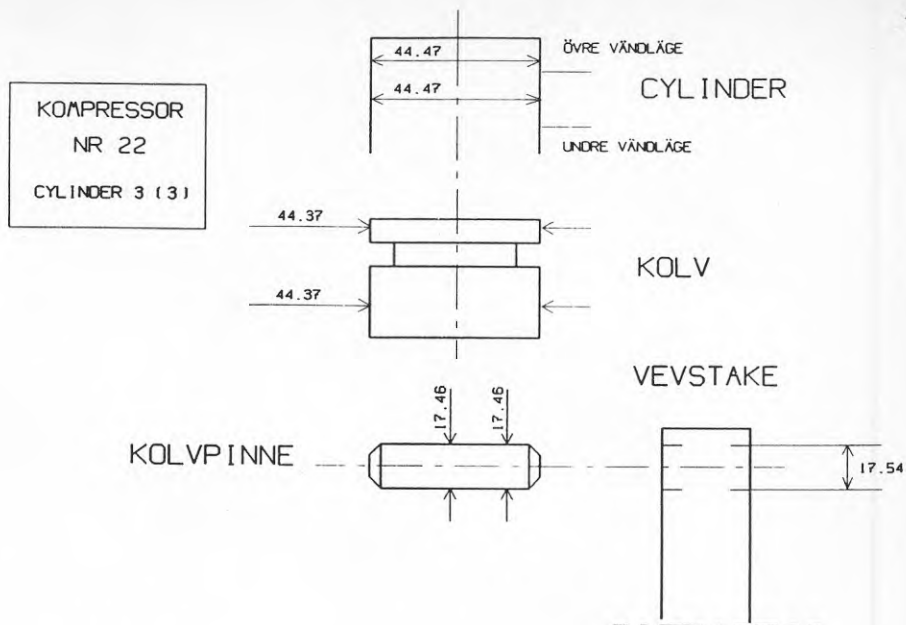


Figur 14.1.7 a

Av praktiska skäl har endast ovanstående mått kunnat mätas.

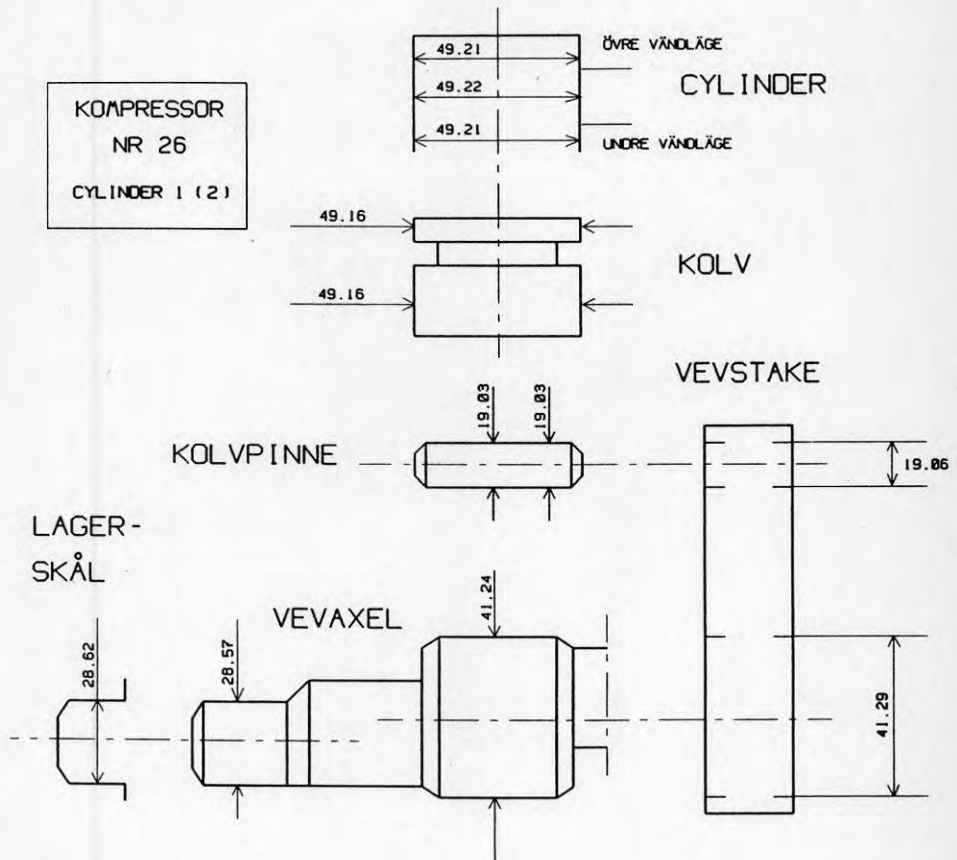


Figur 14.1.7 b

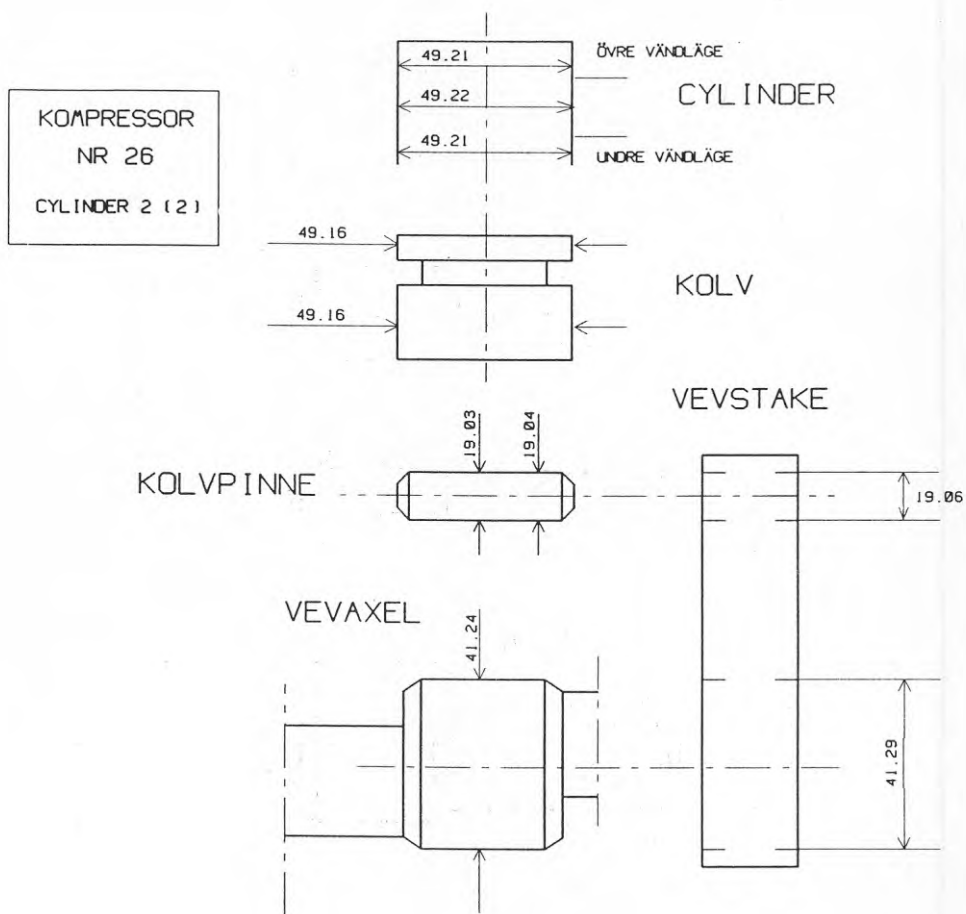


Figur 14.1.7 c





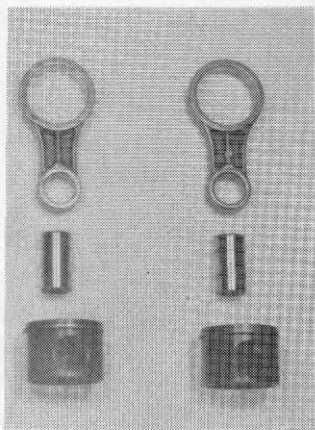
Figur 14.1.8 a



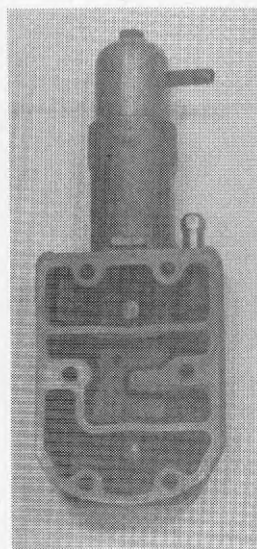
Figur 14.1.8 b

## 15. FOTOGRAFIER AV KOMPRESSORDETALJER

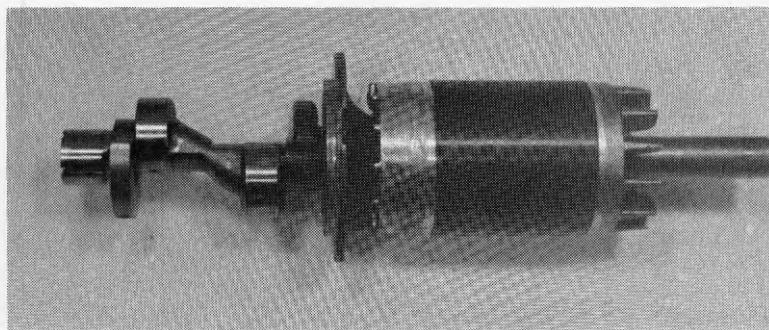
I detta kapitel redovisas fotografier av valda detaljer från kompressorerna.



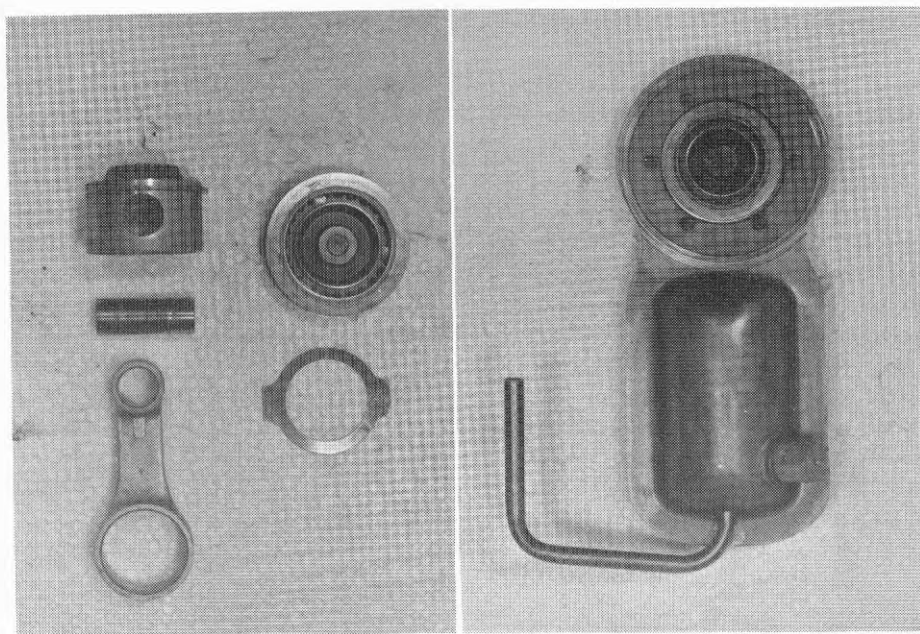
Figur 15.1 Vevstake, kolvpinne och kolv, kompressor nr 1.



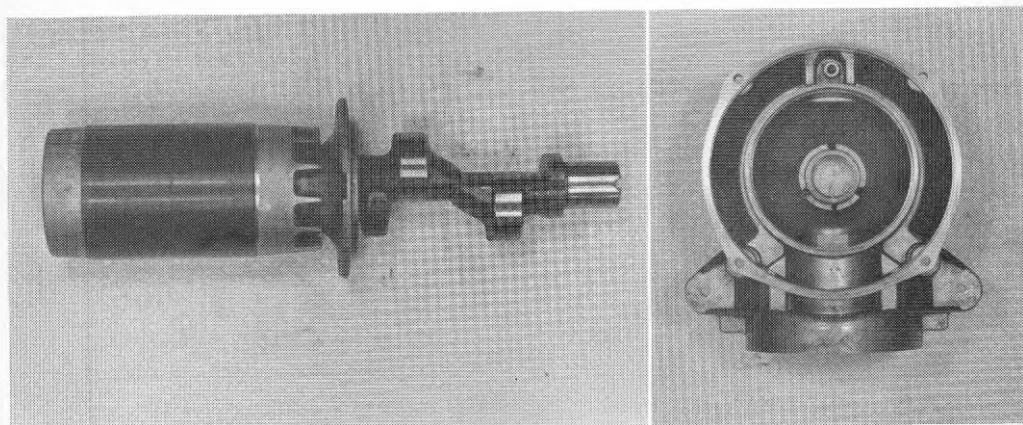
Figur 15.2 Ventilhus med ljuddämpare till kompressor nr 1.



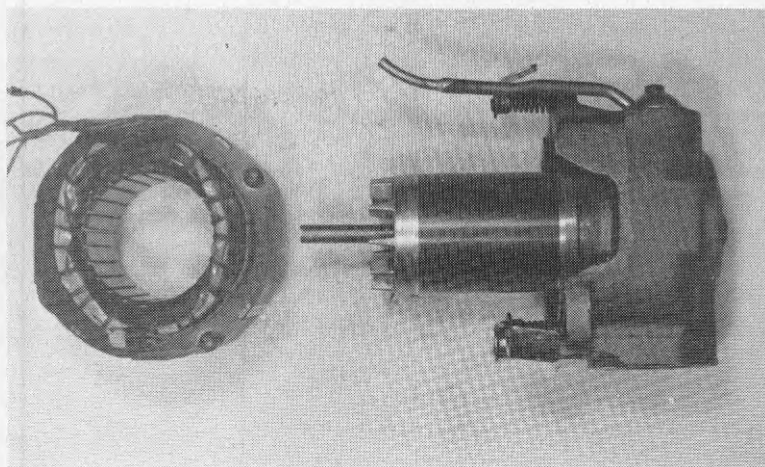
Figur 15.3 Vevaxel och rotor till kompressor nr 1.



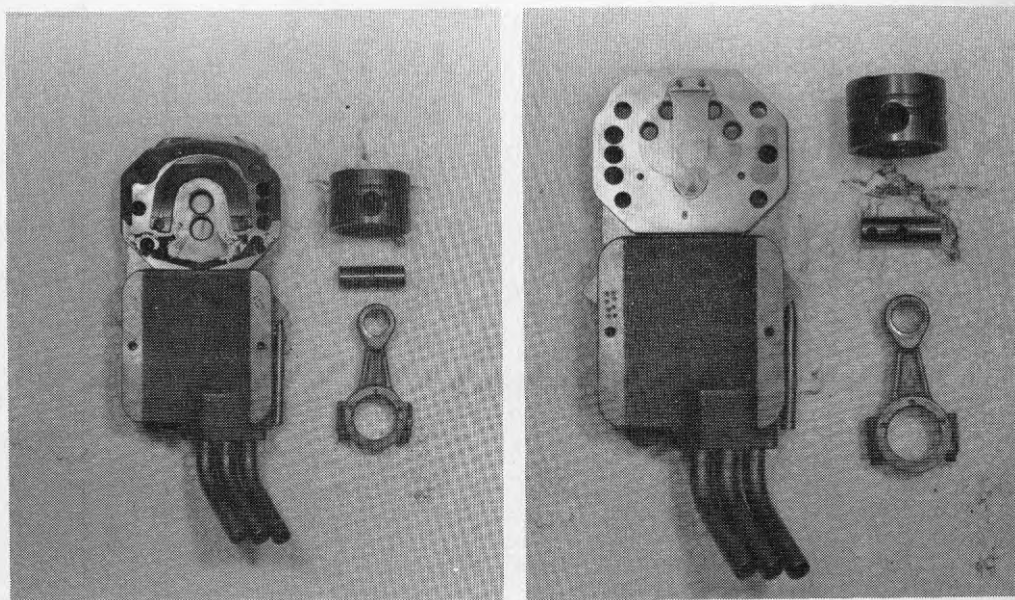
Figur 15.4 Kolv med kolvpinne och vevstake samt ventilbleck och ventilplatta till kompressor nr 3 (vänster). Till höger ljuddämpare och ventillock.



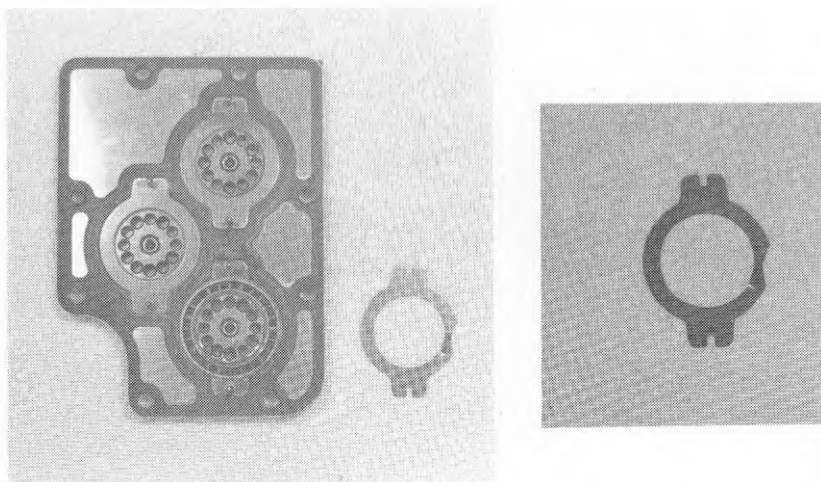
Figur 15.5 Vevaxel med rotor och vevhus till kompressor nr 3



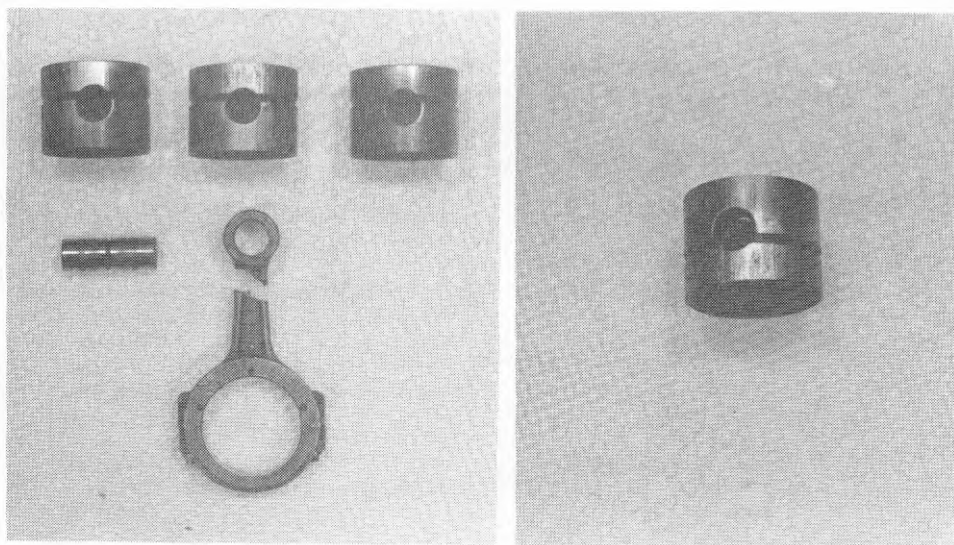
Figur 15.6 Stator, rotor och vevhus till kompressor nr 7.



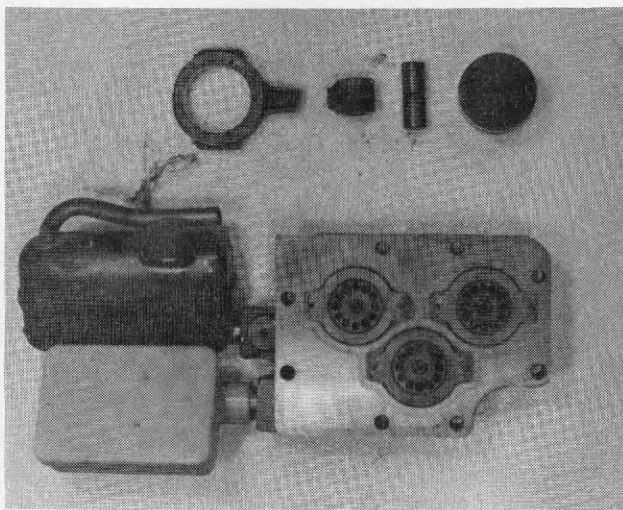
Figur 15.7 Ventilplatta och kolv med kolpinne och vevstake. Kompressor nr 7 till vänster, nr 8 till höger.



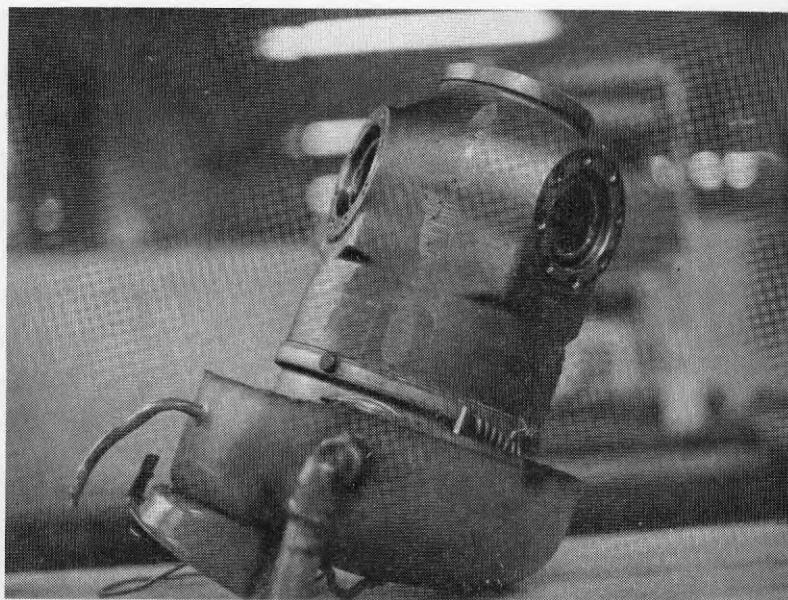
Figur 15.8 Ventilplatta till kompressor nr 11. Till höger syns det spruckna ventilblecket.



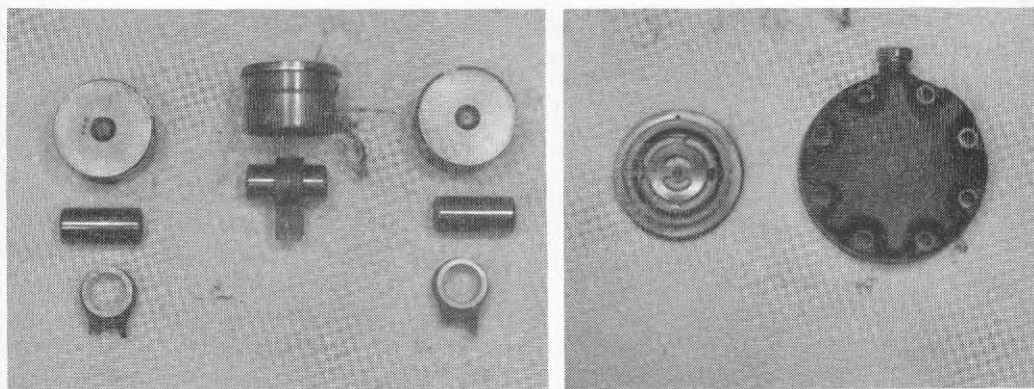
Figur 15.9 Kolvarna till kompressor nr 11 (vevstaken var tvungen att spräckas vid demonteringen). Till höger syns en av de två repiga kolvarna.



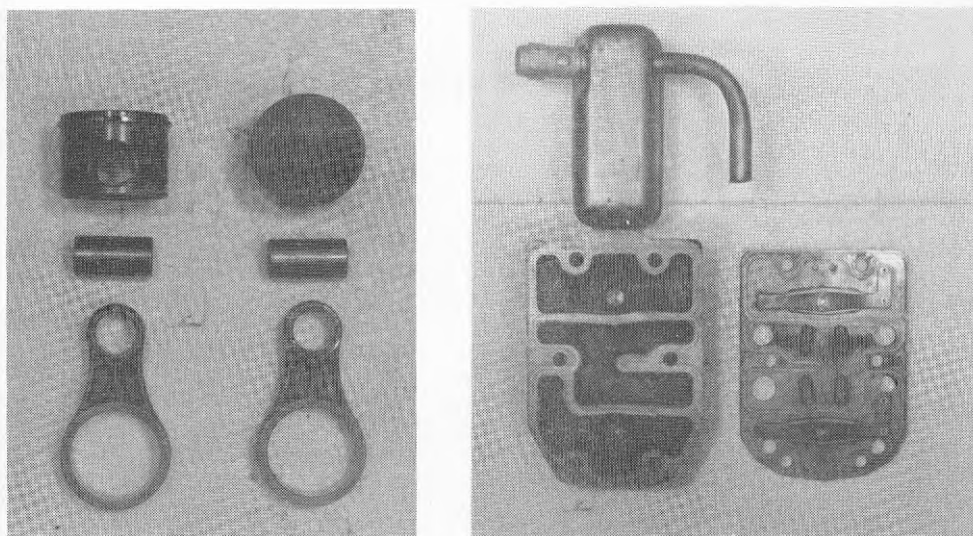
Figur 15.10 Kolv, kolvpinne och vevstake till kompressor nr 12, ovan.  
Ventilplatta och ljuddämpare undertill.



Figur 15.11 Invändig kompressorkåpa till kompressor nr 22. Observera  
att kompressorn är upp och nedvänd.



Figur 15.12 Kompressor nr 22's kolvar till vänster. Till höger syns ventilplatta och ventillock.



Figur 15.13 Till vänster syns kolvarna till kompressor nr 26, Till höger ventilplatta och ventillock med ljuddämpare.



**16. LITTERATUR**

1. Enström, Henrik "Undersökning avseende regenerativ och konventionell förångningsprocess vid värmepumpar", examensarbete i kylteknik, Inst Mek värme o kylteknik, KTH 1976.
2. EPRI "A survey of heat pump service life", EPRI EM-4163, Project 2417-1, July 1986.
3. EPRI "An analysis of heat pump compressor life", EPRI EM-4659, Project 2417-1, July 1986.
4. EPRI "Heat pump life and compressor survival in a northern climate", EPRI EM-4660, Project 2417-2, July 1986.
5. Granryd, Eric "Villavärmepump med regenerativ förångningsprocess", BFR-rapport R100:1978.
6. Kraft, Holger och Fehrm, Mats "Beskrivning av Thermia ytjordvärmesystem JBC 400 från AGA Thermia", Delrapport 3, BFR 750569-0, 1978-05-29.
7. Naumburg, Per-Henrik, "Kompressorprover i villavärmepumpar, förstudie avseende prestanda och livslängd", BFR 87.371.B2B, 1987.

BILAGOR

## Bilaga 1 Data över värmepumparna

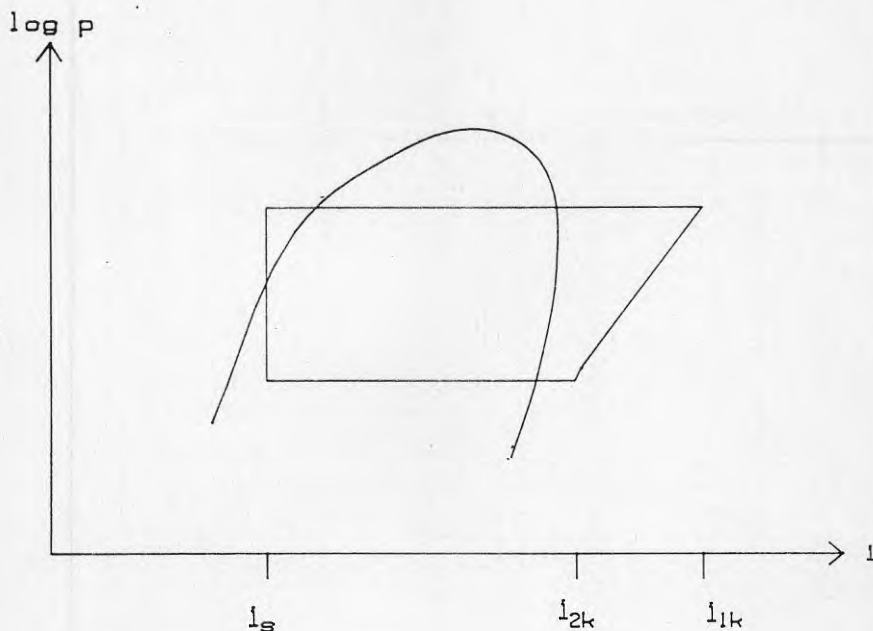
Nr	Värmepump, märke	Kompressor, märke
1	TA 3200 $\mu$ ETS	Copeland YHB-0300-TFM
2	ParcaMatic	Copeland SHK2-0250-TFDN
3	-	Maneurop MT 36
4	TA 3200 $\mu$ ETS	Tecumseh AG 5546 F
5	IVT 2000 JW	U Hermetique, Tecumseh TAG 5553 E
6	Alco Polar EWS WW80	Maneurop MT 40 J
7	Völund Q700/2	U Hermetique, Tecumseh TAJ 4519 E
8	Völund Q700/2	U Hermetique, Tecumseh TAJ 4519 E
9	Thermia Modul 12	Copeland CRMI-0500-TFD
10	Octopus OM 300	Copeland
11	Ahlsell Nather S-500-6	U Hermetique, Tecumseh TAG 4568 T
12	Ahlsell Nather 00-400 S	U Hermetique, Tecumseh TAG 4546 T
16	Thermia Terracon TT 11	Maneurop MT 50
17	Elektrostandard ES 260	Danfoss SC 15 H
18	Elektrostandard ES 260	Danfoss SC 15 H
19	Elektrostandard ES 260	Danfoss SC 15 H
22	Westinghouse HP 060	Westinghouse HP 060
23	Westinghouse HP 060	Westinghouse Hp 060
24	AGA Thermia JBC 400 M	Copeland YHD6-0400-TFM
25	AGA Thermia JBC 400 M	Copeland YHD6-0400-TFM
26	AGA Thermia JBC 400 M	Copeland YHD6-0400-TFM

## Bilaga 2 Värmepumparnas och kompressorernas fabrikat

Nr	Värmekälla	År	Drifttid	Köldmedie	$\dot{Q}_1$ vid 50°/-10°
1	Uteluft, direkt	80	26 000 h	R 502	≈ 6.5 kW
2	Uteluft, brine	82	26 400 h	R 502	≈ 5 kW
3	Uteluft, direkt	77	36 800 h	R 502	≈ 6.8 kW
4	Uteluft, direkt	82	20 900 h	R 502	≈ 9.0 kW
5	Ytjord, brine	81	20 800 h	R 22	≈ 10 kW
6	Ytjord, brine	79	40 000 h	R 22	≈ 6.8 kW
7	Ytjord, brine	78	40 000 h	R 22	≈ 3.5 kW
8	Ytjord, brine	78	7 000 h	R 22	≈ 3.5 kW
9	Berg, brine	83	16 400 h	R 502	≈ 11 kW
10	Grundvatten, direkt	81	26 000 h	R 22	≈ 9.5 kW (50/0)
11	Grundvatten, direkt	82	28 000 h	R 502	≈ 11 kW
12	Sjövatten, brine	82	21 000 h	R 502	≈ 7 kW
16	Berg, direkt	85	12 000 h	R 502	≈ 8.5 kW
17	Frånluft, direkt	82	35 000 h	R 12	≈ 1.6 kW (45/0)
18	Frånluft, direkt	82	35 000 h	R 12	≈ 1.6 kW (45/0)
19	Frånluft, direkt	82	35 000 h	R 12	≈ 1.6 kW (45/0)
22	Uteluft, direkt	79	40 000 h	R 22	≈ 11 kW
23	Uteluft, direkt	79	35 000 h	R 22	≈ 11 kW
24	Ytjord, brine	80	35 000 h	R 22	≈ 8 kW
25	Ytjord, brine	80	35 000 h	R 22	≈ 8 kW
26	Ytjord, brine	80	35 000 h	R 22	≈ 8 kW

## Bilaga 3 Beräkningssteg för ETM's mätväska

De värden som krävs för att fastställa cirkelprocessen är kondenserings och förångningstrycket samt temperaturen före och efter kompressorn. Slutligen behövs temperaturen efter kondensorn. Processen kan nu åskådliggöras i ett i-log p diagram.



Cirkulerat köldmedieflöde räknas ut med hjälp av uppmätt eleffekt till kompressorn samt entalpidifferensen över densamma. I programmet antas att 7% av eleffekten avgår som konvektionsförluster till omgivningen.

$$0.93 \cdot \dot{E}_t = \dot{m} \cdot (i_{1k} - i_{2k})$$

Där  $\dot{E}_t$  = uppmätt eleffekt,  $\dot{m}$  = massflödet och övriga beteckningar enligt diagrammet.

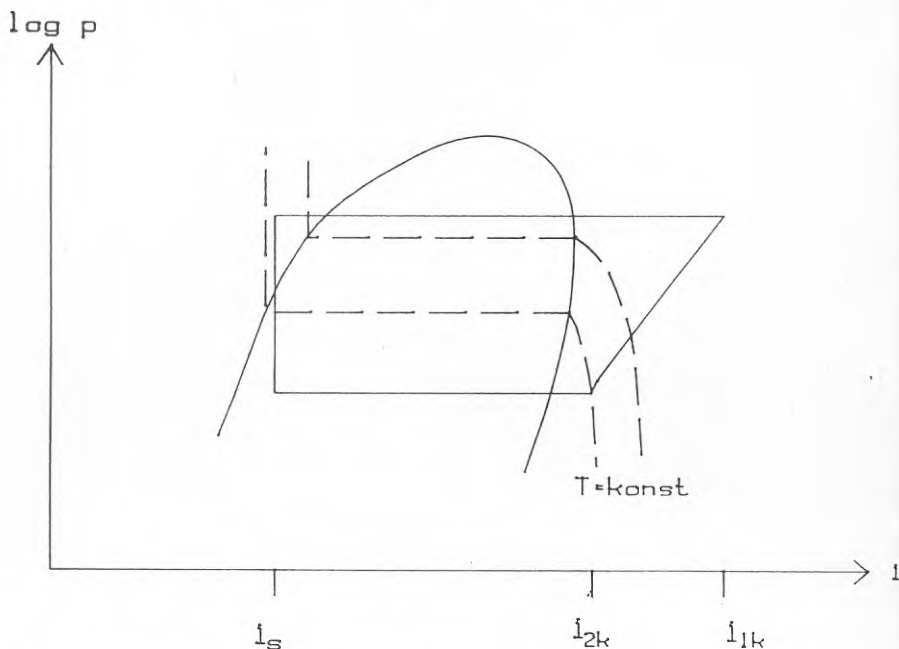
Den avgivna värmeeffekten,  $\dot{Q}_1$ , beräknas sedan med hjälp av entalpidifferensen över kondensorn.

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

## Bilaga 4 Beräkningssteg för anläggning 17-19

Dessa anläggningar gick inte att mäta med ETM's väska utan en annan metod valdes.

För att kunna beräkna avgiven värmeeffekt krävs, förutom tillförd eleffekt, tre st entalpier, se diagram nedan. Entalpin efter kondensorn är enbart beroende av temperaturen, under förutsättning att köldmediet är underkyllt. Det visar sig att även  $i_{2k}$  är nästan oberoende av trycket pga temperaturlinjernas branta lutning. Genom att mäta temperaturen före och efter expansionsventilen kan en uppskattning göras av kondenserings och förångningstemperaturen. På detta sätt kan då även  $i_{1k}$  fastläggas med god noggrannhet.



En sak som ställde till med problem är den typ av oljekylning som dessa kompressorer är utrustade med. Kondensorn är nämligen delad i två halvkor. Efter den första delen av kondensorn leds kondensatet tillbaka till kompressorn. Om oljans temperatur är högre än kondenserings temperaturen kommer kondensatet att kyla oljan genom den förångning som sker. Svårigheten blir att bedömma storleken av konvektionsförlusterna. Dessa är troligen mindre än de 7 % som antas för ETM's beräkningar, men om oljekylningen är av samma storleksordning kan massflödet beräknas på samma sätt.

Så har också gjorts och resultaten överensstämmer väl med fabrikantdata över kompressorerna. En fördel hade dock denna konstruktion. Kondenserings-temperaturen kunde mätas utan att montera in tryckuttag på anläggningarna.

Termoelementen kalibrerades före mätningen i ett isbad och i luft.

Resultat:

Termoelement nr:	1	2	3	4
Uppmätt i isbad, °C	0.07	0.06	0.06	0.06
Uppmätt i luft, °C	19.14	19.01	19.03	19.10

## Bilaga 5 Använda beteckningar i mätprotokollen:

$\dot{E}_t$	=	tillförd eleffekt till kompressorn
$\dot{Q}_1$	=	$\dot{Q}_K + \dot{Q}_L - \dot{Q}_P$ , se kapitel 8.1
$t_{11}$	=	köldmediets temperatur in till lådan
$t_{21}$	=	" " ut ur lådan
$t_{1k}$	=	" " in till kompressorn
$t_{2k}$	=	" " ut ur kompressorn
$p_{11}$	=	" tryck vid lådans inlopp
$p_{21}$	=	" " " " utlopp
$p_{1k}$	=	" " " kompressorns utlopp
$p_{2k}$	=	" " " " inlopp
$I_1$	=	elströmmen i fas 1
$I_2$	=	" i fas 2
$R$	=	elektriska motståndet mellan fas 1 och 2
$n$	=	kompressorns varvtal



## Bilaga 6

## Mätprotokoll kompressor nr 1, R 502

$\dot{E}_t$ [W]	1828	2415	2867	3226	1751	2398
$\dot{Q}_1$	1762	2357	2764	3057	1605	2298
$t_{11}$ [°C]	83.30	77.12	71.74	67.16	94.86	90.82
$t_{21}$	-13.30	-0.28	10.92	21.08	-13.60	0.00
$t_{1k}$	87.64	79.12	73.04	68.18	101.06	93.76
$t_{2k}$	-8.96	1.40	11.26	20.70	-9.02	1.78
$P_{11}$	40.2	39.9	39.9	39.5	50.5	50.7
$P_{21}$	-19.5	-9.2	0.9	11.0	-19.4	-9.8
$P_{1k}$	40.3	40.1	40.2	40.2	50.6	50.8
$P_{2k}$	-19.6	-9.5	0.4	10.4	-19.5	-9.9
$I_1$ [A]	3.46	4.18	4.79	5.25	3.34	4.16
$I_2$	3.55	4.33	4.98	5.51	3.47	4.31
$R$ [Ω]	4.18	4.16	4.22	4.27	4.29	4.27
$n$ [rpm]	2940	2892	2856	2832	2934	2898

$\dot{E}_t$ [W]	3066	3586	1484	2297	3177	3804
$\dot{Q}_1$	2934	3400	1312	2139	3046	3650
$t_{11}$ [°C]	84.12	78.86	105.48	101.14	94.78	90.32
$t_{21}$	11.08	21.36	-15.64	-2.18	10.06	20.64
$t_{1k}$	85.66	79.86	115.28	105.18	96.78	91.44
$t_{2k}$	11.36	20.96	-12.36	0.54	10.60	20.34
$P_{11}$	50.3	49.9	60.1	60.2	60.1	59.4
$P_{21}$	0.8	11.2	-20.0	-9.8	0.8	10.6
$P_{1k}$	50.5	50.3	60.2	60.3	60.2	59.8
$P_{2k}$	0.5	10.6	-20.1	-9.9	0.3	10.1
$I_1$ [A]	5.02	5.72	3.05	3.99	5.12	6.01
$I_2$	5.23	6.00	3.15	4.19	5.40	6.32
$R$ [Ω]	4.28	4.34	4.48	4.37	4.35	4.40
$n$ [rpm]	2874	2850	2928	2892	2835	2784

## Mätprotokoll kompressor nr 3, R 502

$\dot{E}_t$ [W]	1983	2375	2727	2956	2171	2671
$\dot{Q}_1$	1925	2307	2633	2837	2035	2519
$t_{11}$ [°C]	85.00	78.70	71.92	67.78	99.90	92.02
$t_{21}$	-13.94	-1.80	9.10	19.66	-13.70	-1.20
$t_{1k}$	89.00	80.80	73.26	68.84	104.98	94.90
$t_{2k}$	-10.72	-0.50	9.48	19.64	-10.60	0.10
$P_{11}$	37.7	39.8	39.7	39.6	50.2	50.1
$P_{21}$	-20.3	-10.0	0.4	10.4	-19.6	-9.5
$P_{1k}$	39.7	40.0	40.0	40.2	50.3	50.3
$P_{2k}$	-20.4	-10.3	0.2	10.0	-19.7	-9.7
$I_1$ [A]	3.85	4.43	4.95	5.30	4.12	4.90
$I_2$	3.74	4.29	4.81	5.11	4.01	4.72
$R$ [Ω]	5.56	5.58	5.69	5.82	5.74	5.73
$n$ [rpm]	2898	2865	2844	2817	2871	2835

$\dot{E}_t$ [W]	3087	3423	2251	2880	3425	3923
$\dot{Q}_1$	2910	3256	2070	2686	3204	3665
$t_{11}$ [°C]	85.58	80.70	113.84	106.90	99.94	95.26
$t_{21}$	9.36	19.54	-14.46	-1.54	9.84	19.66
$t_{1k}$	87.38	81.92	120.54	110.74	102.16	96.82
$t_{2k}$	9.78	19.52	-11.24	0.00	10.32	19.66
$P_{11}$	50.1	49.7	59.9	59.9	59.8	59.8
$P_{21}$	0.7	10.1	-19.8	-10.5	0.7	10.1
$P_{1k}$	50.3	50.0	60.0	60.1	60.0	60.2
$P_{2k}$	0.4	10.0	-19.9	-10.7	0.4	9.8
$I_1$ [A]	5.56	6.09	4.24	5.21	6.12	6.92
$I_2$	5.37	5.84	4.14	5.05	5.86	6.61
$R$ [Ω]	5.80	5.92	5.96	5.91	5.94	6.07
$n$ [rpm]	2799	2772	2880	2832	2784	2730

## Mätprotokoll kompresssor nr 7, R 22

$\dot{E}_t$ [W]	1034	1255	1472	1650	1106	1437
$\dot{Q}_1$	759	1034	1259	1441	736	1129
$t_{11}$ [°C]	106.50	96.88	88.00	83.15	116.20	110.20
$t_{21}$	-15.30	-6.13	6.15	17.45	-14.73	-2.20
$t_{1k}$	122.70	103.68	90.70	84.20	136.60	118.60
$t_{2k}$	-7.60	-2.72	7.25	17.60	-6.23	0.63
$p_{11}$	40.0	39.4	39.6	40.6	50.7	49.6
$p_{21}$	-21.1	-11.0	-0.3	9.3	-19.9	-8.9
$p_{1k}$	40.0	39.4	39.6	40.6	50.7	49.6
$p_{2k}$	-21.1	-11.1	-0.4	9.2	-20.1	-9.0
$I_1$ [A]	2.12	2.39	2.63	2.87	2.19	2.60
$I_2$	2.14	2.41	2.66	2.93	2.25	2.65
$R$ [Ω]	11.50	10.72	10.37	10.29	11.94	11.14
$n$ [rpm]	2940	2922	2904	2880	2940	2910

$\dot{E}_t$ [W]	1665	1883	1476	1858	2132	
$\dot{Q}_1$	1435	1632	1047	1542	1786	
$t_{11}$ [°C]	104.03	96.32	125.05	120.68	111.45	
$t_{21}$	7.82	18.43	-4.38	8.00	18.35	
$t_{1k}$	107.80	97.90	138.70	125.50	113.90	
$t_{2k}$	9.13	18.60	0.20	9.40	18.45	
$p_{11}$	50.1	50.1	60.2	60.2	60.4	
$p_{21}$	0.5	10.2	-10.8	0.9	10.2	
$p_{1k}$	50.1	50.1	60.2	60.2	60.4	
$p_{2k}$	0.5	10.2	-10.9	0.9	10.2	
$I_1$ [A]	2.89	3.17	2.62	3.12	3.54	
$I_2$	2.97	3.27	2.70	3.21	3.21	
$R$ [Ω]	10.84	10.65	11.81	11.35	11.11	
$n$ [rpm]	2874	2868	2904	2850	2826	

## Mätprotokoll kompressor nr 8, R 22

$\dot{E}_t$ [W]	1103	1310	1484	1701	1121	1426
$\dot{Q}_1$	807	999	1273	1469	841	1075
$t_{11}$ [°C]	107.08	96.80	90.38	82.45	115.67	112.70
$t_{21}$	-13.90	-2.60	6.82	18.40	-14.80	-2.05
$t_{1k}$	120.88	103.80	93.13	83.28	132.98	121.27
$t_{2k}$	-6.45	0.58	8.15	18.55	-11.35	1.45
$P_{11}$	40.6	40.3	39.9	40.5	49.5	50.7
$P_{21}$	-19.5	-9.9	-0.2	11.1	-19.9	-9.4
$P_{1k}$	40.6	40.3	39.9	40.5	49.5	50.7
$P_{2k}$	-19.6	-9.9	-0.3	11.0	-19.9	-9.5
$I_1$ [A]	2.21	2.50	2.71	3.02	2.24	2.66
$I_2$	2.21	2.48	2.70	3.01	2.27	2.64
$R$ [Ω]	11.20	10.65	10.28	10.06	11.73	11.12
$n$ [rpm]	2940	2916	2898	2874	2904	2880

$\dot{E}_t$ [W]	1660	1883	1476	1852	2142	
$\dot{Q}_1$	1378	1621	1066	1471	1802	
$t_{11}$ [°C]	104.70	96.50	127.45	120.27	112.35	
$t_{21}$	7.15	18.30	-3.35	8.25	17.88	
$t_{1k}$	108.42	97.90	140.25	126.18	115.00	
$t_{2k}$	8.58	18.52	1.35	9.75	18.10	
$P_{11}$	49.5	49.6	59.2	60.3	60.3	
$P_{21}$	-0.2	10.3	-10.7	0.5	10.5	
$P_{1k}$	49.5	49.6	59.2	60.3	60.3	
$P_{2k}$	-0.2	10.1	-10.7	0.5	10.4	
$I_1$ [A]	2.96	3.30	2.69	3.22	3.25	
$I_2$	2.93	3.22	2.69	3.18	3.60	
$R$ [Ω]	10.77	10.45	11.82	11.24	10.90	
$n$ [rpm]	2862	2850	2886	2856	2820	

## Mätprotokoll kompressor nr 11, R 502

$\dot{E}_t$ [W]	3456	3983	4876	5356	4629	5103
$\dot{Q}_1$	3066	3741	4644	5121	4395	4769
$t_{11}$ [°C]	128.40	103.32	86.80	76.07	132.85	103.82
$t_{21}$	-12.30	-4.30	8.20	21.78	-0.60	9.18
$t_{1k}$	131.60	103.32	85.80	75.10	133.40	102.80
$t_{2k}$	-10.10	-2.93	8.60	21.60	0.75	9.60
$P_{11}$	39.1	39.7	40.3	39.1	49.1	49.8
$P_{21}$	-17.1	-10.0	0.2	10.6	-7.5	0.5
$P_{1k}$	39.1	39.7	40.6	40.0	49.2	49.9
$P_{2k}$	-17.4	-10.4	-0.2	10.0	-7.7	0.2
$I_1$ [A]	5.96	6.62	7.79	8.59	7.61	8.14
$I_2$	6.98	7.65	8.91	9.68	8.66	9.29
$R$ [ $\Omega$ ]	2.95	2.75	2.71	2.73	2.96	2.77
$n$ [rpm]	2940	2928	2910	2874	2874	2862

$\dot{E}_t$ [W]	6000	5565	6581			
$\dot{Q}_1$	5670	5169	6099			
$t_{11}$ [°C]	90.47	132.20	108.50			
$t_{21}$	21.40	8.00	20.70			
$t_{1k}$	89.05	131.78	107.00			
$t_{2k}$	21.35	8.70	20.70			
$P_{11}$	49.5	59.0	59.4			
$P_{21}$	10.9	0.0	10.6			
$P_{1k}$	50.0	59.0	59.7			
$P_{2k}$	10.4	-0.1	10.3			
$I_1$ [A]	9.41	8.87	10.31			
$I_2$	10.65	9.96	11.57			
$R$ [ $\Omega$ ]	2.79	2.97	2.87			
$n$ [rpm]	2850	2820	2808			

## Mätprotokoll kompressor nr 12, R502

$\dot{E}_t$ [W]	2347	2893	3445	3951	2242	2953
$\dot{Q}_1$	2309	2808	3325	3825	2010	2821
$t_{11}$ [°C]	97.72	83.18	74.20	68.50	116.46	97.18
$t_{21}$	-13.04	-0.36	10.86	20.60	-13.74	-0.70
$t_{1k}$	102.24	85.30	75.46	69.58	124.94	100.26
$t_{2k}$	-9.88	0.80	11.00	20.40	-9.56	0.54
$P_{11}$	39.9	39.9	39.8	38.9	50.3	49.6
$P_{21}$	-18.9	-9.7	0.6	10.2	-19.4	-9.7
$P_{1k}$	40.0	40.1	40.2	39.9	50.4	49.8
$P_{2k}$	-19.1	-9.9	0.3	9.7	-19.4	-9.9
$I_1$ [A]	4.70	5.49	6.31	7.03	4.58	5.56
$I_2$	4.16	4.84	5.59	6.27	4.03	4.90
$R$ [Ω]	4.70	4.61	4.65	4.76	4.98	4.71
$n$ [rpm]	2958	2931	2910	2880	2940	2895

$\dot{E}_t$ [W]	3688	4384	2083	2885	3839	4853
$\dot{Q}_1$	3536	4229	1643	2677	3646	4620
$t_{11}$ [°C]	87.86	81.20	136.66	110.42	100.98	94.92
$t_{21}$	10.52	21.58	-13.94	-1.10	10.06	22.38
$t_{1k}$	89.40	82.24	152.00	114.68	102.96	96.18
$t_{2k}$	10.82	21.36	-6.98	0.42	10.50	22.28
$P_{11}$	50.1	49.6	59.8	60.0	59.7	60.1
$P_{21}$	0.4	10.4	-19.8	-9.4	0.3	11.0
$P_{1k}$	50.4	50.2	59.8	60.1	59.8	60.3
$P_{2k}$	0.2	10.0	-19.8	-9.6	0.2	10.8
$I_1$ [A]	6.57	7.61	4.30	5.43	6.78	8.36
$I_2$	5.84	6.82	3.78	4.80	6.12	7.52
$R$ [Ω]	4.77	4.85	5.52	4.82	4.82	4.96
$n$ [rpm]	2877	2859	2934	2892	2880	2844

## Bilaga 12

## Mätprotokoll kompressor nr 22, R 22

$\dot{E}_t$ [W]	2807	3841	4592	5141	2885	3956
$\dot{Q}_1$	2565	3628	4354	4877	2514	3707
$t_{11}$ [°C]	117.74	102.38	91.60	83.90	132.00	119.52
$t_{21}$	-15.38	-0.32	10.00	20.08	-13.40	-0.38
$t_{1k}$	125.36	105.78	93.60	85.64	141.50	123.82
$t_{2k}$	-11.20	0.88	10.20	20.00	-9.70	1.08
$P_{11}$	39.8	40.0	40.1	39.7	50.1	49.5
$P_{21}$	-20.4	-8.4	1.7	11.0	-19.2	-8.9
$P_{1k}$	39.8	40.0	40.3	40.6	50.1	49.5
$P_{2k}$	-20.7	-8.9	1.1	10.5	-19.6	-9.2
$I_1$ [A]	5.23	6.55	7.54	8.33	5.30	6.70
$I_2$	5.69	6.99	7.98	8.76	5.78	7.16
$R$ [Ω]	2.71	2.65	2.67	2.73	2.81	2.73
$n$ [rpm]	2946	2928	2898	2862	2940	2904

$\dot{E}_t$ [W]	4918	5817	3916	5237	6452	
$\dot{Q}_1$	4620	5509	3482	4781	5948	
$t_{11}$ [°C]	107.26	99.32	135.08	121.56	112.82	
$t_{21}$	9.62	20.60	-2.54	9.50	20.42	
$t_{1k}$	109.96	101.16	141.68	124.90	114.92	
$t_{2k}$	10.08	20.42	-0.32	9.98	20.32	
$P_{11}$	49.8	50.1	60.0	59.8	60.0	
$P_{21}$	0.7	11.1	-9.9	0.9	11.5	
$P_{1k}$	50.0	50.5	60.0	59.9	60.3	
$P_{2k}$	0.3	10.6	-10.0	0.5	11.0	
$I_1$ [A]	8.03	9.31	6.62	8.49	9.52	
$I_2$	8.45	9.68	7.08	8.91	11.14	
$R$ [Ω]	2.75	2.80	2.81	2.80	2.87	
$n$ [rpm]	2880	2850	2910	2877	2814	

## Bilaga 13

Mätprotokoll kompressor nr 26, R 22.

$\dot{E}_t$ [W]	2208	3023	3596	3850	2092	3082
$\dot{Q}_1$	1935	2781	3331	3673	1692	2765
$t_{11}$ [°C]	107.30	97.10	84.70	76.56	122.14	113.54
$t_{21}$	-13.98	0.40	10.20	20.16	-13.54	-1.36
$t_{1k}$	115.00	100.56	86.60	77.96	134.08	118.42
$t_{2k}$	-11.30	1.56	10.38	19.98	-9.98	0.28
$P_{11}$	40.2	40.0	39.7	39.1	49.7	50.0
$P_{21}$	-19.5	-8.6	1.2	10.8	-19.9	-10.4
$P_{1k}$	40.4	40.3	40.1	39.9	49.8	50.2
$P_{2k}$	-19.7	-8.8	0.8	10.5	-20.0	-10.7
$I_1$ [A]	4.18	5.09	5.80	6.12	4.12	5.20
$I_2$	5.04	6.13	6.88	7.23	4.89	6.18
$R$ [ $\Omega$ ]	3.14	3.02	2.99	2.99	3.26	3.15
$n$ [rpm]	2955	2925	2898	2877	2940	2904

$\dot{E}_t$ [W]	4008	4620	3175	4324	5236	
$\dot{Q}_1$	3707	4308	2719	3897	4822	
$t_{11}$ [°C]	102.14	93.06	128.88	117.76	109.12	
$t_{21}$	10.78	21.46	-1.30	9.96	20.60	
$t_{1k}$	104.52	94.66	135.50	120.96	111.12	
$t_{2k}$	10.96	21.14	0.20	10.42	20.42	
$P_{11}$	49.7	49.8	59.9	59.8	59.2	
$P_{21}$	0.9	11.3	-9.7	0.9	10.7	
$P_{1k}$	50.0	50.3	60.1	60.1	59.7	
$P_{2k}$	0.5	10.9	-9.9	0.9	10.3	
$I_1$ [A]	6.40	7.19	5.27	6.79	8.03	
$I_2$	7.46	8.35	6.28	7.89	9.17	
$R$ [ $\Omega$ ]	3.08	3.08	3.29	3.20	3.18	
$n$ [rpm]	2874	2856	2904	2862	2826	







**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 841139-5  
från Statens råd för byggnadsforskning till Institutionen  
för mekanisk värmeteori och kylteknik, Tekniska högskolan,  
Stockholm.**

**R89: 1989**

**ISBN 91-540-5097-9**

**Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm**

**Art.nr: 6709089**

**Abonnemangsgrupp:  
Ingår ej i abonnemang**

**Distribution:  
Svensk Byggtjänst  
171 88 Solna**

**Cirka pris: 56 kr exkl moms**