



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

R4:1989

REF/sbl

Effektmätning på värmepumpar
Förenklad mätmetod

Per Fahlén
Kent Johansson

INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Acctnr

Plad

Sbl

Byggforskningsrådet

R4:1989

EFFEKTMÄTNING PÅ VÄRMEPUMPAR

Förenklad mätmetod

Per Fahlén
Kent Johansson

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 860742-1
från Statens råd för byggnadsforskning till enheten för
energiteknik, Statens provningsanstalt, Borås.

REFERAT

I samband med garantikontroll och statusbestämning av installerade värmepumpar finns ett mycket stort behov av enkla och snabba metoder för utvärdering. En metod har föreslagits där utvärderingen kan ske med hjälp av mätningar i köldmediekretsen (tryck och temperatur) samt bestämning av eleffekt. Detta medför att man kommer ifrån det dyraste momentet, flödesmätningen, i en normal energimätning. En firma, ETM Mätteknik, har tagit fram en portabel utrustning som klarar denna typ av mätningar. Projektet har avsett att avgöra om förenklad prestandamätning på värmepumpar genom mätningar i köldmediekretsen är möjlig och i så fall med vilken osäkerhet.

Mätningar har gjorts på ett antal värmepumpar dels i laboratorium och dels i befintliga anläggningar. Med en provrigg kunde köld- och värmebärartemperaturerna styras med hög noggrannhet. Enligt metodens teori kan värmefaktorn beräknas med hjälp av två tryckmätningar och tre temperaturmätningar och med hjälp av den uppmätta eleffekten kan sedan den avgivna värmeeffekten beräknas. Förutsättningen är vissa antaganden beträffande kompressorverkningsgraden.

Resultaten av mätningarna visar att den provade utrustningen i de flesta fall klarat att bestämma värmefaktorn inom + 5% av det korrekta värdet. Detta resultat stämmer väl med de teoretiska bedömningar som gjorts.

Undersökningarna visar vidare att metoden inte är beroende av vare sig överhettning, underkylning, förångningstemperatur eller kondenseringstemperatur under förutsättning av överhettning och underkylning är tillräckligt stora.

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

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, obekytt papper.

R4:1989

ISBN 91-540-4992-X

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

INNEHÅLL

	SAMMANFATTNING.....	7
1	INLEDNING.....	8
1.1	Bakgrund.....	8
1.2	Projektets syfte.....	8
1.3	Projektbeskrivning.....	9
2	BESKRIVNING AV DEN FÖRENKLADE MÄTMETODEN.....	11
2.1	Teori.....	11
2.2	Mätutrustning av fabrikat ETM.....	17
3	RESULTAT.....	18
3.1	Sammanfattning.....	18
3.2	Inverkan av kompressorförluster.....	19
3.3	Inverkan av överhettning.....	20
3.4	Inverkan av underkylning.....	21
3.5	Inverkan av förångningstemperatur.....	22
3.6	Inverkan av kondenseringstemperatur.....	23
3.7	Inverkan av tryckrörstemperatur.....	24
3.8	Inverkan av eleffektmätning.....	25
3.9	Inverkan av givarmontering.....	26
4	DISKUSSION.....	27
	REFERENSER.....	29
	BILAGA 1: Beskrivning av mätutrustning som använts vid utvärderingen.....	31
	BILAGA 2: Bedömning av mätosäkerhet för ETM-metoden.....	41
	BILAGA 3: Mätresultat.....	52
	BILAGA 4: Instruktion för ETM värmepumpanalysator.....	62

BETECKNINGAR

Beträffande beteckningar och terminologi, som inte anges nedan, hänvisas till svensk standard SS 1897 och SS 2095 (se referenserna).

Drifttillstånd och anläggningstyp

t_{kbin}/t_{vbut}	= värmekällans temperatur/värmesystemets framledningstemperatur
J/V	= ytjordvärme/vattenburen uppvärmning
G/V	= grundvattenvärme/vattenburen uppvärmning
L/V	= uteluft/vattenburen uppvärmning
L/L	= uteluft/luftburen uppvärmning
FL/V	= frånluft/vattenburen uppvärmning
FL/TL	= frånluft/tilluftsuppvärmning

Temperaturer

T	= absolut temperatur (K)
t	= Celsiustemperatur (°C)
t_{vbin}	= inkommande värmebärare
t_{vbut}	= utgående värmebärartemperatur
t_{kbin}	= inkommande köldbärartemperatur
t_{kbut}	= utgående köldbärare
t_1	= kondenseringstemperatur
t_2	= förångningstemperatur
t_3	= tryckrörstemperatur
t_4	= mättnadstemperatur efter kondensor (~ t_1)
t_5	= temperatur på underkyllt köldmedium
t_6	= temperatur efter stryporgan
t_7	= sugrörstemperatur

Effekter

P_{1vp}	= avgiven värmeeffekt från värmepumpen
P_2	= upptagen värmeeffekt till värmepumpen (kyleffekt)
P_{1vpa}	= avgiven värmeeffekt från värmepumpanläggningen
P_{em}	= upptagen elektrisk effekt till kompressormotorn
P_{evp}	= upptagen elektrisk effekt till värmepumpen
P_{evpa}	= upptagen elektrisk effekt till värmepump-anläggningen
P_{etom}	= tomgångsförbrukning
$P_{för}$	= förlusteffekt

Värmefaktorer

COP_k	= värmefaktor med avseende på kompressorn
COP_{vp}	= motorvärmefaktor
COP_{vpa}	= total värmefaktor för värmepumpanläggningen (inkluderar samtliga pumpar och fläktar)
COP_{vpam}	= maximal värmefaktor för luftvärmepumpar som arbetar under förhållanden när påfrostning kan inträffa (d v s strax efter det att en avfrostning slutförts)
COP_C	= Carnot (ideal) värmefaktor = $T_1/(T_1-T_2)$

Specifika entalpier

h_{in}	= köldmediets entalpi på kompressorns inloppssida
h_{ut}	= köldmediets entalpi på kompressorns utloppssida
h_1	= köldmediets specifika entalpi vid mättnads-tryck och temperatur (p_1, t_1)
h_2	= köldmediets specifika entalpi vid mättnads-tryck och temperatur (p_2, t_2)

Specifika entalpier (forts)

h_3	= köldmediets specifika entalpi i kompressorns tryckrör (p_1, t_3)
h_4	= köldmediets specifika entalpi efter fullständig kondensering (p_1, t_4)
h_5	= köldmediets specifika entalpi efter underkylning (p_1, t_5)
h_6	= köldmediets specifika entalpi efter stryporga-net (p_2, t_6)
h_7	= köldmediets specifika entalpi i kompressorns sugrör (p_2, t_7)

Tryck

p_1	= kondenseringstryck
p_2	= förångningstryck

Flöden

q_{vb}	= värmebärrarflöde
q_{kb}	= köldbärrarflöde
q_{Rm}	= köldmediets massflöde

Densiteter

ρ_{vb}	= värmebärrarens densitet
ρ_{kb}	= köldbärrarens densitet

Specifika värmekapaciteter

$c_{p_{vb}}$	= värmebärrarens isobara specifika värmekapacitet
$c_{p_{kb}}$	= köldbärrarens isobara specifika värmekapacitet

Övrigt

f	= förlustfaktor = $P_{f\ddot{o}r}/P_{em}$
η_c	= Carnot verkningsgrad = COP_k/COP_c

SAMMANFATTNING

I samband med garantikontroll och statusbestämning av installerade värmepumpar finns ett mycket stort behov av enkla och snabba metoder för utvärdering. En metod har föreslagits där utvärderingen kan ske med hjälp av mätningar i köldmediekretsen (tryck och temperatur) samt bestämning av eleffekt. Detta medför att man kommer ifrån det dyraste momentet, flödesmätningen, i en normal energimätning. En firma, ETM Mätteknik, har tagit fram en portabel utrustning som klarar denna typ av mätningar. En enkel förundersökning av denna utrustning gav lovande resultat.

Projektet har avsett att avgöra om förenklad prestandamätning på värmepumpar genom mätningar i köldmediekretsen är möjlig och i så fall med vilken osäkerhet.

Mätningar har gjorts på ett antal värmepumpar dels i laboratorium och dels i befintliga anläggningar. Med en provrigg kunde köld- och värmebärartemperaturerna styras med hög noggrannhet. Enligt metodens teori kan värmefaktorn beräknas med hjälp av två tryckmätningar och tre temperaturmätningar och med hjälp av den uppmätta eleffekten kan sedan den avgivna värmeeffekten beräknas. Förutsättningen är vissa antaganden beträffande kompressorverkningsgraden.

Några olika typer av kompressorer har undersökts och mätningar har utförts med olika köldmedier (R12, R22, R502).

Vid varje provpunkt utfördes mätningar, dels med mätutrustningen från ETM, dels av motsvarande tryck- och temperaturer med egen utrustning och dels som rena energimätningar med den normala utrustningen för typprovning av värmepumpar vid Statens provningsanstalt.

Resultaten av mätningarna visar att den provade utrustningen i de flesta fall klarat att bestämma värmefaktorn inom $\pm 5\%$ av det korrekta värdet. Detta resultat stämmer väl med de teoretiska bedömningar som gjorts (bilaga 2). Värmeeffekten har avvikit mer på grund av felaktigt kalibrerade strömtänger (detta beror alltså inte på mätprincipen som sådan).

Undersökningarna visar vidare att metoden inte är beroende av vare sig överhettning, underkylning, förångningstemperatur eller kondenseringstemperatur under förutsättning att överhettning och underkylning är tillräckligt stora.

Den besvärligaste mätpunkten är normalt tryckrörstemperaturen, vilken har stor inverkan på resultatet av värmefaktorbestämningen. Normalt mäter man för låg tryckrörstemperatur, vilket tenderar att ge en överskattning av värmefaktorn.

I vissa typer av värmepumpar kan det vara svårt att hitta lämpliga mätpunkter och det är då viktigt att kunna inse när metoden inte är lämplig. Likaså finns begränsningar beträffande det teoretiska antagande som görs för kompressorförlusterna. Speciellt för utomhusplacerade aggreter eller anläggningar med långa köldmedieledningar bör viss försiktighet iakttas. De presenterade resultaten gäller endast hermetiska kompressorer.

1 INLEDNING

1.1 Bakgrund

Erfarenheter från praktiska mätningar på värmepumpsanläggningar visar (Fahlén, [8-12, 15]) att uppmätta prestanda många gånger avviker från garanterade värden.

I samband med t ex garantikontroll eller andra former av statusbestämning av värmepumps- eller kylanläggningar finns därför ett mycket stort behov av enkla och snabba metoder för utvärdering. Den traditionella metoden att utföra denna typ av utvärdering består av en konventionell värmemätning kompletterad med mätning av inmatad eleffekt.

Värmemätning är ofta både dyrbar och tidsödande, eftersom den förutsätter en noggrann bestämning av värme- eller köldbärarflödet. Flödesmätning i vätskesystem innebär ofta att systemet måste stängas av, en bit av röret tas bort och en flödesmätare monteras. Därefter måste uppfyllning och avluftning utföras. Flödesmätning i luftsysteem är vanskligt i kanalsystem och mycket svår i samband med friblåsande fläktbatterier.

Sammantaget innebär detta att det finns ett stort behov av alternativa sätt att utvärdera värmepumpar och kylanläggningar. I samband med utarbetande av metoder för garantikontroll av värmepumpar föreslog därför Statens provningsanstalt en metod, SP MET 005 (1985), vilken innebar ett sätt att bestämma värmefaktor och värmeeffekt enbart med utgångspunkt från mätningar i värmepumpens köldmediesystem. Därmed skulle det dyrbaraste momentet i en konventionell värmemätning, flödesmätningen, kunna undvikas. Samtidigt presenterade en firma, ETM Mätteknik, en färdig utrustning enligt detta koncept. ETM-utrustningen består av en komplett, portabel mätväska, vilken innehåller en liten kalkylator, en datainsamlingsenhet, en skrivare och ett antal givare för tryck, temperatur och eleffekt.

En stor fördel med denna typ av utrustning är att den inte endast ger information om prestanda. Genom att bestämningen omfattar ett antal viktiga parametrar i köldmediesystemet kan även slutsatser dras beträffande orsaken till eventuella avvikelser mellan förväntade och uppmätta prestanda.

1.2 Projektets syfte

Innan nya metoder och mätutrustningar börjar användas är det viktigt att bilda sig en uppfattning om deras noggrannhet och vilka deras begränsningar är. För att möjliggöra en sådan utvärdering måste dels vissa teoretiska överväganden göras och dels måste ett stort antal praktiska prov utföras.

Inom ramen för det projekt, som behandlas i denna rapport, har i första hand inverkan på metodens noggrannhet av olika driftstillstånd studerats. Mätmetoden bygger på mätning av köldmediets tryck och temperatur på kompressorns in- och utlopp samt underkylningen efter kondensorn och överhettningen efter förångaren. Därför har projektet inriktats på hur dessa parametrar påverkar den totala noggrannheten.

1.3 Projektbeskrivning

Undersökningen har utförts på 5 värmepumpar i laboratorium och 8 värmepumpar installerade i hus där konventionell mätutrustning funnits installerad sedan tidigare. Samtliga värmepumpar har varit av villastorlek (5-10 kW värme) och har representerat olika typer av köldmedier (R12, R22, R502) och olika värmekällor (uteluft, jordvärme, grundvatten och sjövattnen).

I det planerade undersökningsprogrammet ingick undersökning av tre olika fabrikat av kompressorer med tre olika köldmedier. Undersökningen omfattade två olika kondenseringstemperaturer och tre olika förångningstemperaturer med variationer av underkylning och överhettning kring vissa grundvärden enligt schemat i tabell 1.1.

Tabell 1.1. Planerade variationer i driftstillstånd.

Kondenserings- temp (°C)	Förångnings- temp (°C)	Underkylnings- temp (°C)	Överhettnings- temp (°C)
35	-10	5	8
35	0	5	8
35	+10	5	8
50	-10	5	8
50	0	5	8
50	0	15	8
50	0	5	15
50	+10	5	8

Dessutom avsågs att undersöka inverkan av förändringar i kompressorförlusterna (antas konstanta enligt teorin i 2.1). Detta åstadkoms genom att antingen isolera kompressorn väl eller öppna värmepumpen och blåsa kallluft på kompressorn.

För att kunna realisera förändringarna enligt tabell 1.1 valdes att prova värmepumpar av typ vätska/vatten i första hand. Genom att kontrollera utgående värmebärartemperaturen i en provrigg (se beskrivning i bilaga 1) och sedan variera värmebärarflödet kunde underkylningen kontrolleras. På motsvarande sätt kunde överhettningen styras genom att hålla den ingående köldbärartemperaturen reglerad och variera köldbärarflödet. I vissa fall har även den termostatiske expansionsventilen justerats.

Tillgången till lämpliga värmepumpar för utvärderingen var begränsad. För att få med olika köldmedier, vilket var planerat, användes därför i vissa fall samma värmepump både med köldmedium av typ R22 och R502. Dessutom måste kompletteringsmätningar i befintliga anläggningar göras i fält för att även få med R12 i undersökningen.

2 BESKRIVNING AV DEN FÖRENKLADE MÄTMETODEN

2.1 Teori

Beräkning av värmefaktor och värmeeffekt med hjälp av mätningar i värmepumpens köldmediekrets kan utföras på två principiellt olika sätt, genom

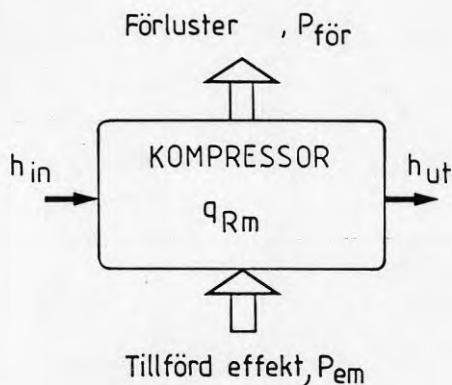
- jämförelse med katalogdata
- antagande om kompressorförluster

Den första metoden baserar sig på att man med hjälp av katalogdata för en viss kompressor eller värmepump kan beräkna förändringar av dess prestanda via uppmätta avvikelser i drifttillståndet. En viss förändring av exempelvis underkyllningen av köldmediet ger via köldmediets tillståndsekvationer en beräkningsbar förändring av värmefaktorn.

Den andra metoden, vilka behandlas i denna rapport, förutsätter inga jämförelsedata från tidigare provningar, vilket den första metoden gjorde. Istället baserar sig metoden enbart på köldmediets tillståndsekvationer (specifika entalpin som funktion av tryck och temperatur) samt ett generellt antagande om kompressorns värmeförluster.

Med beteckningar enligt figur 2.1 kan man teckna en effektbalans för kompressorn (all effekt som tillförs kompressormotorn ger antingen en höjning av köldmediets entalpi eller en förlust via kompressorhöljet),

$$P_{em} = q_{Rm}(h_{ut} - h_{in}) + P_{f\ddot{o}r} \quad (\text{ekv. 2.1})$$

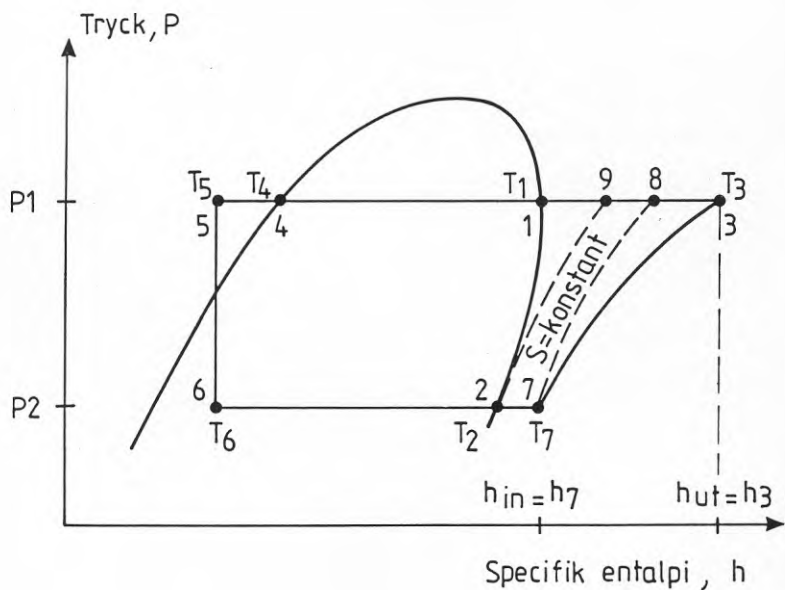


Figur 2.1. Antaganden för kompressorns effektbalans.

Förlusterna, $P_{f\ddot{o}r}$, kan alternativt uttryckas som en bråkdel, f , av den tillförda effekten, P_{em} . Därmed kan köldmediets massflöde, q_{Rm} , beräknas enligt

$$q_{RM} = \frac{P_{em}(1-f)}{h_{ut}-h_{in}} = \frac{P_{em}(1-f)}{(h_3-h_7)} \quad (\text{ekv. 2.2})$$

I ekvation 2.2 har beteckningarna h_3 och h_7 från köldmedie-diagrammet i figur 2.2 ersatt beteckningarna h_{ut} och h_{in} . I figur 2.2 motsvarar punkten 3 (T_3, P_1) tillståndet i kompressorns utlopp (tryckröret). Punkten 1 (T_1, P_1) motsvarar mättnadstemperatur- och tryck vid kondensering (specifika entalpin h_1). På motsvarande sätt anger punkt 4 (T_4, P_1) avslutad kondensering, punkt 5 (T_5, P_1) underkyllt kondensat, punkt 6 (T_6, P_2) kondensat efter strypning, punkt 2 (T_2, P_2) avslutad förångning och punkt 7 (T_7, P_2) överhettad ånga in till kompressorn. I figur 2.2 har för enkelhetens skull tryckfall i kondensor och förångare försumrats och strypningen har antagits vara isentalpisk.



Figur 2.2. Tillståndsdigram för köldmedium (tryck - specifik entalpi).

Den avgivna effekten, P_{1VP} , ges av entalpiändringen på högtryckssidan.

$$P_{1VP} = q_{em}(h_3 - h_5) = q_{RM}[h_3(T_3, P_1) - h_1(T_1, P_1) + h_1(T_1, P_1) - h_4(T_4, P_1) + h_4(T_4, P_1) - h_5(T_5, P_1)] \quad (\text{ekv. 2.3})$$

I ekvation 2.3 anger den första entalpidifferensen ändringen i entalpi i den överhettade högtrycksången. Den andra differensen är entalpiändringen genom kondensering och den tredje differensen är entalpiändringen genom underkylning av kondensatet.

Ekvation 2.3 är uppdelad i tre skilda tillståndsområden,

- överhettad ånga
- jämviktstillstånd ånga/vätska
- underkyld vätska,

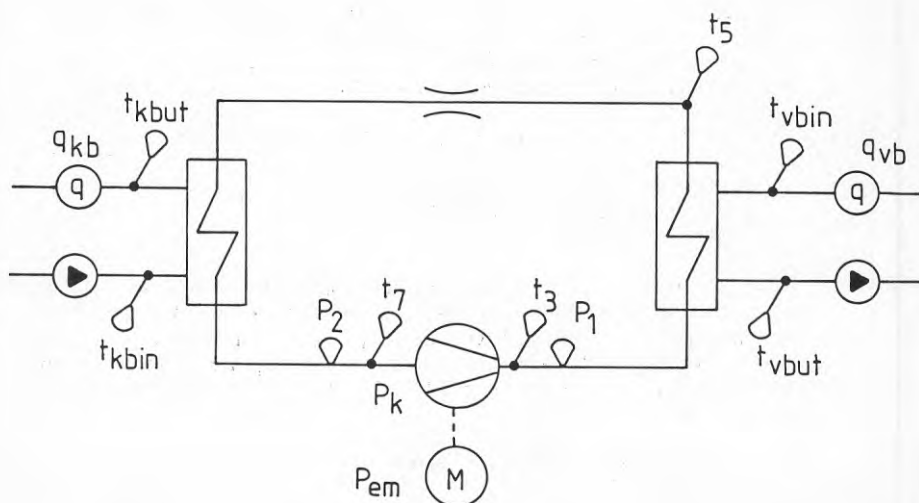
eftersom olika tillståndsekvationer, $h=h(T, p)$, krävs i de olika delområdena. Man inser att med kännedom om köldmedieflödet, q_{RM} och de specifika entalpierna h_1 , h_3 , h_4 och h_5 kan den avgivna effekten beräknas. Samtidigt kan q_{RM} bestämmas enligt ekvation 2.2 med hjälp av tillförd effekt, P_{em} , och specifika entalpierna h_3 och h_7 .

Motorvärmefaktorn, COP_{VP} , ges av

$$COP_{VP} = \frac{P_{1VP}}{P_{em}} = \frac{q_{RM} \cdot (h_3 - h_5)}{P_{em}} = \frac{P_{em} \cdot (1-f) \cdot (h_3 - h_5)}{P_{em} \cdot (h_3 - h_7)} = \frac{(h_3 - h_5) \cdot (1-f)}{(h_3 - h_7)} \quad (\text{ekv. 2.4})$$

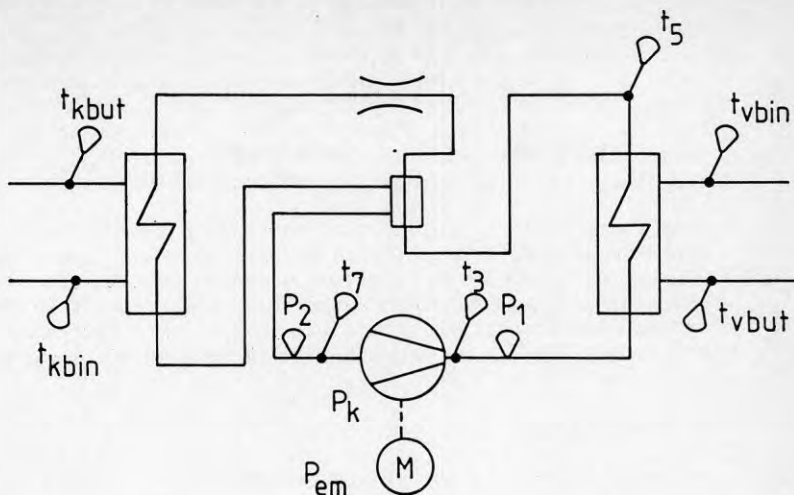
Således kan motorvärmefaktorn bestämmas med utgångspunkt från kunskap om endast de specifika entalpierna h_3 , h_5 och h_7 samt ett antagande om förlustfaktorn f . Men h_3 , h_5 och h_7 kan beräknas med kännedom om tryck och temperatur i respektive punkt. Detta innebär att med hjälp av uppmätta värden på kondenseringstryck (p_1), förångningstryck (p_2), tryckrörstemperatur (T_3), underkylningstemperatur (T_5) och överhettningstemperatur (T_7) kan värmefaktorn bestämmas. T_1 och T_2 är entydigt bestämda av p_1 och p_2 och beräknas via mätningarna av respektive tryck.

I figur 2.3 illustreras mätpunkterna i en enkel värmepump. Genom att dessutom mäta den tillförda effekten P_{em} kan förutom COP_{vp} även den avgivna effekten, P_{1vp} , bestämmas.



Figur 2.3. Mätpunkter i en enkel värmepump.

Det bör observeras att placeringen av temperaturgivare enligt figur 2.3 är ytterst viktig. Eftersom endast den nyttiggjorda entalpiändringen skall bestämmas för att beräkna P_{1vp} måste hänsyn tas till eventuella extra värmeväxlare i köldmediekretsen. Om t ex en sargasvärmeväxlare introduceras i köldmediesystemet, enligt figur 2.4, måste temperaturgivarna T_5 och T_7 placeras på rätt sida om värmeväxlaren. Eftersom den extra underkyllning, som fås vid värmeväxling med condensatet, inte tillgodogörs värmesystemet måste T_5 placeras före värmeväxlaren. T_7 måste å sin sida placeras efter värmeväxlaren (det är inloppstillståndet till kompressorn som måste bestämmas).



Figur 2.4. Mätpunktsplacering för värmepump med suggasvärmväxlare.

I viss mån måste även hänsyn tas till tryckfall i köldmediesystemet mellan uttagen för tryckgivare och respektive punkt för vilken köldmediets entalpi skall beräknas. På grund av att isobarerna i tillståndsdigrammet (figur 2.2) är mycket branta i det överhettade området (till höger om jämviktskurvan) respektive i det underkylda området (till vänster om jämviktskurvan) har detta inte någon avgörande betydelse (se även bilaga 2).

Utöver bestämningen av värmefaktor och tillförd effekt måste alltid värmepumpens drifttillstånd anges, både beträffande köld- och värmebärartemperatur (se t ex SS2095 och Fahlén, [14,15]). Detta betyder att åtminstone ytterligare två temperaturer, t_{kbin} och t_{vbut} , måste bestämmas. Vid bestämningen av dessa temperaturer måste hänsyn tas till eventuellt inbyggda pumpar och fläktar.

För vätskesystem är det normalt möjligt att mäta temperaturen mellan värmepumpens förångare eller kondensator och pumpen enligt figur 2.3. I samband med friblåsande luftvärmväxlare är detta normalt inte möjligt och därför måste fläkteffekten adderas till P_{lvp} när den beskrivna metoden jämförs med konventionell värmemätning. Det gäller att skilja på P_{lvp} och $P_{lvp\alpha}$ samt P_{em} , P_{evp} och P_{evpa} (jämför SS 2095 och Fahlén [14]).

Inom ramen för det projekt, som beskrivs i denna rapport, har de uppmätta avgivna och tillförda effekterna enligt den provade ETM-utrustningen jämförts med de uppmätta avgivna och tillförda effekterna i Statens provningsanstalts provrigg för vätska/vatten värmepumpar (se bilaga 1). Värmeeffekten beräknas i denna provrigg med hjälp av uppmätt värmebärrarflöde och temperatur-differens (jämför figur 2.2) enligt

$$P_{lvp} = q_{vb} \cdot \rho_{vb} \cdot c_{p_{vb}} \cdot (t_{vbut} - t_{vbin}) \quad (\text{ekv. 2.5})$$

På samma sätt beräknas kyleffekten enligt

$$P_2 = q_{kb} \cdot \rho_{kb} \cdot c_{p_{kb}} \cdot (t_{kbin} - t_{kbut}) \quad (\text{ekv. 2.6})$$

Den procentuella avvikelsen mellan ETM-utrustningens visning och Statens provningsanstalts (SP's) utrustning anger metodens mätfel (mätosäkerheten för SP's utrustning kan i detta sammanhang betraktas som försumbar, jämför bilaga 2).

$$F = \frac{[M(\text{ETM}) - M(\text{SP})]}{M(\text{SP})} \cdot 100 \% \quad (\text{ekv. 2.7})$$

där F anger mätfelet och M anger mätresultatet med avseende på värmeeffekt, eleffekt eller värmefaktor för ETM-utrustningen (ETM) respektive provningsanstaltens utrustning (SP).

Parallellt med ETM-utrustningens givare för tryck och temperatur har extra givare för köldmedietryck och yttemperatur installerats på värmepumpen. Dessa har monterats endast som en extra kontroll och i första hand har ETM-utrustningens givare placerats på lämpligaste ställe. Detta har gjort att i värmepumpar, där mätpositionerna för temperatur är svåråtkomliga, har provningsanstaltens givare inte kunnat ges optimal placering. Detta medför att det i vissa fall blir avvikande mätresultat. I dessa fall ger ETM-givarna de säkraste temperaturvärdena.

De teoretiska bedömningar av metodens osäkerhet som gjorts i bilaga 2 och av Fahlén, 1985 [13], visar att metoden har förutsättningar att ge resultat för värmefaktorn inom $\pm 5\%$ av det korrekta värdet. Den dominerande osäkerhetsfaktorn är antagandet om kompressorförlusterna. Av mätosäkerheterna dominerar bestämningen av underkylningstemperatur (t_5), tryckrörstemperatur (t_7) och förångningstryck (p_2).

2.2 Mätutrustning av fabrikat ETM

Den utrustning som använts vid utvärderingen av den förenklade mätmetoden har varit tillverkad av ETM Mätteknik AB. Utrustningen är uppbyggd kring en dator, HP-71, som behandlar insamlade mätsignaler och beräknar utdata. Beräknade utdata utgörs förutom av värmefaktor och värmeeffekt också av värmegenomgångstal för förångare och kondensor, avvikelse mellan uppmätt värde och medelvärde samt isentropa- och Carnotska verkningsgraderna.

Mätsignalerna samlas in med två av ETM tillverkade dataloggrar och resultatet presenteras via en skrivare på pappersremsa. Mätsignalerna omfattar temperaturer för tryckrör, överhettning, underkylning, in- och utgående värmebärare, in- och utgående köldbärare, tryck för förångning och kondensering samt eleffekt. Dessutom finns 6 lediga kanaler där valfria givare kan anslutas.

Hela utrustningen drivs med uppladdningsbara batterier och är förpackad i en väska. Därigenom är den lätt att transportera.

Temperaturgivare utgörs av termistorer, som monteras utanpå rör med speciella klammor. För att bestämma tryck används absoluttryckgivare (vilka ej kräver separat matning).

Eleffekten bestäms genom att de 3 fasspänningarna mäts samt att 2 av fasströmmarna mäts med strömtänger. Eleffekten för enfasmotorer kan för tillfället ej mätas. Vid beräkningen av resultatet görs även en kontroll av tillståndet hos värmepump och givare. Nio felkoder finns, som varnar användaren av ETM-utrustningen. Exempel på möjliga fel på värmepump och givare redovisas i bilaga 4.

ETM-utrustningen med givare skall regelbundet kalibreras. Vid uppstartning av utrustningen talas om när nästa kalibrering måste ske. ETM Mätteknik AB sparar resultatet från kalibreringarna för att kunna upptäcka fel hos givare eller utrustningen i övrigt.

3 RESULTAT

3.1 Sammanfattning

Då tillräckligt utrymme har funnits för att rätt montera temperatur- och tryckgivare på värmepumparna har bestämningen av värmefaktorn (COP_{vp}) kunnat utföras med en avvikelse mindre än 5% jämfört med uppmätning enligt svensk standard 2095 (SS 2095). Större avvikelser har uppstått då:

- Utrymmet har varit begränsat så att en riktig montering av temperaturgivare ej varit möjlig.
- Temperaturgradienten längs köldmedieröret har varit så stor att en representativ temperatur ej har kunnat mätas.
- Tryckuttag varit så placerade att tryckmätningen inkluderat betydande tryckfall mellan uttag och kondensor respektive förångare.
- Överhettningen varit så liten att vätska har kunnat följa med in i kompressorn.
- Underkylningen varit så låg att all gas ej kondenserats i kondensorn.
- Värmeutbytet mellan omgivning och kompressor har avvikit från normalförhållandet (omgivningstemperatur ca 20 °C).
- Tryckrörstemperaturgivaren varit dåligt isolerad. Den stora temperaturskillnaden mellan tryckröret och omgivningen samt det faktum att tryckrörstemperaturen har stor betydelse vid beräkningen av värmefaktorn gör att särskild omsorg krävs vid montering av temperaturgivaren.
- Värmeledning längs köldmedierören har påverkat temperaturmätningen.

När dessa problem kan lösas på tillfredsställande sätt kan en bra mätning av COP_{vp} göras med ETM-utrustningen. I de fall ovanstående avvikelser är stora larmar normalt den provade mätutrustningen från ETM på grund av att en eller flera parametrar får orimliga värden.

3.2 Inverkan av kompressorförluster

Den förenklade mätmetoden (ETM) påverkas av värmeutbyte med omgivningen som ej sker i kondensator eller förångare. För att undersöka metodens känslighet för detta har mätningar utförts på samma värmepump vid olika värmeutbyte med omgivningen. Detaljerade resultat framgår av bilaga 3.6 Sammanfattningsvis erhöles följande resultat:

- Minskades värmeförlusterna från kompressorn ökade COP_{VP} uppmätt enligt SS 2095 med 0-2,3 %.
- Minskades värmeförlusterna från kompressorn minskade COP_{VP} uppmätt enligt ETM med 0,3-2,5 %.
- Ökades värmeförlusterna från kompressorn minskade COP_{VP} uppmätt enligt SS 2095 med 0-3,0 %.
- Ökades värmeförlusterna från kompressorn ökade COP_{VP} uppmätt enligt ETM med 2,5-3,6 %.

Värmeförlusterna har minskats genom att värmepumpen har klätts in med det lock eller de plåtar som den normalt är utrustad med.

Värmeförlusterna har ökat genom att omgivningsluft, (+20 °C), har blåsts in i aggregatet.

Normalt har värmepumparna mätts utan lock eller frontplåt, vid en omgivningstemperatur av ca 20 °C.

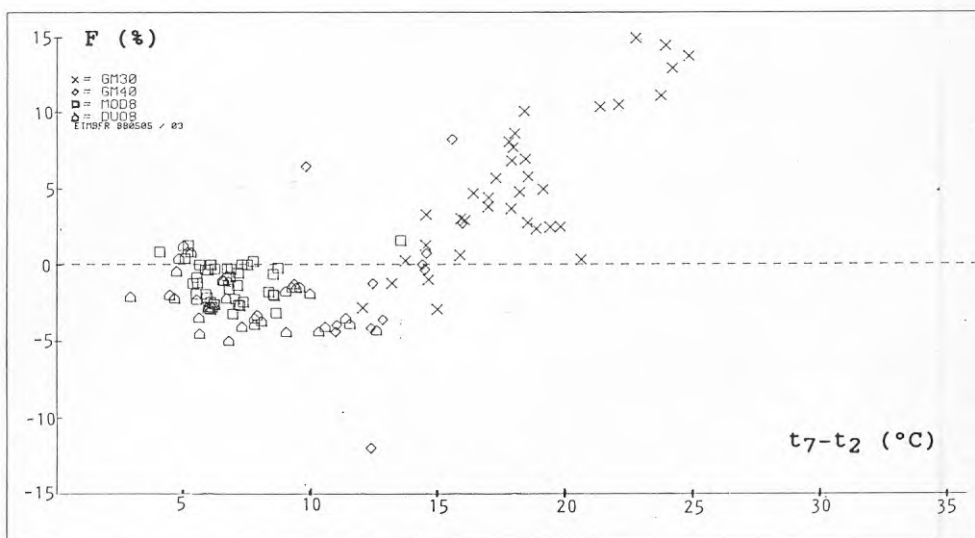
En redovisning av de mätningar som gjorts för att bestämma förlusternas inverkan på COP_{VP} finns redovisade i bilaga 3.6.

3.3 Inverkan av överhettning

Överhettningen räknas fram som skillnaden mellan den uppmätta suggastemperaturen och den från förångningstrycket beräknade förångningstemperaturen. Detta innebär att uppvärmning av suggasen genom suggasväxlare eller annan uppvärmning mellan förångare och kompressor inkluderas i överhettningen.

Observera att mätningarna med hög överhettning i figur 3.1 nedan är gjorda på värmepumparna GM30 och GM40. Dessa värmepumpar är utrustade med suggasväxlare och var mycket besvärliga att montera givare på, främst temperaturgivaren efter kondensorn (se kapitel 3.4 och bilaga 3.2). Den stora avvikelser vid hög överhettning beror i första hand alltså på andra faktorer och är ej primärt beroende av överhettningen.

Av de övriga mätningarna framgår att då överhettningen är större än 3 °C finns ej något systematiskt förhållande mellan överhettning och avvikelser mellan COP bestämd enligt SS 2095 respektive ETM.



Figur 3.1. Fel (enligt ekv 2.7) som funktion av överhettningstemperaturen vid bestämning av COP_{VP} enligt FMM. Samtliga mätresultat har redovisats.

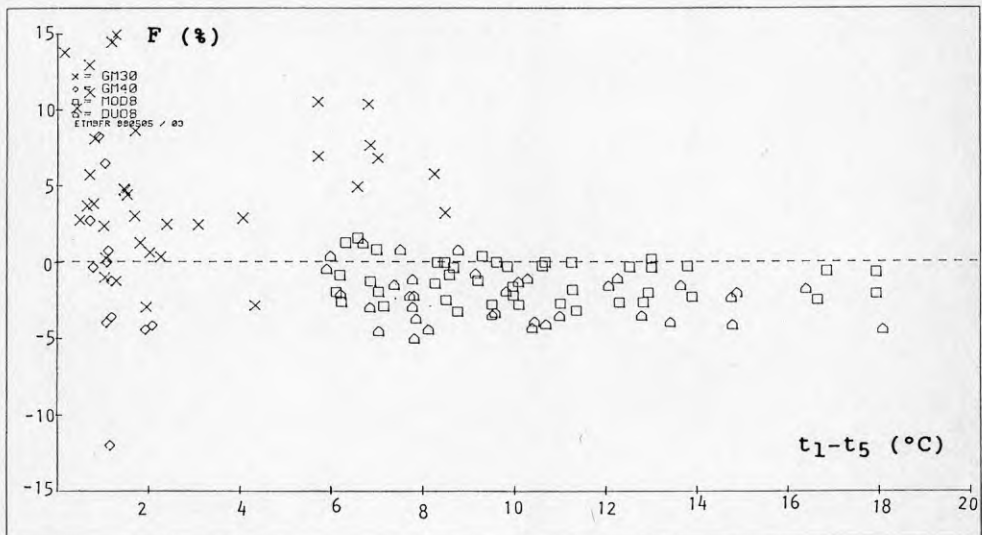
3.4 Inverkan av underkylning

Underkylningen räknas fram som skillnaden mellan den från kondenseringstrycket beräknade kondenseringstemperaturen och den uppmätta köldmedietemperaturen efter kondensorn.

I figur 3.2 nedan ses att ökande underkylning förbättrar mätningen enligt ETM.

Mätningarna med låg underkylning har gjorts på värmepumparna GM30 och GM40. Dessa värmepumpar är utrustade med en suggasväxlare som är placerad omedelbart efter kondensorn. Den yttemperaturmätning som görs efter kondensorn blir därför mycket osäker.

Om en för hög underkylning uppmäts ökar värmefaktorn enligt ETM (se även osäkerhetsbedömningen i bilaga 2).



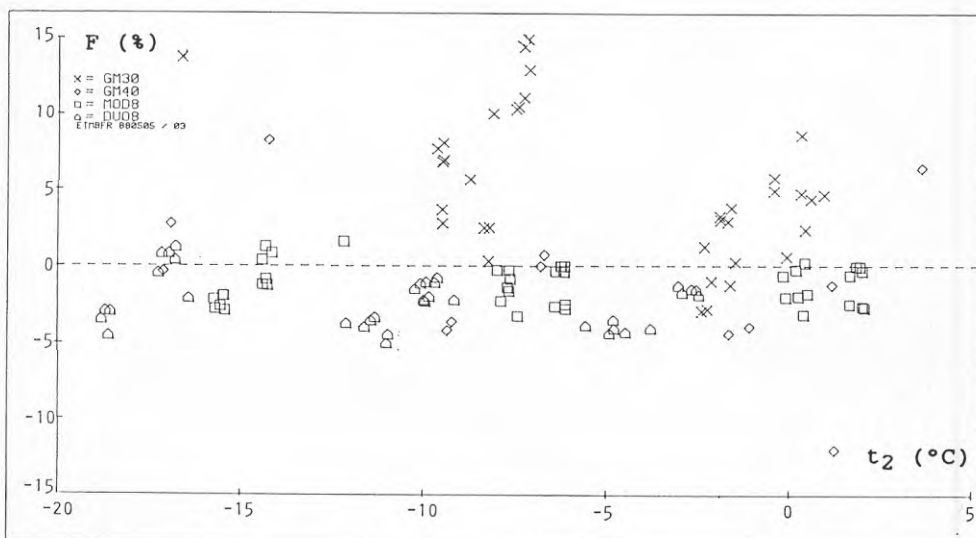
Figur 3.2. Fel (enligt ekv 2.7) som funktion av underkylningstemperaturen vid bestämning av COP_{VP} enligt ETM. Samtliga mätresultat har redovisats.

3.5 Inverkan av förångningstemperaturen

Förångningstemperaturen mäts ej direkt utan beräknas från det uppmätta förångningstrycket.

I figur 3.3 nedan beror den stora avvikelsen för värmepumparna GM30 och GM40 på problem med mätningen av underkylningen (se kapitel 3.4 och bilaga 3.2). Av de övriga mätningarna kan ej någon systematisk påverkan av förångningstemperaturen ses.

Då för lågt förångningstryck, och därmed för låg förångnings-temperatur, uppmäts ökar COP_{VP} bestämd enligt ETM något (se även osäkerhetsbedömningen i bilaga 2).



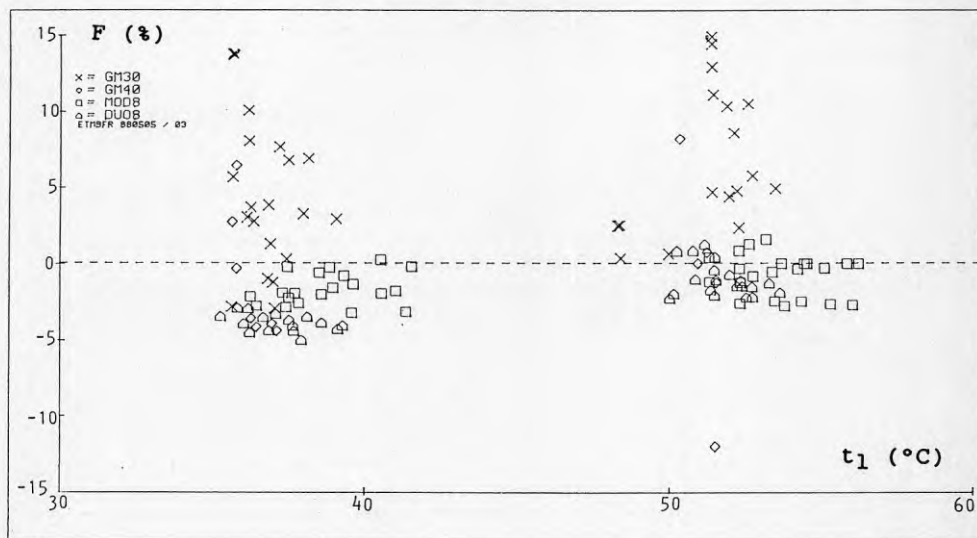
Figur 3.3. Fel (enligt ekv 2.7) som funktion av förångnings-temperaturerna vid bestämning av COP_{VP} enligt ETM. Samtliga mätresultat har redovisats.

3.6 Inverkan av kondenseringstemperatur

Kondenseringstemperaturen mäts ej direkt utan beräknas från det uppmätta kondenseringstrycket.

I figur 3.4 nedan beror den stora avvikelsen för värmepumparna GM30 och GM40 på problem med mätningen av underkylningen (se kapitel 3.4 och bilaga 3.2). Av de övriga mätningarna kan ses att mätningen enligt ETM blir något bättre vid högre kondenseringstemperatur (den relativa osäkerheten i tryckmätningen minskar).

Då för lågt kondenseringstryck och därmed för låg kondenserings-temperatur uppmäts, ökar COP_{VP} enligt ETM något.

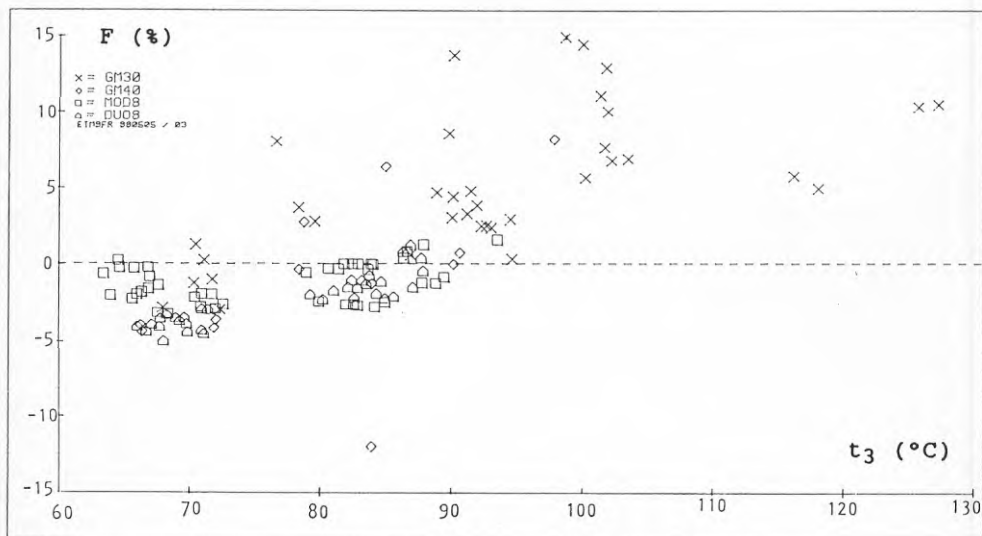


Figur 3.4. Fel (enligt ekv 2.7) som funktion av kondenserings-temperatur vid bestämning av COP_{VP} enligt ETM. Samtliga mätresultat har redovisats.

3.7 Inverkan av tryckrörstemperaturen

Tryckrörstemperaturen har stor påverkan på den beräknade värmefaktorn enligt ETM. Denna temperatur bestämmer entalpin h_3 , vilken förekommer både i täljaren och nämnaren i uttrycket för COP_{VP} (se även osäkerhetsbedömningen i bilaga 2). Då 2 °C för låg tryckrörstemperatur uppmäts förbättras COP_{VP} med upp till 4 % enligt ETM.

I Figur 3.5 nedan beror den stora avvikelserna för värmepumparna GM30 och GM40 på problem med mätningen av underkylningen (se kapitel 3.4 och bilaga 3.2). Av de övriga mätningarna kan ses att mätningen enligt ETM ger något högre värden på COP_{VP} vid högre tryckrörstemperatur.



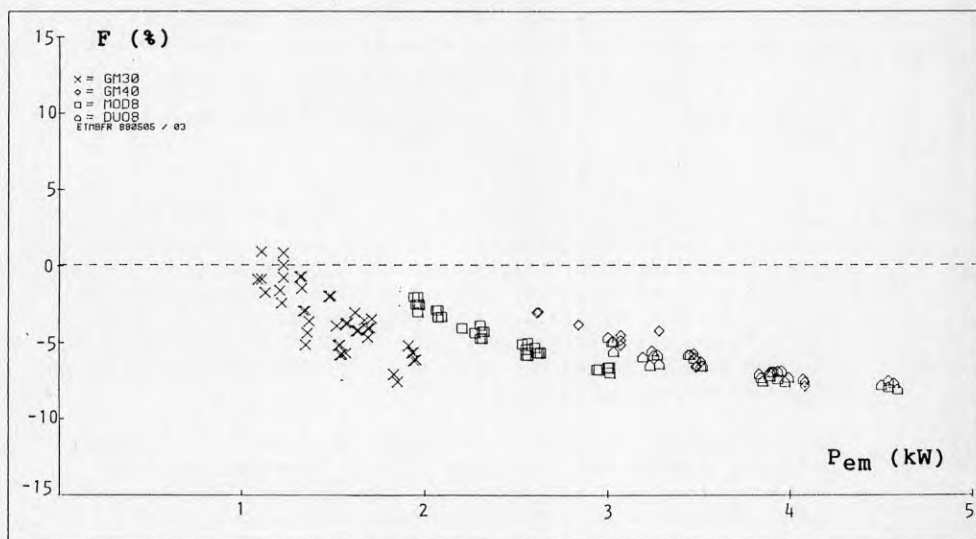
Figur 3.5. Fel (enligt ekv 2.7) som funktion av tryckrörstemperaturen vid bestämning av COP_{VP} enligt ETM. Samtliga mätresultat har redovisats.

3.8 Inverkan av eleffektmätning

Eleffektmätningen med den befintliga givaruppsättningen i ETM-väskan har inte fungerat helt tillfredsställande. I figur 3.5 nedan ses avvikelserna som funktion av verklig eleffekt.

Då det relativa felet ökar med eleffekten beror troligen felmätningen på felaktig kalibrering.

Eftersom eleffektmätningen inte påverkar bestämningen av värmefaktorn har givarkonstanten inte justerats under mätningarna. Däremot påverkar en felaktig eleffekt direkt den avgivna värmeeffekten.



Figur 3.5. Mätfel vid bestämning av eleffekt med ETM-väskans strömtänger. Samtliga mätresultat har redovisats. Mätfelet redovisas som funktion av uppmätt effekt och anges som

$$\frac{P_{em} (ETM) - P_{em} (SP)}{P_{em} (SP)} \cdot 100 \%$$

3.9 Inverkan av givarmontering

Osäkerhetsbedömningen enligt bilaga 2 visar att den undersökta mätmetoden är speciellt känslig för mätfel beträffande vissa av de parametrar som krävs för beräkning av värmefaktorn. Känsligheten har även visat sig i form av vissa praktiska problem vid mätning på några speciella typer av värmepumpar (se t ex bilaga 3.1 och 3.2).

Lämpliga monterings sätt för givare finns beskrivna i den manual som följer med utrustningen. Som komplettering till denna information kan följande särskilt påpekas:

Tryckmätning

Tryckgivare ska monteras så att de mäter kondenserings- respektive förångningstrycket. Om köldmedieledningarna är långa och/ eller det finns komponenter som orsakar tryckfall mellan uttagen och kondensorn eller förångaren kan problem uppstå. Ofta får man nöja sig med mätuttag som är både ogynnsamt placerade och mättekniskt dåligt utformade. På högtryckssidan riskerar man också att kondenserande köldmedium ger en vätskepelare som ger ett extra tryck om givaren är lågt placerad i förhållande till uttaget (detta fel kan dock försummas). För totalresultatet är det särskilt viktigt att förångningstrycket bestäms korrekt (se bilaga 3.2.7).

Temperaturmätning

Samtliga temperaturmätningar baserar sig på ytemperaturmätning. Detta ställer mycket stora krav på kunnighet och noggrannhet vid monteringen av givare. I synnerhet tryckrörstemperaturen är besvärlig att mäta samtidigt som den påverkar värmefaktorbestämningen kraftigt (upp till 4 % för 2 K ändring). Ofta ligger tryckrörstemperaturen mellan 90-110 °C och vid så höga övertemperaturer är det mycket svårt att via ytemperaturmätning få så pass god noggrannhet som 2 K [Fahlén, 17].

För att mäta en representativ temperatur måste rätt placering väljas. I samband med t ex intern suggasvärmväxling måste givarna placeras på rätt sida om värmväxlarna. Vid långa köldmedieledningar (t ex i kylanläggningar) måste eventuellt ytterligare temperaturmät punkter väljas för att nettoeffekten ska kunna mätas (extra kanaler för temperaturmätning finns i data-loggern).

Det gäller inte bara att välja givarplacering i rätt del av köldmediesystemet, man måste även beakta det exakta läget på röret. I vissa sammanhang (t ex nära en kompressor eller fyrvägsventil) förekommer mycket stora temperaturgradienter och i enstaka fall är det över huvud taget inte möjligt att finna en lämplig placering (jämför bilaga B3.1)

Vid applikationen av givaren mot röret måste alltid termisk kontaktmassa användas. Hela mätstället måste sedan isoleras noggrant.

För totalresultatet är framförallt underkylningstemperaturen (t_5) och tryckrörstemperaturen (t_7) viktiga (se bilaga B.2.7). Båda dessa temperaturer inkluderar normalt mätosäkerheter som ger för höga värden på COP_{vp} .

4 DISKUSSION

Den mätutrustning av typ ETM, som utvärderats i detta projekt, har potential att fylla ett stort behov inom värmepump- och kyltekniken. Förutsättningen är att den används med omdöme och av kunnig och erfaren personal. Detta har beaktats av ETM genom att firman inkluderar viss utbildning i samband med leverans av utrustningen. Man har även en form av återkommande utbildning och erfarenhetsutbyte med användarna.

För att minska risken för felaktiga mätningar inkluderar programvaran även rimlighetskontroller beträffande vissa uppmätta eller beräknade parametrar. Styrdatorn talar även om när det är dags för kalibrering av utrustningen. Nedan följer en kort diskussion av de för- och nackdelar som upplevts vid användningen av den provade utrustningen.

Fördelar

- Den främsta fördelen är möjligheten att till en rimlig kostnad kunna mäta prestanda i anläggningar där värmemätning utrustning saknas.
- Lika intressant är möjligheten att få en inblick i hur väl köldmediesystemet fungerar. Man ser inte bara om prestanda avviker från tänkta värden utan man kan även, med kunskap om kylanläggningar, bedöma varför det föreligger avvikelser. Speciellt tilltalande är möjligheten att använda värmepumpanalysatorn i samband med injustering av värmepumpar eller kylanläggningar.
- Det praktiska utförandet har, bortsett från några detaljer (se nedan), väl motsvarat de krav man kan ställa på lätthanterlighet, funktion och flexibilitet. Mätväskan är lätt att förflytta och oöm. Eftersom den är försedd med laddningsbara batterier krävs inte tillgång till nätuttag.
- Mätresultaten har beträffande beräknad värmefaktor i de flesta fall legat inom $\pm 5\%$ av det korrekta värdet. Under förutsättning att mätningarna görs korrekt och att tillräcklig överhettning respektive underkylning är för handen visar mätresultaten inget systematiskt beroende av vare sig överhettning, underkylning, förångningstemperatur eller kondenserings-temperatur. Beträffande tryckrörstemperaturen ger ETM-utrustningen ett värde på värmefaktorn som tenderar att öka med ökande tryckrörstemperatur. Ändringen är emellertid mindre än 5 % för en ändring av tryckrörstemperaturen mellan 60-100 °C.

Nackdelar

- Metoden kräver god inblick i kylteknisk teori och praktik av den som använder utrustningen.
- I vissa typer av anläggningar kan det vara mycket svårt att kunna montera givare på rätt sätt. Det gäller att kunna avböja mätningar i olämpliga anläggningar.
- När tryckuttag saknas måste punkteringsventiler användas. Dessa medför en potentiell risk för köldmedieläckage.
- Den provade mätväskan hade vissa smärre brister av vilka några redan åtgärdats av leverantören.

Kontakterna till signalkablarna var inte helt lyckade i ursprungsutförandet.

Strömtångerna upplevdes vara lite väl stora för mätningar i små värmepumsanläggningar.

Spänningstängerna var ibland svåra att få att sitta kvar.

Den metalliserade tape som används för att fästa givarna fäste ibland nästan för bra, vilket gjorde det besvärligt att montera bort temperaturgivarna efter mätningen.

De ventiler, som används för att ansluta tryckgivarna med, var inte helt lyckade. Gummิตätningen ville gärna krypa upp i gängorna till överfallsmuttern. Detta gjorde att tätningen skars sönder med köldmedieläckage som följd.

Det hade varit fördelaktigt om endast ett laddningsaggregat behövts för hela mätväskan istället för ett till varje enhet i väskan.

Någon form av självinstruerande program hade underlättat arbetet vid omprogrammering.

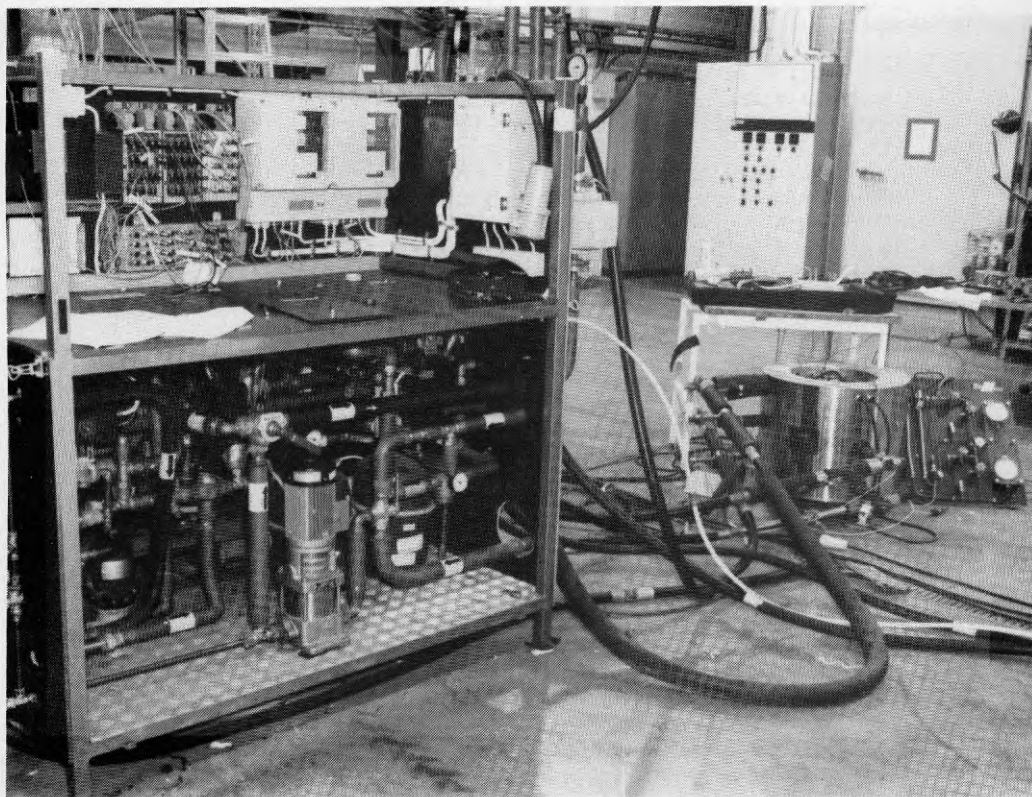
- Det enda teoretiska antagande som görs i metoden rör förlusterna från kompressorn. Vid de mätningar som redovisas i denna rapport verkar det antagna värdet ha stämt väl. Detta bekräftas även av erfarenheter från Tekniska högskolan i Stockholm. Nästan alla dessa mätningar har emellertid gjorts på hermetiska kompressorer i ganska väl isolerade värmepumpar. Vid andra typer av kompressorer och utelagerade aggregat kan större förluster förekomma. Detta bekräftas av erfarenheter från Teknologisk Institut i Danmark, där man uppmätt förluster upp mot 20-25 % i vissa anläggningar. Därmed utgör antagandet om kompressorförlusterna ett visst osäkerhetsmoment.

REFERENSER

1. Bergström, U, Larsson, R, 1987. Värmepumpar i industrin - Driftserfarenheter från 12 anläggningar. (Statens provningsanstalt.) Teknisk rapport 1987:35. Borås.
2. Bergström, U, Lundin, L, 1985. Frånluftsvärmepumpar i flerbostadshus. (Statens provningsanstalt.) SP-Rapp 1985:08. Borås.
3. Cleland, A.C, 1986. Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties. (International Institute of Refrigeration.) International Journal of Refrigeration, november 1986.
4. Ekroth, I, 1983. Köldmediedata. (Svenska kyltekniska föreningen.) Handbok 9. Stockholm.
5. ETM Mätteknik AB, 1987. Laddning av program och datafiler-ETM 1500. Instruktion 1987-01-30. Stockholm.
6. ETM Mätteknik AB, 1987. Kommentarer till resultatutskrift-ETM 1500. Instruktion, odaterad. Stockholm
7. ETM Mätteknik AB, 1987. Instruktion för värmepumpanalysator. Instruktion 1987-03-10. Stockholm.
8. Fahlén, P, 1982. Erfarenheter från laboratorieprovning av värmepumpar för småhus. (VVS-tekniska föreningen.) Konferens 1982-11-23. Göteborg.
9. Fahlén, P, 1983. Värmepumpar för småhus - en jämförelse mellan fabrikantdata och provdata. Symposium 1983-11-17. Ljungby.
10. Fahlén, P, 1983. Experiences from laboratory testing of unitary heat pumps. (International Institute of Refrigeration.) Konferens 1983-08-31. Paris.
11. Fahlén, P, 1984. Erfarenheter av laboratorieprovning av värmepumpar för småhus. (Statens råd för byggnadsforskning). Seminarium 1984-03-06. Borås.
12. Fahlén, P, 1985. Laboratorieprovning av värmepumpar - erfarenheter 1977-1983. (Statens provningsanstalt.) Teknisk rapport 1985:05. Borås.
13. Fahlén, P, 1985. Bestämning av värmepumpprestanda via kompressordiagram. (Statens provningsanstalt.) Internt PM 1985-12-03.
14. Fahlén, P, 1987. Värmepumpars prestanda - standardiserad redovisning. (Statens provningsanstalt.) Teknisk rapport 1987:08. Borås.

15. Fahlén, P, 1988. Laboratorieprovning av värmepumpar - erfarenheter 1984-1986. (Statens Råd för byggnadsforskning.) Rapport R1:1988.
16. Fahlén, P, 1986. Measurement Assurance Program (MAP) at the Laboratory of Heating and Ventilation 1986. (Statens provningsanstalt.) Teknisk rapport SP-RAPP 1986:42. Borås.
17. Fahlén, P, 1987. Temperaturmätning i vätskeflöden - Inverkan av installationsförhållanden. (Statens provningsanstalt.) Arbetsrapport SP-AR 1987:30. Borås.
18. Wiksten, R, 1986. Jämförande laboratoriemätningar på småhusvärmepumpar i Danmark, Sverige och Finland. (Statens Tekniska Forskningscentral.) Meddelande 567. Espoo, Finland.
19. SS 1897, 1984. Kyl- och värmeutrustning - Kylteknik och värmepumpsteknik - Terminologi. (Standardiseringskommissionen i Sverige.) SMSreg 592.01. Stockholm.
20. SS 2095, 1986. Värmeutrustning - Värmepumpar - Laboratorieprovning av prestanda. (Standardiseringskommissionen i Sverige.) SMS-01-2095-01-S. Stockholm.
21. SS 2620, 1988. Förslag till svensk standard - Värmeutrustning - Stora värmepumpar - Fältprovning och redovisning av prestanda. (Sveriges Mekanstandardisering.) 1988-04-02. Stockholm.

BILAGA 1 BESKRIVNING AV MÄTTRUSTNINGEN SOM ANVÄNTS VID
UTVÄRDERINGEN



Figur B1.1. Fotografi av provuppställning vid provrigg VV1
(Statens provningsanstalt).

Bl.1 Provrigg VV1

Vid laboratorieprovningen av ETM-utrustningen har denna installerats parallellt med temperatur- och tryckgivare från provningsanstaltens provrigg VV1 för vätska/vatten värmepumpar. Dessutom mättes köld- och värmebärarflödena, inkommande och utgående köld- respektive värmebärartemperaturerna samt tillförd eleffekt.

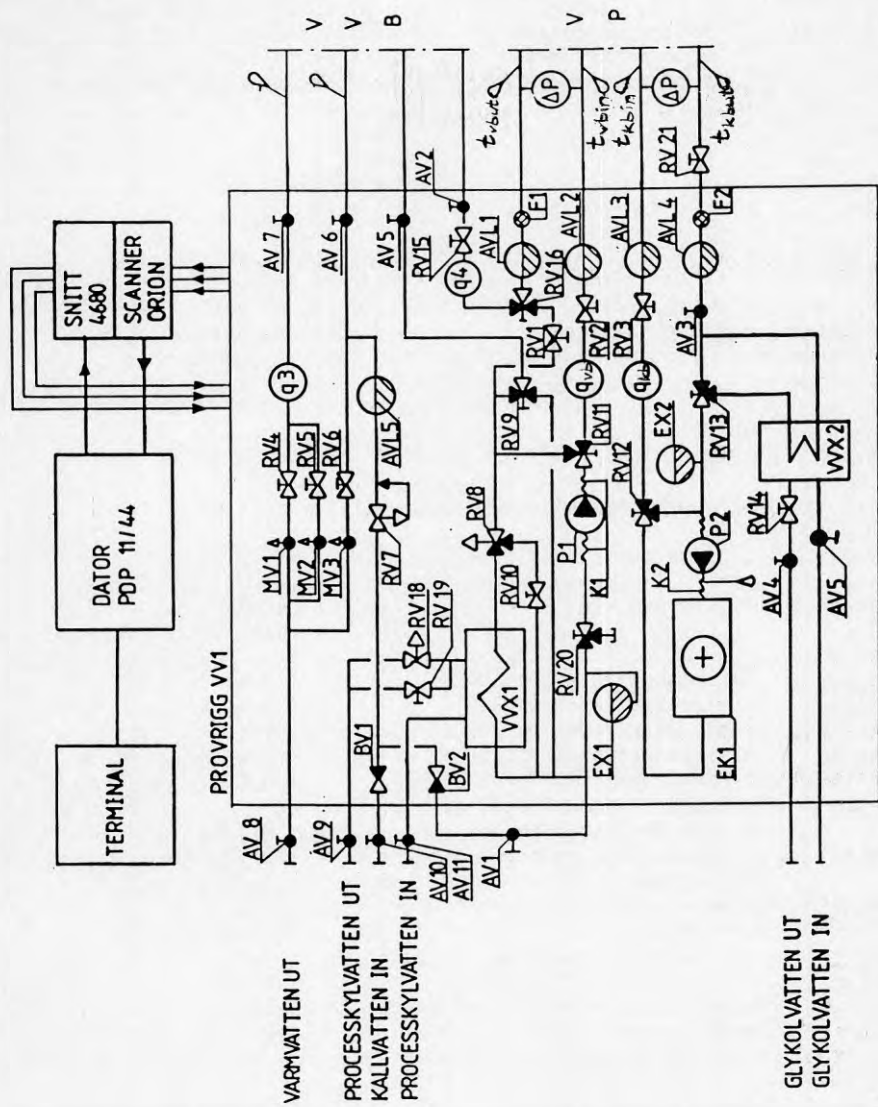
För att hålla konstanta förhållanden under provningens gång innehåller provrigger reglerutrustning. Värmepumpens värmeeffekt kyls bort i värmeväxlare VVX1, vilken i sin tur kyls med ett centralt processkylvattensystem (+5 °C). I figur B 1.2 finns provriggens principiella uppbyggnad illustrerad.

Genom att dels med hjälp av reglerventilen RV8 reglera hur stor del av värmebärarflödet som går genom VVX1 och dels med hjälp av RV18 reglera kylvattenflödet genom VVX1 kan temperaturen t_{vbut} hållas konstant. Regleringen sker i två steg, dels en snabb krets där RV8 styrs av temperaturen efter VVX1 och dels en långsam krets där RV18 styrs av värdet på t_{vbut} . Med hjälp av en regleralgoritm räknas löpande fram ett börvärde för temperaturen efter VVX1 som skall ge ett korrekt värde på t_{vbut} .

Temperaturen på köldbärarsidan, t_{kbin} , hålls konstant genom att kompensera värmepumpens kyleffekt med hjälp av en tyristorstyrd elkasett EK1. Dessutom kontrolleras flödena q_{vb} och q_{kb} genom frekvensstyrda pumpar. Flödesregleringen sker i ett störvärdeskompenserat system, där en flödesproportionell strömsignal ger ärvärdet på flödet. Skillnaden mellan är- och börvärde för flödet ger ett uppdaterat börvärde för pumpens varvtal. Frekvensstyrningen reglerar pumpens varvtal till dess att ärvärdet (mäts med takometergenerator) är lika med börvärdet.

Med hjälp av en kommandofil kan börvärden för t_{vbut} , t_{kbin} , q_{vb} och q_{kb} ändras. Även en serie olika driftfall kan läggas in, med automatiskt byte av börvärden efter varje avslutat driftsfall. För att kontrollera att driftsförhållandena hela tiden är stabila jämförs alla ärvärden hela tiden med respektive börvärden. Tillåtna avvikelser kan ställas in via en indatafil och är normalt maximalt $\pm 0,1$ K för temperaturerna och $\pm 0,1$ m³/h för flödena. Mätning påbörjas aldrig förrän stabilitetsvillkoren varit uppfyllda under minst 30 minuter. Via indatafilen inmatas också individuella kalibreringskonstanter för samtliga givare för tryck, temperatur, flöde och eleffekt.

Sammanfattningsvis ger tabell Bl.1 normala avvikelser från inställda börvärden.



Figur B1.2. Principritning för Statens provningsanstalts provrigg VV1 för värmepumpar av typ vätska/vatten.

Tabell Bl.1. Avvikelser mellan ärvärden och börvärden för provrigg VV1.

Storhet	Avvikelse mellan aritmetiskt medelvärde och börvärde	Maximalt tillåten avvikelse mellan enstaka mätvärde och börvärde
t_{vbut}	$\pm 0,05$ K	$\pm 0,1$ K
t_{kbin}	$\pm 0,05$ K	$\pm 0,1$ K
q_{vb}	$\pm 0,01$ m ³ /h	$\pm 0,1$ m ³ /h
q_{kb}	$\pm 0,01$ m ³ /h	$\pm 0,1$ m ³ /h

Mätning, styrning och reglering sker med hjälp av ett datorsystem baserat på en minidator typ PDP 11/44, en analog scanner av typ Solartron Orion samt ett gränssnitt av typ SP 4680. Gränssnittet innehåller pulsräknare för flödesmätarnas pulsutgångar samt utgångar för styrning av reläer och linjära regulatoringångar.

Bl.2 Mätutrustning

Provrigg VV1 innehåller mätutrustning enligt tabell Bl.2.

Tabell Bl.2. Mätutrustning i provrigg VV1.

Storhet	Typ av instrument	Mätosäkerhet (exkl installation)
t_{vbut}	Resistansgivare, PT-100	$\pm 0,01$ K
t_{vbin}	Resistansgivare, PT-100	$\pm 0,01$ K
t_{kbut}	Resistansgivare, PT-100	$\pm 0,01$ K
t_{kbin}	Resistansgivare, PT-100	$\pm 0,01$ K
t_3-t_7	Termoelement typ T	$\pm 0,5$ K
q_{vb}	Induktiv flödesmätare, Fischer & Porter Mag x D10	$\pm 0,2$ %
q_{kb}	Induktiv flödesmätare, Fischer & Porter Mag x D10	$\pm 0,2$ %
P_{em}	Elektronisk 3-wattmeter, Cewe CRC 11 och CRC 33	$\pm 0,1$ %
P_1	Elektronisk tryckgivare, Druck PDCR 110/W	$\pm 0,1$ %
P_2	Elektronisk tryckgivare, Druck PDCR 110/W	$\pm 0,1$ %

Samtliga givare enligt tabell Bl.2 har kalibrerats på plats i provriggen inklusive signalöverföring och beräkningsalgoritmer. Kalibreringarna är direkt spårbara till riksmätplatsen för respektive storhet (se Fahlén, [16]).

Beträffande mätningarna av t_3 - t_7 (yttemperaturer) och p_1 och p_2 (köldmedietryck i värmepumpen) tillkommer osäkerheter på grund av installationsmomentet, vilket varierar med typen av värmepump. Normalt är den extra osäkerheten för t_3 - t_7 1-2 K (se Fahlén, [17]) och för trycket 1-5 % beroende på hur värmepumpens tryckuttag är anordnade.

Bl.3 Bedömning av mätosäkerhet

Bedömning av mätosäkerhet utförs enligt SS 2095 [20] och SS 2620 [21]. Därvid sammansätts den totala osäkerheten i bestämningen av avgiven värmeeffekt, P_{1vp} , och tillförd eleffekt, P_{em} , dels av mätosäkerheten, $\Delta P(\text{mät})$, och dels av osäkerheten på grund av variationer i driftsbetingelserna $\Delta P(\text{drift})$.

$$\Delta P = [\Delta P(\text{mät})^2 + \Delta P(\text{drift})^2]^{1/2} \quad (\text{ekv. Bl.1})$$

Vid laboratoriemätningarna har driftsbetingelserna kunnat hållas tillräckligt konstanta för att $\Delta P(\text{drift})$ skall kunna försummas. Därvid blir $\Delta P = \Delta P(\text{mät})$. Varje bestämning utgör medelvärde av 150 mätningar var 30:e sekund i 75 minuter.

Förväntade mätosäkerhetskomponenter skattas enligt SS 2620 [21] genom att ange halva intervallbredden, a , för det maximala osäkerhetsområdet, dvs de okända systematiska felens maximala storlek. Med antagande om likformig sannolikhetsfördelning blir variansen för denna osäkerhetskomponent $a/\sqrt{3}$.

Bl.3.1 Temperatur i köld- och värmebärare

Temperaturen i köld- och värmebärarkretsarna mäts med resistansgivare av typ PT-100 direkt införda i vätskan motströms i 90° böjar. Istället för att beräkna en skattad mätosäkerhetskomponent via mätresultatens standardavvikelse kan de tillfälliga felen skattas (en överskattning) genom att mätvillkoret är att inget resultat utanför börvärdet $\pm 0,1$ K tillåts ($s_t < 0,1/\sqrt{3}$). Normalt är den skattade mätosäkerhetskomponenten (medelvärdets standardfel)

$$s_{xt} = s/\sqrt{n} = 0,06/\sqrt{60} = 0,007 \text{ K}$$

Enligt Fahlén [16] ger kalibreringen en förväntad osäkerhetskomponent med halva intervallbredden

$$a_{t1} = 0,01 \text{ K}$$

Installationsfelet med den använda typen av temperaturgivare kan enligt Fahlén [16] skattas till

$$a_{t2} = 0,02 \text{ K}$$

Temperaturskiktning m kan försummas för den använda installationen (isolerade raksträckor före mätpunkterna).

Den sammanlagda förväntade mätosäkerheten blir därmed (likformig fördelning förutsätts)

$$u_t = \left[\frac{1}{3} (a_{t1}^2 + a_{t2}^2) \right]^{1/2} = \left[\frac{1}{3} (0,01^2 + 0,02^2) \right]^{1/2} = 0,013 \text{ K}$$

och den totala mätosäkerheten blir

$$U_t = k \cdot [s_{xt}^2 + u_t^2]^{1/2} = 2,5 (0,007^2 + 0,013^2)^{1/2} = 0,037 \text{ K,}$$

$$U_t \sim 0,04 \text{ K}$$

Bl.3.2 Temperaturdifferens i köld- och värmebärare

Bestämningen av temperaturdifferenser baseras på två individuella absolutmätningar, vilka förutsätts vara oberoende. Därmed blir den totala mätosäkerheten för bestämningen av temperaturdifferens

$$U_{\Delta t} = (u_{tut}^2 + u_{tin}^2)^{1/2} = (0,037^2 + 0,037^2)^{1/2} = 0,05 \text{ K}$$

Detta är egentligen en överskattning eftersom $s_{x\Delta t} < s_{xt}$ ($s_{x\Delta t}$ är den skattade mätosäkerhetskomponenten för temperaturdifferensen).

Bl.3.3 Flöde

Flödesmätningen utförs med induktiva flödesmätare, vilka kalibreras på plats i provriggen med hjälp av ett dynamiskt vägnings-system. Den skattade mätosäkerhetskomponenten kan skattas på samma sätt som för temperaturmätningen (en överskattning) med hjälp av maximalt tillåten avvikelse ($0,1 \text{ m}^3/\text{h}$) och antagande om en likformig fördelning ($s_q < 0,1/\sqrt{3}$).

$$s_{xq} = s/\sqrt{n} = 0,06/\sqrt{60} = 0,007 \text{ m}^3/\text{h}$$

Under provningens gång har flöden mellan $0,5$ och $2 \text{ m}^3/\text{h}$ använts. Med flödet $1 \text{ m}^3/\text{h}$ blir variationskoefficienten

$$v_q = (s_{xq}/q) \cdot 100 = (0,007/1) \cdot 100 = 0,7 \%$$

Genom att istället för mätarnas analoga utgång använda pulsutgången och integrera över mätperioden kan ett korrekt medelvärde bestämmas och därmed kan v_q försummas (mätarens inbyggda samplingsfrekvens ger $n > 7500$).

Enligt Fahlén [16] ger kalibreringen en förväntad osäkerhetskomponent med halva intervallbredden $a_{q1}=0,2\%$.

Flödesmätarens temperaturberoende ger en förväntad osäkerhetskomponent med halva intervallbredden

$$a_{q2} = \left| \frac{\partial q}{\partial t} \cdot U_t \right| \cdot 100/q = 0,03 \cdot 0,04 \sim 0,001\%$$

Övriga installationsfaktorer kan försummas (mätaren kalibreras på plats, raksträckorna är större än 20 D före och 10 D efter mätarna).

Flödesmätarnas skaldel ($d_d = 0,1 \text{ dm}^3$) ger en förväntad osäkerhetskomponent av (± 2 pulser av ca 3000 räknade pulser)

$$a_{q3} \sim 0,07\%$$

Den sammanlagda förväntade mätosäkerheten blir därmed (likformig fördelning förutsätts) typiskt

$$u_q = \frac{1}{3} (a_{q1}^2 + a_{q2}^2 + a_{q3}^2)^{1/2} = \frac{1}{3} (0,2^2 + 0,001^2 + 0,07^2) = 0,12\%$$

Eftersom s_{xq} kan försummas blir den totala mätosäkerheten

$$U_1 = k \cdot [s_{xq}^2 + u_q^2]^{1/2} = 2,5 \cdot 0,12 = 0,3\%$$

B.1.3.3 Densitet för värmebäraren (vatten)

Densiteten för köld- och värmebärare beror dels av temperaturen och dels av trycket. Osäkerheten i bestämningen grundar sig på osäkerheterna i tabelldata samt osäkerheten i mätningen av tryck och temperatur.

$$|\Delta \rho| < \left| \frac{\partial \rho}{\partial t} \cdot \Delta t \right| + \left| \frac{\partial \rho}{\partial p} \cdot \Delta p \right|$$

$$\text{Med } \Delta t = U_t = 0,04 \text{ K, } \Delta p = 0,2 \text{ bar, } \frac{\partial \rho}{\partial t} = -0,4 \text{ kg/m}^3/\text{K}$$

$$\text{och } \frac{\partial \rho}{\partial p} = -0,04 \text{ kg/m}^3/\text{bar} \text{ blir } a_{\rho 1} = 0,024 \text{ kg/m}^3$$

Tabellverkets osäkerhet ger en förväntad osäkerhetskomponent av

$$a_{\rho 2} = 0,05 \text{ kg/m}^3$$

Därmed blir den sammanlagda förväntade mätosäkerheten

$$u_\rho = \frac{1}{3} (a_{\rho 1}^2 + a_{\rho 2}^2)^{1/2} = \frac{1}{3} (0,024^2 + 0,05^2)^{1/2} = 0,032 \text{ kg/m}^3$$

Skattade mätosäkerhetskomponenter försummas, vilket ger en total mätosäkerhet av

$$U_{\rho} = k[s_{x\rho}^2 + u_{\rho}^2]^{1/2} = 2,5 \cdot 0,032 = 0,08 \text{ kg/m}^3$$

Bl.3.4 Specifik värmekapacitet för värmebäraren (vatten)

Specifika värmekapaciteten för värmebäraren beror dels av temperaturen och dels av trycket. Osäkerheten i bestämningen grundar sig på osäkerheterna i tabelldata samt osäkerheten i mätningen av tryck och temperatur.

$$|\Delta c_p| < \left| \frac{\partial c_p}{\partial t} \cdot \Delta t \right| + \left| \frac{\partial c_p}{\partial p} \cdot \Delta p \right|$$

Med $\Delta t = U_t = 0,04 \text{ K}$, $\Delta p = 0,2 \text{ bar}$, $\frac{\partial c_p}{\partial t} = 0,003 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})/\text{K}$

och $\frac{\partial c_p}{\partial p} = -0,0002 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})/\text{bar}$ blir $a_{cp1} = 0,000052 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

Tabellverkets osäkerhet ger en förväntad osäkerhetskomponent av

$$a_{cp2} = 0,0005 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

Därmed blir den sammanlagda förväntade mätosäkerheten

$$u_{cp} = \left[\frac{1}{3}(a_{cp1}^2 + a_{cp2}^2) \right]^{1/2} = \left[\frac{1}{3}(0,000052^2 + 0,0005^2) \right]^{1/2} = 0,0003 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

Skattade osäkerhetskomponenter försummas, vilket ger en total mätosäkerhet av

$$U_{cp} = k[s_{xcp}^2 + u_{cp}^2]^{1/2} = 2,5 \cdot 0,0003 = 0,0007 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$$

Bl.3.5 Yttemperaturer

Yttemperaturer mäts med termoelement av typ T (koppar-konstantan). Mätosäkerheten bestäms till största delen av installationsförhållandena. För välisolerade givare applicerade med värmeledande pasta kan den förväntade mätosäkerhetskomponenten skattas till (Fahlén [17]).

$$\Delta t = -0,075(t - t_1)$$

där t_1 är den omgivande luftens temperatur. Mätningen av tryckrörstemperatur ger den största temperaturavvikelsen ($t - t_1$ ca 80 K) med

$$0 < -\Delta t < 6 \text{ K} \quad (\text{ensidigt intervall})$$

Observera att vid mätning av övertemperatur blir mätfelet negativt och vid undertemperatur positivt.

Kalibreringsosäkerheten kan försummas i förhållande till installationsfelen (mindre än 0,5 K).

Bl.3.6 Köldmedietryck

Osäkerheten vid bestämningen av köldmedietryck bestäms helt av installationsfelen. Kalibreringsosäkerheter och givarfel är sammanlagt ca 0,1 %.

Eftersom utformningen av tryckuttagen på värmepumparna är ökad beträffande interna håldiametrar, utskjutande delar, placering i förhållande till strömningshinder m m kan endast en mycket grov skattning göras av denna osäkerhet,

$$U_p = 5 \%$$

Bl.3.6 Värmeeffekt

Värmeeffekten beräknas enligt ekv. 2.5 i kapitel 2. Genom logaritmisk differentiering av denna ekvation och kvadratisk sammanlagring av de enskilda komponenterna (SS 2620) erhålls

$$\frac{\Delta P_{lvp}}{P_{lvp}} = \left[\left(\frac{\Delta q_{vb}}{q_{vb}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \rho_{vb}}{\rho_{vb}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta c_{p vb}}{c_{p vb}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta (t_{vbut} - t_{vbin})}{(t_{vbut} - t_{vbin})} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Genom att sätta in de totala mätosäkerheterna U_q etc i stället för Δq , $\Delta \rho$, Δc_p och Δt erhålls med värden enligt Bl.3.1-Bl.3.4

$$\frac{\Delta P_{lvp}}{P_{lvp}} = \left[\left(\frac{0,3}{100} \right)^2 + \left(\frac{0,08}{988} \right)^2 + \left(\frac{0,0007}{4,181} \right)^2 + \left(\frac{0,04}{5} \right)^2 \right]^{1/2} \cdot 100 = 0,85 \%$$

Egna dubbelkontroller med överbestämda mätscheman samt deltagande i Round Robin tester (Wiksten, 1986) visar att den totala mätosäkerheten vid bestämning av värmeeffekt normalt är mindre än 1 %.

Bl.3.7 Eleffekt

Eleffektmätarna kalibreras inklusive samtliga mättransformatorer. Kalibreringsosäkerheten ger en förväntad osäkerhetskomponent med

$$a_{pe1} = 0,1 \%$$

Osäkerheten på grund av snedbelastning i faserna, temperaturberoende, fasvinkel m ger en förväntad osäkerhetskomponent med

$$a_{pe2} = 0,1 \%$$

Den sammanlagda förväntade mätosäkerhetskomponenten blir därmed

$$u_{pe} = \left[\frac{1}{3}(a_{pe1}^2 + a_{pe2}^2) \right]^{1/2} = \left[\frac{1}{3}(0,1^2 + 0,1^2) \right]^{1/2} = 0,082 \%$$

Skattade mätosäkerhetskomponenter (medelvärdets standardfel) beror av hur stabilt värmepumpen arbetar men är normalt mindre än

$$s_{xpe} = 0,01/\sqrt{60} = 0,0015 \text{ kW}$$

Variationskoefficienten blir därmed ca $v_{pe} = 0,05 \%$.

Den totala mätosäkerheten ges av

$$\frac{\Delta P_{em}}{P_{em}} = u_{pe} = k[(v_{pe1} + u_{pe2})]^{1/2} = 2,5[0,05^2 + 0,082^2]^{1/2} = 0,24 \%$$

Bl.3.8 Värmefaktor

Osäkerheten i bestämningen av värmefaktor ges av osäkerheterna för värmeeffekt och eleffekt enligt

$$\frac{\Delta COP_{vp}}{COP_{vp}} = \left[\left(\frac{\Delta P_{1vp}}{P_{1vp}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta P_{em}}{P_{em}} \right)^2 \right]^{1/2}$$

Med insatta värden för $\Delta P_{1vp}/P_{1vp}$ (Bl.3.6) och $\Delta P_{em}/P_{em}$ (Bl.3.7) blir

$$\frac{\Delta COP_{vp}}{COP_{vp}} = [0,85^2 + 0,24^2]^{1/2} = 0,9 \%$$

Den totala mätosäkerheten för bestämningen av värmefaktorn är således mindre än 1 %.

BILAGA 2 BEDÖMNING AV MÄTOSÄKERHET FÖR ETM-METODEN

Enligt kapitel 2 bestäms värmefaktorn COP_{VP} enligt

$$COP_{VP} = \frac{(h_3 - h_5)}{(h_3 - h_7)} \cdot (1-f) \quad (\text{ekv B2.1})$$

Med hjälp av den uppmätta eleffekten P_{em} kan därefter också avgiven värmeeffekt P_{1VP} beräknas enligt

$$P_{1VP} = COP_{VP} \cdot P_{em} \quad (\text{ekv B2.2})$$

Den totala osäkerheten i bestämningen av COP_{VP} sammansätts dels av metodfel och dels av mätfel. Metodfelen omfattar

- antagande om vissa kompressorförluster
- osäkerheter i tabellvärden eller tillståndsekvationer för termodynamiska köldmediedata
- osäkerhet beträffande köldmediekvalitet (ångkvot)
- osäkerhet beträffande hur stor del av entalpiändringen som tillförs värmebäraren.

Mätfelen omfattar inverkan av mätosäkerheterna för tryck och temperatur på beräknade värden för specifika entalpin och därmed inverkan på COP_{VP} enligt ekv. B2.1. Mätosäkerheterna består av

- osäkerhet för givare (kalibrering, beräkningsalgoritmer)
- osäkerhet på grund av installationsförhållanden (raksträckor, givarplacering, isolering m m).

Denna bilaga behandlar endast osäkerheter som beror av mätfel.

B 2.1 Felfortplantning

Genom differentiering av ekv. B2.1 erhålls

$$\begin{aligned} \Delta COP_{VP} &= \frac{\partial COP_{VP}}{\partial f} \cdot \Delta f + \frac{\partial COP_{VP}}{\partial h_3} \Delta h_3 + \frac{\partial COP_{VP}}{\partial h_5} \Delta h_5 + \frac{\partial COP_{VP}}{\partial h_7} \Delta h_7 = \\ &- \frac{(h_3 - h_5)}{(h_3 - h_7)} \Delta f - (1-f) \frac{(h_7 - h_5)}{(h_3 - h_7)^2} \Delta h_3 - \frac{(1-f)}{(h_3 - h_7)} \Delta h_5 + \\ &+ (1-f) \frac{(h_3 - h_5)}{(h_3 - h_7)^2} \cdot \Delta h_7 = \\ &= \frac{COP_{VP}}{(1-f)} \cdot \Delta f - \frac{COP_{VP}}{(h_3 - h_7)(h_3 - h_5)} \Delta h_3 - \frac{COP_{VP}}{(h_3 - h_5)} \Delta h_5 + \frac{COP_{VP}}{(h_3 - h_7)} \Delta h_7 \quad (\text{ekv B 2.3}) \end{aligned}$$

$$\frac{\Delta COP_{VP}}{COP_{VP}} = \frac{\Delta f}{1-f} - \left[1 - \frac{1-f}{COP_{VP}} \right] \frac{\Delta h_3}{(h_3 - h_7)} - \frac{\Delta h_5}{(h_3 - h_5)} + \frac{\Delta h_7}{(h_3 - h_7)} \quad (\text{ekv B2.4})$$

Av ekv B2.4 framgår att alla termer utom den sista verkar åt samma håll, dvs positiva fel i f, h_3 och h_5 ger negativa fel i COP_{VP} medan ett positivt fel i h_7 även ger ett positivt fel i COP_{VP} . Eftersom entalpierna beräknas genom bestämning av tryck (p) och temperatur (T) måste sambanden $h=h(T,p)$ uttryckas för att Δh skall kunna skattas med avseende på mätosäkerheterna ΔT och Δp .

B2.2 Tillståndsekvationer

Enligt Cleland [3] kan köldmediets specifika entalpier uttryckas i form av polynom samt relationen mellan mättnadstryck och mättnadstemperatur i form av ett exponentiellt samband. De beskrivna relationerna ger resultat för köldmedierna R12, R22 och R502 som i samtliga fall är inom $\pm 0,5\%$ av de korrekta värdena och kan därför betraktas som korrekta i detta sammanhang (förångnings- och kondenseringstemperaturer mellan -60°C och $+60^\circ\text{C}$).

Mättnadstemperatur

Följande relationer utnyttjas (koefficienterna a_1 till a_{18} ges av tabell B2.1 till B2.4)

$$t_S = a_2 / (\ln(p_S) - a_1) - a_3 \quad (\text{ekv B2.5})$$

där t_S är mättnadstemperaturen i $^\circ\text{C}$ och p_S är absoluta mättnadstrycket i Pa.

Vätskans specifika entalpi, h_L

Specifika entalpin för köldmediets vätskefas är i stort sett oberoende av trycket (isotermerna är nästan vertikala i h-p diagrammet). För en given vätsketemperatur, $t_L = t_5$ enligt figur 2.2, kan köldmediets mättnadstemperatur beräknas enligt ekv B2.5 och därmed underkylningen enligt

$$\Delta t_u = t_S - t_L = t_4 - t_5 \quad (\text{ekv B2.6})$$

Genom att anta att vätskans specifika entalpi är oberoende av trycket och förutsatt att $\Delta t_u \geq 0$ kan ett tredje grads polynom beskriva vätskans entalpi enligt

$$h_L = (\text{fig 2.2}) = (h_5) = a_4 + a_5 t_L + a_6 t_L^2 + a_7 t_L^3 \quad (\text{ekv B2.7})$$

(i tabellen över koefficienter används IIR standarden med $h_L = 200 \text{ kJ/kg}$ vid 0°C).

Specifika entalpin för mättad ånga, h_s

Även den specifika entalpin för mättad ånga, h_s , kan uttryckas genom ett tredjegradspolynom med hjälp av mättnadstemperaturen t_s ,

$$h_{m1} = a_8 + a_9 t_s + a_{10} t_s^2 + a_{11} t_s^3 \quad (\text{ekv B2.8})$$

$$h_s = h_{m1} + a_{12} \quad (\text{ekv B2.9})$$

där h_{m1} är ett mellanresultat, vilket utnyttjas även vid beräkningen på överhettad ånga.

Specifika entalpin för överhettad ånga, $h_ö$

För ånga med trycket p och temperaturen $t_ö$ kan mättnadstemperaturen, t_s , vid trycket p beräknas enligt ekv B2.5. Överhettningen, $\Delta t_ö$, beräknas därvid enligt

$$\Delta t_ö = t_ö - t_s \quad (\text{ekv B2.10})$$

Som ett mellanled beräknas

$$h_{m2} = h_{m1} (1 + a_{13} \cdot \Delta t_ö + a_{14} (\Delta t_ö)^2 + a_{15} (\Delta t_ö) \cdot t_s + a_{16} (\Delta t_ö)^2 \cdot t_s + a_{17} (\Delta t_ö)^2 \cdot t_s^2 + a_{18} (\Delta t_ö)^2 \cdot t_s^2)$$

$$h_ö = h_{m2} + a_{12} \quad (\text{ekv B2.10})$$

Tabell B2.1 Koefficienter för beräkning av ångans mättnadstemperatur (Cleland)

	a ₁	a ₂	a ₃
R12	20,82963	2033,5646	248,30
R22	21,25384	2025,4518	248,94
R114	20,76379	2235,3078	238,18
R502	21,00668	1924,9516	248,46
R717	22,11874	2233,8226	244,20

Tabell B2.2 Koefficienter för beräkning av vätskans specifika entalpi (Cleland)

	a ₄	a ₅	a ₆	a ₇ (x10 ⁻³)
R12	200 000	923,88	0,83716	5,3772
R22	200 000	1170,36	1,68674	5,2703
R114	200 000	954,99	1,24882	- 0,9871
R502	200 000	1114,60	2,12743	- 1,7679
R717	200 000	4751,63	2,04493	-37,875

Tabell B2.3 Koefficienter för beräkning av den mättade ångans specifika entalpi (Cleland)

	a ₈	a ₉	a ₁₀	a ₁₁ (x10 ⁻³)	a ₁₂
R12	187 565	428,992	- 0,75152	- 5,6695	163 994
R22	250 027	367,265	- 1,84133	-11,4556	155 482
R114	173 522	622,742	0,21971	- 5,9329	163 856
R502	187 890	406,454	- 1,59402	-13,6010	158 898
R717	1 441 467	920,154	-10,20556	-26,5126	15 689

Tabell B2.4 Koefficienter för beräkning av den överhettade ångans specifika entalpi (Cleland).

	$a_{13}(x10^{-3})$	$a_{14}(x10^{-7})$	$a_{15}(x10^{-6})$	$a_{16}(x10^{-8})$	$a_{17}(x10^{-8})$	$a_{18}(x10^{-10})$
R12	3,43263	7,27473	7,27759	-6,63650	6,95693	-4,17264
R22	2,85446	4,0129	13,3612	-8,11617	14,1194	-9,53294
R114	3,92169	35,0776	-5,29945	-2,40700	5,79432	-2,32032
R502	3,80815	14,4572	16,5858	-12,5256	20,5676	-15,5967
R717	1,68973	-3,47675	8,55525	-3,04755	9,79201	-3,62549

B2.3 Osäkerhet i förlustfaktorn f

Enligt teoriavsnittet i kapitel 2 antas en viss procentuell andel av den tillförda eleffekten avgå som värmeförluster från kompressorhöljet. I den provade mätväska från ETM har förlusterna antagits vara 7%, dvs

$$f = 0,07.$$

Mätningar vid KTH på ett antal olika kompressorer indikerar förluster mellan 2-6% vid omgivningstemperaturen ca 17 °C. Detta antyder att förlustfaktorn för inomhusplacerade värmepumpar är konservativt vald och att förlustfaktorn f ligger in intervallet

$$0,02 < f < 0,06.$$

Eftersom förlusterna bestäms av kompressorhöljets yta och medeltemperaturdifferens mot omgivningen bör förlusternas andel vara större för utomhusplacerade aggregat vid låga omgivningstemperaturer. I vissa applikationer låter man ett luft- eller vattenflöde kyla kompressorn för att återvinna en del av värmeförlusterna (t ex i några typer av frånluftsvärmepumpar). Även detta bör påverka förlustfaktorn. Undersökningar i Danmark visar på förluster på 20-25% för ogynnsamt placerade kompressorer.

Dessutom bör typen av köldmedium och värmepumpens injustering få ett visst inflytande på kompressortemperaturen (t ex ger R22 och hög överhettning en högre kompressortemperatur än R502 och låg överhettning). Även kompressorns storlek har viss betydelse. Höljets dimensioner ökar i betydligt lägre takt än den nominellt tillförda effekten och därmed bör förlusternas andel minska.

I avsaknad av större undersökningar av kompressorförlusternas andel kan dessa tills vidare förväntas ligga i intervallet

$$0,04 < f < 0,10$$

för de flesta förekommande driftfall.

Detta innebär att det relativa felet kan ges inom gränserna

$$\frac{\Delta f}{1-f} < \frac{0,03}{0,93} \cdot 100 \approx 3\%$$

B2.4 Osäkerhet i specifika entalpin h_3

Genom derivering av ekv B2.12 erhålls

$$\Delta h_3 = \Delta h_{m2} \quad (\text{ekv B2.13})$$

Med hjälp av ekv B2.11 erhålls

$$\Delta h_3 = \Delta h_2 = \Delta h_{m1} \cdot g(t_{\ddot{o}}, t_s) + h_{m1} \cdot \frac{\partial g}{\partial t_{\ddot{o}}} \cdot \Delta t_{\ddot{o}} + h_{m1} \cdot \frac{\partial g}{\partial t_s} \Delta t_s \quad (\text{ekv B2.14})$$

där $g(t_{\ddot{o}}, t_s) = 1 + a_{13}(t_{\ddot{o}} - t_s) + a_{14}(t_{\ddot{o}} - t_s)^2 + a_{15}(t_{\ddot{o}} - t_s) \cdot t_s +$

$$+ a_{16}(t_{\ddot{o}} - t_s)^2 \cdot t_s + a_{17} \cdot (t_{\ddot{o}} - t_s) t_s^2 + a_{18} \cdot (t_{\ddot{o}} - t_s)^2 \cdot t_s^2 \quad (\text{ekv B2.15})$$

Vid beräkning av specifika entalpin h_3 är $t_{\ddot{o}} = t_3$ och $t_s = t_1$. Därmed blir

$$\begin{aligned} \frac{\partial g}{\partial t_{\ddot{o}}} = \frac{\partial g}{\partial t_3} &= a_{13} + a_{14} \cdot 2(t_3 - t_1) + a_{15} \cdot t_1 + a_{16} \cdot t_1 \cdot 2(t_3 - t_1) + \\ &+ a_{17} \cdot t_1^2 + a_{18} \cdot t_1^2 \cdot 2(t_3 - t_1) \approx a_{13} \quad (\text{eftersom } a_{14} - a_{18} \ll a_{13}) \end{aligned} \quad (\text{ekv B2.16})$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial q}{\partial t_s} &= \frac{\partial q}{\partial t_1} = [-a_{13} - 2a_{14}(t_3 - t_1) + a_{15}(t_3 - t_1) - a_{15} t_1 + a_{16}(t_3 - t_1)^2 - a_{16} \cdot t_1 \cdot 2(t_3 - t_1) + \\ &+ a_{17} \cdot 2(t_3 - t_1) \cdot t_1 - a_{17} \cdot t_1^2 + a_{18}(t_3 - t_1)^2 \cdot 2t_1 - a_{18} t_1^2 \cdot 2(t_3 - t_1)] \approx \\ &\approx -a_{13} \quad (\text{eftersom } a_{14} - a_{18} \ll a_{13}) \end{aligned} \quad (\text{ekv B2.17})$$

Vidare ges h_{m1} av ekv B 2.8 och därmed blir

$$\begin{aligned} \Delta h_{m1} &= \frac{\partial h_{m1}}{\partial t_s} \cdot \Delta t_s = (\text{i detta fall är } t_s = t_1) = \\ &= (a_9 + 2a_{10} \cdot t_1 + 3a_{11} t_1^2) \Delta t_1 \end{aligned} \quad (\text{ekv B2.18})$$

Med antagande om ett driftfall för R22 vid $t_1 = 50$ °C, $t_2 = -7$ °C, $t_3 = 115$ °C, $t_7 = 0$ °C och $t_5 = 43$ °C erhålls

$$\begin{aligned} \Delta h_3 &\approx 97,2 \Delta t_1 + 262355 [2,85 \times 10^{-3} \cdot \Delta t_3 - 2,85 \times 10^{-3} \Delta t_1] \\ &\approx 748 \Delta t_3 - 651 \Delta t_1 \end{aligned} \quad (\text{ekv B 2.19})$$

Vanligtvis är Δt_3 negativ (ytttemperaturmätning av en övertemperatur) medan Δt_1 kan vara både positiv och negativ (härledd via tryckmätning).

Genom differentiering av ekv B 2.5 erhålls

$$\Delta t_1 = \frac{-a_2}{[\ln(p_1) - a_1]} \cdot \frac{\Delta p_1}{p_1} \quad (\text{ekv B 2.20})$$

Med antagande om att bestämningen av p_1 och t_3 är oberoende och med insättning av $p_1 = 19,42 \times 10^5$ Pa ($t_1 = 50$ °C) blir

$$\Delta h_3 = 748 \cdot \Delta t_3 - 299 \cdot \frac{\Delta p_1}{p_1} \quad \text{J/kg} \quad (\text{ekv B 2.21})$$

Enligt avsnitt B 1.3.5 är $0 < \Delta t_3 < 6$ K och enligt B 1.3.6 är

$0 < \frac{\Delta p_1}{p_1} < 0,06$. Med antagande om att bestämningen av p_1 och t_3 är

oberoende och att $\Delta t_3 = 5$ K och $\Delta p_1/p_1 = 0,02$ blir

$$\Delta h_3 \approx [(748 \cdot 5)^2 + 299 \cdot (0,02)^2]^{1/2} = 3740 \text{ J/kg.}$$

Av ekv B 2.21 framgår att osäkerheten i Δh_3 beroende av Δp_1 är försumbar i förhållande till osäkerheten beroende av Δt_3 . Bestämningen av t_3 är således kritisk för hela metodens osäkerhet.

3.2.5 Osäkerhet i specifika entalpin h_5

Eftersom specifika entalpin för vätska är i stort sett oberoende av trycket och därmed av mättnadstemperaturen ges h_5 av ekv B 2.7 med $t_L = t_5$,

$$\Delta h_5 = (a_5 + 2a_6 t_5 + 3a_7 t_5^2) \cdot \Delta t_5 \quad (\text{ekv B 2.22})$$

Detta förutsätter att vätskan är tillräckligt underkyld så att ångkvoten är försumbar. Derivering av ekv B 2.22 ger

$$\Delta h_5 = (a_5 + 2a_6 t_5 + 3a_7 t_5^2) \cdot \Delta t_5 \quad (\text{ekv B 2.23})$$

Med värden för det antagna driftfallet i avsnitt B 2.5 blir ($t_5 = 43 \text{ }^\circ\text{C}$)

$$\Delta h_5 = 1345 \Delta t_5 \text{ J/kg} \quad (\text{ekv B 2.24})$$

En jämförelse mellan ekvationerna B 2.24 och B 2.21 visar att viktsfaktorn för osäkerheten i t_5 är något större än faktorn för osäkerheten i t_3 . Normalt är dock $\Delta t_5 < \Delta t_3$ eftersom skillnaden mot omgivande lufttemperaturen, $(t_5 - t_\ell)$, är mycket mindre än $(t_3 - t_\ell)$.

B 2.6 Osäkerhet i specifika entalpin h_7

Specifika entalpin för överhettad ånga ges av ekvationerna B 2.11 och B 2.12.

$$h_7 = (h_{\text{ö}}) = h_{m2} + a_{12} \quad (\text{ekv B2.25})$$

Derivering av B2.25 ger

$$\Delta h_7 = \Delta h_{m2} \quad (\text{ekv B2.26})$$

dvs samma uttryck som för Δh_3 i avsnitt B 2.4 men med $t_{\text{ö}}$ = t_7 och $t_s = t_2$ i stället. Därmed blir

$$\Delta h_7 = \Delta h_{m2} = \Delta h_{m1} \cdot g(t_{\text{ö}}, t_s) + h_{m1} \cdot \frac{\partial g}{\partial t_{\text{ö}}} \cdot \Delta t_{\text{ö}} + h_{m1} \cdot \frac{\partial g}{\partial t_s} \Delta t_s \quad (\text{ekv B2.27})$$

med

$$h_{m1} = a_8 + a_9 t_2 + a_{10} \cdot t_2^2 + a_{11} t_2^3 \quad (\text{ekv B 2.28})$$

$$\Delta h_{m1} = (a_9 + 2a_{10} t_2 + 3a_{11} t_2^2) \Delta t_2 \quad (\text{ekv B 2.29})$$

$$g(t_{\bar{o}}, t_s) = g(t_7, t_2) = 1 + a_{13}(t_7 - t_2) + a_{14}(t_7 - t_2)^2 + a_{15}(t_7 - t_2)t_2 + a_{16}(t_7 - t_2)^2 \cdot t_2 + a_{17}(t_7 - t_2)^2 \cdot t_2^2 + a_{18}(t_7 - t_2)^2 \cdot t_2^2 \quad (\text{ekv B2.30})$$

$$\frac{\partial g}{\partial t_{\bar{o}}} = \frac{\partial g}{\partial t_7} = [a_{13} + a_{14} \cdot 2(t_7 - t_2) + a_{15} t_2 + a_{16} \cdot t_2 \cdot 2(t_7 - t_2) + a_{17} t_2^2 + a_{18} t_2^2 \cdot 2(t_7 - t_2)] \approx a_{13} \quad (\text{eftersom } a_{14} - a_{18} \ll a_{13}) \quad (\text{ekv B2.31})$$

$$\frac{\partial g}{\partial t_s} = \frac{\partial g}{\partial t_2} = [-a_{13} - 2a_{14}(t_7 - t_2) + a_{15} \cdot t_2 + a_{16}(t_7 - t_2)^2 - a_{16} \cdot t_2 \cdot 2(t_7 - t_2) + a_{17} \cdot 2 \cdot (t_7 - t_2) - a_{17} \cdot t_2^2 + a_{18} \cdot (t_7 - t_2)^2 \cdot 2t_2 - a_{18} t_2^2 \cdot 2(t_7 - t_2)] \approx a_{13} \quad (\text{eftersom } a_{14} - a_{18} \ll a_{13}) \quad (\text{ekv B 2.32})$$

$$\Delta h_{m1} = \frac{\Delta h_{m1}}{\partial t_s} \cdot \Delta t_s = \frac{\partial h_{m1}}{\partial t_2} \cdot \Delta t_2 = (a_9 + 2a_{10} \cdot t_2 + 3a_{11} t_2^2) \Delta t_2 \quad (\text{ekv B 2.33})$$

Sammantaget, med värden från exemplet i B 2.4, blir $h_{m1} = 247709$, $g = 25,0281$ och

$$\begin{aligned} \Delta h_7 &= \Delta h_{m1} \cdot g(t_{\bar{o}}, t_s) + h_{m1} \cdot \frac{\partial g}{\partial t_{\bar{o}}} \cdot \Delta t_{\bar{o}} + h_{m1} \frac{\partial g}{\partial t_s} \cdot \Delta t_s = \\ &= (a_9 + 2a_{10} t_2 + 3a_{11} t_2^2) \cdot \Delta t_2 \cdot g(t_{\bar{o}}, t_s) + (a_8 + a_9 t_2 + a_{10} t_2^2 + a_{11} t_2^3) \cdot (a_{13} \cdot \Delta t_7 - a_{13} \cdot \Delta t_2) = \\ &= 391,36 \cdot 1,01942 \cdot \Delta t_2 + 247369,85 \cdot 2,85546 \cdot 10^{-3} \cdot (\Delta t_7 - \Delta t_2) = \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 398,96\Delta t_2 + 706,35(\Delta t_7 - \Delta t_2) = \\
 &= 706,35\Delta t_7 - 307,39\Delta t_2 \quad (\text{ekv B 2.3})
 \end{aligned}$$

På samma sätt som i avsnitt B 2.4 (ekv B 2.20) ges osäkerheten för $20t_2$ av osäkerheten i tryckbestämningen enligt

$$\Delta t_2 = \frac{-a_2}{[\ln(p_2) - a_1]} \cdot \frac{\Delta p_2}{p_2} \quad (\text{ekv B 2.35})$$

Med insatta värden enligt exemplet blir $p_2 = 3,935 \times 10^5$ Pa,
 $\Delta t_2 = 241,96 \cdot \Delta p_2 / p_2$ och

$$\Delta h_7 = 706 \cdot \Delta t_7 - 74376 \cdot \frac{\Delta p_2}{p_2} \text{ J/kg} \quad (\text{ekv B 2.36})$$

Osäkerheten i tryckbestämningen får enligt ovanstående avsevärt större betydelse vid bestämningen av h_7 än vid bestämningen av h_3 , då inverkan av Δp_1 var försumbar i förhållande till Δt_3 . Detta beror på ångtryckskurvans exponentiella karaktär, vilken gör att en given temperaturändring ger en mindre tryckändring vid låga temperaturer än vid höga.

B 2.7 Osäkerhet i bestämningen av värmefaktor

Enligt ekv B 2.4 ges osäkerheten i bestämningen av värmefaktor genom

$$\frac{\Delta \text{COP}_{\text{VP}}}{\text{COP}} = \frac{-\Delta f}{1-f} - \left[1 - \frac{1-f}{\text{COP}_{\text{VP}}} \right] \cdot \frac{\Delta h_3}{(h_3 - h_7)} - \frac{\Delta h_5}{(h_3 - h_5)} + \frac{\Delta h_7}{(h_3 - h_7)}$$

För vanligt förekommande värmepumpsanläggningar med någorlunda väl isolerad kompressor kan man anta att $\frac{\Delta f}{1-f} < 3\%$ (enligt B2.4)

samt att

$$\left[1 - \frac{1-f}{\text{COP}_{\text{VP}}} \right] < 0,7.$$

För det tidigare beskrivna exemplet med köldmedium R22, $t_1 = 50$ °C, $t_2 = -7$ °C, $t_3 = 115$ °C, $t_7 = 0$ °C och $t_5 = 43$ °C blir det beräknade värdet på $\text{COP}_{\text{VP}} = 2,96$, $(h_3 - h_7)$ blir ca 220 kJ och $(h_3 - h_5)$ ca 75 kJ. Med insättning av ovanstående värden samt uttrycken för Δh_3 (ekv B 2.21), Δh_5 (ekv B 2.24) och Δh_7 (ekv B 2.36) i ekv B 2.4 erhålls

$$\frac{\Delta \text{COP}_{\text{VP}}}{\text{COP}_{\text{VP}}} = \frac{-0,03}{0,93} - \left[1 - \frac{(1-0,07)}{2,96} \right] \cdot \frac{(748 \cdot \Delta t_3 - 299 \Delta p_1 / p_1)}{220 \times 1000}$$

$$-\frac{1345 \Delta t_5}{75 \cdot 1000} + \frac{(706 \Delta t_7 - 7436 \Delta p_2 / p_2)}{220 \cdot 1000} =$$

$$= -0,03 - 0,0023\Delta t_3 + 0,00093\Delta p_1 / p_1 -$$

$$-0,018 \cdot \Delta t_5 + 0,0032\Delta t_7 - 0,34\Delta p_2 \quad (\text{ekv B2.37})$$

Av exemplet i ekv B 2.37 framgår att

- osäkerheten i antagande om förlustfaktorn (ansatt till $\pm 3\%$) direkt påverkar COP_{VP} med samma osäkerhet (för lågt antagen förlustfaktor ger för högt beräknat värde på COP_{VP}).
- osäkerheten i bestämningen av tryckrörstemperaturen (t_3) påverkar COP_{VP} med $0,23\%$ per K. Normalt mäts för låg tryckrörstemperatur (rimligtvis $1-5\text{ K}$), vilket ger för högt värde på COP_{VP} .
- osäkerheten i bestämningen av underkylningstemperaturen (t_5) påverkar COP_{VP} med $1,8\%$ per K. Normalt blir mätvärdet öven för t_5 för lågt (ca $0-1\text{ K}$), vilket ger en överskattning av COP_{VP} .
- osäkerheten i bestämningen av sugrörstemperaturen (t_7) påverkar COP_{VP} med $0,32\%$ per K. Mätvärdet kan bli både för högt och för lågt, beroende på omgivningstemperaturen. En rimlig mätosäkerhet för t_7 är $\pm 1\text{ K}$.
- osäkerheten i bestämningen av kondenseringstrycket (p_1) påverkar COP_{VP} med $0,093\%$ för varje procents osäkerhet i tryckbestämningen. En rimlig mätosäkerhet för p_1 är $\pm 1-5\%$. Ett positivt fel ger en överskattning av COP_{VP} .
- osäkerheten i bestämningen av förångningstrycket (p_2) påverkar COP_{VP} med $0,34\%$ för varje procents osäkerhet i tryckbestämningen. En rimlig mätosäkerhet för p_2 är $\pm 1-5\%$. Ett positivt fel ger en underskattning av COP_{VP} .

Sammantaget blir osäkerheten i bestämningen av COP_{VP} i det aktuella exemplet (med de ovan antagna mätosäkerheterna)

$$\frac{\Delta COP}{COP} \approx \sqrt{3^2(0,23 \cdot 5)^2 + (0,093 \cdot 5)^2 + (1,8 \cdot 1)^2 + (0,32 \cdot 1)^2 +$$

$$+ (0,34 \cdot 5)^2} = \sqrt{9 + 1,32 + 0,22 + 3,24 + 0,10 + 2,89} = 4,1\%$$

Det dominerande felet är osäkerheten i det antagna värdet för förlusterna. Av mätosäkerheterna är bestämningarna av t_3 , t_5 och p_2 viktigast, medan osäkerheterna i bestämningen av t_7 och p_1 normalt kan försummas. Den ovan beräknade totala metodosäkerheten på ca 4% stämmer väl med de praktiska resultat ($< 5\%$) som redovisats i föreliggande projekt.

BILAGA 3 MÄTRESULTAT

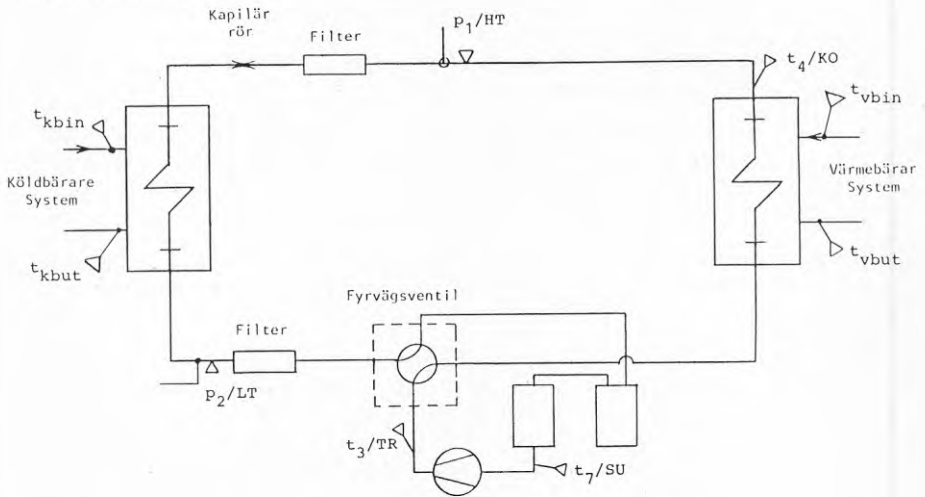
B3.1 Daikin

Detta var en luft/luft värmepump med förångare, kompressor och stryporgan av typ kapillär rör placerade i utomhusdelen.

ETM-metoden fungerade ej bra på denna typ av värmepump, främst på grund av att rätt tryckrörstemperatur och suggastemperatur var svåra att mäta. Problemen med tryckrörstemperaturen berodde på att en fyrvägsventil var monterad direkt på tryckröret. Längs tryckröret bildades då en stor temperaturgradient. Tryckrörstemperaturen kunde vid provningen variera 20 °C längs röret.

På sargasledningen fanns en ackumulator och en vätskeavskiljare. Vätskeavskiljaren var svetsad mot kompressorhöljet. Värmeledning från höljet gjorde det svårt att mäta någon meningsfull suggastemperatur.

På grund av ovanstående problem redovisas inga resultat från mätningarna här.



Figur B3.1 Principskiss över värmepump typ Daikin med mät-punkterna inritade.

B3.2 GM30 och GM40

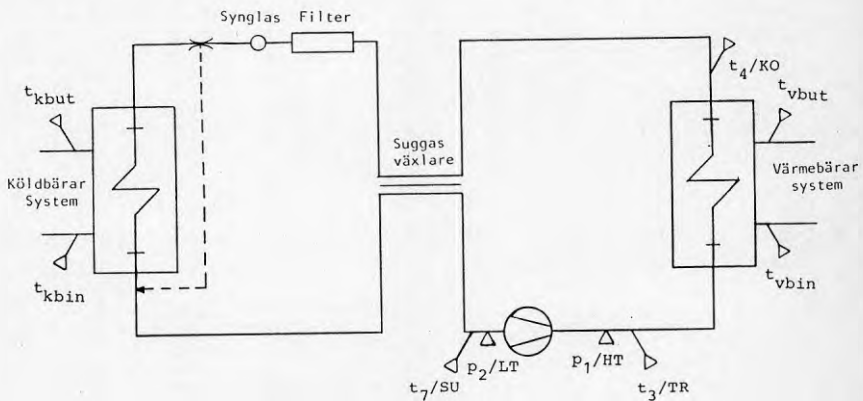
V/V-värmepumpar av fabrikat GM har kompressor, filter, synglas expansionsventil och en suggasväxlare placerade i en burk vars väggar innehöll förångare och kondensor.

Denna konstruktion gjorde det mycket svåråtkomligt och besvärligt att placera ut givarna. Speciellt litet utrymme fanns mellan kondensorn och suggasväxlaren.

GM30 har körts med både R22 och R502 (efter byte av expansionsventil). Problemen har kvarstått.

Då värmepumpen har suggasväxlare har ETM-utrustningen givit felutskrift beroende på att överhettningen har varit utanför intervallet 4-10 K.

För att inte inkludera tryckfall över filter och suggasväxlare gjordes ett nytt mätuttag för kondenseringsstrycket på tryckröret med hjälp av en punkteringsventil.



Figur B3.2 Principskiss över värmepump av typ GM30 och GM40 med inritade mätpunkter.

Tabell B3.1 Mätresultat från utvärdering av värmepump typ GM30 med köldmedium R502

Driftfall*	P_1 (kW)		P_{em} (kW)		COP_{vp}		Överhettning/ underkylning
	SS 2095	ETM	SS 2095	ETM	SS 2095	ETM	
-10/35/8/5	3,10	3,84	1,23	1,23	2,52	3,12	7,98/0,56
0/35/8/5	4,81	5,08	1,49	1,46	3,23	3,49	7,30/0,82
10/35/8/5	7,08	6,59	1,67	1,61	4,23	4,11	5,55/4,33
-10/50/8/5	2,34	3,35	1,32	1,31	1,77	2,55	7,59/1,11
0/50/8/5	4,45	4,39	1,58	1,52	2,82	2,89	6,23/3,10
10/50/8/5	6,06	5,75	1,91	1,81	3,17	3,19	5,21/2,03
0/50/15/5	4,45	4,39	1,58	1,52	2,82	2,89	19,41/3,1
0/50/8/15	-	-	-	-	-	-	-

Tabell B3.2 Mätresultat från utvärdering av värmepump typ GM30 med köldmedium R22

Driftfall*	P_1 (kW)		P_{em} (kW)		COP_{vp}		Överhettning/ underkylning
	SS 2095	ETM	SS 2095	ETM	SS 2095	ETM	
-10/35/8/5	3,09	3,58	1,09	1,08	2,82	3,3	5,27/5,83
0/35/8/5	4,72	4,84	1,36	1,30	3,47	3,71	6,35/5,73
10/35/8/5	6,48	6,29	1,57	1,48	4,12	4,24	7,27/4,07
-10/50/8/5	2,49	3,28	1,21	1,19	2,06	2,77	5,27/1,57
0/50/8/5	4,32	4,50	1,54	1,45	2,50	3,09	6,24/6,81
10/50/8/5	5,97	5,81	1,85	1,71	3,23	3,39	6,88/6,58
0/50/15/5	4,29	4,45	1,55	1,46	2,76	3,05	22,1/5,72
0/50/8/15	4,32	4,50	1,54	1,45	2,50	3,09	21,36/6,81

Tabell B3.3 Mätresultat från utvärdering av värmepump typ GM40 med köldmedium R502

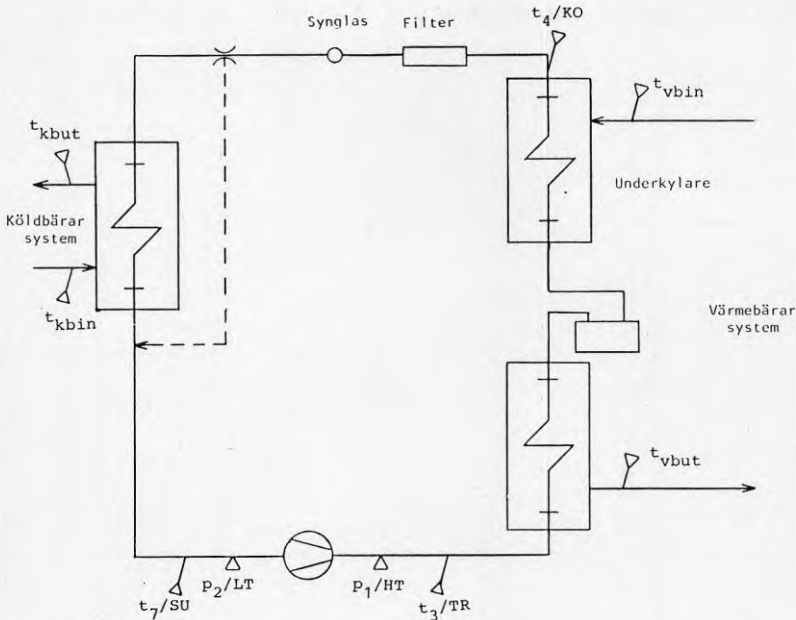
Driftfall*	P_1 (kW)		P_{em} (kW)		COP_{vp}		Överhettning/ underkylning
	SS 2095	ETM	SS 2095	ETM	SS 2095	ETM	
-10/35/8/5	7,73	7,47	2,61	2,53	2,96	2,95	9,98/0,79
0/35/8/5	11,03	10,04	3,07	2,91	3,60	3,45	9,56/2,08
10/35/8/5	14,99	13,36	3,49	3,26	4,29	4,10	9,60/1,93
-10/50/8/5	6,22	6,47	2,84	2,73	2,19	2,37	11,31/0,91
0/50/8/5	9,39	8,83	3,48	3,25	2,70	2,72	11,06/1,12
10/50/8/5	13,02	11,86	4,08	3,76	3,19	3,15	10,87/1,19
0/50/15/5	9,45	8,90	3,47	3,27	2,72	2,72	14,38/1,09
0/50/8/15	-	-	-	-	-	-	-

* Driftfallet anges som börvärden för temperaturerna för köldbärare (t_{kbin}) och värmebärare (t_{vbut}) samt överhettningen och underkylningen.

B3.3 Thermia Modul 8

V/V-värmepump Modul 8 har samtliga komponenter placerade i ett plåthölje, vars väggar och lock kunde tas bort.

Denna konstruktion gjorde det enkelt att montera givarna.



Figur B3.3 Principskiss över värmepump av typ Thermia Modul 8 med inritade mätpunkter.

Tabell B3.4 Mätresultat från utvärdering av värmepump typ Thermia Modul 8

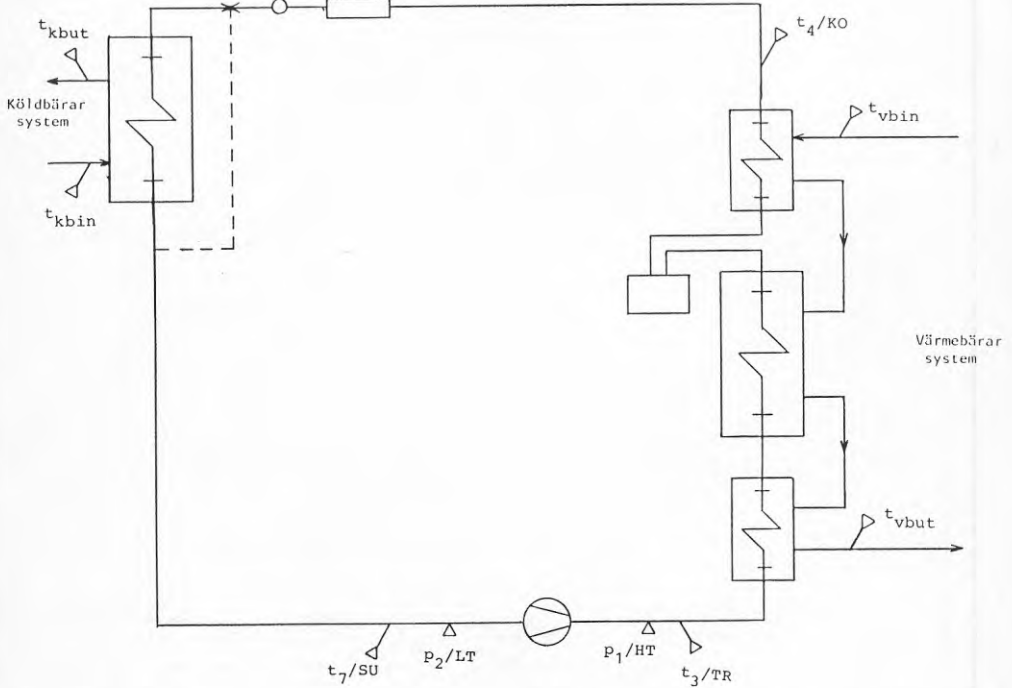
Driftfall*	P ₁ (kW)		P _{em} (kW)		COP _{vp}		Överhettning/ underkylning
	SS 2095	ETM	SS 2095	ETM	SS 2095	ETM	
-10/35/8/5	6,00	5,70	1,96	1,91	3,06	2,98	6,21/6,23
0/35/8/5	8,43	7,94	2,31	2,20	3,65	3,60	7,11/8,27
10/35/8/5	11,39	10,70	2,63	2,48	4,32	4,31	8,71/10,61
-10/50/8/5	4,93	4,72	2,07	2,00	2,38	2,36	5,51/6,20
0/50/8/5	7,10	6,71	2,56	2,42	2,77	2,77	6,08/8,32
10/50/8/5	9,80	9,14	3,01	2,80	3,26	3,26	7,50/10,67
0/50/15/5	7,32	6,67	2,56	2,43	2,82	2,75	6,06/8,51
0/50/8/15	7,64	7,18	2,53	2,40	3,01	3,00	5,85/13,00

* Driftfallet anges som börvärden för temperaturerna för köldbärare (t_{kbin}) och värmebärare (t_{vbut}) samt överhettningen och underkylningen.

B3.4 Thermia Duo 8

V/V-värmepumpen DUO 8 har samtliga komponenter placerade i ett plåthölje, vars väggar kunde tas bort. Montering av givare kunde göras enkelt och bra.

Värmepumpen är utrustad med hetgasväxlare för varmvattenberedning. Denna har under provningen kopplats in i serie med kondensorn.



Figur B3.4 Principskiss över värmepump av typ Thermia Duo 8 med inritade mätpunkter.

Tabell B3.5 Mätresultat från utvärdering av värmepump typ Thermia Duo 8.

Driftfall*	P_1 (kW)		P_{em} (kW)		COP_{vp}		Överhettning/ underkyllning
	SS 2095	ETM	SS 2095	ETM	SS 2095	ETM	
-10/35/8/5	9,31	8,57	3,02	2,87	3,08	2,99	5,94/7,77
0/35/8/5	12,13	10,97	3,45	3,25	3,51	3,38	8,06/7,85
10/35/8/5	16,99	15,07	4,07	3,77	4,17	4,00	7,29/10,68
-10/50/8/5	7,46	6,94	3,19	3,00	2,33	2,32	4,72/5,91
0/50/8/5	10,52	9,69	3,90	3,63	2,70	2,67	6,75/7,77
10/50/8/5	14,59	13,15	4,59	4,22	3,18	3,12	9,97/9,81
0/50/15/5	10,52	9,58	3,85	3,56	2,73	2,69	9,58/7,37
0/50/8/15	11,62	10,58	3,84	3,56	3,03	2,97	4,45/14,88

* Driftfallet anges som börvärden för temperaturerna för köldbärare (t_{kbin}) och värmebärare (t_{vbut}) samt överhettningen och underkyllningen.

B3.5 Fältmätningar

Ett antal värmepumpar har mätts i fält. Dessa värmepumpar ingår eller har ingått i fältmättningsprojekt och har utrustning för mätning av avgiven värmeeffekt i värmebärarkretsen och inmatad eleffekt.

Jämförelse har gjorts mot resultat av prestandamätning enligt ETM. I samtliga fall har mätningarna givit god överensstämmelse med såväl befintlig mätutrustning som resultat enligt tidigare laboratorieprov. De värmepumpar som provats har varit:

- IVT 2000 JW
- Ahlsell Nather 00-400-S
- Ahlsell Nather S-500-6
- Octopus OM 300
- Ahlsell Alko Polar EWS WW80
- Autoterm
- Bosch PL 182 CASE 1 komp
- Bosch PL 182 CASE 2 komp

Mätningen har gjorts vid en driftpunkt för varje anläggning och stabila förhållanden har eftersträvat.

Uppmontering av givare har gjorts på 1-2 timmar beroende på åtkomlighet. Efter ca 1 timmes körning har utrustningen kunnat monteras ner, vilket tagit ca 1 timma.

Ordinarie tryckuttag på hög- och lågtryckssidan har använts. Strömtångerna har applicerats så att endast kompressorströmmen uppmätts.

Vid mätningar där cirkulationspumpar och kringutrustning inkluderas i eleffektmätningen bör observeras att överensstämmelsen mellan märkeffekt och verklig effektförbrukning oftast är dålig.

Vissa svårigheter att finna lämpliga placeringar av strömtångerna fanns på en del av anläggningarna.

Den med ETM-utrustningen uppmätta värmefaktorn har stämt bra med värmefaktorn enligt konventionell mätning i värmebärarkretsen. Den avgivna värmeeffekten har stämt sämre, men detta har berott på felmätning av eleffekten.

Tabell B3.6 Mätresultat från utvärdering av anläggningar i fält.

VÄRMEPUMP		ETM- MÄTNING	SPs UTRUSTN	SPs RAPPORT	KOMMENTAR
Bosch PL 182 CASE 1 kompressor R12	t_1 (°C)	45,4	-	46,0	
	t_2 (°C)	-7,0	-	-9,0	
	P_{em} (kW)	2,6	-	2,4/2,5	
	COP_{vp}	3,2	-	2,9*	* två kompressorer i drift
Bosch PL 182 CASE 2 kompressorer R12	t_1 (°C)	58,0	-	55,0	
	t_2 (°C)	-8,8	-	-7	
	P_{em} (kW)	5,3	-	5,5	
	COP_{vp}	2,7	-	2,5	
Autoterm R12	t_1 (°C)	39,1	-	35	Mätningen har gjorts utomhus
	t_2 (°C)	-8,9	-	-7	** osäker mätning på grund av kort mätperiod
	P_{em} (kW)	1,3	1,3**	1,3	
	COP_{vp}	3,4	2,8**	3,0	
IVT 2000 R22	t_1 (°C)	50	50	55	Någon av effektmätningarna måste vara felaktig (ETM-utrustningen visar i övriga mätningar alltid för lågt värde på P_{em})
	t_2 (°C)	-7	-7	-7	
	P_{em} (kW)	3,9	3,7	3,6	
	COP_{vp}	2,9	2,5	2,7	
Alko Polar EWS WW80 R22	t_1 (°C)	49,3	-	-	
	t_2 (°C)	-9,1	-	-	
	P_{em} (kW)	2,8	-	-	
	COP_{vp}	2,8	-	-	
Octopus OM 300 R22	t_1 (°C)	48	-	46	
	t_2 (°C)	-3,5	-	-2,4	
	P_{em} (kW)	2,8	-	2,8	
	COP_{vp}	3,5	-	3,4	
AhlSELL Nather S-500-6 R502	t_1 (°C)	46,7	45,0	55	
	t_2 (°C)	-1,8	-1,8	-1,8	
	P_{em} (kW)	3,6	4,2	4,4	
	COP_{vp}	2,9	3,2	2,8	

Tabell B3.6 (forts)

VÄRMEPUMP		ETM- MÄTNING	SPs UTRUSTN	SPs RAPPORT	KOMMENTAR
Ahlseil Nather 00-400-S	t_1 (°C)	54,2	-		
	t_2 (°C)	-10,8	-		
	P_{em} (kW)	2,7	2,4		
	COP_{vp}	2,3(7)	2,3(3)		

B3.6 Kompressorförlusternas inverkanTabell B3.7 Kompressorförlusternas inverkan på värmepump nr 1.
COP_{vp} enligt SS 2095 COP_{vp} enligt ETM

drf	stora förl	små förl	ändring %	stora förl	små förl	ändring %
1	4,51	4,54	0,66	4,52	4,45	-1,55
2	3,72	3,74	0,54	3,71	3,68	-0,81
3	3,10	3,11	0,32	3,04	3,02	-0,66
4	2,39	2,42	1,26	2,41	2,39	-0,83
5	2,84	2,88	1,41	2,84	2,80	-1,41
6	3,39	3,41	0,59	3,38	3,32	-1,78
7	4,86	4,88	0,41	4,83	4,78	-1,04
8	3,93	3,97	1,02	3,92	3,88	-1,02
9	3,22	3,23	0,31	3,15	3,14	-0,32
10	2,49	2,51	0,80	2,50	2,48	-0,80
11	3,01	3,04	1,00	3,00	2,96	-1,33
12	3,65	3,66	0,27	3,63	3,57	-1,65
13	4,43	4,41	-0,45	4,35	4,27	-1,84
14	3,67	3,69	0,54	3,64	3,57	-1,92
15	3,06	3,06	0,00	3,00	2,98	-0,67
16	2,36	2,38	0,84	2,39	2,36	-1,26
17	2,80	2,82	0,71	2,79	2,75	-1,43
18	3,30	3,32	0,61	3,30	3,23	-2,12

Tabell B3.8 Kompressorförlusternas inverkan på värmepump nr 2.

COP_{vp} enligt SS 2095

drf	Stora förl	Ändring %	Normalt	Små förl	Ändring %
1	3,99	+0,25	3,98	4,05	1,76
2	3,23	-1,22	3,27	3,27	0
3	2,52	-3,08	2,60	2,62	0,77
4	2,91	-1,02	2,94	2,97	1,02
5	2,36	-2,07	2,41	2,43	0,83
6	2,81	-0,35	2,82	2,83	0,35
7	1,75	-1,13	1,77	1,81	2,26

COP_{vp} enligt ETM

drf	Stora förl	Ändring %	Normalt	Små förl	Ändring %
1	4,04	+2,54	3,94	3,93	-0,25
2	3,49	2,95	3,39	3,36	-0,88
3	3,12	3,65	3,01	2,98	-1,00
4	3,16	2,60	3,08	3,04	-1,30
5	2,82	1,80	2,77	2,70	-2,53
6	2,88	-0,35	2,89	2,84	-1,73
7	2,57	0,78	2,55	2,49	-2,35

Bilaga 4

VP-ANALYSATOR ETM 1500

Mätmetod

Processdata insamlas med två st datorstyrda 8-kanaliga loggrar.
Datorn beräknar processdata varannan minut.

Följande storheter mäts och beräknas:

Mätstorhet	Mätnoggrannhet
Temperatur - tryckrör	- 2 °C
Temperatur - efter kondensor	± 1 °C
Temperatur - insug kompressor	± 1 °C
Temperatur - in- och utgående värmebärare	± 1 °C
Temperatur - in- och utgående köldbärare	± 1 °C
Tryck - förångare	± 1 % vid normalt atm tryck
Tryck - kondensor	± 1 % vid normalt atm tryck
Ström och spänning	± 2 %

Datorn beräknar och skriver ut processparametrar efter varje mätcykel.

Följande parametrar skrivs ut:

Tid	
Förångningstemperatur	
Kondenseringstemperatur	
Tryckrörstemperatur	
Överhettning	
Underkylning	
Eleffekt	
Avgiven effekt	
Värmefaktor	COP
Medelavvikelse för värmefaktor	DCOPm
Anläggningsvärmefaktor	COSP
Carnotverkningsgrad	QC
Isentropverkningsgrad	QK
Värmepumpfaktor	Qrp
Köldbärartemperatur-in	KBIN
Värmebärartemperatur-ut	VBUT
Köldbärartemperatur-ut	KBUT
Värmebärartemperatur-in	VBIN
Värmeöverföringstal-kondensor	K*Ako*
Värmeöverföringstal-förångare	K*Af

* gäller ej vid värmepumpar med hetgasvärmväxlare.

Ingående eleffekt behövs endast för beräkning av utgående effekt.

Förutsättningar

Vid beräkning av värmefaktor och uteffekt antages följande:

Systemet, utom kompressorn, utbyter energi med omgivningen endast genom värmeväxlande komponenter såsom kondensator, underkylare och förångare. Processen måste drivas med överhettning och underkylning av köldmediet. Kompressorns förluster antages utgöra 5-10% av den tillförda eleffekten. I dataprogrammet är kompressorförlusterna satta till 7%.

Förberedelser

Se alltid till att utrustningen är laddad innan mätning.

Laddning: anslut laddarna först till vägguttaget därefter till skrivare och logger. Om gula lysdioder tänds på loggern, skriv SEND LPD [END-LINE]. Max laddningstid åtta (8) timmar.

Börja mätningen med att montera samtliga givare enligt bilaga 1.

Röd temperaturgivare skall appliceras på tryckröret.

Montera minst två lager Armaflex-tejp på samtliga temperaturgivare, se bilaga 2.

OBS! TRYCKGIVARE FÅR EJ SKIFTAS, LÅGTRYCKSGIVAREN TÅL MAX 10 BAR.

Spänningsklämmorna appliceras i fasföljd enligt markering; (1), (2) och (3). Strömtängerna appliceras med markering motsvarande den på spänningsklämma samt med pilen i riktning mot kompressorn.

ENDAST I KOMPRESSORN INMATAD ELEFFEKT SKALL MÄTAS!!

Vid byte av batterier i HP-71:an måste laddare anslutas innan batterier avlägsnas.

FÖRKLARINGAR:

KANAL NR:	0	= Tryckrör	(TR)
	1	= Kondensering	(KO)
	2	= Suggas	(SU)
	3	= Köldbäraren in	(KB)
	4	= Värmebärare ut	(VB)
	5	= Eleffekt	(EL)
	6	= Högtryck	(HT)
	7	= Lågtryck	(LT)
	10	= Köldbärare ut	(KT)
	11	= Värmebärare in	(VB)
	12-17	= Valfria	

MÄTNING

- | | |
|---|-------------------------|
| 1. Ställ skrivaren på STANDBY | DISPLAY |
| 2. Starta datorn [ON]. | : VP2(c)ETM V 87-XX-XX: |
| (Om displayen visar - [RUN]). | : > : |
| Om "BAT" syns på displayen måste batterierna i HP-71:an bytas!! (anslut laddare). | : BAT : |
| 3. [END-LINE]
Om du använder stora strömtänger [1]-[END-LINE] | : GIVARFILNR [0/1]? 0 : |
| 4. Vänta! | : TESTAR SLINGAN : |
| (Om displayen visar - kontrollera att skrivaren är påslagen, HPIL-sladdarna är anslutna, loggrarnas gula lysdioder lyser då slingan testas, bekräfta med [END-LINE]. Om du ej kommer till "SLINGAN OK" se felsökning. | : KOLLA SLINGAN! [END]: |
| | : SLINGAN OK : |
| 5. [END-LINE] - ändra vid behov. | : DATUM? 88-XX-XX : |
| 6. [END-LINE] - ändra vid behov. | : TID? XX-XX-XX : |
| 7. Vänta!
använd ej okalibrerad utrustning!!! | : XXX DAGAR TILL KALIB: |
| 8. Välj aktuellt köldmedium R12, R22, R500, R502.
[END-LINE] | : KÖLDMEDIUM? R22 |
| | : VÄNTA! : |
| 9. [END-LINE] - välj (om du har bägge programmen). | : VP/KYLM. [V/K]? V : |

10. [END-LINE] : INTERVALL [J/N]? N :
 (Om längre intervall än två min
 önskas på utskriften välj inter-
 vall [END-LINE] - fortsätt - se
 pkt 16).
11. [END-LINE] : ANTAL FRIA KAN.? 0 :
 eller välj antal 1-6 [END-LINE].
 Skriv aktuell mätpunkt, max sex
 tecken [END-LINE]. : K12: STORH.? :
 [END-LINE] - ändra vid behov. : K12: ENHET.? GrC :
 Upprepas för varje kanal.
12. [END-LINE] : KALIBRERING [J/N]? N :
 om du mäter under varierande yttre
 förhållanden t ex utomhus och senare
 inomhus [J] [END-LINE].
 avlägsna temperaturgivarna [END-LINE] : AVLÄGSNA GIVARE :
 vänta! : KALIBRERAR :
 anslut givarna [END-LINE]. : ANSLUT GIVARE [END] :
13. [END-LINE] : MAN INDATA [J/N]? N :
 om manuell inmatning skall ske [J]
 [END-LINE] (fyll i aktuella värden
 för kan 0-7, bekräfta med [END-LINE]).
14. [END-LINE] : SKARVKABEL [N/J]? N :
 om du skall använda skarvkabel över
 15 m [J].
 [END-LINE]. : AVLÄGSNA GIVARE [END] :
 anslut skarvkablarna - [END-LINE]. : ANSLUT KABLAR [END] :
 anslut kalibreringspluggarna till
 skarvkablarna - [END-LINE]. : ANSL. KORTSLUTN. [END]:
 vänta! : MÄTER SERIERESISTANS :

```

: INGEN/DEF. KAbel. K:X:
-----
anslut givarna till skarvkablarna - : ANSLUT GIVARE [END] :
[END-LINE].
-----
15. [END-LINE] kontrollmät samtliga : MÄT KANAL J/N? J :
kanaler!
-----
[END-LINE] - fortsätt trycka [END- : KANAL NR.? 0 :
LINE] tills samtliga kanaler (kan
0-7, 10-16) är mätta, bedöm riktig-
heten i värdena som visas!! för att
komma vidare [-].
-----
(Om displayen visar - kontrollera : 0: -106.3664587 :
om givaren ej är ansluten eller
trasig) se felsökning.
-----
16. [END-LINE] - eller välj önskat inter- : INTERVALL (min)? 60 :
vall "ANT.UTSK/INT? 1" välj antalet
utskrifter du vill ha per intervall :
- [END-LINE].
-----
17. Skriv aktuella svar på frågorna och : 1:PLATS? :
bekräfta med [END-LINE].
-----
Här skrivs märkeffekten för cirk.- : 6:Pcp(kW)? 0 :
pumpar och ev fläktar som ingår i
värmepumpssystemet, om systemet be-
står av flera aggregat/kompressorer
delas summaeffekten med antalet agg-
regat/kompressorer. Vid större
pumpar och fläktar (>5kW) kontroll-
mät effekten.
-----
Nu börjar mätningen, vänta!! : XX-XX-XX VÄNTAR :
-----
: MÄTER :
-----
Observera displayen, om något av
följande visas:
-----
Måste laddare anslutas. : LADDA LOGGER 0/1! :
-----
Kontrollera att givarna är rätt an- : ERR LXXXX: LOG(neg) :
slutna och hela, se felsökning.
-----

```

18. Om det ej går att mäta en viss parameter, kan denna parameter matas in manuellt genom att i "VÄNTAR" läget [/] varvid en etta (1) tänds på displayen.
- Skriv nummer på kanal du vill fylla i [END-LINE].
- fyll i aktuellt värde [END-LINE].
- [END-LINE] eller välj ytterligare kanal detta upprepas vid varje mätcykel.
19. Om du under mätningen vill:
- skriva anmärkningar på utskriftsremsan [1], skriv och bekräfta med [END-LINE].
 - göra paus i mätningen [2], [3] för att fortsätta.
 - mäta överhettningen [.]
- vänta!
- för att nollställa värdena på displayen [0], för att återgå till mätning [-].
- mäta underkylningen [,] i övrigt lika överhettningen.
 - vill avläsa värde på en viss kanal [+].
- välj kanal, bekräfta kanalvalet med [END-LINE] där M=medelvärde och X=aktuellt värde, för att återgå till mätning [-].
20. Avsluta mätning med [*]
- Stäng av datorn [f][ON] och ställ skrivaren på OFF om loggern ej stängs av: ställ skrivaren på STANDBY [ON] skriv SEND LPD [END-LINE] [f][ON].
- : XX-XX-XX VÄNTAR :

- : KNR [-]=BYT? - :

- : K(5) (kw): 0.000 :

- : KNR [-]=BRYT? - :

- : ANM: :

- : VÄNTAR: [3] :

- : ÖVERHETT. [0]=NOLLST.:

- : Värde,min,max.diff :

- : X.X X.X X.X ±X.X :

- : UNDERKYL. [0]=NOLLST.:

- : KANALNR.? 0 :

- : 0: M=100.00 X=100.00 :

- : *** S L U T *** :

Felsökning

Om du ej kommer förbi "KOLLA SLINGAN [END-LINE]" och har förvissat dig om att skrivaren är påslagen samt HPIL-sladdarna är anslutna, stäng av datorn [ON][F][ON]. Kontrollera att de gula lysdioderna släcks! Om de ej släcks: [ON] skriv SEND LPD [END-LINE], om de släcks skriv RESET HPIL [END-LINE], -Om de ej släcks nu heller måste strömmen till loggrarna brytas med switcharna på loggrarnas bakre kortsida. Ladda sedan loggrarna i minst 15 minuter, ställ loggrarnas switchar i på-läge skriv RESET HPIL [END-LINE] och börja mätningen från punkt 1, utför mätningen med laddarna inkopplade.

Om du vid "MÄT KANAL" får ett felaktigt/orimligt värde, kontrollera enligt följande:

- Temperaturgivare (kan 0-4, 11-16) Kontrollera att givaren är riktigt ansluten på röret och till ETM 1500, att mätning utförs på rätt punkt, att brott på kabeln ej föreligger. Växla med intilliggande givare. Om intilliggande givare ger ett riktigt värde, byt givaren!
- Effekt (kan 5) Kontrollera att endast i kompressorn inmatad effekt mäts, om elmotorn är dubbellindad måste strömtångerna monteras innan kontaktorererna på gemensam ledning. Att fasföljd föreligger. Då rätt fasföljd föreligger skall strömtångerna ej ligga på intilliggande ledningar! Kontrollera att strömtångerna ej är skiftade, anslutna enligt färgmarkering på kabel/tång samt med pilen i strömriktning mot kompressorn.
- Tryck (kan 6-7) Fås inget tryck kontrollera att Schrader/Rotalockventilerna är öppnade. Om aggregatet har fasta manometrar jämför tryckena. Om rimliga värden ej fås, koppla lös givaren från VP:n och mät lufttrycket, avläst värde skall ligga mellan ca 0,88-1,03.

Vid ytterligare information kontakta ETM MÄTTEKNIK AB.

Kommentarer till resultatutskrift

Värmepumpanalysatorn innehåller en kontrollfunktion där mätvärdet och resultat jämförs med en mall som bygger på erfarenheter från ett stort antal mätningar. Om en siffra skrivs ut efter ett värde på utskriften bör orsaken till detta fastställas. Detta innebär inte alltid att det är något fel på värmepumpen. Detta kan bero på konstruktionen eller den aktuella användningen av ett aggregat. Felaktig montering av givare ger oftast ett flertal olika felanmärkingar.

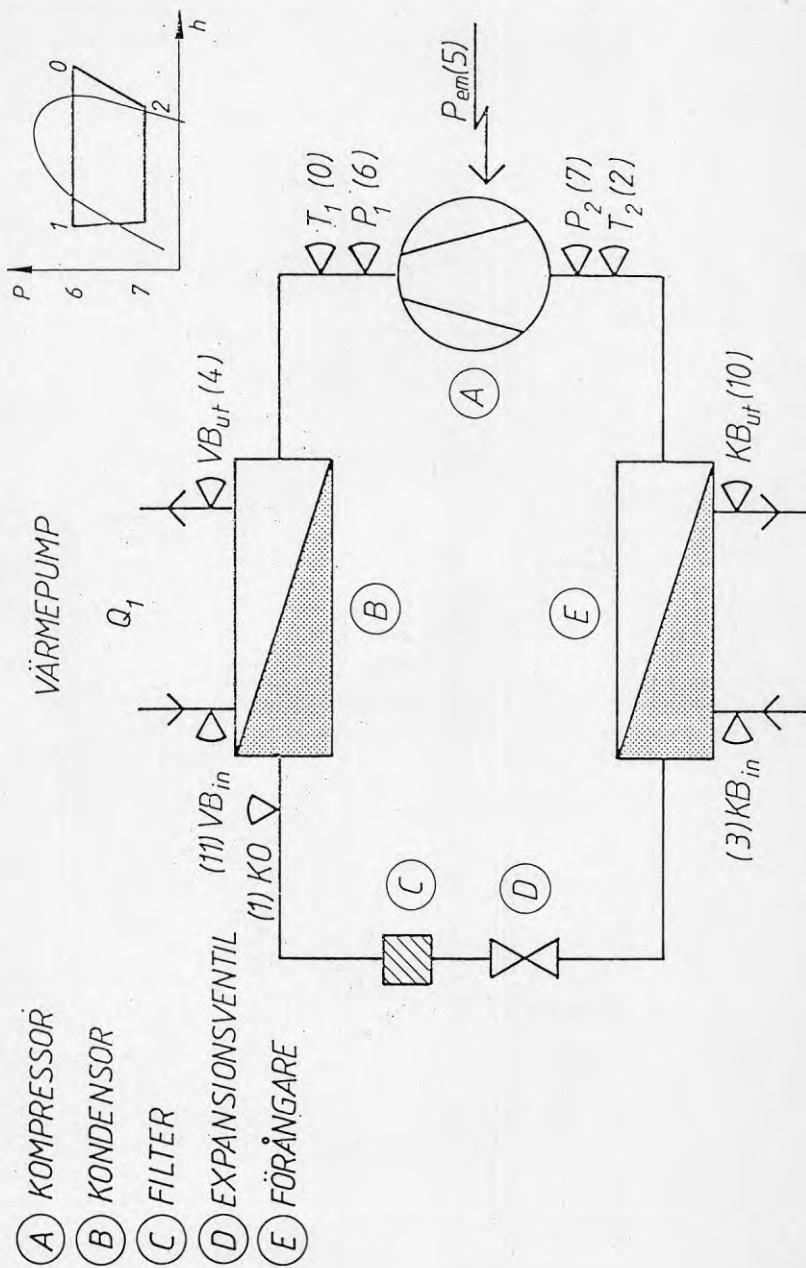
Det är viktigt att orsaken till anmärkningen fastställs då en icke komplett kylprocess kan ge felaktiga värden.

<u>Anm nr</u>	<u>Förklaring och förslag på orsak</u>	<u>Intervall</u>
1.	Överhettningen utanför intervall - Suggasväxlare finns - Ej konventionell expansionsventil - Expansionsventilens inställning - Defekt expansionsventil - Igensatt torkfilter - Annat tryckfall i köldmediekrets - Köldmediebrist (kontrollera i synglas)	4-10 K
2.	Underkylning utanför intervall - Köldmediebrist (kontrollera i synglas)	1-30 K
3.	Kompressorverkningsgrad utanför intervall - Defekt kompressor - Läckage mellan hög- och lågtryckssida - Låg överhettning (vätska som kyler kompr) - R12 ger högre värden	.5-.75
4.	Differensen mellan kondensering och värmebärare utanför intervall - Igensatt kondensor - Felaktigt flöde på värmebärare - Överfylld med köldmedium - Tryckfall i köldmediekrets	1-10 K
5.	Differens mellan förångningstemperatur och köldbärartemperatur utanför intervall - Beläggningar eller igensatt förångare - Påfrysning i förångare - Felaktigt flöde på köldbärare - Laminär strömning (viskös vätska)	5-12 K
6.	Carnotverkningsgrad utanför intervalls - Ej effektiv process t ex defekt kompressor Låg överhettning (vätska som kyler kompr)	.4-.6

7. Skillnaden mellan kondenseringstemperatur och underkylning är mindre än inkommande värmebärare
 - Felaktigt monterad temperaturgivare

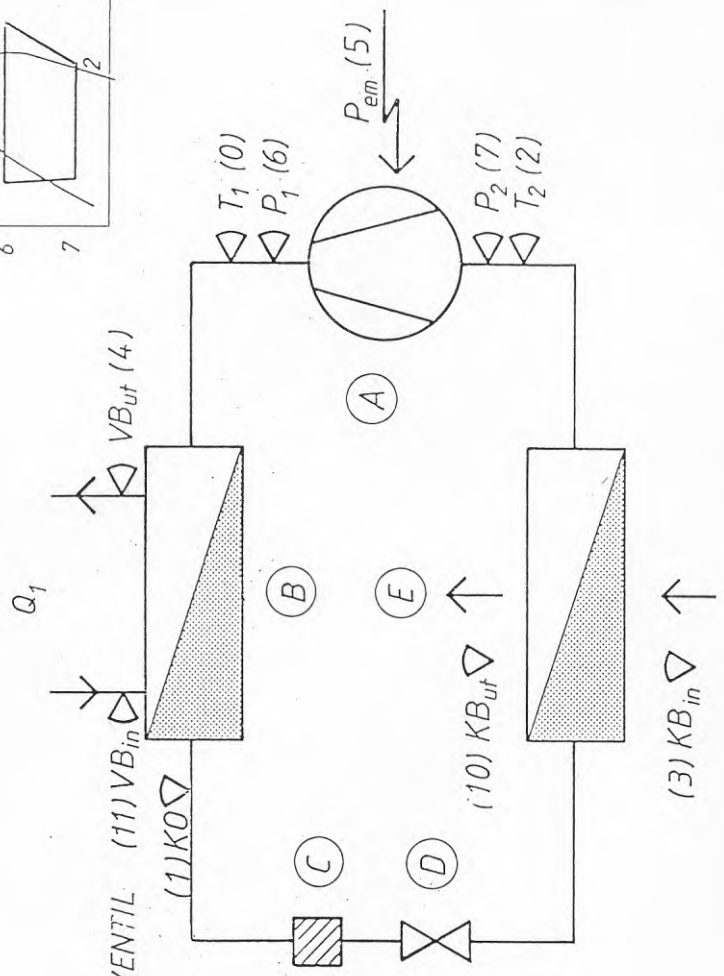
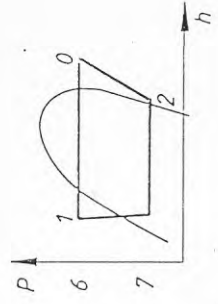
8. Eleffekt för kringutrustning mer än 25% av kompressoreffekt
 - Indata för kringutrustning felaktigt inmatad
 - Effektmeteren felaktig inkopplad (ej fasföljd)

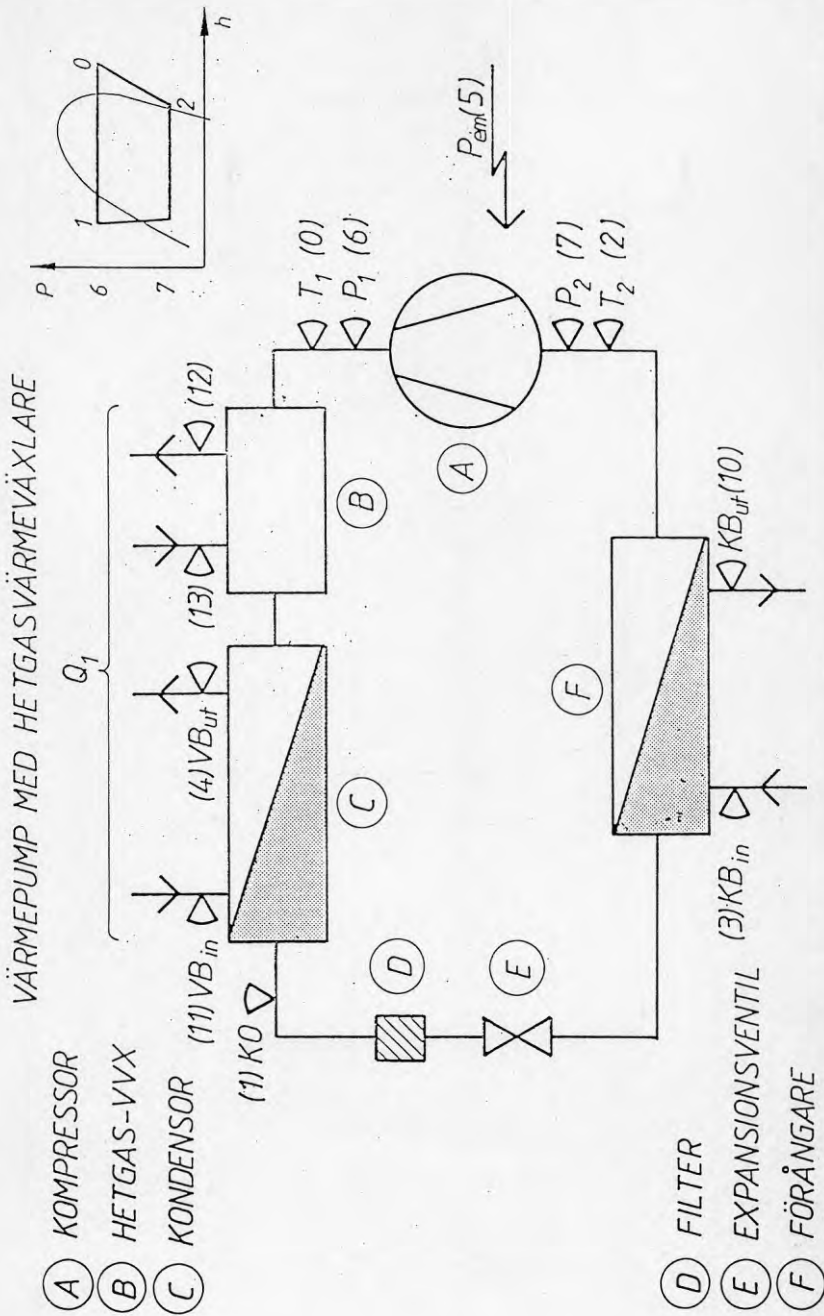
9. Processen ej stabil > 1%
 - Den sist beräknade COP avviker från medelvärdet av de tre sist beräknade

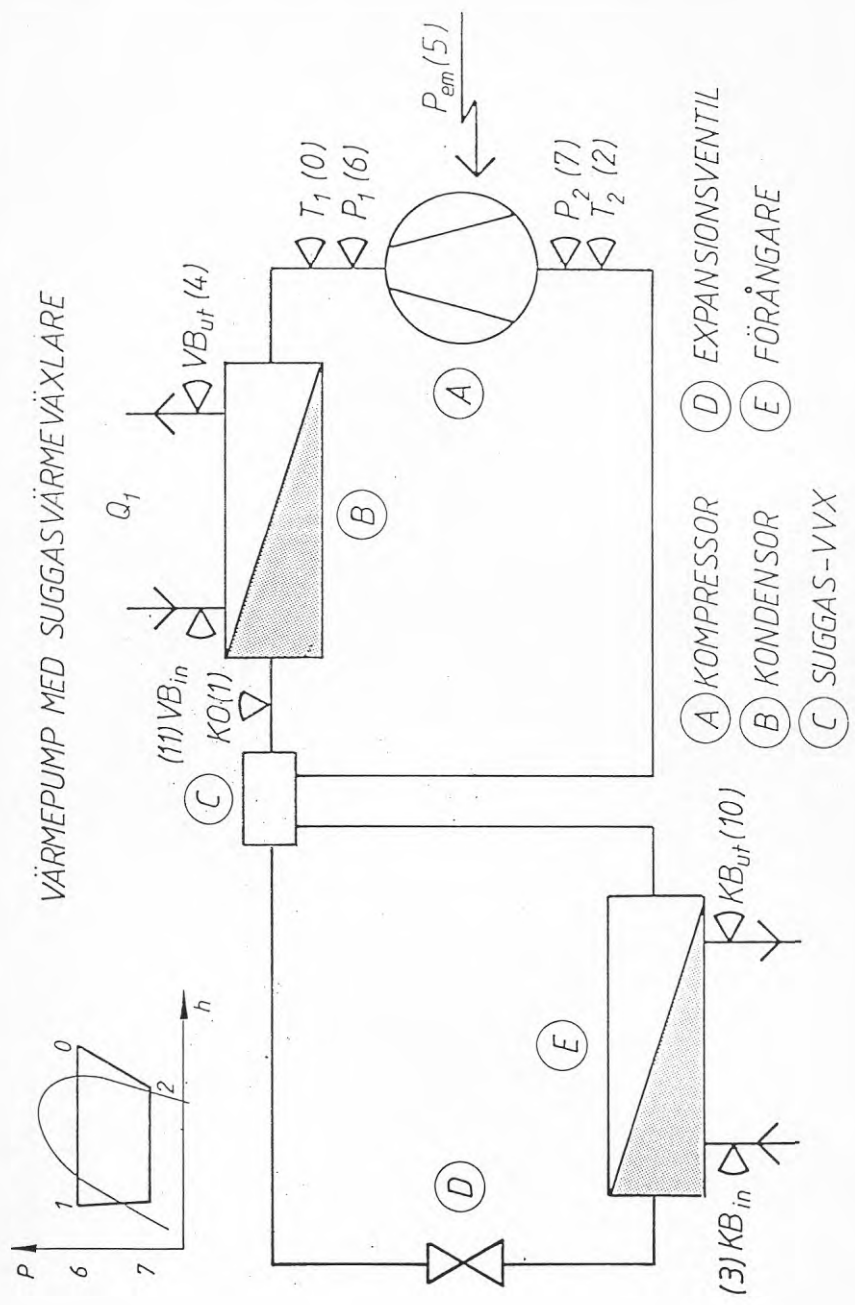


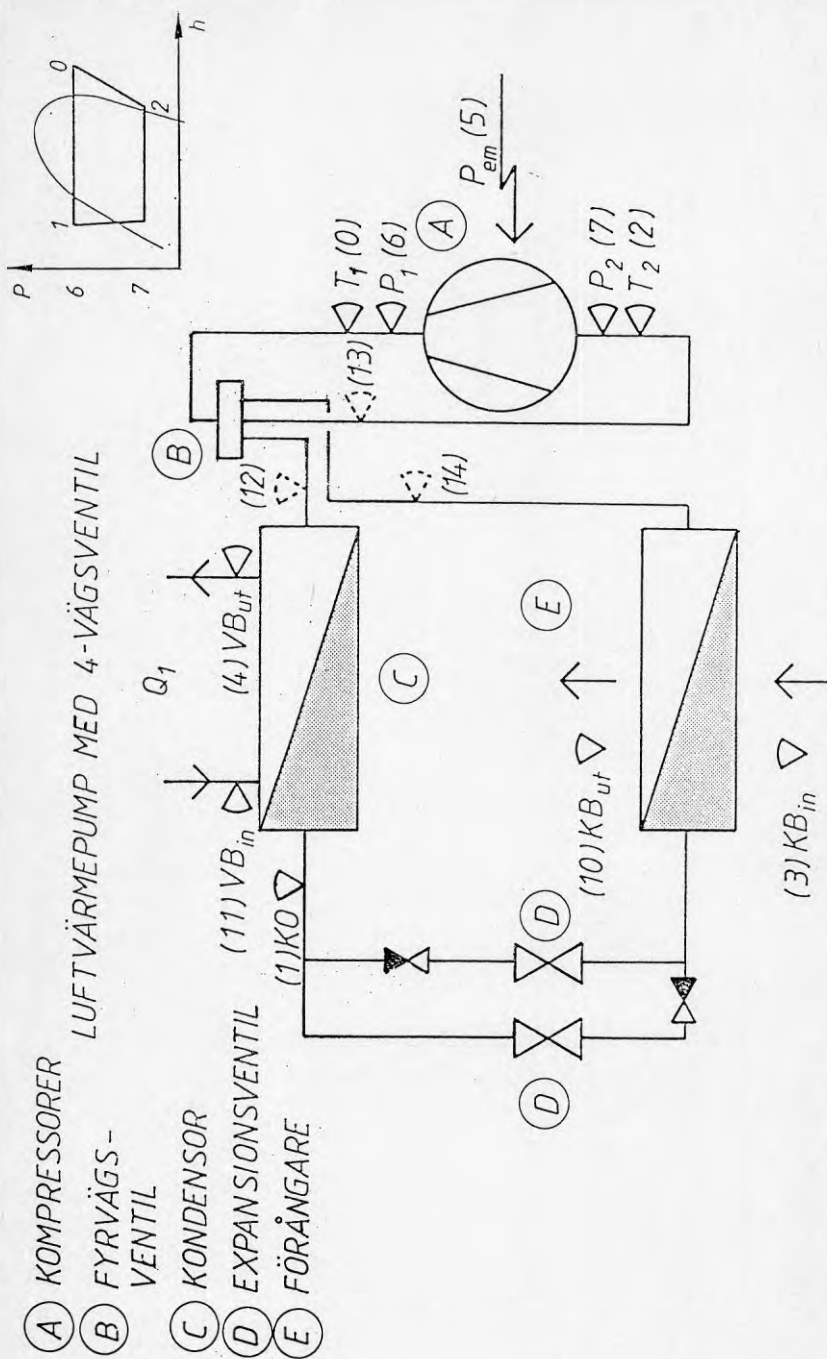
DIREKTFÖRÅNGANDE VÄRMEPUMP

- (A) KOMPRESSOR
- (B) KONDENSOR
- (C) FILTER
- (D) EXPANSIONSVENTIL
- (E) FÖRÅNGARE



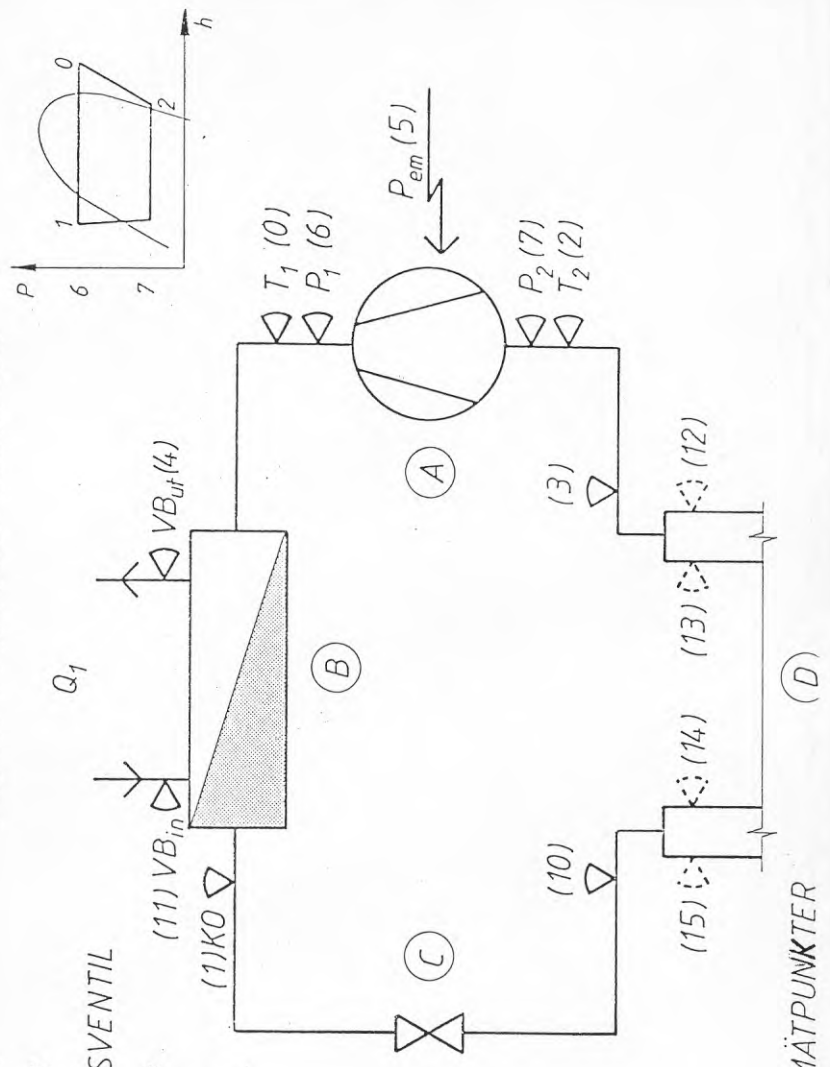






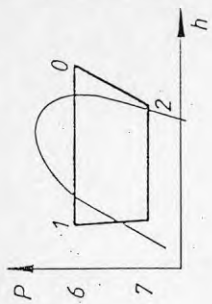
DIREKTFÖRÅNGANDE VÄRMEPUMP

- (A) KOMPRESSOR
- (B) KONDENSOR
- (C) EXPANSIONSVENTIL
- (D) BERG ELLER MARK (FÖRÅNGARE)

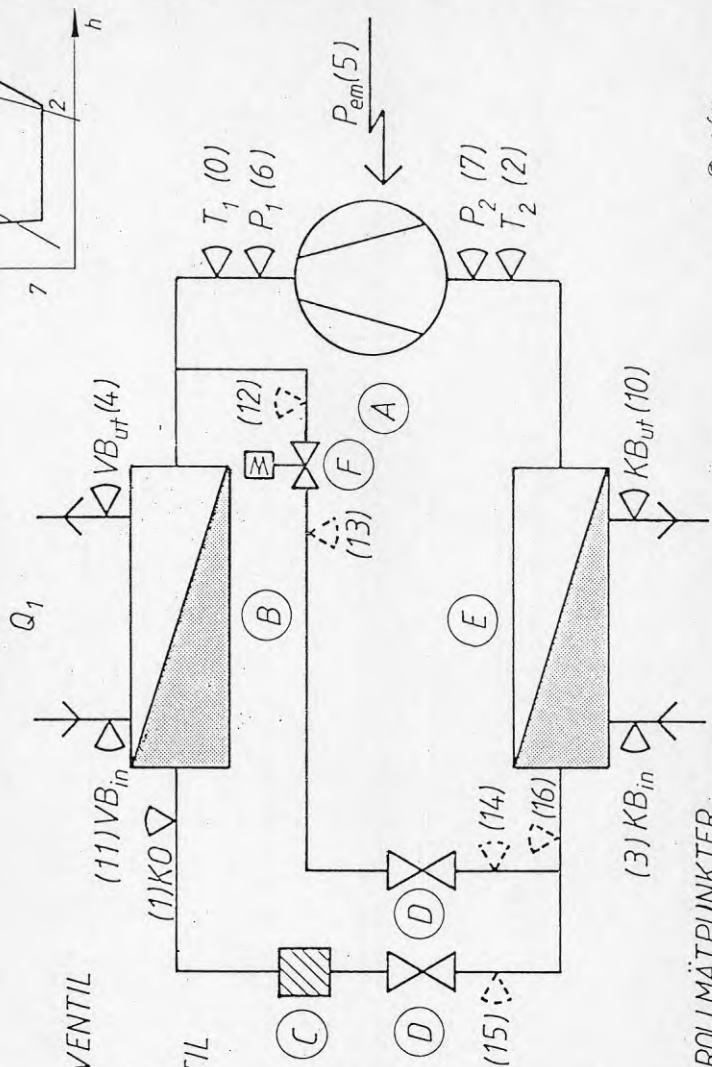


12-15 KONTROLLMÄTPUNKTER

- (A) KOMPRESSOR
- (B) KONDENSOR
- (C) FILTER
- (D) EXPANSIONSVENTIL
- (E) FÖRÅNGARE
- (F) MAGNETVENTIL

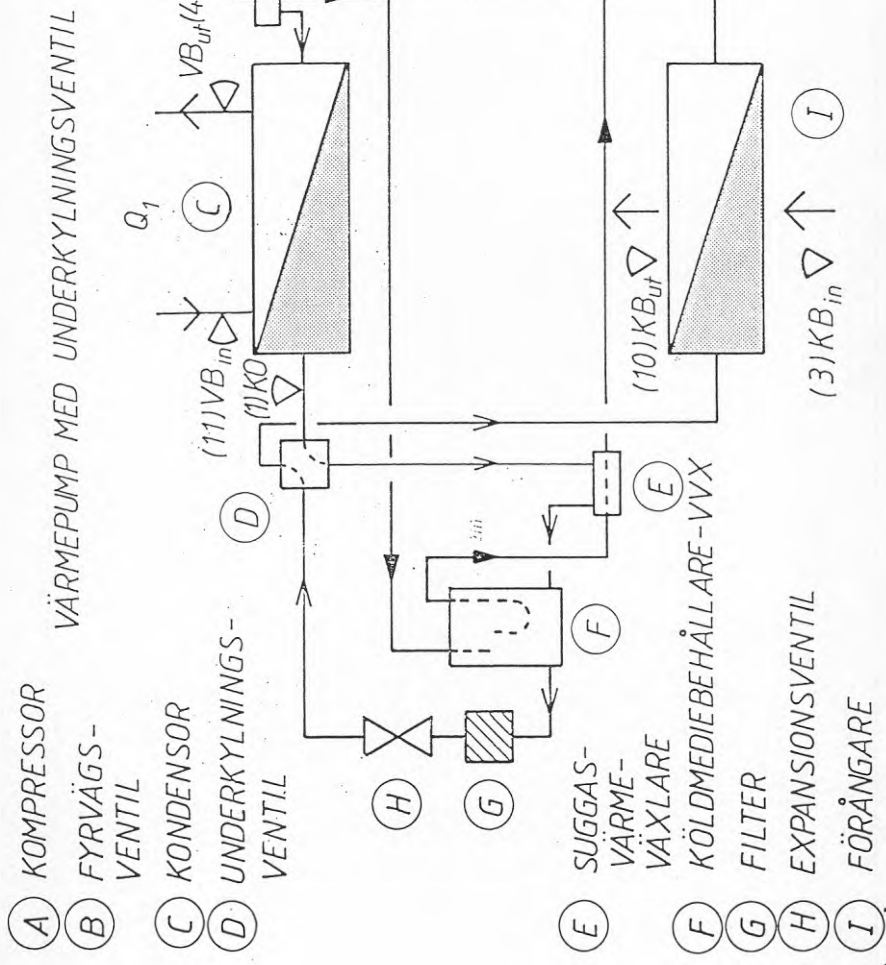
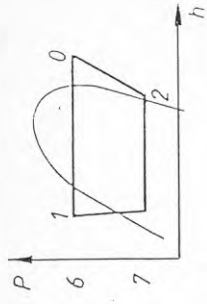


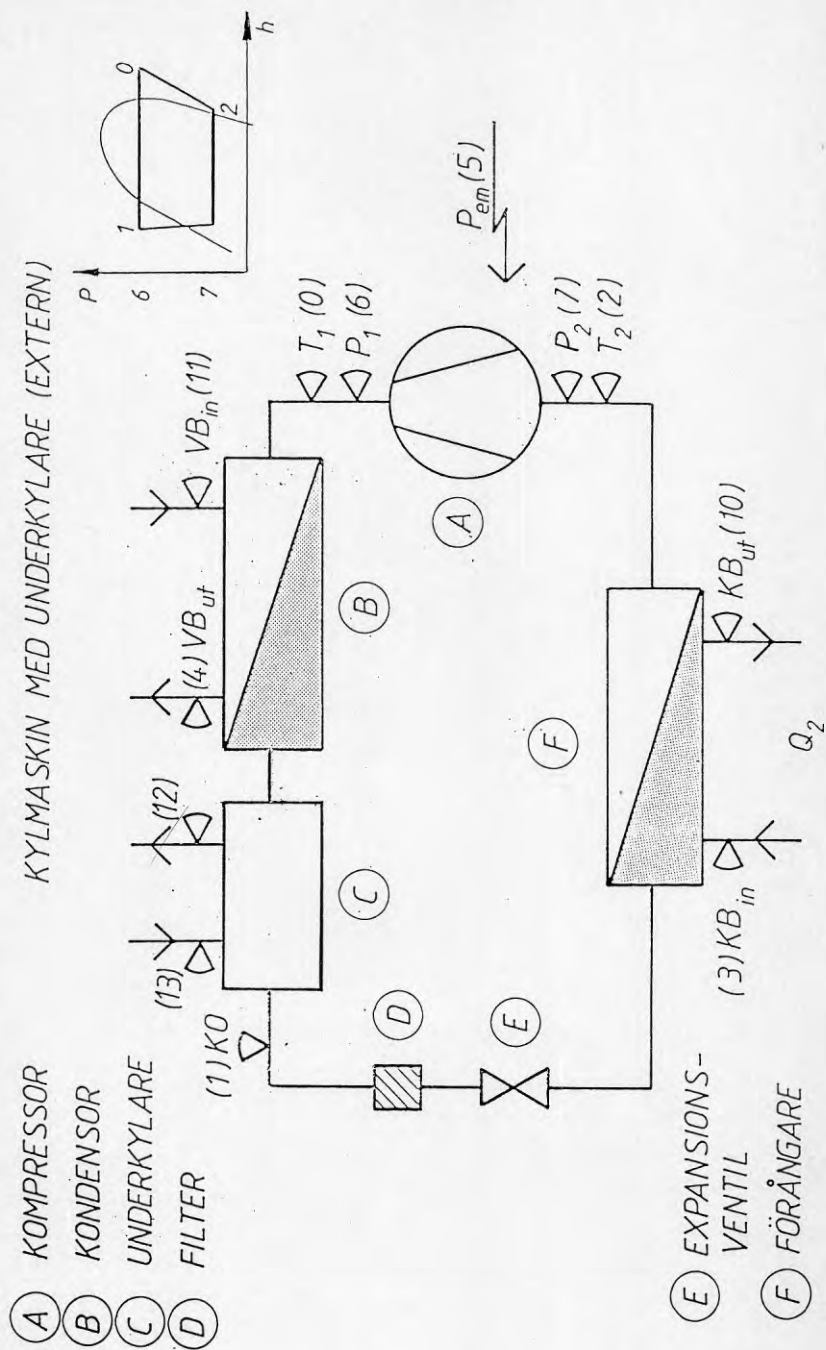
VÄRMEPUMP MED STARTAVLASTNING



(12-16) = KONTROLLMÄTPUNKTER

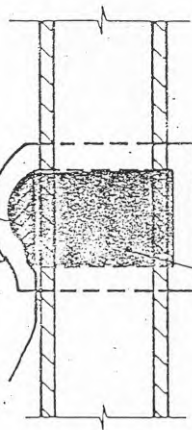
© expro





MONTERING AV TEMPERATURGIVARE

ISOLERING. Typ Armaflextejp GIVARE. Monteras med silikonpasta



ALUMINIUMTAPE. Värmesköld

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 860742-1 från Statens råd för byggnadsforskning till enheten för energiteknik, Statens provningsanstalt, Borås.

R4: 1989

ISBN 91-540-4992-X

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6709004

Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang

Distribution:
Svensk Byggtjänst
171 88 Solna

Cirka pris: 43 kr exkl moms