



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

R1:1988

**Laboratorieprovning av
värmepumpar**

Erfarenheter 1984—1986

Per Fahlén

INSTITUTET FÖR
BYGGDOKUMENTATION

Accnr

Plac *Ser*

K/O

Byggeforskningsrådet

R1:1988

LABORATORIEPROVNING AV VÄRMEPUMPAR

Erfarenheter 1984-1986

Per Fahlén

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 830933-2
från Statens råd för byggnadsforskning till Statens
provningsanstalt, Borås.

REFERAT

Föreliggande rapport redovisar erfarenheter från laboratorieprovning av värmepumpar vid Statens provningsanstalt under perioden 1984-1986. Totalt har 186 värmepumpar av olika typer provats varav 71 provats under den aktuella perioden. Jämförelser av resultaten mellan olika år visar att prestanda förbättrades klart fram till 1983, sedan endast marginellt.

Fortfarande ligger uppmätta värden för värmefaktor och effekt 10-12% lägre än tillverkarens angivna data, vilket är ungefär samma resultat som erhöles perioden 1979-1983. Påfallande stora skillnader mellan olika fabrikat av värmepumpar redovisas, både beträffande värmefaktor, varmvattenberedning, avfrostningseffektivitet och ljudnivå.

I övrigt presenteras ett stort antal resultat från mätningar av hur olika parametrar som flöde, temperatur, fukttinnehåll m m påverkar värmepumpens drift. Resultaten presenteras i form av stapeldiagram eller liknande över spridningen av värdena på respektive känslighetskoefficienter mellan olika aggregat.

Allmänt kan observeras att värmepumpen numera är en kommersiellt mogen produkt. Ett stort utvecklingsarbete hos enskilda företag har resulterat i värmepumpar som överlag är effektiva, rimligt tysta och tillförlitliga samt att prisnivån på färdiga installationer sjunkit drastiskt under senare år.

Utrymme för förbättringar finns fortfarande, framför allt beträffande effektivitet och tillförlitlighet vid beredning av varmvatten och avfrostning av uteluftförångare.

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

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, oblekt papper.

R1:1988

ISBN 91-540-4842-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Svenskt Tryck Stockholm 1987

INNEHÅLL

	Sida
1	INLEDNING..... 7
1.1	Bakgrund..... 7
1.2	Syfte..... 8
2	PROVADE VÄRMEPUMPAR..... 9
3	GENERELLA JÄMFÖRELSER AV EFFEKT OCH VÄRMEFAKTOR..... 11
4	VÄRMEPUMPAR TYP VÄTSKA/VATTEN (J/V)..... 18
4.1	Värmefaktor..... 18
4.2	Inverkan av temperatur och flöde..... 22
4.3	Tryckfall och pumpeffekt..... 27
4.4	Köldmedietemperaturer..... 29
5	VÄRMEPUMPAR TYP VATTEN/VATTEN (G/V)..... 33
5.1	Värmefaktor..... 33
5.2	Inverkan av temperatur och flöde..... 37
5.3	Tryckfall och pumpeffekt..... 40
5.4	Köldmedietemperaturer..... 41
6	VÄRMEPUMPAR TYP LUFT/VATTEN (L/V)..... 44
6.1	Värmefaktor..... 44
6.2	Inverkan av temperatur, flöde och avfrostning..... 48
6.3	Tryckfall samt pump- och fläkteffekt..... 51
6.4	Köldmedietemperaturer..... 52
7	VÄRMEPUMPAR TYP FRÅNLUFT/VATTEN (FL/V)..... 55
7.1	Värmefaktor..... 57
7.2	Inverkan av temperatur, flöde och fukthalt..... 58
7.3	Tomgångsförbrukning..... 61
7.4	Tryckfall samt pump- och fläkteffekt..... 63
7.5	Täthet..... 64
8	VARMVATTENTAPPNING..... 66
8.1	Värmepumpar typ frånluft/vatten (FL/V)..... 67
8.2	Övriga värmepumpar..... 70
9	DRIFTSTÖRNINGAR..... 74
10	LJUDEFEKT..... 76
10.1	Värmepumpar typ vätska/vatten (J/V och G/V)..... 78
10.2	Värmepumpar typ luft/vatten (L/V)..... 79
10.3	Värmepumpar typ frånluft/vatten (FL/V)..... 81
11	ELSÄKERHET..... 83
12	DISKUSSION..... 84

RETECKNINGAR

t_{kbin}/t_{vbut}	= Värmeällans 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
t_1	= kondenseringstemperatur
t_2	= förångningstemperatur
t_{vbut}	= utgående värmebärartemperatur
t_{kbin}	= inkommande köldbärartemperatur
t_{tr}	= tryckrörstemperatur
P_{lvp}	= avgiven värmeeffekt från värmepumpen
P_{lvpa}	= avgiven värmeeffekt från värmepumpenläggningen
P_{em}	= upptagen elektrisk effekt till kompressormotorn
P_{evp}	= upptagen elektrisk effekt till värmepumpen
P_{evpa}	= upptagen elektrisk effekt till värmepumpenläggningen
P_{etom}	= tomgångsförbrukning
$P_{för}$	= förlusteffekt
COP _k	= värmefaktor med avseende på kompressorn
COP _{vp}	= motorvärmefaktor
COP _{vpa}	= total värmefaktor för värmepumpenläggningen (inkluderar samtliga pumpar och fläktar)
COP _{vv}	= värmefaktor vid provning med olika varmvattentappningar under 24 h

BETECKNINGAR, forts

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

η_C = Carnot verkningsgrad

L_{WA} = A-vägd ljudeffekt

Driftfall A = 7/45 (J/V, G/V, L/V), 20/45 (FL/V)

Driftfall B = 0/55 (J/V)
4/55 (G/V)
-7/55 (L/V)
20/55 (FL/V)

τ_u = uppladdningstid för varmvattenberedare

ABSTRACT

LABORATORY TESTING OF HEATPUMPS - EXPERIENCES FROM 1984-1986

This report presents experiences from laboratory testing of heat pumps at the Swedish National Testing Institute during the period 1984-1986. A total of 186 heat pumps have so far been tested at the institute, 71 of which were tested during the investigated period. Comparisons between results obtained during different years show that performance data improved significantly up to 1983, there after improvements have been marginal. Tested values for coefficients of performance and heat output are on average 10-12 % below data given by manufacturers.

Remarkably large deviations are shown to exist between different makes of heat pumps, both concerning coefficient of performance, heating of sanitary hot water, defrosting efficiency and noise levels. As an example the difference between the best and the worst tested results with the same operating conditions was 42 % for the coefficient of performance of liquid/water heat pumps. Even larger deviations exist concerning the efficiency of sanitary hot water heating. For summer operating conditions the best heat pump is 150 % better than the worst and for winter conditions 160 %.

Additional results describing how various parameters such as flowrate, temperature, humidity etc affect the operation of heat pumps are presented in a large number of diagrams. Results are mainly given in the form of bargraphs showing the scatter of test results for the various sensitivity factors.

As a general observation heat pumps are now commercially mature products. Large amounts of research and development work by various manufacturers have resulted in heat pumps which in general are efficient, reasonably quiet and reliable and with a rapidly decreasing price level of turn key installations. However there is still room for improvements, mainly concerning efficiency and reliability of sanitary hot water heating and defrosting of outside air evaporators.

Key words: heat pump, coefficient of performance, sanitary hot water, testing, defrosting, noise.

SAMMANFATTNING

Föreliggande rapport redovisar erfarenheter från laboratorieprovning av värmepumpar vid Statens provningsanstalt under perioden 1984-1986. Totalt har 186 värmepumpar av olika typer provats varav 71 provats under den aktuella perioden. Jämförelser av resultaten mellan olika år visar att prestanda förbättrades klart fram till 1983, sedan endast marginellt. Fortfarande ligger uppmätta värden för värmefaktor och effekt 10-12 % lägre än tillverkarens angivna data, vilket är ungefär samma resultat som erhöles perioden 1979-1983.

Påfallande stora skillnader mellan olika fabrikat av värmepumpar redovisas, både beträffande värmefaktor, varmvattenberedning, avfrostningseffektivitet och ljudnivå. Som exempel redovisas en skillnad i värmefaktor för samma driftpunkt mellan bästa och sämsta provade vätska/vatten värmepump av 42 %. Ännu större skillnader råder vid bestämning av värmepumpens effektivitet vid varmvattenberedning. I sommardriftfallet är den bästa värmepumpen 150 % bättre än den sämsta och i vinterfallet 160 %.

I övrigt presenteras ett stort antal resultat från mätningar av hur olika parametrar som flöde, temperatur, fukttinnehåll m m påverkar värmepumpens drift. Resultaten presenteras i form av stapeldiagram eller liknande över spridningen av värdena på respektive känslighetskoefficienter mellan olika aggregat.

Allmänt kan observeras att värmepumpen numera är en kommersiellt mogen produkt. Ett stort utvecklingsarbete hos enskilda företag har resulterat i värmepumpar som över lag är effektiva, rimligt tysta och tillförlitliga samt att prisnivån på färdiga installationer sjunkit drastiskt under senare år.

Utrymme för förbättringar finns fortfarande, framför allt beträffande effektivitet och tillförlitlighet vid beredning av varmvatten och avfrostning av uteluftförångare.

INLEDNING

1.1 Bakgrund

Statens provningsanstalt har provat värmepumpar i laboratorium sedan 1977. De första provningsuppdragen genomfördes i liten omfattning på initiativ av enskilda tillverkare. En opartisk utvärdering bedömdes av dessa tillverkare vara utomordentligt värdefull i samband med introduktionen av värmepumpar på den öppna marknaden.

När sedan statliga lån och bidrag introducerades för installation av värmepumpar sköt marknaden fart på ett explosionsartat sätt i början av 1980-talet. Genom att de lånegivande organen ställde krav på opartisk provning och typgodkännande av de produkter som fick tillgång till de finansiella förmånerna, växte även omfattningen av laboratorieprovningar lavinartat. I detta skede utsågs Statens provningsanstalt till riksprövplats (RPP) för värmepumpar (1981-01-01).

De finansiella subventionerna avvecklades emellertid successivt och försvann helt och hållet från och med 1985. Laboratorieprovningen av värmepumpar fortsätter trots detta men i mindre omfattning. Omfattningen har minskat dels på grund av bortfallet av statligt stöd och därtill hörande provningskrav men framför allt på grund av den krympande marknaden för värmepumpar. Den vikande marknaden har gjort att antalet leverantörer av värmepumpar minskat kraftigt. Bland de som finns kvar bedöms emellertid den opartiska provningen vara mycket viktig som säljargument och som ett medel att främja en sund konkurrens på jämbördiga villkor.

Den provning som utförs för typgodkännande omfattar bestämning av kapacitetsdata med avseende på avgiven värmeeffekt och upptagen elektrisk effekt, tryckfall över värmeväxlare, kontroll av säkerhetsutrustning samt bestämning av avgiven ljudeffekt. I vissa fall omfattar provningen även elsäkerhetsaspekter. Fram till år 1984 utfördes provningarna enligt en provningsmetod från Statens provningsanstalt, SP A03 507. Efter 1984 har provningarna utförts enligt ett förslag till svensk standard, SS 2095, vilken officiellt trädde i kraft 1987-01-01.

Till och med år 1986 har 186 st värmepumpar av olika typer och storlekar provats i Statens provningsanstalts laboratorium. Detta gör att ett stort och omfattande dataunderlag för värmepumpars prestanda under olika driftstillstånd finns registrerat. Det finns därmed också vissa möjligheter att göra generella jämförelser beträffande utvecklingen av prestanda och att göra jämförelser mellan tillverkarens katalogdata och erhållna resultat vid provning.

1.2 Syfte

Föreliggande rapport syftar till att presentera resultat från en utvärdering och sammanställning av de erfarenheter som Statens provningsanstalt gjort vid provning av värmepumpar i laboratorium. Redovisningen sker i statistisk form med t ex stapeldiagram, eftersom innehållet i enskilda provningsrapporter är konfidentiellt.

Med hjälp av det stora antal provningsrapporter, som finns arkiverade, kan jämförelser rörande utvecklingen av prestanda göras mellan olika år. Jämförelsen kan omfatta t ex värmeeffekt, värmefaktor och ljudeffekt. Dessutom är överensstämmelsen mellan fabrikantuppgifter och provningsresultat av stort intresse. En presentation av storleken och spridningen av resultaten från prestandaprovningar ger dessutom tillverkare och köpare ett jämförelsematerial för att konstatera om ett enskilt aggregat kan betraktas som bra eller dåligt. Detta är extra viktigt med tanke på den stora spridning i prestanda som denna rapport visar på. Jämförelserna görs vid 2 olika driftfall, kallade A och B. Driftfallen anges enligt (t_{kbin}/t_{vbut}), där t_{kbin} är den inkommande köldbärartemperaturen och t_{vbut} är den utgående värmebärartemperaturen (utom för luft, där den inkommande värmebärartemperaturen anges).

Driftfall A motsvarar förhållanden med hög temperatur på värmekällan och en måttligt hög temperatur på värmesänkan, vilket motsvarar temperaturförhållanden som råder under vår och höst. Temperaturnivåerna är valda från de standardiserade drifttillstånd som anges i SS 2095, 1986. Eftersom den första jämförelsen av laboratorieprovade aggregat gjordes flera år innan den svenska standarden fastställdes (Fahlén, 1985) har köldbärartemperaturerna för vätska/vatten-värmepumpar hunnit ändras under standardiseringsarbetets gång. För att kunna jämföra den nu aktuella utvärderingen med den som gjordes för perioden 1977-1983 har dock de tidigare värdena (+7, 0, -7 °C) behållits istället för att ändra till standardens nuvarande värden (+5, 0, -5 °C). För övriga typer av värmepumpar stämmer temperaturnivåerna både på värmebärarsidan och köldbärarsidan med de drifttillstånd som specificeras i SS 2095.

2 PROVADE VÄRMEPUMPAR

Fördelningen av de värmepumpar som provats i Statens provningsanstalts laboratorium under perioden 1977-1986 finns redovisad i tabell 2.1. Fördelningen är gjord efter provningsår och typ av värmekälla/värmesänka.

År	J/V	G/V	L/V	L/L	FL/V	FL/TL	Totalt
1977	-	-	-	1	-	-	1
1978	-	-	-	-	-	-	-
1979	3	1	-	1	1	1	7
1980	12	2	3	-	2	-	19
1981	11	4	4	1	5	1	26
1982	7	7	11	1	4	-	30
1983	12	9	6	-	5	-	32
1984	5	4	9	-	3	-	21
1985	12	4	16	-	3	2	37
1986	6	1	3	3	-	-	13
Totalt	68	32	52	7	23	4	186

Tabell 2.1. Antalet provade värmepumpar vid Statens provningsanstalt 1977-1986.

Tabellen avspeglar på ett tydligt sätt utvecklingen på värmepumpsmarknaden med en stadig ökning av antalet provningar per år till och med 1985. Den tillfälliga svackan kring 83/84 hänger samman med att provningsanstalten 1983 flyttade hela värmepumpprovningen till nya lokaler och provningar därmed bara kunde utföras i begränsad omfattning under hösten -83/våren -84.

Från och med 1985 försvann de statliga subventionerna till värmepumpinstallationer. Detta tillsammans med de kraftigt sänkta oljepriserna resulterade i en dramatisk minskning av antalet installerade värmepumpar. Resultatet för provningsverksamheten syns tydligt i skillnaden mellan åren 1985 och 1986. Denna minskning har fortsatt under 1987.

Av tabellen framgår även att fram till och med år 1982 var värmepumpar av typ vätska/vatten (d v s jordvärme- och grundvattenvärmepumpar) klart dominerande bland provobjekten. Därefter har en förskjutning ägt rum mot en allt större andel värmepumpar med luft som värmekälla.

De flesta av de värmepumpar som provats ligger i effektområdet 5-10 kW avgiven värmeeffekt. I tabell 2.2 visas fördelningen av provade värmepumpar efter effekt och typ av värmekälla/värmesänka för perioden 1984-1986. Effekten avser totalt avgiven värmeeffekt från värmepumpanläggningen för driftfall A.

P _{lvpa} (kW)	J/V	G/V	L/V	L/L	FL/V+TL	Totalt
0-2	-	-	-	-	8	8
2-5	-	-	7	3	-	10
5-10	9	-	13	-	-	22
10-20	13	8	8	-	-	29
20-50	1	-	-	-	-	1
Totalt	23	8	28	3	8	70

Tabell 2.2. Fördelning av provade värmepumpar efter effekt och typ av värmekälla/värmesänka för perioden 1984-1986.

I tabell 2.3 visas motsvarande fördelning för perioden 1977-1983. Det totala antalet provade värmepumpar skiljer sig från antalet värmepumpar som fördelats efter effekt. Detta beror på att några värmepumpar inte provats vid förhållanden som motsvarar driftfall A.

P _{lvpa} (kW)	J/V	G/V	L/V	L/L	FL/V+TL	Totalt
0-2	-	-	-	1	12	13
2-5	3	1	2	2	1	9
5-10	23	7	18	-	1	49
10-20	23	9	4	-	2	38
20-50	-	-	-	-	-	-
Totalt	49	17	24	3	16	109

Tabell 2.3. Fördelning av provade värmepumpar efter effekt och typ av värmekälla/värmesänka för perioden 1977-1983.

Under perioden 1984-1986 har de flesta provade värmepumparna legat i storleksklassen 10-20 kW medan de flesta värmepumparna låg i klassen 5-10 kW under perioden 1977-1983. I redovisningen av erfarenheter från 1977-1983 (Fahlén, 1985) förväntades att storleken på de provade värmepumparna skulle minska allt eftersom installationerna ökade i mindre hus. Det kraftiga oljeprisfallet och de uteblivna subventionerna har emellertid medfört att de objekt som har sämsta besparingspotentialen (d v s de små husen) i första hand försvunnit från marknaden. Detta har haft som följd att utvecklingen mot mindre värmepumpar inte fått den fart som förväntades.

3 GENERELLA JÄMFÖRELSE AV EFFEKT OCH VÄRMEFAKTOR

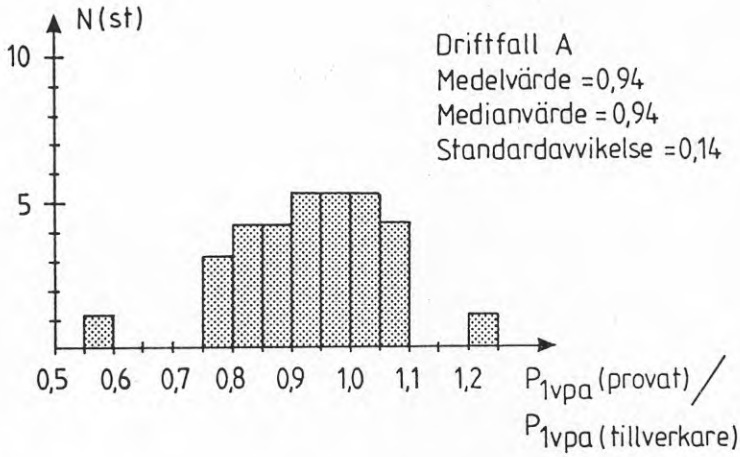
Större delen av de provningar som utförts vid provningsanstalten har utförts enligt metod SP A03 507. Denna metod föreskriver temperaturerna på värmebärarsidan samt ett temperaturintervall på köldbärarsidan. För att få jämförbara data måste man därför gå in i diagram och läsa vid de olika temperaturer som valts för denna jämförelse. Detta är både tidsödande och innebär risk för felavläsning. Det är därför mycket värdefullt att den svenska standarden SS 2095 även lägger fast temperaturerna på köldbärarsidan och formen för hur prestanda vid dessa värden ska presenteras (se bilaga 1).

Eftersom SS 2095 trätt i kraft efter den stora mängden provningar redan genomförts (december 1986) har den standardiserade redovisningen inte hunnit få någon spridning bland tillverkarna ännu. Förhoppningsvis kommer emellertid denna standard att innebära ett stort framsteg beträffande möjligheterna att jämföra värmepumpars prestanda. En stor del av värmepumpleverantörerna är organiserade i branschorganet SVEP och har i princip kommit överens om att prova och typgodkänna sina värmepumpar och därmed redovisa prestanda enligt den svenska standarden (denna motsvaras av Statens planverks blad för tekniska data). Trots detta är bristerna fortfarande stora i många broschyrer.

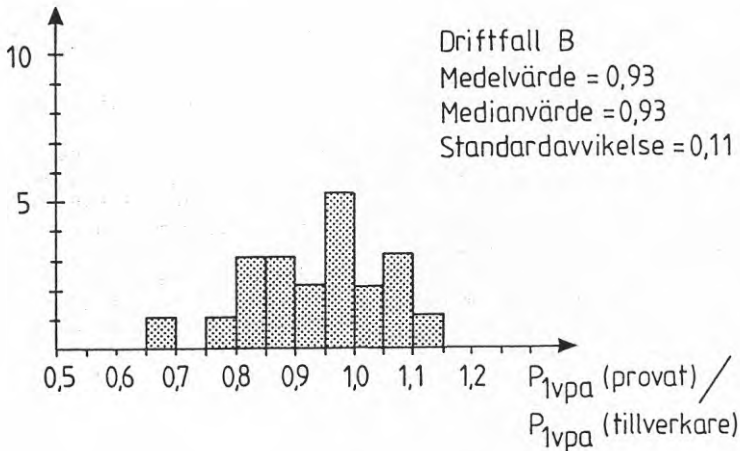
Till viss del kan väl bristerna förklaras med att de flesta provningar som gjorts utförts enligt SP A03 507, men man borde ändå i större utsträckning ha kunnat redovisa effektoppgifter på ett bättre sätt. Trots allt sker hela tiden en tydlig förbättring och man ser allt mera sällan uppgifter av typen "värmefaktor 4,5" utan någon specifikation av drifttillstånd.

Den positiva inverkan som en etablerad standard för provning och redovisning har kan man se på tyska värmepumpar. För dessa anges alltid data enligt DIN 8900 i tyskt informationsmaterial och man får oftast en mycket god överensstämmelse med de resultat som erhålls i provningsanstaltens laboratorium för dessa värmepumpar.

I figurerna 3.1 och 3.2 visas förhållandet mellan avgiven värmeeffekt enligt provningsanstaltens mätningar och den avgivna effekten enligt leverantörens datablad för de värmepumpar där uppgifter kunnat erhållas. I många fall är prestandaredovisningen så knapphändig att jämförelse med provade värden inte går att göra. Därför blir underlaget för redovisningen i figurerna 3.1 och 3.2 betydligt magrare än det totala provningsunderlaget. Figur 3.1 avser driftfall A och 3.2 avser driftfall B. Materialet är klassindelad i steg om 5 %.



Figur 3.1. Jämförelse mellan provningsresultat och uppgifter i datablad för avgiven värmeeffekt (P_{1vpa}) för driftfall A ($t_{vbut} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$). Resultat från 1984-1986.



Figur 3.2. Jämförelse mellan provningsresultat och uppgifter i datablad för avgiven värmeeffekt (P_{1vpa}) för driftfall B ($t_{vbut} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$). Resultat från 1984-1986.

I jämförelse med resultaten för perioden 1977-1983 (Fahlén, 1985) märks en klart bättre överensstämmelse mellan fabrikantuppgifter och uppmätta värden vid provning. Med tanke på mätosäkerhet och tillverkningsstoleranser kan avvikelser mindre än 5 % anses vara ett mycket bra resultat, och i det området ligger många fabriker idag.

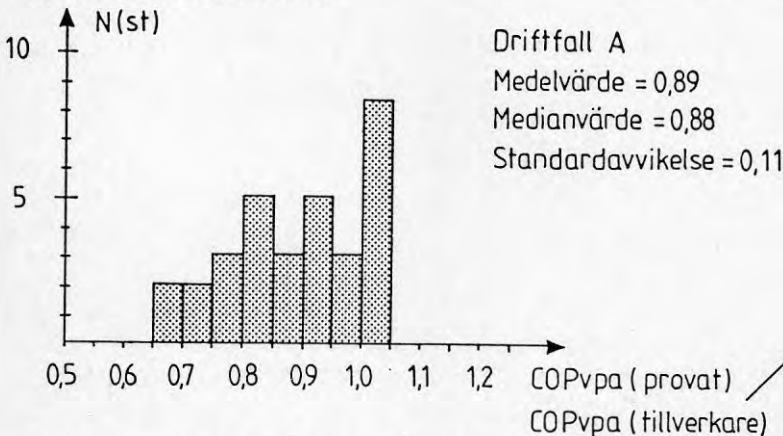
I tabell 3.1 visas jämförelsen för de två perioderna 1977-1983 och 1984-1986.

År	Driftfall A		Driftfall B	
	$\frac{Pl(\text{prov})}{Pl(\text{tillv})}$	$\frac{COP(\text{prov})}{COP(\text{tillv})}$	$\frac{Pl(\text{prov})}{Pl(\text{tillv})}$	$\frac{COP(\text{prov})}{COP(\text{tillv})}$
1977-83	0,89	0,89	0,86	0,84
1984-86	0,94	0,89	0,93	0,88

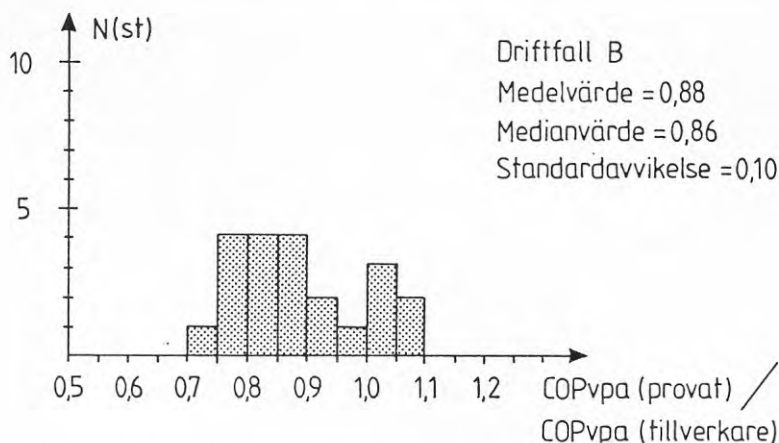
Tabell 3.1. Medelvärdet av förhållandet mellan uppmätta värden vid provning och tillverkaruppgifter för avgiven värmeeffekt (P_{lvpa}) och total värmefaktor (COP_{vpa}). Två driftfall jämförs, A ($t_{vbut} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$) och B ($t_{vbut} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$).

Av tabell 3.1 framgår att den positiva utvecklingen beträffande uppgivna effektdata inte avspeglar sig i en motsvarande positiv utveckling beträffande värmefaktorn. För denna har endast en svag förbättring noterats för driftfall B.

Tabell 3.1 visar också att för perioden 1977-83 var avvikelserna beträffande värmefaktorn i stort sett att hänföra till avvikelserna i värmeeffekt. För perioden 1984-86 beror avvikelserna i värmefaktorn dels på för låg avgiven effekt (P_{lvpa}) och dels på för hög upptagen elektrisk effekt (P_{evpa}). I figurerna 3.3 och 3.4 visas fördelningen av jämförelsetalen för värmefaktorn för driftfall A respektive B.



Figur 3.3. Jämförelse mellan provningsresultat och uppgifter i datablad för total värmefaktor (COP_{vpa}) för driftfall A ($t_{vbut} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$). Resultat från 1984-1986.



Figur 3.4. Jämförelse mellan provningsresultat och uppgifter i datablad för total värmefaktor (COP_{vpa}) för driftfall B ($t_{vbut} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$). Resultat från 1984-1986.

Den årsvisa utvecklingen av medelvärdet för värmefaktorn visas i tabell 3.2 för värmepumpar som provats i provningsanstaltens laboratorium. Av tabellen framgår att den iakttagelse som gjordes i jämförelsen 1977-83 (Fahlén, 1985) beträffande medelvärdet av värmefaktorn fortfarande gäller. Fram till år 1982 skedde en klar förbättring av värmefaktorn, men sedan har utvecklingen stagnerat. För värmepumpar av typ luft/vatten har dock förbättringen fortsatt för driftfall B.

År	Total värmefaktor, COP_{vpa}							
	Driftfall A				Driftfall B			
	J/V	G/V	L/V	L/L	J/V	G/V	L/V	L/L
1977-								
1980	2,5	(2,6)	2,2	(2,7)	1,8	(2,2)	1,3	-
1981	2,7	3,0	2,4	-	2,1	2,5	1,6	-
1982	2,8	2,6	2,5	-	2,0	2,1	1,5	-
1983	2,8	2,8	2,8	-	2,1	2,3	1,6	-
1984	2,7	3,0	2,6	-	2,0	2,4	1,7	-
1985	2,7	2,9	2,7	-	2,0	2,3	1,7	-
1986	2,7	(2,6)	2,5	2,6	2,0	(1,9)	1,8	2,1

Tabell 3.2. Utvecklingen av medelvärdet för den uppmätta totala värmefaktorn under perioden 1977-1986. Värdet inom parentes är baserat på ett fåtal provningar (en eller två).

För att särskilja eventuella toppar i utvecklingen finns de maximala, uppmätta värmefaktorerna angivna årsvis i tabell 3.3. Även för dessa märks en stagnation i utvecklingen efter 1983.

År	Total värmefaktor, COP_{vpa}							
	Driftfall A				Driftfall B			
	J/V	G/V	L/V	L/L	J/V	G/V	L/V	L/L
1977-								
1980	2,9	(3,4)	2,5	(2,7)	2,2	(3,2)	-	-
1981	3,2	3,1	3,0	-	2,4	2,6	2,1	-
1982	3,0	2,7	2,9	-	2,2	2,2	1,7	-
1983	3,2	3,1	3,1	-	2,3	2,6	1,9	-
1984	2,9	3,1	3,0	-	2,2	2,5	2,1	-
1985	3,0	3,1	3,0	-	2,3	2,6	2,0	-
1986	3,1	(2,6)	2,5	2,8	2,2	(1,9)	1,8	2,2

Tabell 3.3. Utvecklingen av det största uppmätta värdet för den totala värmefaktorn under perioden 1977-1986. Värderna inom parentes är baserade på ett fåtal provningar.

Det bör emellertid påpekas att för värmepumpar av typ vätska/vatten (J/V och G/V) påverkas den totala värmefaktorn av dimensioneringen av värmekällan och det erforderliga pumparbetet för köldbärarflödet. I viss mån kan därför en förbättring av värmepumpaggregatet döljas av en större marginal vid dimensioneringen av köldbärarflödet.

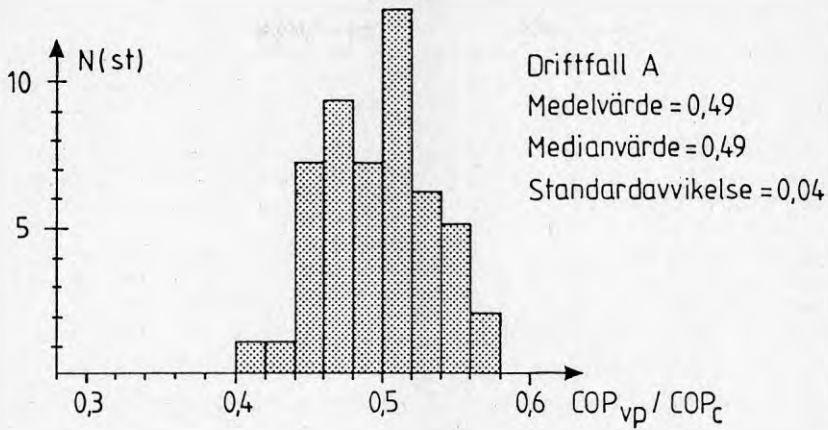
Utvecklingen på kompressorsidan illustreras av tabell 3.4, där medelvärdet för förhållandet mellan motorvärmefaktorn (COP_{vp}) och den ideala Carnot värmefaktorn (COP_c) redovisas. Eftersom dessa värden är baserade på mätningar i aggregat som injusterats av de olika leverantörerna, kommer överhettning och underkyllning att vara olika. Därför avspeglar tabellen inte bara utvecklingen på kompressorsidan utan även utvecklingen beträffande injusteringen av köldmediekretsen. Motorvärmefaktorn inkluderar verkningsgraden för kompressorn och dess drivmotor.

År	Förhållandet COP_{vp}/COP_C					
	Driftfall A			Driftfall B		
	M	Max	Min	M	Max	Min
1977- 1980	0,46	0,52	0,34	0,41	0,50	0,26
1981	0,47	0,56	0,34	0,42	0,49	0,33
1982	0,49	0,56	0,44	0,42	0,53	0,30
1983	0,50	0,57	0,44	0,45	0,54	0,27
1984	0,48	0,53	0,44	0,43	0,52	0,36
1985	0,50	0,57	0,44	0,45	0,55	0,36
1986	0,48	0,52	0,41	0,43	0,48	0,36

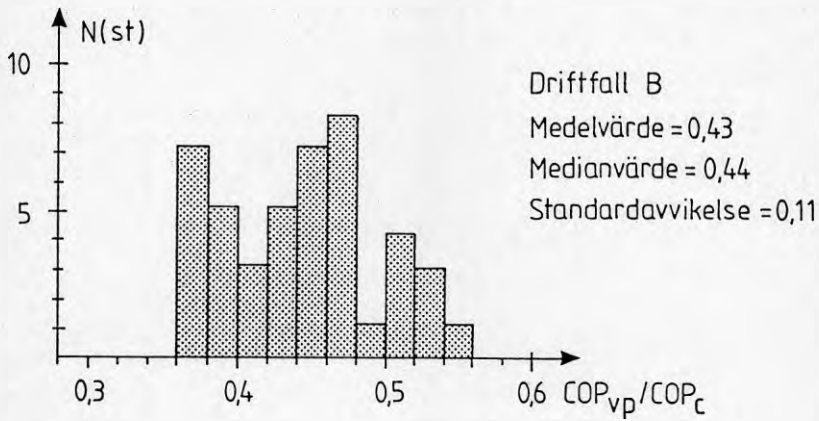
Tabell 3.4. Medelvärde (M), maximala värdet (Max) och minsta värdet (Min) för förhållandet mellan värmepumpens motorvärmefaktor (COP_{vp}) och den ideala, Carnotvärmefaktorn (COP_C).

Någon tydlig utvecklingstendens kan inte utläsas av tabell 3.4. Förmodligen avspeglas i första hand hur väl injusterade värmepumpaggregaten varit och inte någon verklig tendens beträffande kompressorverkningsgraden. De stora variationerna mellan max och min värdena i tabell 3.2 visar att dimensionering och injusteringskontroll har minst lika stor betydelse för resultatet som val av förstklassiga komponenter. Det ena utesluter emellertid inte det andra och med den nya generationen värmepumpkompressorer som finns på marknaden samt optimal injustering skulle värdena i tabell 3.4 kunna förbättras.

I figur 3.5 och 3.6 visas fördelningen av enskilda värden för perioden 1983-1986 för de båda driftfallen A och B. Medelvärdet för hela perioden 1977-1983 är 0,49 och för perioden 1983-1986 också 0,49 beträffande driftfall A. För driftfall B är motsvarande siffror 0,43 respektive 0,43.



Figur 3.5. Förhållandet mellan motorvärmefaktor (COP_{vp}) och Carnotvärmefaktor (COP_c) för driftfall A. Resultat från 1984-1986.



Figur 3.6. Förhållandet mellan motorvärmefaktor (COP_{vp}) och Carnotvärmefaktor (COP_c) för driftfall B. Resultat från 1984-1986.

4 VÄRMEPUMPAR TYP VÄTSKA/VATTEN (J/V)

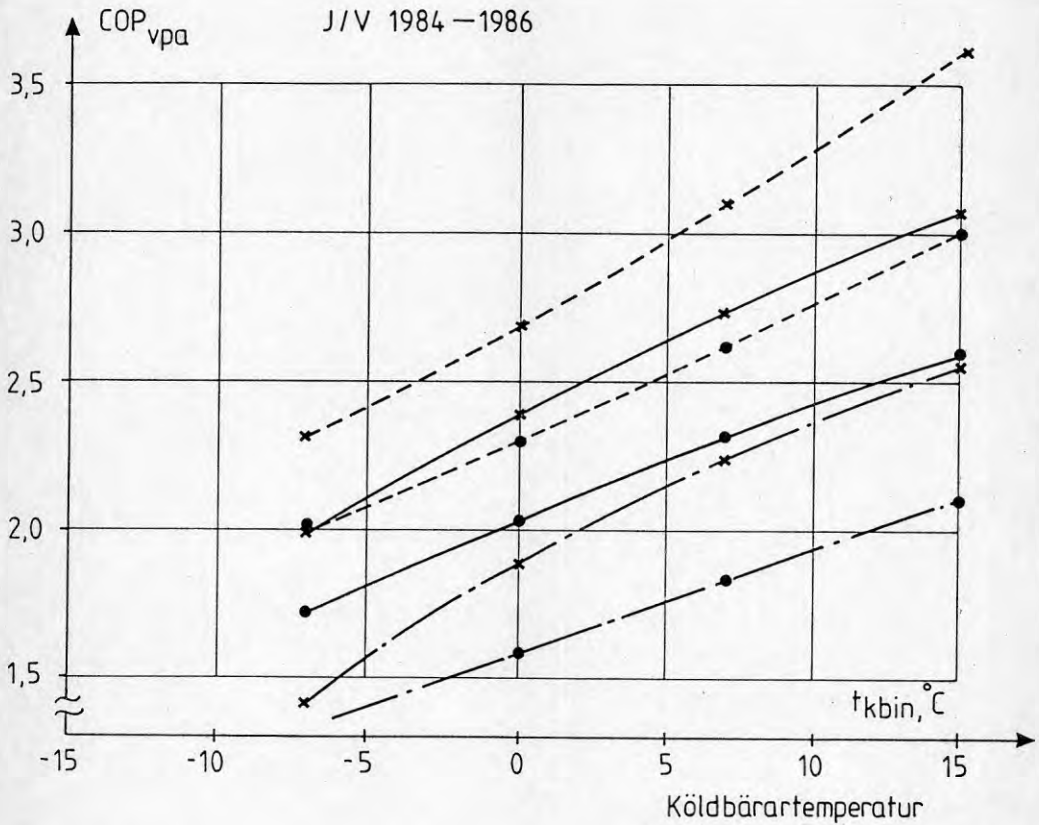
Värmepumpar av typ vätska/vatten för jordvärme etc har tidigare provats enligt SP A03 507. Denna metod föreskrev stationära tillstånd vid nominella köld- och värmebärarflöden med några olika köldbärartemperaturer i intervallet $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ till $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$ samt med tre olika värmebärartemperaturer ($+30$, $+45$ och $+55\text{ }^{\circ}\text{C}$). Dessutom föreskrevs en variation av köld- och värmebärarflödena med $\pm 50\%$ vid en driftpunkt. Från och med 1987 kommer provningar att göras enligt svensk standard SS 2095 med drifttillstånden specificerade till -5 , 0 , $+5$ och $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ för köldbärartemperaturen och 35 , 45 och $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ för värmebärartemperaturen. Erfarenheterna från provning enligt SP A03 507 har medfört att flödesvariationer endast görs med -50% (ej \pm) vid punkten (0/45), se även 4.2.

Av de värmepumpar som provats under perioden 1984-1986 har 14 st haft köldmedium av typ R22 och 7 st haft köldmedium typ R502. Typ av köldmedium kan ha visst intresse med tanke på redovisningen av tryckrörstemperaturer i 4.4 samt med tanke på problemställningarna kring ozonutarmning och växthuseffekt. Ingen av värmepumparna av typ vätska/vatten använde R12, det mest problematiska köldmediet ur miljösynpunkt.

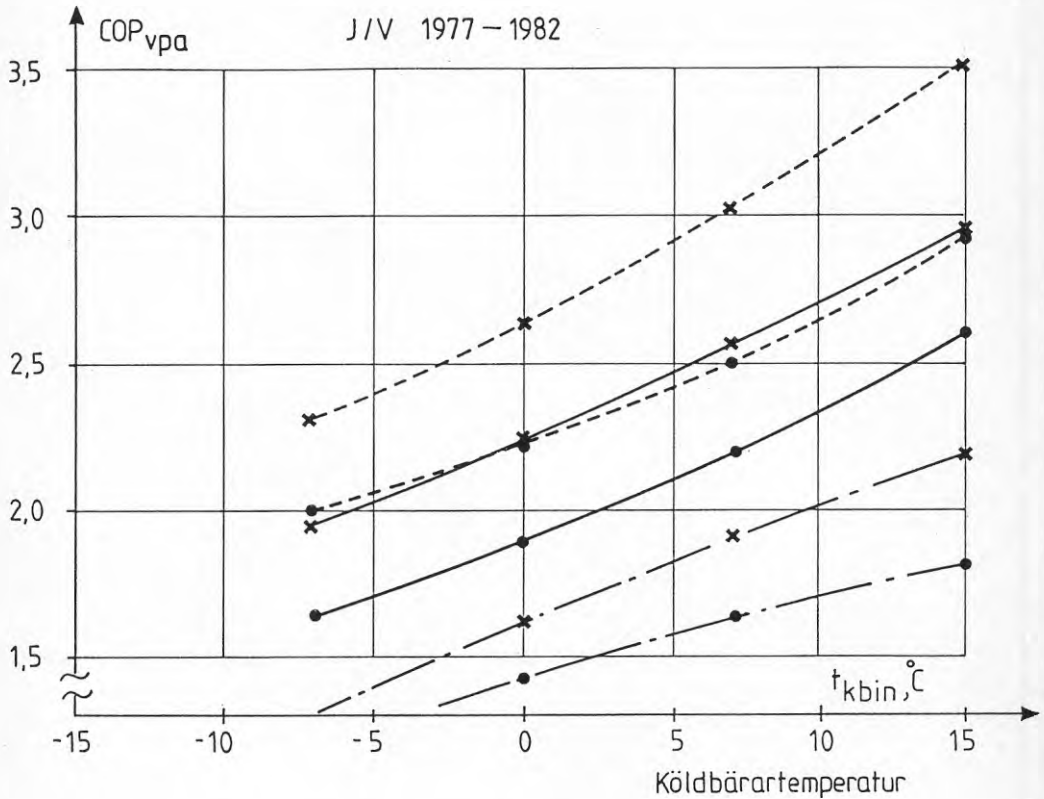
4.1 Värmefaktor

I figur 4.1 visas den totala värmefaktorns variation med köldbärartemperaturen för två olika värmebärartemperaturer, $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ och $55\text{ }^{\circ}\text{C}$. De heldragna linjerna avser "medelvärmepumpen" för perioden. Medelkurvan är baserad på medelvärdet av värmefaktorn för samtliga J/V-värmepumpar beräknad för varje individuell driftpunkt. Dessutom finns streckade kurvor inlagda, vilka motsvarar det högsta respektive lägsta uppmätta värdet vid varje driftpunkt.

Som jämförelse finns motsvarande kurvor uppritade för perioden 1977-1982 i figur 4.2. Som framgår av figurerna är "medelvärmepumpen" för perioden 1984-1986 något bättre än för perioden 1977-1982.



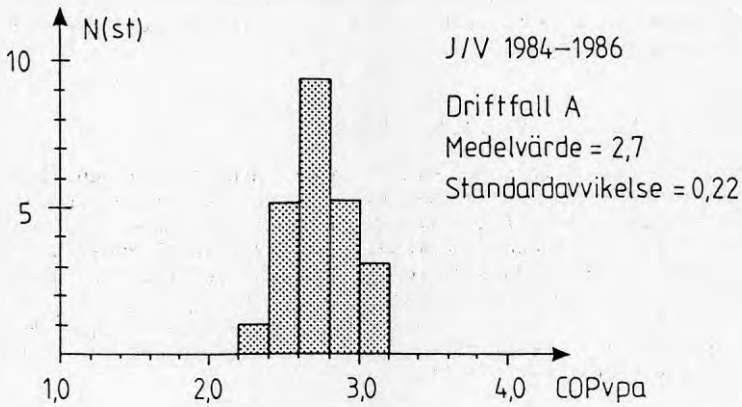
Figur 4.1. Total värmefaktor (COP_{vpa}) som funktion av inkommande köldbärartemperatur (t_{kbin}) för värmepumpar typ J/V under perioden 1984-1986. Medelkurvor anges med —, max kurvor med ---- och min kurvor med -·-·-. Värmebärartemperaturen 45 °C anges med x och 55 °C med •.



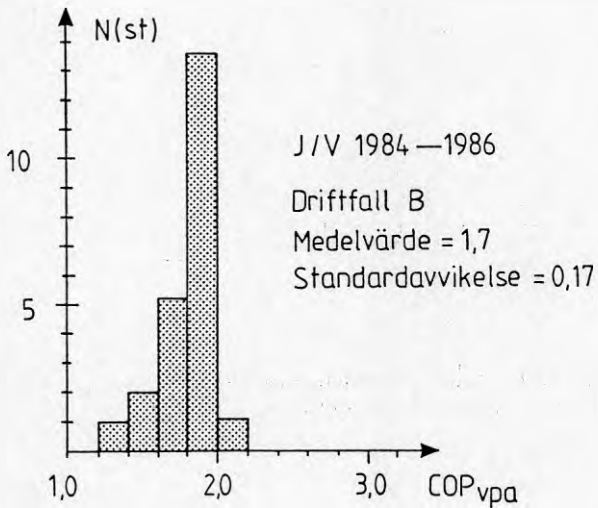
Figur 4.2. Total värmefaktor (COP_{vpa}) som funktion av inkommande köldbärartemperatur (t_{kbin}) för värmepumpar typ J/V under perioden 1977-1982. Medelkurvor anges med —, max kurvor med ---- och min kurvor med -·-·-. Värmebärartemperaturen 45 °C anges med x och 55 °C med •.

Som ett mått på fördelningen av enskilda aggregat finns antalet värmepumpar med en värmefaktor av viss storlek redovisade i figurerna 4.3 och 4.4. Materialet är klassindelade i steg om 0,2 (t ex $2,4 \leq COP_{vpa} < 2,6$) och antalet värmepumpar inom varje klass är avsatt som staplar. Figur 4.3 avser driftfall A och figur 4.4 avser driftfall B.

Som framgår av figurerna är spridningen ganska stor. Det bästa aggregatet har en värmefaktor som är ca 42 % högre än det sämsta (driftpunkt 0/45). Det framgår också att spridningen mellan aggregaten är större för driftfall A än för driftfall B.



Figur 4.3. Fördelning av provade värden för COP_{vpa} för värmepumpar typ J/V vid driftfall A (7/45). Resultat för perioden 1984-1986.

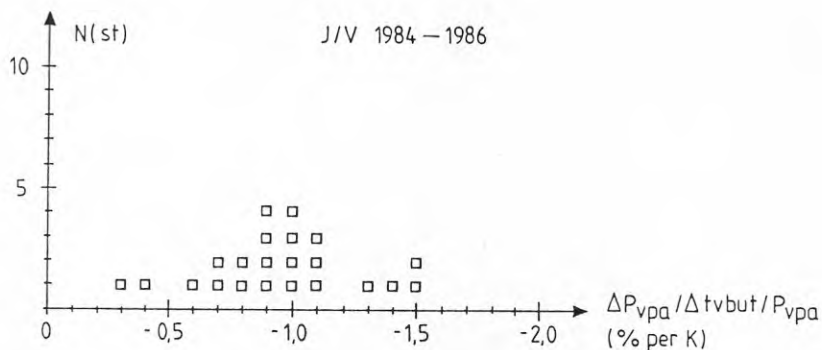


Figur 4.4. Fördelning av provade värden för COP_{vpa} för värmepumpar typ J/V vid driftfall B (-7/55). Resultat för perioden 1984-1986.

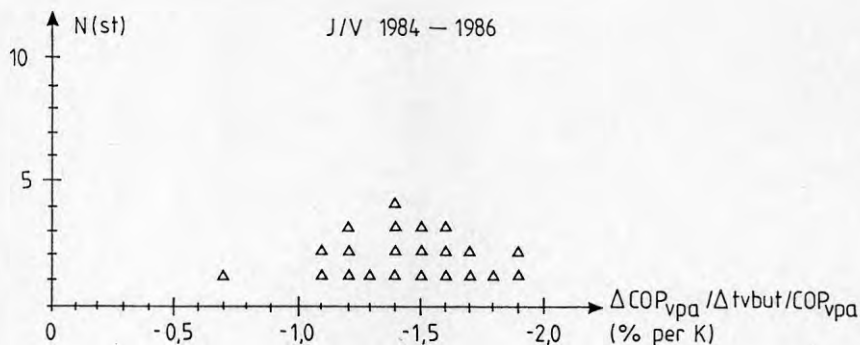
Skillnaden mellan motorvärmefaktor och total värmefaktor rör sig normalt kring 0,3-0,4 med minsta respektive största värden av 0,1 och 0,6. Skillnaderna beror i första hand på storleken av köldbärarflöde, förångartryckfall och dimensionerande tryckhöjning för att klara värmeupptagarens tryckfall. Vid provningen kontrolleras om den installerade köldbärarpumpen kan klara dimensionerande tryckhöjning för värmeupptagaren vid angivet flöde. Klarar pumpen inte detta sänks flödet eller räknas pumpeffekten upp (se även 4.2 och 4.3).

4.2 Inverkan av temperatur och flöde

Eftersom provning utförs med olika temperaturer och flöden finns möjligheter att studera inverkan av dessa parametrar på värmepumpens avgivna och upptagna effekt. I figurerna 4.5 och 4.6 finns inverkan av utgående värmebärartemperaturen på avgiven värmeeffekt och total värmefaktor angivna för individuella aggregat. Inverkan anges för värmeeffekten som $\Delta P_{vpa}/\Delta t_{vbut}/P_{vpa}$ uttryckt i % per K och för värmefaktorn som $\Delta COP_{vpa}/\Delta t_{vbut}/COP_{vpa}$ också uttryckt i % per K. Både P_{vpa} och COP_{vpa} minskar med ökande t_{vbut} , därav minustecknen i figuren.



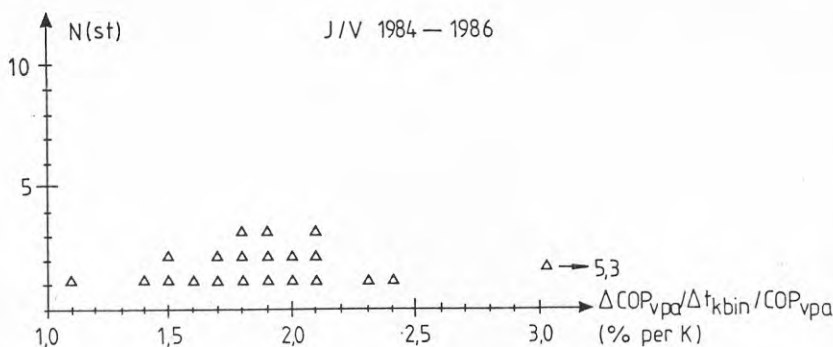
Figur 4.5. Inverkan av utgående värmebärartemperatur (t_{vbut}) på avgiven värmeeffekt (P_{vpa}) för värmepumpar typ J/V 1984-1986.



Figur 4.6. Inverkan kan av utgående värmebärartemperatur (t_{vbut}) på total värmefaktor (COP_{vpa}) för värmepumpar typ J/V 1984-1986.

Av figur 4.5 och 4.6 framgår att känsligheten för variationer av värmebärartemperaturen kan skilja ganska mycket mellan enskilda aggregat men storleksordningen rör sig om ca -1 % per K för värmeeffekten och ca -1,5 % per K för värmefaktorn. Inverkan är större på värmefaktorn än på värmeeffekten eftersom höjd kondenseringstemperatur medför både lägre avgiven effekt och högre förbrukad effekt för kompressorn. Dessa siffror visar på vikten av korrekt val av typ och dimensionering av värmedistributions-system. En sänkning av erforderlig framledningstemperatur med 5 K förbättrar värmefaktorn med ca 7-8 %.

Inverkan av inkommande köldbärartemperatur illustreras av figur 4.7. Figuren visar känsligheten för värmefaktorn för individuella aggregat som $\Delta \text{COP}_{\text{vpa}} / \Delta t_{\text{kbin}} / \text{COP}_{\text{vpa}}$ uttryckt i % per K. Inverkan av köldbärartemperaturen anges med positivt tecken eftersom en höjning av temperaturen medför en ökning av värmefaktorn.



figur 4.7. Inverkan av inkommande köldbärartemperatur (t_{kbin}) på total värmefaktor (COP_{Vpa}) för värmepumpar typ J/V 1984-1986.

Även känsligheten för köldbärartemperaturen visar ganska stor spridning mellan individuella aggregat. Medianvärdet är 1,8 % per K med extremvärden vid 1,1 och 5,3 % per K. Värmefaktorn påverkas alltså något mer av ändringar i köldbärartemperaturen än av ändringar i värmebärartemperaturen. Därför är val och dimensionering av värmekällan utomordentligt viktig. För jord- och bergvärmearläggningar riskerar man en gradvis sänkning av köldbärartemperaturen med tiden om värmekällan är underdimensionerad.

De uppmätta värdena för värmefaktorns ändring med temperaturen stämmer väl med ett enkelt teoretiskt resonemang. Den teoretiska värmefaktorn för en Carnot cykel ges av

$$COP_C = \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (\text{ekv 4.1})$$

Värmepumpens kompressorvärmefaktor ges av

$$COP_K = \eta_c \cdot COP_C \quad (\text{ekv 4.2})$$

För små temperaturändringar kan kompressorns verkningsgrad antas vara konstant och känsligheten för ändringar av kondenserings-temperatur (T_1) och förångningstemperatur (T_2) blir då samma för den verkliga kompressorvärmefaktorn (COP_K) som för den ideala (COP_C). Derivering av ekv 4.1 med avseende på T_1 och T_2 ger

Inverkan av kondenseringstemperatur =

$$\frac{\partial \text{COP}_C}{\partial T_1} = \frac{-T_2}{(T_1 - T_2)^2} \quad (\text{evk 4.3})$$

Inverkan av förångningstemperatur =

$$\frac{\partial \text{COP}_C}{\partial T_2} = \frac{T_1}{(T_1 - T_2)^2} \quad (\text{evk 4.4})$$

Minustecken för uttrycket 4.3 och plustecken för 4.4 innebär att värmefaktorn minskar med ökande kondenseringstemperatur och ökar med ökande förångningstemperatur.

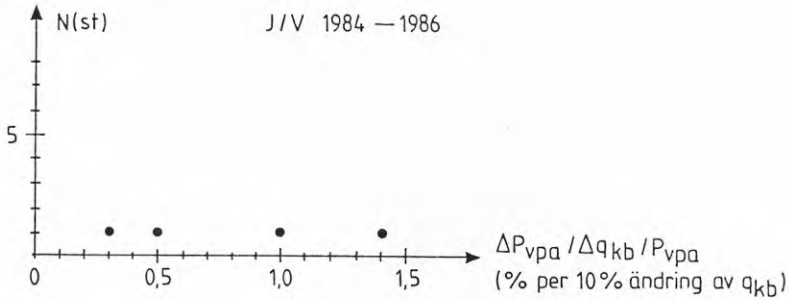
Variation av köld- och värmebärartemperatur utförs för vätska/vatten-värmepumpar vid driftfallet 0/45. Detta ger ungefärliga värden av $T_2 = 263 \text{ K}$ ($-10 \text{ }^\circ\text{C}$) och $T_1 = 318 \text{ K}$ ($45 \text{ }^\circ\text{C}$) vilka insatta i evk 4.1, 4.3 och 4.4 ger

$$\text{COP}_C = 5,8, \quad \frac{\partial \text{COP}_C}{\partial T_1} = -0,087 \text{ K}^{-1} \quad \text{och} \quad \frac{\partial \text{COP}_C}{\partial T_2} = 0,105 \text{ K}^{-1}$$

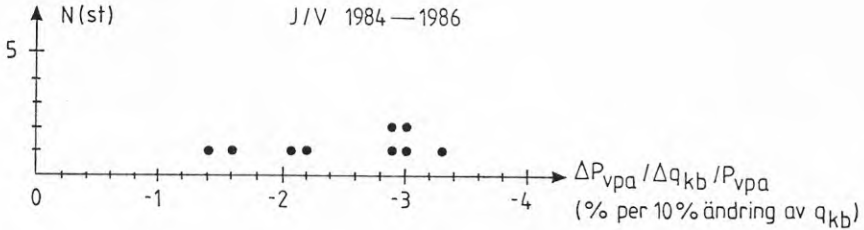
Uttryckta som relativa ändringar av COP_C ($= 5,8$) blir den teoretiska ändringen $-1,5 \%$ per K för beroendet av T_1 och $1,8 \%$ per K för beroendet av T_2 . Detta stämmer väl med de uppmätta medianvärdena $-1,5 \%$ per K respektive $1,8 \%$ per K.

Även flödena i köld- och värmebärarkretsarna är viktiga för värmepumpens funktion. Den provning av variationer i värmebärarflödet, som utförts enligt SP A03 507, har emellertid visat sig vara ett "prov utan värde". Eftersom provningen förutsatt konstant utgående värmebärartemperatur har en minskning eller ökning av flödet knappast påverkat kondenseringstemperaturen. Vid en minskning av värmebärarflödet har istället köldmediekondensatets underkylning ökat, vilket medfört oförändrad eller till och med något ökad effekt. För att mera efterlikna verkliga förhållanden borde istället returtemperaturen hållits fast vid det värde den har vid $t_{\text{vbut}} = 45 \text{ }^\circ\text{C}$ och nominellt flöde. Då skulle flödesvariationer även medföra variationer i kondenseringstemperatur.

Köldbärarflödet varierar däremot vid konstant inkommande köldbärartemperatur. Därmed påverkas förångningstemperaturen direkt av ändringar i flödet, vilket också ger utslag på avgiven effekt och värmefaktor. I figurerna 4.8 och 4.9 visas resultatet på avgiven värmeeffekt av en ökning respektive en minskning av köldbärarflödet med 10% .



Figur 4.8. Inverkan av ökat köldbärarflöde (q_{kb}) på avgiven värmeeffekt (P_{vpa}) för värmepumpar typ J/V 1984-1986.



Figur 4.9. Inverkan av minskat köldbärarflöde (q_{kb}) på avgiven värmeeffekt (P_{vpa}) för värmepumpar typ J/V 1984-1986.

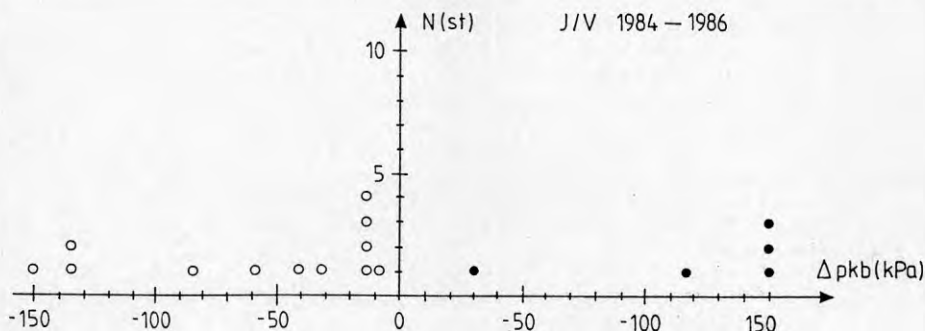
Av figurerna framgår att en minskning av flödet med 10 % har ungefär dubbelt så stor negativ inverkan som en ökning av flödet i motsvarande grad har positiv inverkan. Värmefaktorn kommer inte att påverkas lika mycket eftersom både driveffekten till kompressorn och driveffekten till köldbärarpumpen kommer att minska med sänkt flöde.

Eftersom provning med varierande flöde numera är frivilligt för typgodkännande har väldigt få aggregat provats under dessa betingelser. Med kännedom om förångnings- och kondenseringstemperaturerna bör inverkan av flödesändringar på kondensorsidans förutsägas teoretiskt. Däremot kan förångarsidan vara problematisk, när partiell påfrysning inträder. Därför har denna typ av provning ett verkligt värde i första hand beträffande köldbärarflödet.

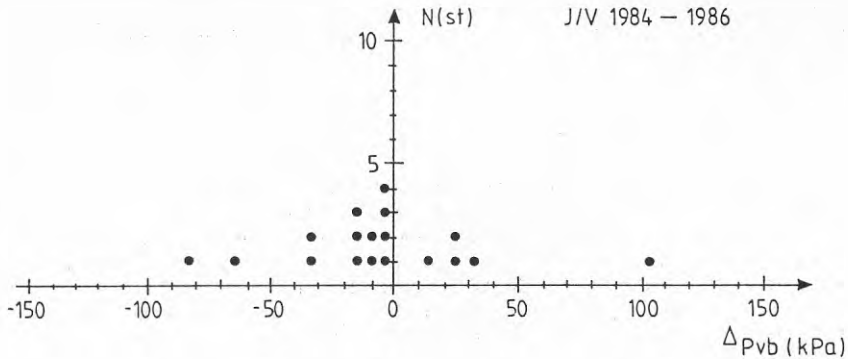
4.3 Tryckfall och pumpeffekt

Resultaten i 4.2 beträffande inverkan av varierande köld- och värmebärarflöden visar på vikten av korrekt dimensionering av ingående pumpar. Den stora spridningen i skillnaden mellan total värmefaktor och motorvärmefaktor för olika aggregat, som visades i 4.1, härrör till största delen från olika krav på köldbärarpumpar. För värmepumpar av typ vätska/vatten, vilka använder någon form av fryspunktsnedsättande medel, har även köldbärarens typ och temperatur stort inflytande på erforderlig pumpeffekt. Viskositeten, och därmed tryckfallet, ökar snabbt vid låga temperaturer för vanliga typer av glykolvattenblandningar.

I figur 4.10 och 4.11 finns uppmätta tryckfall och tryckhöjningar redovisade för köld- och värmebärarkretsarna. Tryckhöjning redovisas som positiva värden och tryckfall som negativa värden. För några värmepumpar, som varit utrustade med inbyggda cirkulationspumpar, har både tryckfall och tryckhöjning mätts, för övriga endast tryckfall.



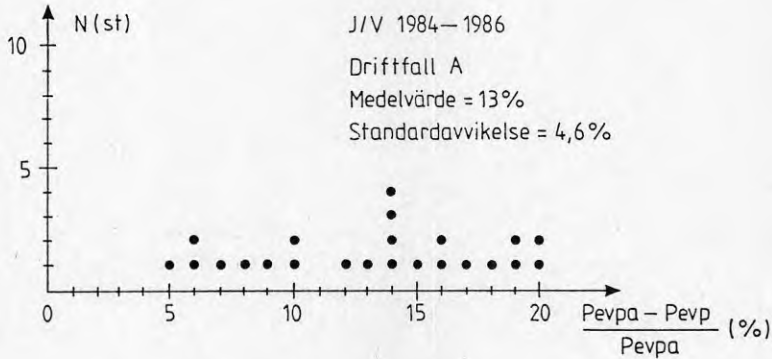
Figur 4.10. Tryckdifferens på köldbärarsidan för värmepumpar typ J/V 1984-1986. Positiva värden avser tryckhöjning (inbyggd pump) och negativa värden avser tryckfall.



Figur 4.11. Tryckdifferens på värmebärarsidan för värmepumpar typ J/V 1984-1986. Positiva värden avser tryckhöjning (inbyggd pump) och negativa värden avser tryckfall.

Som framgår av figurerna 4.10 och 4.11 är spridningen stor mellan olika aggregat. Ett tryckfall av 150 kPa på värmebärarsidan "kostar" cirka 400 W i pumpeffekt vid ett kondensorflöde av 1 m³/h, vilket kan utgöra en stor andel av driveffekten till kompressorn. Ännu större inflytande kan köldbärarpumpen ge, på grund av det stora tryckfall som kan förekomma i värmeupptagarkretsen och det större flöde som vanligen används på denna sida av värmepumpen. Här blir dessutom tryckfallen ofta avsevärt större än man tänkt sig. Komponentdata för pumpar och värmväxlare är oftast baserade på resultat från provning med vatten vid 20 °C. Flödeskapaciteten minskar kraftigt vid användning av glykol/vattenblandningar vid låga temperaturer. Dessutom visar mätningar vid provningsanstalten (Waldner, 1984) att kapacitetsdata för små cirkulationspumpar ofta stämmer dåligt med broschyrbladens uppgifter. Vid 50 % av flödeskapaciteten är uppmätt tryckhöjning i medeltal 50 % lägre än pumptillverkarens uppgifter anger.

I figur 4.12 redovisas hur stor andel av den totala driveffekten till värmepumpen som hjälpeffekterna för pumpar, vevhusvärmare m m utgör. Av dessa hjälpeffekter utgör köldbärarpumpen den största andelen och därefter värmebärarpumpen. Övriga bidrag är marginella.



Figur 4.12. Hjälpffekternas andel av värmepumpens totala driveffekt för värmepumpar typ J/V 1984-1986 för driftfall A.

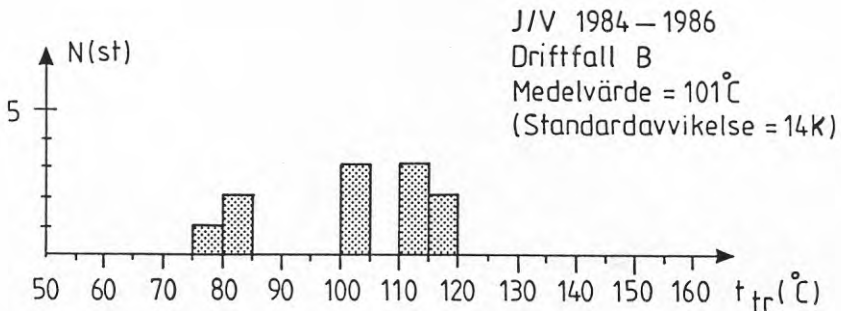
Hjälpffekternas andel av den totala driveffekten påverkar den totala värmefaktorn med ungefär lika stor andel. Dimensionering av pumpar är därför viktigt för värmepumpens totala värmefaktor. I medeltal utgör hjälpffekterna ca 13 % av den totala driveffekten för värmepumpar typ J/V, men spridningen är stor. Lägsta andelen var 5 % och största 20 %.

4.4 Köldmedietemperaturer

Vid laboratorieprovningen av värmepumpar mäts normalt ett antal yttemperaturer i köldmediesystemet för att få en uppfattning om värmepumpens drifttillstånd. Dessutom mäts förångnings- och kondenseringstrycken, vilka även omräknas till motsvarande förångnings- och kondenseringstemperaturer.

Av speciellt intresse är kompressornas tryckrörstemperatur samt förångnings- och kondenseringstemperaturerna. Tryckrörstemperaturen är en indikation på hur väl köldmediekretsen är injusterad samt hur hårt kompressorn är belastad. De köldmedier som normalt förekommer i små värmepumpar tål inte högre temperatur än 120-140 °C vid kontinuerlig drift. Vid dessa temperaturer är köldmedierna inte längre stabila i närvaro av olja (som alltid finns i systemet). Dessutom riskerar många oljor att börja "koksa" vid dessa temperaturer.

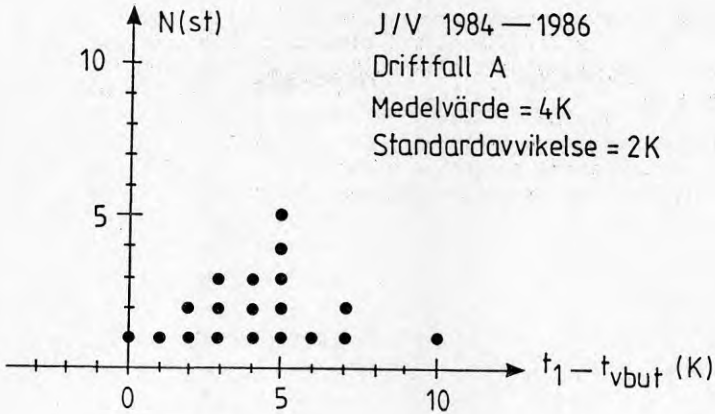
Vid bedömningen av redovisade tryckrörstemperaturer i figur 4.13 bör det observeras att dessa är yttemperaturer mätta på röret utanför kompressorhöljet. Temperaturen i kompressorns utloppsventil kan vara avsevärt högre. I figuren är temperaturerna klassindelade i steg om 5 K.



Figur 4.13. Fördelning av uppmätta tryckrörstemperaturer för värmepumpar typ J/V 1984-1986 för driftfall B.

Medelvärdet för tryckrörstemperaturen ligger vid 101 °C, men flera av J/V värmepumparna har legat nära 120 °C. Dessa aggregat kan få problem på sikt om de får arbeta längre perioder vid så höga temperaturer. Jämfört med medelvärdet för samtliga värmepumpar provade 1977-1983 (108 °C) ligger J/V pumparna något lägre. Värdet på standardavvikelsen är satt inom parentes eftersom underlaget egentligen är för litet och inte nödvändigtvis är normalfördelat.

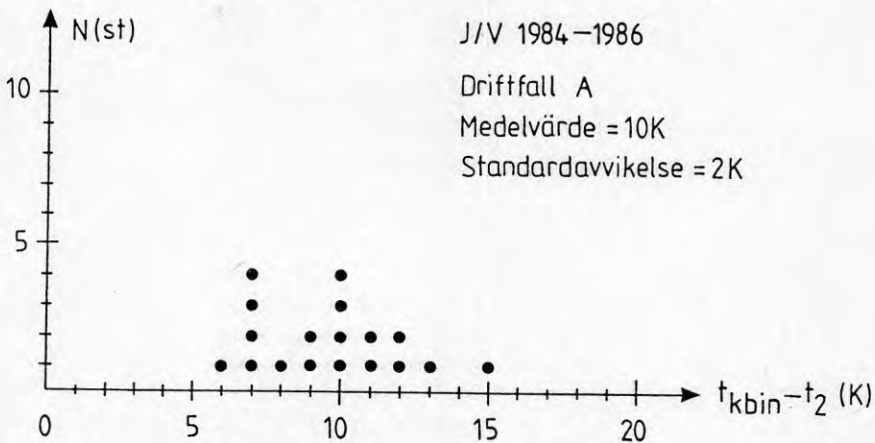
Kondenseringstemperaturen ligger för de flesta värmepumpar vid ungefär samma värde som den utgående värmebärartemperaturen. I figur 4.14 finns skillnaden mellan kondenseringstemperatur (t_1) och utgående värmebärartemperaturen (t_{vbut}) inprickad.



Figur 4.14. Skillnaden mellan kondenseringstemperatur (t_1) och utgående värmebärartemperatur (t_{vbut}) för värmepumpar typ J/V 1984-1986 för driftfall A.

Här märks en ganska stor skillnad mellan olika typer av kondensorer. En slinga direkt i en ackumulatortank ger normalt betydligt högre kondenseringstemperatur än en konventionell kondensator med motströmsväxling. Skillnaden skulle inte behöva vara mer än högst 1 K, större skillnader kostar onödigt drivenergi och belastar kompressorn hårdare.

Motsvarande fördelning av skillnaden mellan inkommande köldbärartemperatur (t_{kbin}) och förångningstemperatur (t_2) finns illustrerad i figur 4.15. På förångarsidan jämförs med inkommande temperatur på köldbärarsidan och detta medför att differensen blir större och beroende av flödet i större utsträckning.



Figur 4.15. Skillnaden mellan inkommande köldbärartemperatur (t_{kbin}) och förångningstemperatur (t_2) för värmepumpar typ J/V 1984-1986 för driftfall A.

Eftersom kompressorvärmefaktorn varierar med ca 1,8 % per K (se kapitel 4.2) kommer skillnaderna i förångningstemperatur vid en given köldbärartemperatur att påverka kompressorvärmefaktorn i motsvarande grad. Vid driftfallet 0/45 motsvarar variationsvidden i figur 4.15 skillnader i Carnotvärmefaktor på ca 15 % vilket motsvarar ännu större skillnader för den verkliga värmefaktorn (kompressorns verkningsgrad minskar vid ökande differens mellan förångnings- och kondenseringstemperatur).

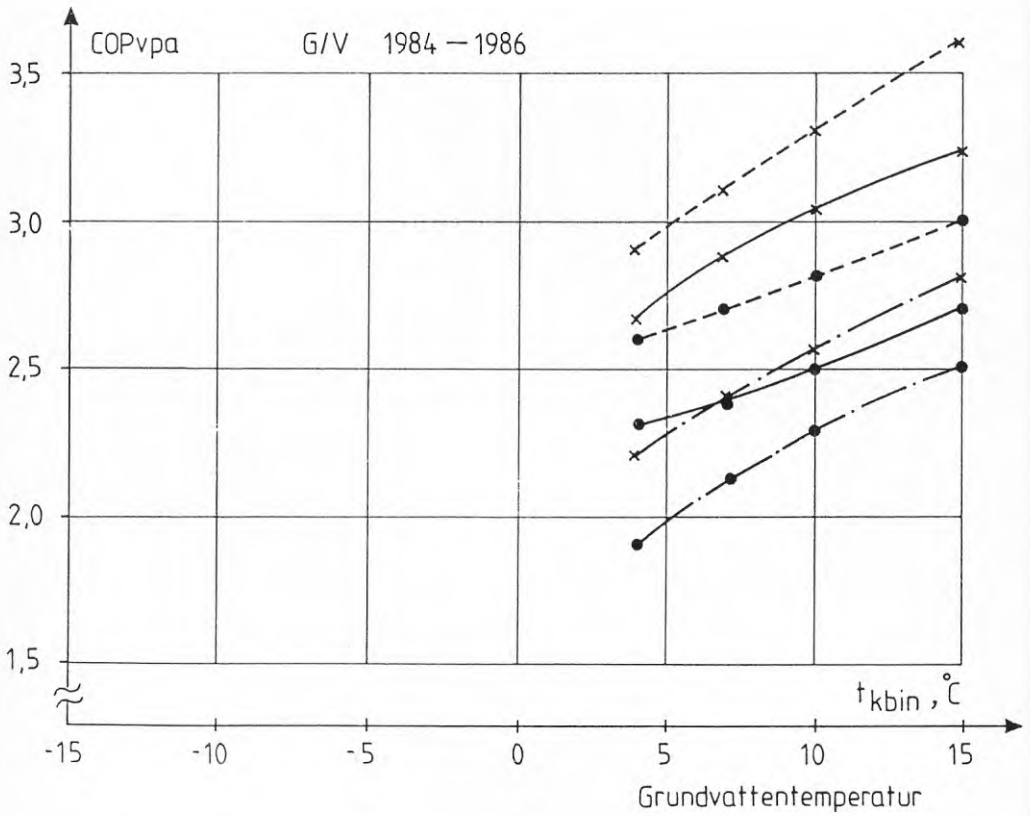
5 VÄRMEPUMPAR TYP VATTEN/VATTEN (G/V)

Provning av värmepumpar av typ vatten/vatten genomförs på i stort sett samma sätt som värmepumpar av typ vätska/vatten (se kapitel 4). Största skillnaden är att köldbärartemperaturen av naturliga orsaker inte kan gå under 0 °C. Enligt SS 2095 provas vid temperaturerna 15, 10, 5 och t_{\min} °C, där t_{\min} är den lägsta temperatur som tillåts av tillverkaren vid nominellt köldbärarflöde. I övrigt gäller alla generella resonemang i kapitel 4 även kapitel 5. Av de provade värmepumparna typ G/V har 5 st varit fyllda med köldmedium av typ R22 och 3 st med R502.

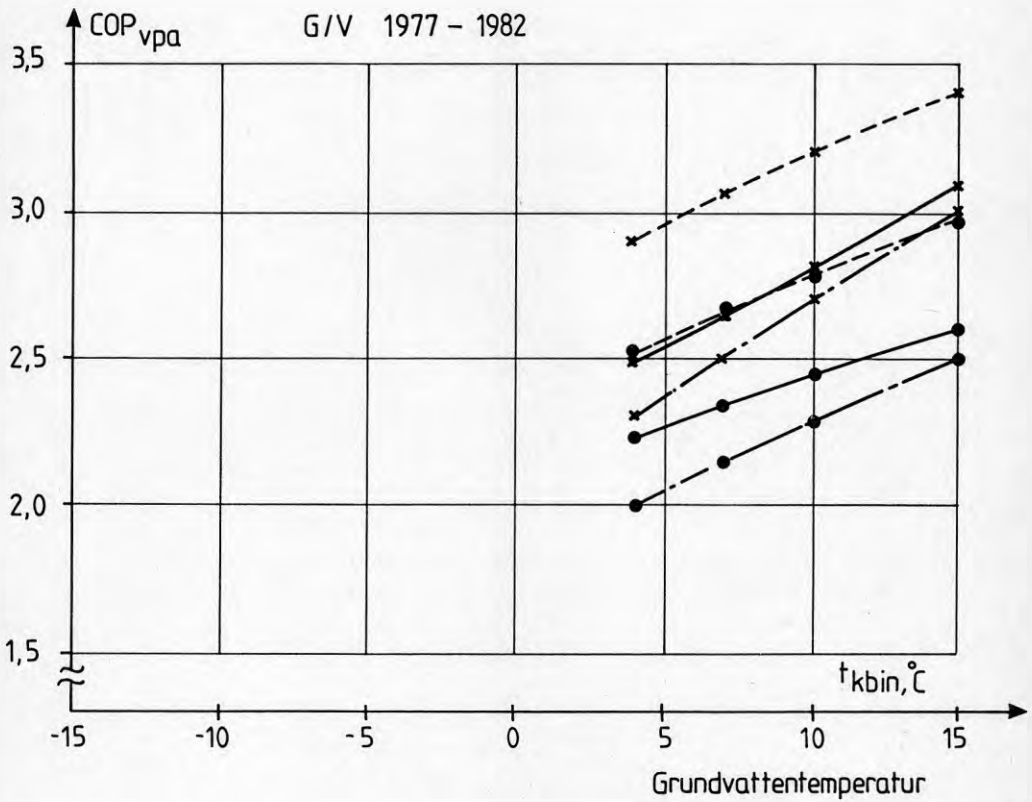
5.1 Värmefaktor

I figur 5.1 visas den totala värmefaktorns variation med köldbärartemperaturen ("grundvatten") för två olika värmebärartemperaturer, 45 °C och 55 °C. De heldragna linjerna avser "medelvärmepumpen" för perioden. Medelkurvan är baserad på medelvärde av värmefaktorn för samtliga G/V värmepumpar beräknad för varje individuell driftpunkt. Dessutom finns streckade kurvor inlagda, vilka motsvarar det högsta respektive lägsta uppmätta värdet vid varje driftpunkt.

Som jämförelse finns motsvarande kurvor uppritade för perioden 1977-1982 i figur 5.2. Som framgår av figurerna är "medelvärmepumpen" för perioden 1984-1986 något bättre än för perioden 1977-1982 även för G/V värmepumparna (jämför kapitel 4.1).

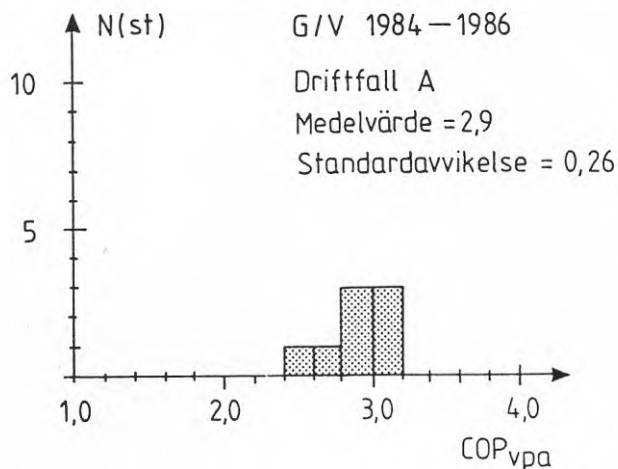


Figur 5.1. Total värmefaktor (COP_{vpa}) som funktion av inkommande köldbärartemperatur (t_{kbin}) för värmepumpar typ G/V under perioden 1984-1986. Medelkurvor anges med —, max kurvor med ---- och min kurvor med -·-·-. Värmebärartemperaturen 45 °C anges med x och 55 °C med •.

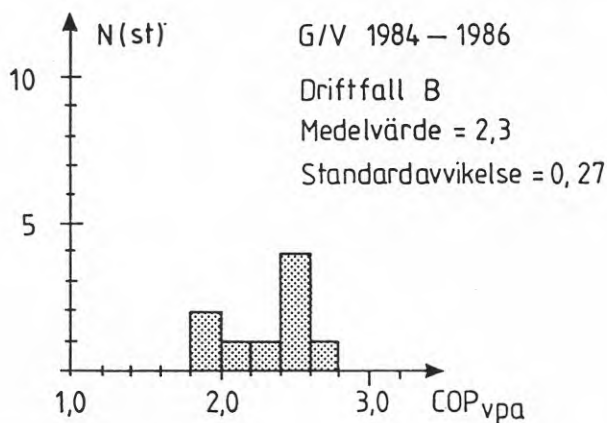


Figur 5.2. Total värmefaktor (COP_{vpa}) som funktion av inkommande köldbärartemperatur (t_{kbin}) för värmepumpar typ G/V under perioden 1984-1986. Medelkurvor anges med ———, max kurvor med ---- och min kurvor med -·-·-. Värmebärartemperaturen 45 °C anges med x och 55 °C med •.

På samma sätt som för J/V värmepumparna redovisas fördelningen av enskilda aggregat i stapeldiagram i figurerna 5.3 (för driftfall A) och 5.4 (för driftfall B). Materialet är klassindelad i steg om 0,2 (t ex $2,6 \leq \text{COP}_{\text{vpa}} < 2,8$). Figurerna visar att även för värmepumpar av typ G/V är spridningen ganska stor. Det bästa aggregatet har en värmefaktor som är 29 % högre än det sämsta (driftpunkt 7/45).



Figur 5.3. Fördelning av provade värden för COP_{vpa} för värmepumpar typ G/V vid driftfall A (7/45). Resultat för perioden 1984-1986.



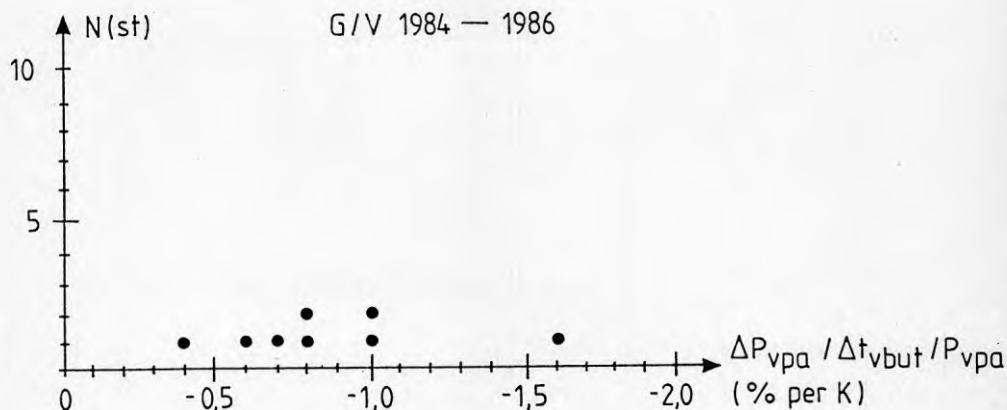
Figur 5.4. Fördelning av provade värden för COP_{vpa} för värmepumpar typ G/V vid driftfall B (+4/55). Resultat för perioden 1984-1986.

Ett speciellt problem vid prestandaprovning av vatten/vatten värmepumpar är problem med att få driften stabil vid låga värden på köldbärartemperaturen. Eftersom förångningstemperaturen ofta ligger 10 K under inkommande köldbärartemperaturen (se kapitel 5.4) kan förångarytorna ha temperaturer under noll trots att köldbärartemperaturen både in och ut ur förångaren är över noll. Vid dessa tillfällen kan partiell isbeläggning fås på förångarens ytor när köldbäraren är rent vatten och denna isbeläggning kan växa långsamt under lång tid. Detta gör att förångningstemperaturen och därmed värmepumpens prestanda sakta driver under mätningarna.

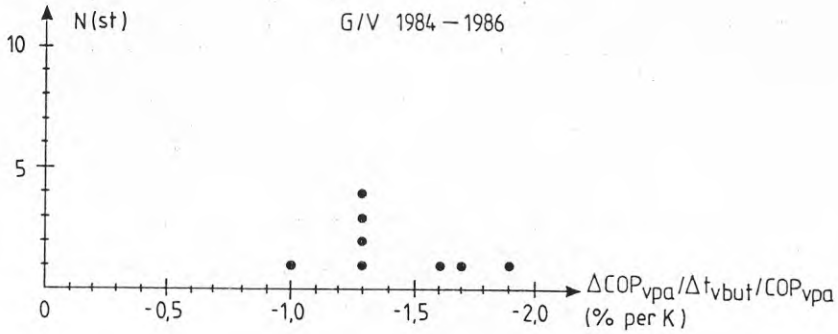
Några värmepumpar har provats både med vatten och köldbärarblandning. Avgiven effekt och värmefaktor ökar normalt mellan 0-5 % när rent vatten används istället för köldbärarblandningen.

5.2 Inverkan av temperatur och flöde

I figurerna 5.5 och 5.6 finns inverkan av utgående värmebärartemperaturen på avgiven värmeeffekt och total värmefaktor angivna för individuella aggregat. Inverkan anges för värmeeffekten som $\Delta P_{vpa} / \Delta t_{vbut} / P_{vpa}$ uttryckt i % per K och för värmefaktorn som $\Delta COP_{vpa} / \Delta t_{vbut} / COP_{vpa}$ också uttryckt i % per K (se även kapitel 4.2).



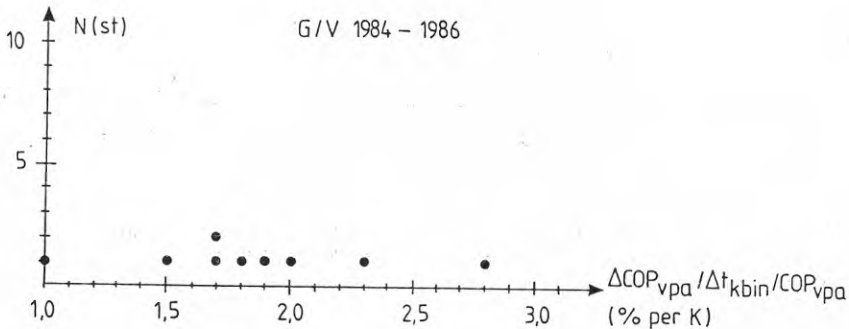
Figur 5.5. Inverkan av utgående värmebärartemperatur (t_{vbut}) på avgiven värmeeffekt (P_{vpa}) för värmepumpar typ G/V 1984-1986.



Figur 5.6. Inverkan av utgående värmebärartemperatur (t_{vbut}) på total värmefaktor (COP_{vpa}) för värmepumpar typ G/V 1984-1986.

Enligt figurerna 5.5 och 5.6 verkar känsligheten vara något mindre för G/V värmepumparna än för J/V värmepumparna beträffande värmebärartemperaturen. Underlaget är dock betydligt mindre för G/V värmepumparna. Medianvärdet för ändringen av värmeeffekt är $-0,8$ % per K och för värmefaktorn $-1,3$ % per K.

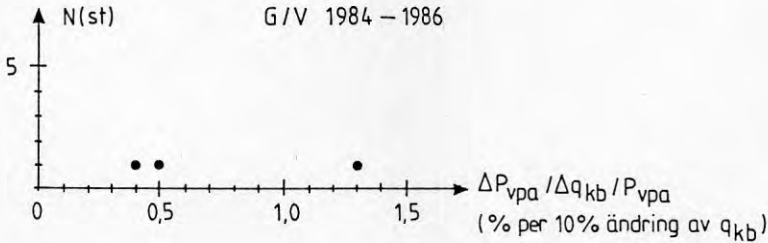
Köldbärartemperaturens inverkan är något större än värmebärartemperaturens. I figur 5.7 redovisas resultat av provningar med olika köldbärartemperaturer. Figuren visar värmefaktorns känslighet för variationer i köldbärartemperaturen för individuella aggregat. Känsligheten anges som $\Delta \text{COP}_{\text{vpa}} / \Delta t_{\text{kbin}} / \text{COP}_{\text{vpa}}$ uttryckt i % per K.



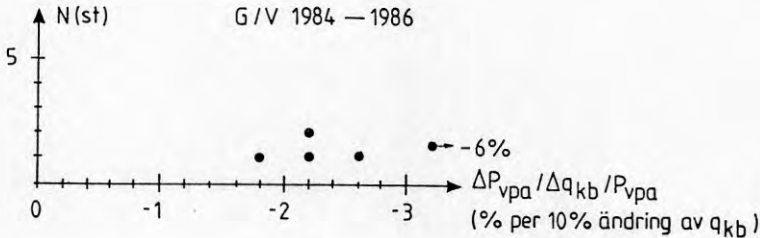
Figur 5.7. Inverkan av inkommande köldbärartemperatur (t_{kbin}) på total värmefaktor (COP_{vpa}) för värmepumpar typ G/V 1984-1986.

Medianvärdet för beroendet av köldbärartemperatur är 1,9 % per K, vilket är ungefär samma som för värmepumpar av typ J/V (1,8 % per K).

Vid provning av G/V värmepumpar är det ofta inte möjligt att minska köldbärarflödet särskilt mycket på grund av frysriskerna i förångaren. De prov som utförts finns redovisade i figur 5.8 och 5.9. Figuren visar värmeeffektens (P_{Vpa}) känslighet för variationer i köldbärarflödet (q_{kb}) för både ökande (5.8) och minskande (5.9) flöde. Känsligheten uttrycks som relativa ändringen i värmeeffekt för 10 % ändring av flödet, $\Delta P_{Vpa}/\Delta q_{kb}/P_{Vpa}$ (% per 10 % ändring av q_{kb}).



Figur 5.8. Inverkan av ökat köldbärarflöde (q_{kb}) på avgiven värmeeffekt (P_{Vpa}) för värmepumpar typ G/V 1984-1986.

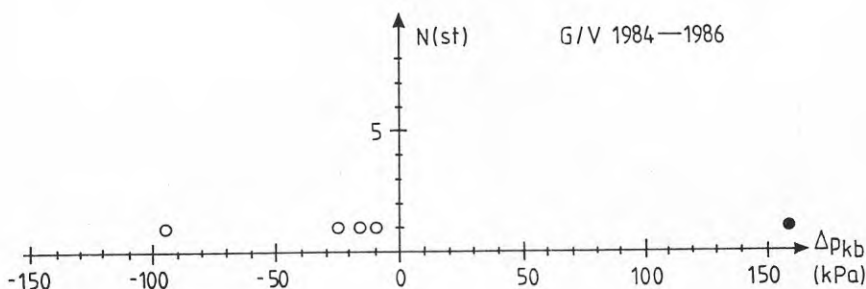


Figur 5.9. Inverkan av minskat köldbärarflöde (q_{kb}) på avgiven värmeeffekt (P_{Vpa}) för värmepumpar typ G/V 1984-1986.

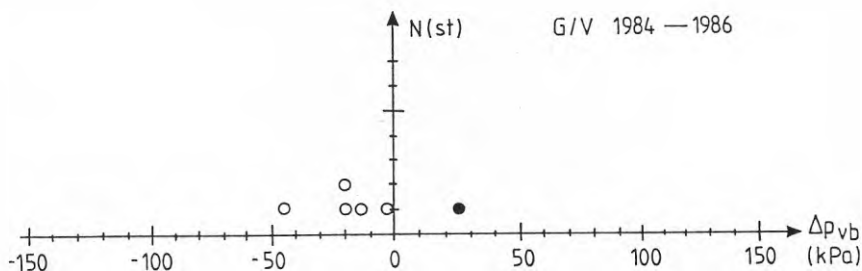
Samma tendens finns för värmepumpar av typ G/V som för J/V att en minskning av flödet har mycket större negativ inverkan än motsvarande ökning av flödet inverkar positivt (jämför kapitel 4.2).

5.3 Tryckfall och pumpeffekt

Värmepumpar av typ G/V arbetar normalt med mycket större köldbärarflöden än värmepumpar av typ J/V. Därför är förångarens tryckfall ännu viktigare för G/V värmepumparna än för J/V värmepumparna. I figur 5.10 och 5.11 finns uppmätta tryckfall och tryckhöjningar redovisade för köld- och värmebärarkretsarna respektive. Tryckhöjning redovisas som positiva värden och tryckfall som negativa värden.



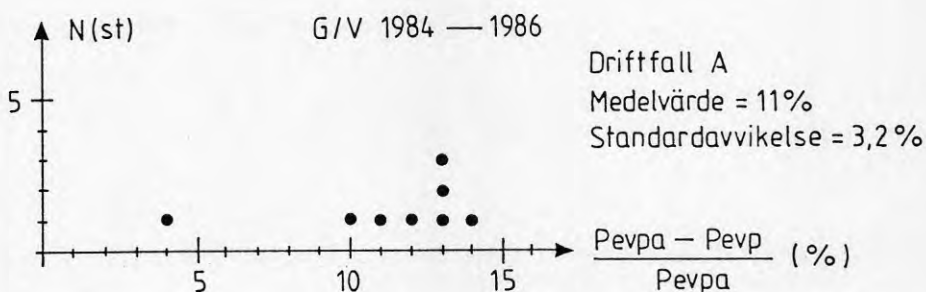
Figur 5.10. Tryckdifferens på köldbärarsidan för värmepumpar typ G/V 1984-1986. Positiva värden avser tryckhöjning (inbyggd pump) och negativa värden avser tryckfall.



Figur 5.11. Tryckdifferens på värmebärarsidan för värmepumpar typ G/V 1984-1986. Positiva värden avser tryckhöjning (inbyggd pump) och negativa värden avser tryckfall.

Figur 5.10 visar att flertalet G/V värmepumpar har låga inre tryckfall. Beträffande övrig diskussion kring tryckfall gäller kapitel 4.3 även för G/V värmepumpar.

Andelen hjälpeffekt (i huvudsak köld- och värmebärarpumpar) redovisas i figur 5.12 uttryckt som skillnaden mellan värmepump-anläggningens totala driveffekt (P_{evpa}) och värmepumpens driveffekt (P_{evp}) i förhållande till den totala driveffekten.



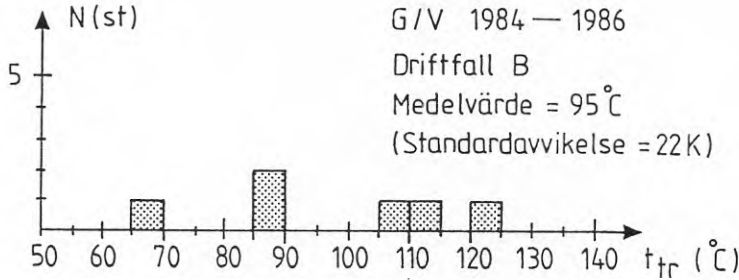
Figur 5.11. Hjälp-effekternas andel av värmepumpens totala driveffekt för värmepumpar typ G/V 1984-1986 för driftfall A.

Medelvärdet för hjälp-effektens andel utgör 11 %, vilket är ungefär lika mycket som för J/V värmepumparna (13 %), se även kapitel 4.3.

5.4 Köldmedietemperaturer

Värmepumpar för grundvatten arbetar normalt med mindre temperaturlyft än värmepumpar av typ jordvärme. Därför bör dessa vid användning av samma typ av köldmedium ge lägre tryckrörstemperatur. I praktiska tillämpningar är emellertid individuella spridningar på grund av injustering av köldmediekrets och dimensionering av värmeavgivnings- eller värmeupptagarsystem större än eventuella generella avvikelser.

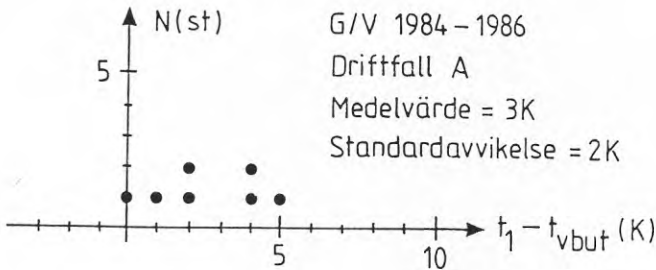
I figur 5.13 finns tryckrörstemperaturen för G/V värmepumpar inlagda i stapeldiagram. Materialet är klassindelad i steg om 5 K.



Figur 5.13. Fördelning av uppmätta tryckrörstemperaturer för värmepumpar typ G/V 1984-1986 för driftfall B.

Värdet på standardavvikelsen är satt inom parentes eftersom underlaget är för litet och inte nödvändigtvis är normalfördelat. Medelvärdet för tryckrörstemperaturen ligger på 95 °C för G/V värmepumparna vilket är klart lägre än medelvärdet för samtliga provade enheter 1977-1983 (108 °C). Medelvärdet säger emellertid inte särskilt mycket om förhållandena för värmepumptypen som sådan, eftersom de individuella spridningarna är så stora (variationsvidden är ca 60 K !).

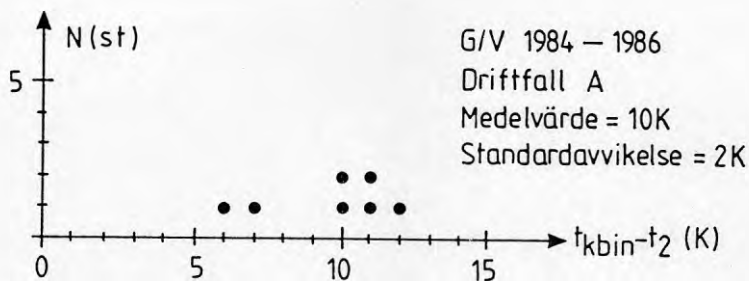
I figur 5.14 finns skillnaden mellan kondenseringstemperatur och utgående värmebärartemperatur inritade.



Figur 5.14. Skillnaden mellan kondenseringstemperaturen (t_1) och utgående värmebärartemperaturen (t_{vbut}) för värmepumpar typ G/V 1984-1986 för driftfall A.

Medelvärdet ligger på ungefär samma nivå (3 K respektive 4 K) som för J/V värmepumpar. Eftersom samma typ av värmepump ofta används både för grundvatten och jordvärmeapplikationer bör resultaten vara ungefär desamma, även om effekten blir marginellt högre med vatten än med glykol-vattenblandningar på köldbäarsidan. Högre effekt ger normalt något större temperaturskillnad om inte samtidigt värmebäaraflödet ökas.

I figur 5.15 redovisas på motsvarande sätt skillnaden mellan inkommande köldbäartemperatur och förångningstemperatur. Som nämnts i kapitel 4.4 blir skillnaden större på förångarsidan eftersom jämförelsen görs mot den inkommande temperaturen, inte mot den utgående som på värmebäarsidan. Detta innebär också att känsligheten för korrekt flöde också blir större.



Figur 5.15. Skillnaden mellan inkommande köldbäartemperatur (t_{kbin}) och förångningstemperatur (t_2) för värmepumpar typ G/V 1984-1986 för driftfall A.

Medelvärdet för skillnaden i inkommande köldbäartemperatur och förångningstemperatur är densamma, 10 K, både för värmepumpar typ G/V och typ J/V. Man kunde förväntat sig att medelvärdet skulle vara mindre för G/V värmepumpar, eftersom dessa måste dimensioneras mot risken för påfrysning vid betydligt högre köldbäartemperatur (rent vatten gentemot köldbäarblandning).

6 VÄRMEPUMPAR AV TYP LUFT/VATTEN (L/V)

Större delen av de luft/vatten värmepumpar, som provats vid provningsanstalten, har provats enligt metod SP A03 507. Den stora skillnaden mellan denna metod och SS 2095 är att i A03 507 provas normalt med förhållandevis torr luft och med "ren" förångare (ingen påfrysning). Prov med påfrysning och avfrostningsfunktion görs endast i en driftpunkt kring 0 °C. SS 2095 föreskriver däremot fuktig luft och mätning över flera på- och avfrostningscykler för alla driftpunkter där påfrysning sker. I provningsrapporterna redovisas för den senare metoden både medelvärden över flera perioder och "momentana" värden med ren förångare strax efter en avfrostning. Detta "momentana" värde har använts i den följande redovisningen för att jämförelser ska kunna göras med tidigare provningar enligt SP A03 507.

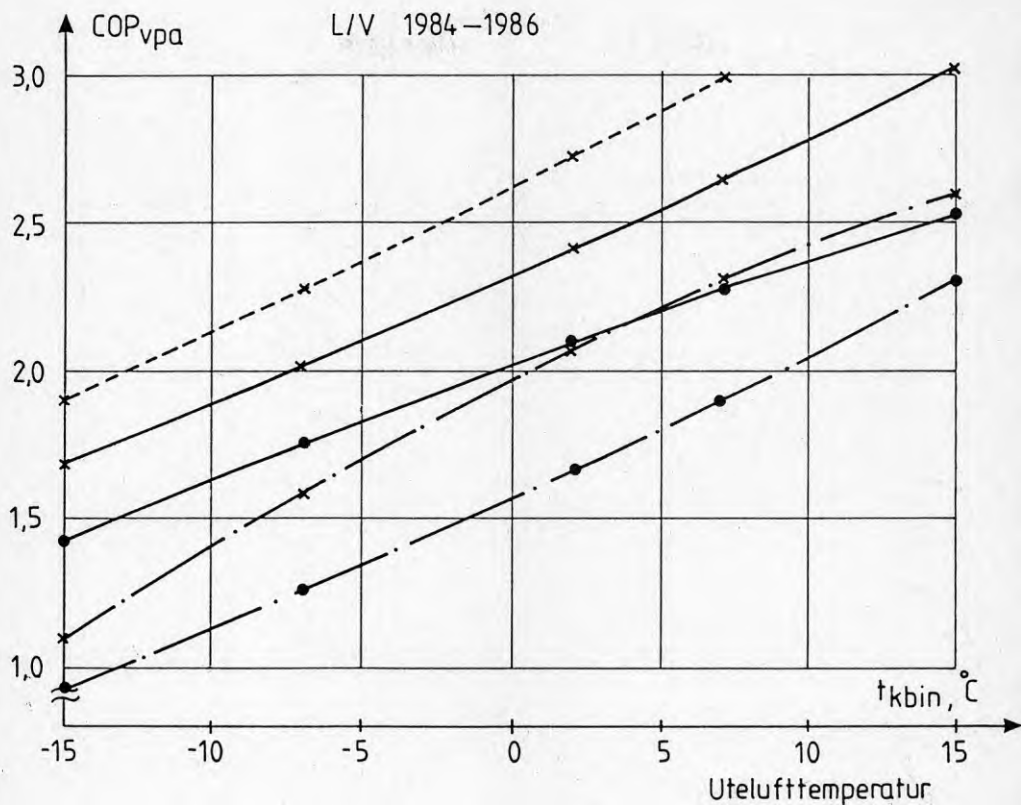
I detta kapitel ges också några resultat för luft/luft (L/L) värmepumpar. Bara ett par aggregat har provats, så materialet är ganska litet för dessa. L/L värmepumparna har samtliga (3 st) varit fyllda med köldmedium av typ R22. Av L/V värmepumparna har 6 st använt R12, 9 st R22 och 12 st R502.

Drifttillstånden som provas är 35, 45 och 55 °C för utgående värmebärartemperatur (20 °C returtemperatur för luft/luft) och 15, 7, 2, -7 och -15 för inkommande köldbärartemperatur.

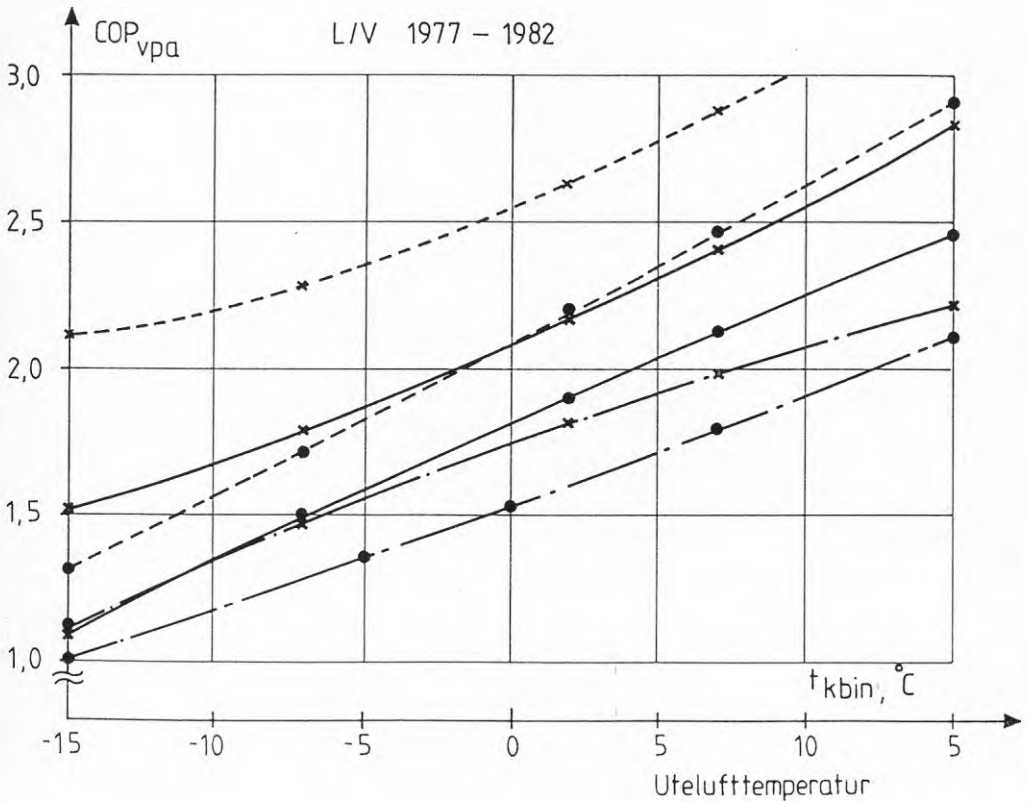
6.1 Värmefaktor

Den totala värmefaktorns variation med köldbärartemperaturen (exklusive avfrostning) visas för värmebärartemperaturerna 45 °C och 55 °C i figur 6.1. Helldragna kurvor avser "medelvärmepumpen" för perioden, streckade kurvor avser maximala värden och streckprickade kurvor avser lägsta värden. Medelkurvan baseras på medelvärdet av värmefaktorn för samtliga L/V värmepumpar i varje enskild driftpunkt.

Som jämförelse finns motsvarande kurvor uppritade för perioden 1977-1982 i figur 6.2. Av jämförelsen framgår att medelkurvan för perioden 1984-1986 är klart bättre än kurvan för perioden 1977-1982. Vid driftpunkten (+2/45) är förbättringen ca 12 % och vid driftpunkten (-15/55) ca 31 %.

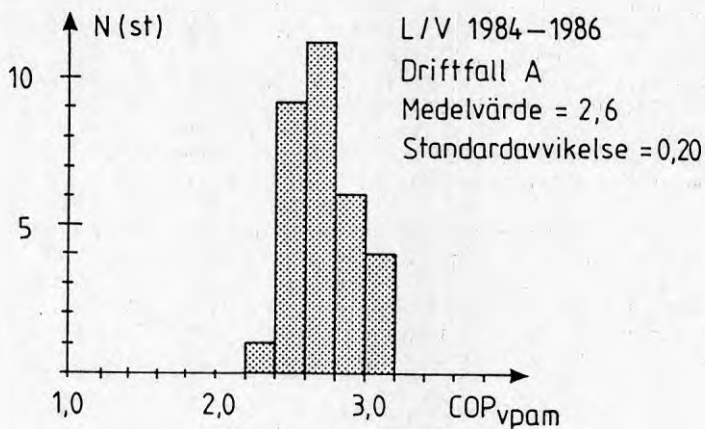


Figur 6.1. Total, maximal värmefaktor utan avfrostning, (COP_{vpa}) som funktion av inkommande köldbärartemperatur (t_{kbin}) för värmepumpar typ L/V under perioden 1984-1986. Medelkurvor anges med — · — · —, max kurvor med ---- och min kurvor med — · — · —. Värmebärartemperaturen 45 °C anges med \times och 55 °C med \bullet .

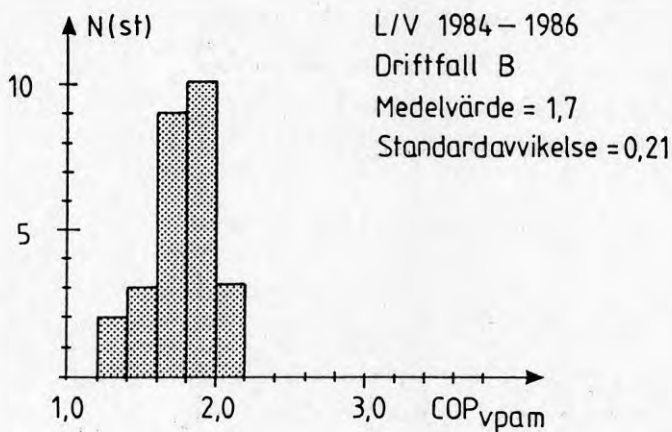


Figur 6.2. Total, maximal värmefaktor utan avfrostning, (COP_{vpa}) som funktion av inkommande köldbärartemperatur (t_{kbin}) för värmepumpar typ L/V under perioden 1977-1982. Medelkurvor anges med —, max kurvor med ---- och min kurvor med -·-·-. Värmebärartemperaturen 45 °C anges med x och 55 °C med •.

Fördelningen av värmepumpar med en värmefaktor av en viss storlek redovisas i figur 6.3 och 6.4. Materialet är klassindelad i steg om 0,2 (t ex $2,2 \leq \text{COP}_{\text{vpam}} < 2,4$). Figur 6.3 avser driftfall A och figur 6.4 driftfall B.



Figur 6.3. Fördelningen av provade värden för COP_{vpam} för värmepumpar typ L/V vid driftfall A (7/45). Resultat för perioden 1984–1986.



Figur 6.4. Fördelningen av provade värden för COP_{vpam} för värmepumpar typ L/V vid driftfall B (7/55). Resultat för perioden 1984–1986.

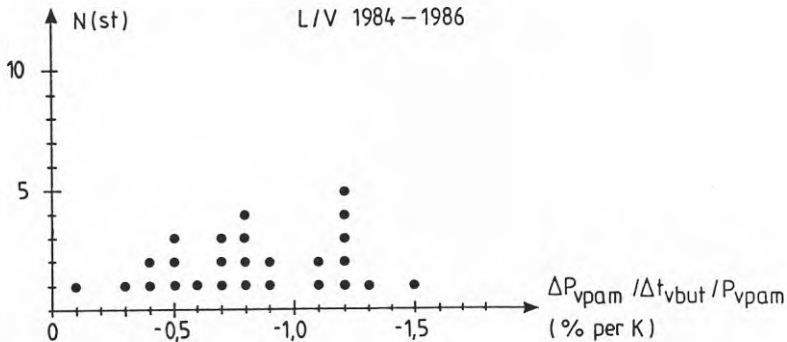
Spridningen mellan olika aggregat är mycket stor. För driftfall A (7/45) är det bästa aggregatet 30 % bättre än det sämsta .

Som jämförelse kan nämnas att medelvärdet för värmepumpar av typ L/L är 2,6 för driftfall A och 2,1 för driftfall B. Motsvarande värden för värmepumpar typ L/V är 2,6 respektive 1,7 enligt figur 6.3 och 6.4. För driftfall A blir resultaten lika medan för driftfall B värdet på COP_{vpam} blir betydligt högre för L/L än för L/V. Anledningen till detta är att L/V värmepumparna provas med konstant utgående värmebärartemperatur medan L/L värmepumparna provas vid konstant returtemperatur. Detta gör att vid låga utetemperaturer, då avgiven effekt sjunker, kommer kondenseringstemperaturen att bli mycket låg för L/L maskinerna.

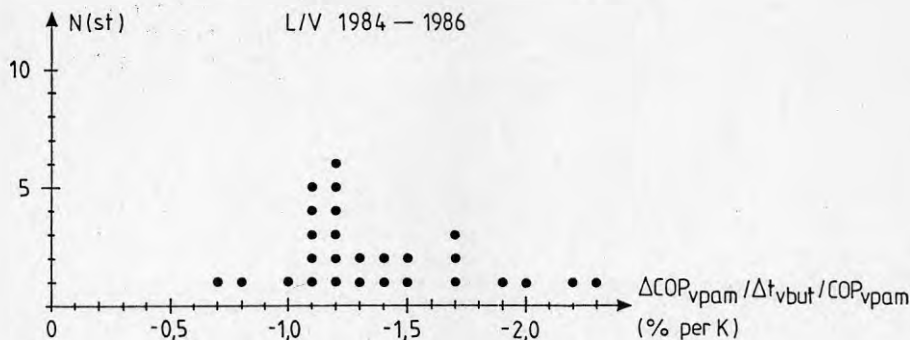
Typiska värden för kondenseringstemperaturen för L/L värmepumpar är 45 °C för driftfall A och 35 °C för driftfall B (kraftigt beroende av vald fläkthastighet för värmebärarfläkten) medan motsvarande värden för L/V värmepumpar är 45 °C respektive 55 °C. Kondenseringstemperaturen blir ungefär lika hög i driftfall A men skiljer hela 20 K i driftfall B.

6.2 Inverkan av temperatur, flöde och avfrostning

Inverkan av utgående värmebärartemperatur på avgiven värmeeffekt och total värmefaktor visas i figur 6.5 och 6.6 respektive för individuella aggregat. Känsligheten uttrycks som $\Delta P_{vpa} / \Delta t_{vbut} / P_{vpa}$ i % per K för värmeeffekten och som $\Delta COP_{vpam} / \Delta t_{vbut} / COP_{vpam}$ i % per K för värmefaktorn (se även kapitel 4.2).



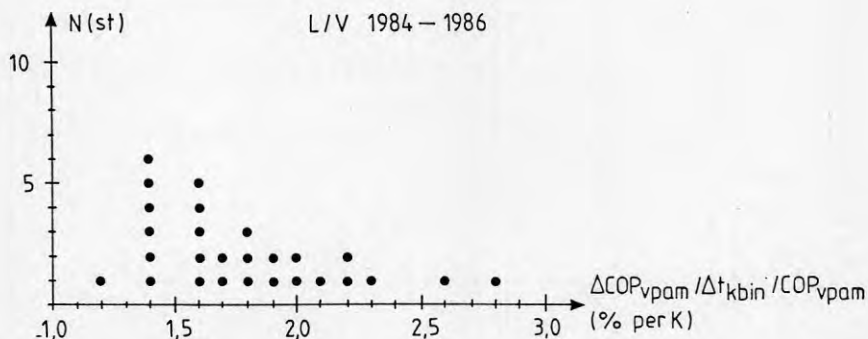
Figur 6.5. Inverkan av utgående värmebärartemperatur (t_{vbut}) på avgiven värmeeffekt (P_{vpam} , exklusive avfrostning) för värmepumpar typ L/V 1984-1986.



Figur 6.6. Inverkan av utgående värmebärartemperatur (t_{vbut}) på total värmefaktor (COP_{vpam} , exklusive avfrostning) för värmepumpar typ L/V 1984-1986.

Medianvärdet för ändringen av värmeeffekt på grund av en ändring i värmebärartemperatur är $-0,8$ % per K och för värmefaktorns del $-1,2$ % per K. Dessa värden stämmer väl med värden för G/V värmepumpar ($-0,8$ respektive $-1,3$) och J/V värmepumpar ($-1,0$ respektive $-1,5$).

På motsvarande sätt som för värmebärartemperaturen redovisas köldbärartemperaturens inverkan på total värmefaktor i figur 6.7. Av figuren framgår att medianvärdet för inverkan av köldbärartemperaturen är $1,7$ % per K. Detta är något högre än värmebärartemperaturens inverkan ($-1,2$ % per K) och kan jämföras med värdena för värmepumpar typ G/V och J/V ($1,9$ och $1,8$ % per K respektive). Se även kapitel 4.2.

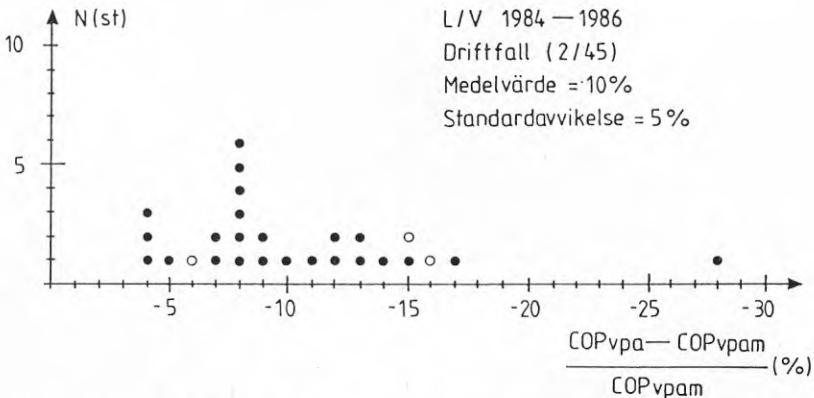


Figur 6.7. Inverkan av inkommande köldbärartemperatur (t_{kbin}) på total värmefaktor (COP_{vpam} , exklusive avfrostning) för värmepumpar typ L/V 1984-1986.

Eftersom de flesta uteluftvärmepumpar är "friblåsande", d v s uteluftflödet bestäms av en fläkt inbyggd i ett fristående aggregat utan externa tryckfall, blir luftflödet bestämt av konstruktionen. För denna typ av aggregat provas därför inte med varierande köldbärarflöden. Endast kanalanslutna värmepumpar provas vid olika luftflöden. Bara ett par aggregat av denna typ har provats. Jämför med de kanalanslutna frånluftsvärmepumparna i kapitel 7.2.

Problemområdet påfrysning och därtill hörande avfrostning är värd en serie avhandlingar för sig självt. Provningsanstalten arbetar för närvarande med en serie forskningsprojekt inom detta område, varav två publicerats (Bergström, 1987 och Fehrm, 1986). Resultaterande funktion är lika varierande som de konstruktionslösningar som förekommer (se även kapitel 9 beträffande speciella problem). En allmän observation är att de flesta systemen skulle kunna fungera betydligt effektivare. Rent teoretiskt skulle påfrysning kunna innebära en höjning av värmefaktorn istället för en sänkning.

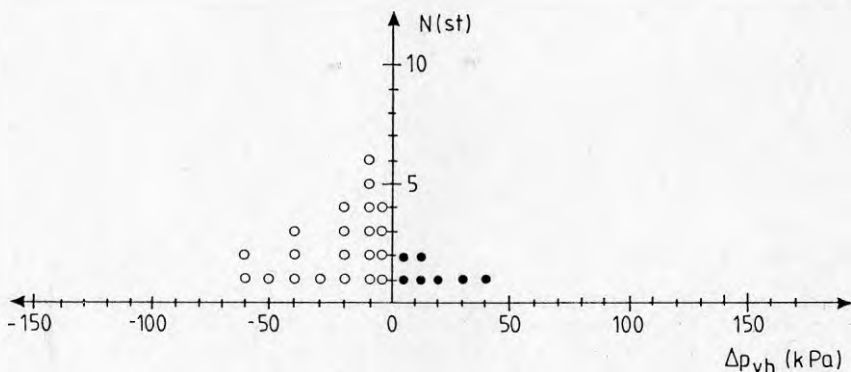
I figur 6.8 redovisas skillnaden mellan den maximala, totala värmefaktorn, COP_{vpam} (strax efter en avfrostning), och den genomsnittliga totala värmefaktorn, COP_{vpa} (inklusive avfrostning), för driftfallet (+2/45). Skillnaden är uttryckt i procent av uppmätt värde på COP_{vpam} . Av figur 6.8 framgår att medelvärdet av COP_{vpa} är 10 % lägre när avfrostning inkluderas. Figuren inkluderar 3 st L/L värmepumpar, vilka markerats med ofyllda ringar. Eftersom variationerna är stora mellan olika aggregat är det viktigt att avfrostningsfunktionen inkluderas vid jämförelser både mellan olika L/V värmepumpar och mellan L/V värmepumpar och andra typer av värmepumpar. Därvid borde de tekniska datablad, som ska användas vid typgodkännande eller redovisning enligt svensk standard (SS 2095), ha en viktig uppgift att fylla (se bilaga 1). Utan att prova en luftvärmepump med olika fukttillstånd vid en given driftpunkt är det mycket svårt att göra omräkningar från ett fukttillstånd till ett annat, eftersom påfrysning-avfrostning är ett så komplext problemområde.



Figur 6.8. Avfrostningsfunktionens inverkan på den totala värmefaktorn (COP_{vpa}) i jämförelse med den maximala, totala värmefaktorn (COP_{vpam} , exklusive avfrostning) för värmepumpar typ L/V (●) och typ L/L (○) 1984-1986.

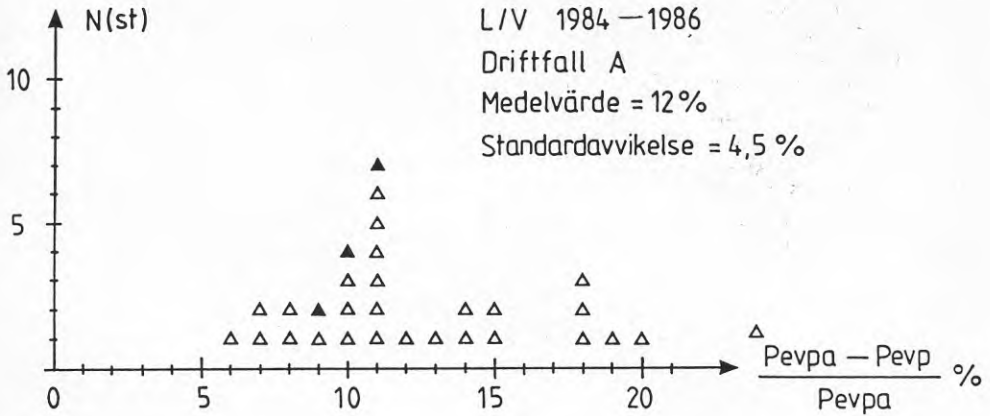
6.3 Tryckfall samt pump- och fläkteffekter

Tryckfall bestäms normalt bara på kondensorsidan för värmepumpar av typ L/V. För friblåsande enheter är det svårt att bestämma tryckfallet och yttre tryckhöjning blir alltid noll (fläktens tryckhöjning = förångartryckfallet). I figur 6.9 redovisas tryckdifferensen på kondensorsidan. Tryckhöjning anges med positivt tecken och tryckfall med negativt tecken. Figuren visar likartade förhållanden jämfört med J/V värmepumpar. Se även kapitel 4.3 för ytterligare diskussion kring tryckfall.



Figur 6.9. Tryckdifferens på värmebärarsidan för värmepumpar typ L/V 1984-1986. Positiva värden avser tryckhöjning (inbyggd pump) och negativa värden avser tryckfall.

För att visa inverkan av hjälpeffekterna till pumpar och fläktar på värmefaktorn visas i figur 6.10 hur stor andel dessa effekter utgör av den totala elektriska driveffekten (exklusive avfrostning). Andelen uttrycks som $(P_{evpa} - P_{evp}) / P_{evpa}$ och anges i procent. Medelvärdet för L/V värmepumparna är 12 % jämfört med 13 % och 11 % för J/V och G/V värmepumpar respektive. Spridningen mellan enskilda aggregat är stor men i medeltal är andelen hjälpeffekt ungefär densamma för alla typerna av värmepumpar (J/V, G/V och L/V).



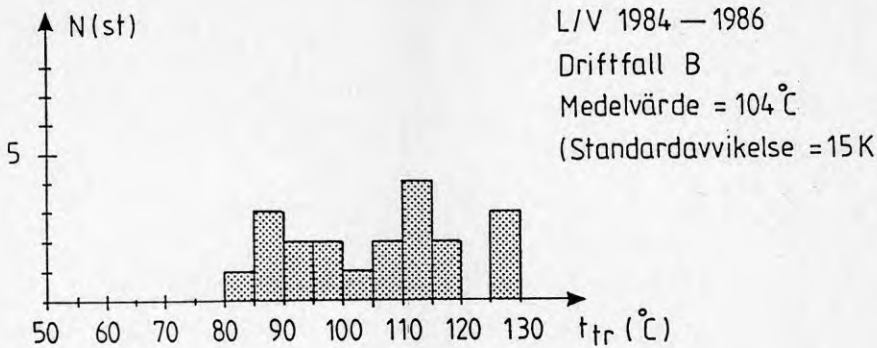
Figur 6.10. Hjälpkraftens andel av värmepumpens totala driv-effekt för värmepumpar typ L/V (Δ) och L/L (▲) 1984-1986 för driftfall A.

6.4 Köldmedietemperaturer

Uteluftvärmepumpar är den kategori värmepumpar som ställer störst krav på kompressorer och köldmedier. Genom att värmekällans temperatur är som lägst när värmebärarens temperatur behöver vara som högst blir temperaturlyften stora och därmed även tryckrörstemperaturen (stor temperaturskillnad ger stor tryckskillnad vilket ger ett högt kompressionsförhållande för kompressorn och därmed hög kompressionstemperatur). Detta avspeglar sig i valet av köldmedium där andelen värmepumpar med R502 och R12 är stor vid uteluft som värmekälla. Dessa köldmedier är skonsammare mot kompressorn än R22 vid stora temperaturlyft och ger lägre tryckförhållande vid en given temperaturdifferens.

I figur 6.11 finns tryckrörstemperaturerna för uteluftvärmepumpar redovisade i form av stapeldiagram. Temperaturerna är klassindelade i steg av 5 K. Temperaturen är mätt när värmepumpen går med stabil drift och torr förångare (en stund efter en avfrostning).

Medelvärdet för tryckrörstemperaturen är 104 °C, vilket är 3 K högre än medelvärdet för J/V värmepumparna. Detta värde är emellertid lägre än medelvärdet för samtliga värmepumpar för perioden 1977-1983 (108 °C).

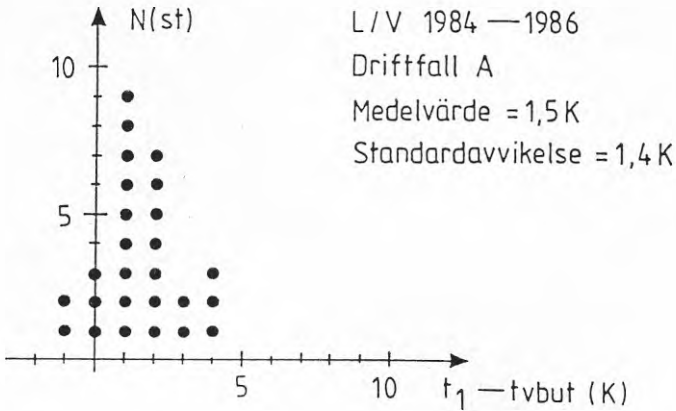


Figur 6.11. Fördelning av uppmätta tryckrörstemperaturer för värmepumpar typ L/V 1984-1986 för driftfall B.

Värdet på standardavvikelsen är satt inom parentes eftersom materialet är litet och dessutom egentligen representerar 3 parallella normalfördelningar för de 3 olika köldmedietyper som använts. Med lite god vilja kan man också urskilja 3 toppar i figur 6.11.

Skillnaden mellan kondenseringstemperaturen och temperaturen på den utgående värmebäraren är illustrerade i figur 6.12. Medelvärdet är 1,5 K, vilket är klart lägre än för värmepumpar typ J/V (4 K) och G/V (3 K). Tydligt har kondensatorerna för denna kategori värmepumpar större ytmarginal eller också har man lyckats bättre med injustering och köldmediefyllning. Medelvärdet på temperaturdifferensen har i detta fall givits med decimal eftersom den är liten och hamnar mitt emellan 1 och 2. Egentligen är endast hela grader signifikanta, eftersom kondenseringstemperaturen härleds ur mätning av kondenseringstrycket. Den stora osäkerheten härvidlag är att de tryckuttag som värmepumpen utrustats med vid fabriken måste användas, och dessa är varken utformade eller placerade med hänsyn till noggranna mätningar.

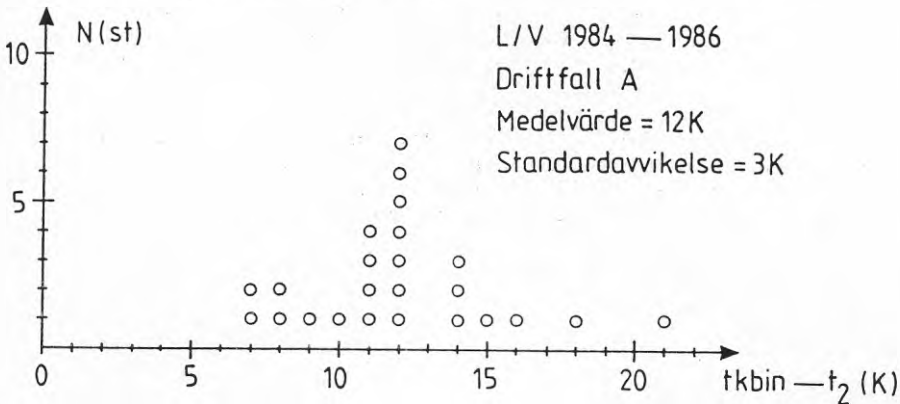
Några aggregat har haft en negativ differens. Detta innebär att en viss del överhettningensvärme utnyttjats på köldmediets inloppssida i kondensorn och att utgående värmebärartemperaturen därmed kunnat bli högre än kondenseringstemperaturen.



Figur 6.12. Skillnaden mellan kondenseringstemperatur (t_1) och utgående värmebärartemperatur (t_{vbut}) för värmepumpar typ L/V 1984-1986 för driftfall A.

Skillnaden mellan inkommande köldbärartemperatur och förångningstemperatur redovisas i figur 6.13. För uteluftvärmepumpar borde denna skillnad vara mindre än för värmepumpar typ J/V. Uteluftvärmepumpar arbetar ju med lägre köldbärartemperaturer från början och problemen med påfrysning gör att man behöver vara mycket rädd om förångningstemperaturen samtidigt som det kan kosta mer drivenergi med stora värmekapacitetsflöden för luft (om inte kondenserings- och isbildningsvärme kan tillgodosgöras effektivt). Dessutom sätter ljudproblemen gränser, se kapitel 10.2.

Enligt figur 6.13 blir medelvärdet för L/V värmepumpar 12 K, vilket kan jämföras med medelvärdet 10 K för J/V värmepumpar. I många fall är det förmodligen ljudproblem som begränsar luftflödena och därmed gör att differensen trots allt blir högre för L/V värmepumpar än för J/V värmepumpar.



Figur 6.13. Skillnaden mellan inkommande köldbärartemperatur (t_{kbin}) och förångningstemperatur (t_2) för värmepumpar typ L/V 1984-1986 för driftfall A.

7 VÄRMEPUMPAR TYP FRÅNLUFT/VATTEN (FL/V)

Till denna kategori inräknas i denna rapport även de värmepumpar som värmer tilluft eller cirkulationsluft, eftersom dessa system (med ett undantag) värmer luften indirekt via vatten eller en glykol-vattenblandning. Dessa värmepumpar är provningstekniskt de mest komplicerade att utvärdera. Förutom att de har små totala värmeeffekter, vilket gör en noggrann värmemätning svår, är dessa effekter uppdelade på flera ungefär lika stora delposter (t ex tappvarmvatten, radiatorvatten och tilluft).

Detta medför att värmemätning måste ske parallellt i flera system, samtidigt som krav på absolutnivå och stabilitet för driftpunktsparametrarna måste upprätthållas samtidigt i alla kretsar. Genom att effekterna är små blir förlusterna från systemen av stor betydelse (en beredarförlust på 150 W utgör ca 10 % av totala uteeffekten för systemet), vilket ställer krav på omgivningstemperaturen under provningen. Dessutom är dessa system nästan alltid ihopbyggda med någon form av ackumulator för varmvatten och/eller värmevatten. I kombination med den låga effekten ger detta ett system som är mycket trögt och reglermässigt svårhanterligt och därför fordrar långa provningstider.

Sammanfattningsvis måste provningsutrustning finnas som samtidigt kan ge:

- frånluft med bestämd temperatur, fuktighet och flöde
- tilluft med bestämd temperatur och flöde
- omgivningsklimat med bestämd temperatur
- värmevatten med bestämd temperatur och flöde
- kallvatten med bestämd temperatur och flöde samt med styrbart uttag beträffande volym/energi och tidpunkt

Detta i kombination med de långa, erforderliga provningstiderna gör att de effektmässigt minsta värmepumparna är de särklassigt dyraste att prova.

Eftersom den svenska standarden SS 2095 inte behandlar systemprovning i full omfattning används för närvarande en särskild metod, SP A3 533, vid provning av frånluftsvärmepumpar.

En fullständig provning omfattar värmetekniska prestanda, ljudavgivning och säkerhet. Säkerhetsprovningen omfattar kontroll av ingående termostater och pressostater samt kontroll av överensstämmelse med kylnormer och starkströmsföreskrifter. Kontroll mot starkströmsföreskrifterna sker normalt genom okulärbesiktning, men för provningspliktiga apparater genomförs fullständig elsäkerhetsprovning enligt SEMKO:s metoder. Värmepumpens ljudemission bestäms enligt ISO 3741 eller motsvarande metod.

Värmeteknisk provning omfattar bestämning av:

- luftläckage (metod SP A3 615)
- luftflödeskapacitet (metod SP A3 618)
- tryckfall över värmeväxlare
- uppladdningstid för varmvattenberedare
- värmeförlust för systemet
- varmvattenkapacitet vid störttappning
- stationära effektdata för värmepumpmodulen vid en frånluftstemperatur av 20 °C, fuktighet 30 % och 60 % samt flöden 100, 150 och 200 m³/h
- varmvattenkapacitet för endygnscykel med tappningar vid olika tidpunkter, sommarfallet (ingen radiatorlast). Frånluftsfloeden 100, 150 och 200 m³/h och relativ fuktighet 60 % samt för 150 m³/h även 30 % (tappningsprogram enligt tabell nedan)
- varmvattenkapacitet för en dygnscykel med tappningar vid olika tidpunkter, vinterfallet (med radiatorlast). Hela värmepumpsystemet inklusive tillsatsvärme provas i detta driftfall för 3 hus med ytan 80, 120 och 160 m², svarande mot luftflödena 100, 150 och 200 m³/h. Dimensionerande effektbehov vid -20 °C är 3.52, 4.74 och 5.92 kW respektive med 55 °C i framledningstemperatur och 45 °C i returtemperatur för radiatorsystemet. Prov utförs för utelufttemperaturerna -15 °C, -7 °C, +2 °C och +7 °C med respektive framledning/returtemperatur 51.2/42.6 °C, 44.9/38.4 °C, 37.2/33.1 °C och 32.5/29.8 °C.

Varmvattentappningar sker enligt nedanstående program och avbryts då angiven energimängd eller vattenmängd uppnåtts eller utgående vattentemperaturen från beredaren understiger +40 °C.

Energimängden har beräknats genom att sätta temperaturdifferensen mellan in- och utgående vatten till 35 K.

Tappning (nr)	Start tappning (min)	Energi mängd (kWh)	Vatten- mängd (dm ³)
1	0000	4,10	100
2	0050	3,05	75
3	0120	1,50	37,5
4	0200	1,50	37,5
5	1000	3,05	75
6	1440	4,10	100

Tappning nr 6 utgör en kontroll av energiupplagringen i beredaren.

Av de värmepumpar som redovisas nedan har de flesta (5 st) använt köldmedium R22. Några har även använt R502 (2 st) och R12 (1 st).

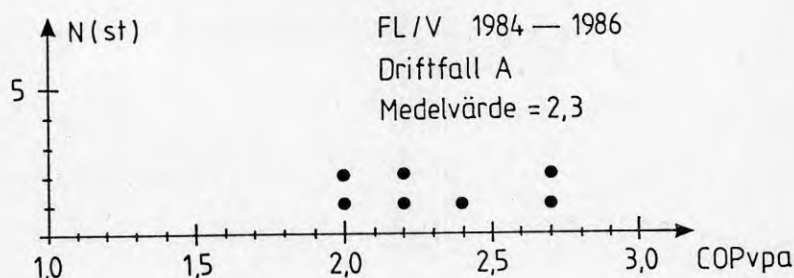
7.1 Värmefaktor

Frånluftsvärmepumpar provas endast vid en temperatur på frånluften, 20 °C. Därför kan ingen redovisning av köldbärartemperaturens inverkan göras. Däremot provas med olika värmebärartemperatur och värmebärarflöde samt olika fukttinnehåll i frånluften. I detta avsnitt redovisas endast stationära värden. Systemprovningens resultat redovisas i kapitel 8.1 beträffande varmvattentappning.

I figur 7.1 visas fördelningen av uppmätta totala värmefaktorer för driftfall A (20/45, RH = 30 %). I den totala värmefaktorn ingår i denna redovisning pumpeffekt och fläkteffekt med sina uppmätta värden, utan korrektioner. Den standardiserade redovisningen, enligt bilaga 1, omfattar endast de delar av pump- och fläktdrifbrukningen, som krävs för att övervinna värmepumpens interna tryckfall (Fahlén, 1987).

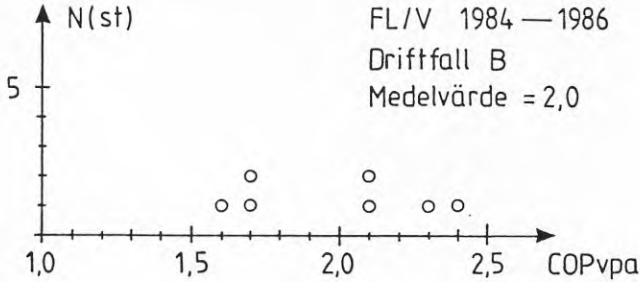
Resultatet för värmefaktorn blir mycket känsligt för pump- och fläkteffekterna, eftersom dessa utgör en förhållandevis stor andel av den totalt upptagna effekten jämfört med övriga typer av värmepumpar (se vidare avsnitt 7.4). Ingen korrektion har heller gjorts för värmeförlusterna från de ackumulatortankar som oftast är ihopbyggda med denna typ av värmepump.

Förluster från ackumulatortankar ingår normalt inte för övriga typer av värmepumpar vid de stationära driftpunkterna och har dessutom mindre betydelse eftersom andelen av den totala effekten normalt är 3-4 gånger mindre än för frånluftsvärmepumparna. Detta bör beaktas vid jämförelsen av värmefaktor mellan olika kategorier värmepumpar.



Figur 7.1. Fördelning av provade värden för COP_{vpa} för värmepumpar typ FL/V vid driftfall A (20/45). Resultat för perioden 1984-1986.

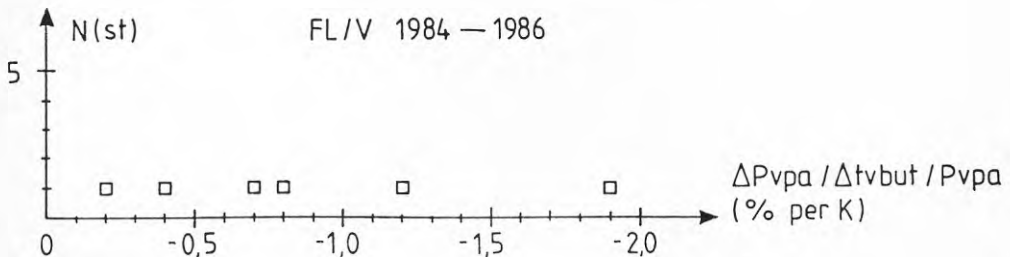
Motsvarande värden för driftfall B (20/55, RH = 30 %) redovisas i figur 7.2. Medelvärdet vid driftfall A är 2,3 och vid driftfall B 2,0. Spridningen är stor även för denna typ och den bästa värmepumpen är 35 % bättre än den sämsta (driftfall A).



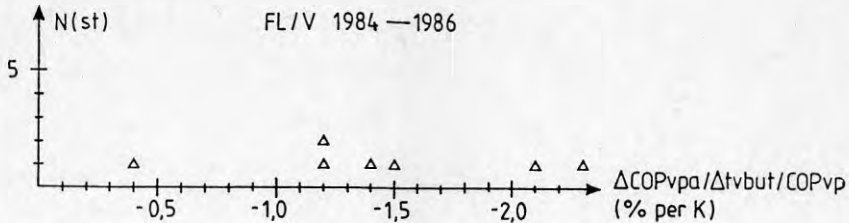
Figur 7.2. Fördelning av provade värden för COP_{vpa} för värmepumpar typ FL/V vid driftfall B (20/55). Resultat för perioden 1984-1986.

7.2 Inverkan av temperatur, flöde och fukthalt

Utgående värmebärartemperaturens inverkan på avgiven värmeeffekt och total värmefaktor visas i figurerna 7.3 och 7.4. Värdena avser ett fränluftstillstånd av 20 °C och 30 % relativ luftfuktighet. Känsligheten uttrycks som $\Delta P_{vpa} / \Delta t_{vbut} / P_{vpa}$ och anges i % per K för värmeeffekten och som $\Delta COP_{vpa} / \Delta t_{vbut} / COP_{vpa}$ i % per K för värmefaktorn (se även kapitel 4.2).



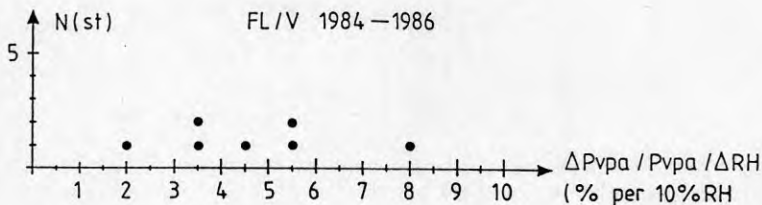
Figur 7.3. Inverkan av utgående värmebärartemperatur (t_{vbut}) på avgiven värmeeffekt (P_{vpa}) för värmepumpar typ FL/V 1984-1986.



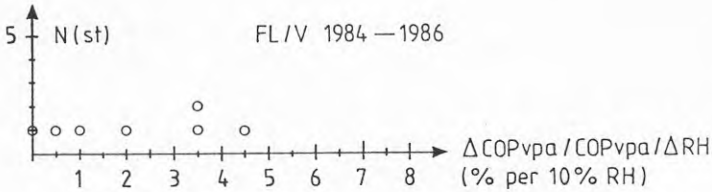
Figur 7.4. Inverkan av utgående värmebärartemperatur (t_{vbut}) på total värmefaktor (COP_{vpa}) för värmepumpar typ FL/V 1984-1986.

Medianvärdet för värmeeffektens beroende av värmebärartemperaturen är $-0,8$ % per K och för värmefaktorn $-1,4$ %. Medianvärdena är förväntansvärt lika för olika typer av värmepumpar ($-0,8$ respektive $-1,2$ för L/V, $-0,8$ respektive $-1,3$ för G/V och $-1,2$ respektive $-1,5$ för J/V).

Inverkan av frånluftstemperaturen har inte provats, men väl inverkan av luftfuktigheten. Känsligheten uttrycks i procentuell ändring av avgiven effekt respektive total värmefaktor per 10 % ändring av relativa luftfuktigheten. Resultaten visas i figur 7.5 och 7.6. Medianvärdet är $4,5$ % per 10 % RH för värmeeffekten och 2 % per 10 % RH för värmefaktorn.

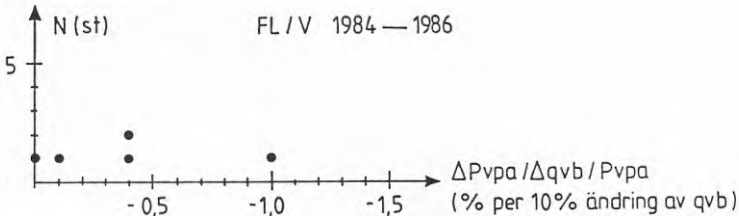


Figur 7.5. Inverkan av relativa luftfuktigheten (RH) på avgiven värmeeffekt (P_{vpa}) för värmepumpar typ FL/V 1984-1986.



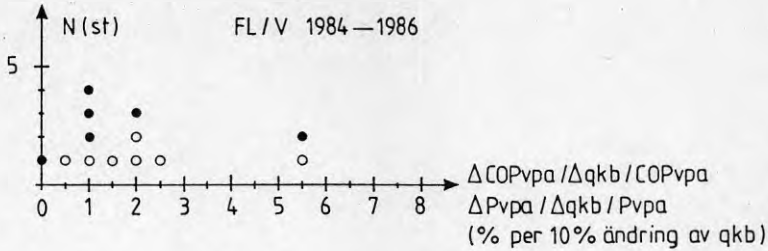
Figur 7.6. Inverkan av relativa luftfuktigheten (RH) på total värmefaktor (COP_{vpa}) för värmepumpar typ FL/V 1984-1986.

Värmebärarflödet ändras i metod A3 533 vid konstant inkommande värmebärartemperatur istället för vid konstant utgående värmebärartemperatur enligt SS 2095. Därför ger variationen en påtaglig skillnad (jämför kapitel 4.2). I figur 7.7 ges effektberoendet för några värmepumpar som $\Delta P_{vpa} / \Delta q_{vb} / P_{vpa}$ uttryckt i % ändring av effekten per 10 % ändring av flödet.

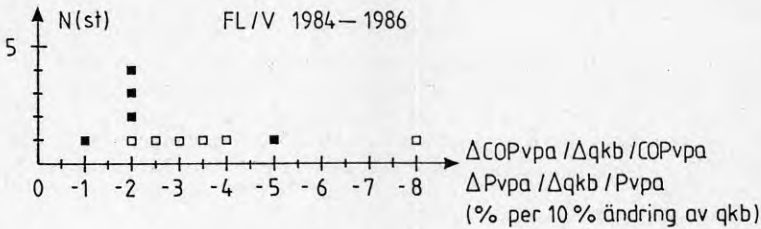


Figur 7.7. Inverkan av minskat värmebärarflöde (q_{vb}) på avgiven värmeeffekt (P_{vpa}) för värmepumpar typ FL/V 1984-1986.

I figurerna 7.8 och 7.9 ges motsvarande inverkan av köldbärarflödet för ökande (7.8) respektive minskande (7.9) flöde. Dessa värden inkluderar även eventuellt extra behov av avfrostning vid minskande flöde (se även kapitel 4.2). Av figurerna framgår att en minskning av flödet har en betydligt större negativ inverkan än en motsvarande ökning har positiv inverkan.



Figur 7.8. Inverkan av ökat köldbärarflöde (q_{kb}) på avgiven värmeeffekt (P_{vpa} , ●) och total värmefaktor (COP_{vpa} , ○) för värmepumpar typ FL/V 1984-1986.



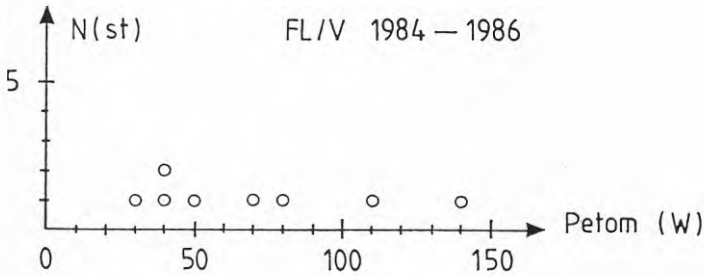
Figur 7.9. Inverkan av minskat köldbärarflöde (q_{kb}) på avgiven värmeeffekt (P_{vpa} , ■) och total värmefaktor (COP_{vpa} , □) för värmepumpar typ FL/V 1984-1986.

7.3 Tomgångsförbrukning

Som tidigare nämnts är förlusteffekten av stor betydelse för denna typ av värmepump eftersom den avgivna effekten är så pass liten. Tomgångsförbrukningen mäts genom att mäta inmatad elektrisk energi under ett helt antal till- och franslagscykler med varmvattentermostaten i ett visst läge. Med kännedom om värmepumpens värmefaktor kan även värmeförlusten uppskattas. För vanliga varmvattenberedare kan värmeförlusterna motsvara 30-40 % av den levererade varmvattenenergin.

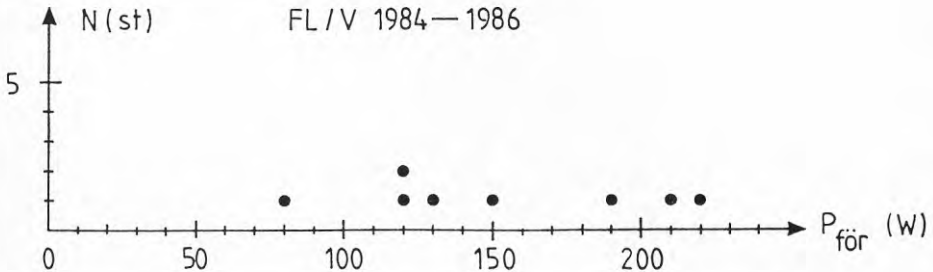
I figurerna 7.10 och 7.11 redovisas resultaten för tomgångsförbrukningen respektive motsvarande värmeförlust. För elektriska varmvattenberedare blir tomgångsförbrukningen i princip lika med värmeförlusten.

Medianvärdet för tomgångseffekten är 70 W och för förlusteffekten 140 W. Därmed utgör förlusteffekten typiskt ca 10 % av värmepumpens uteffekt.



Figur 7.10. Tomgångsförbrukningen (P_{etoM}) för värmepumpar typ FL/V 1984-1986.

Skillnaden mellan olika värmepumpar är som synes stor. Över ett år motsvarar skillnaden mellan värmepumpen med högsta tomgångsförbrukningen och den med lägsta en merförbrukning av knappt 1000 kWh, vilket ska jämföras med den ungefärliga årsförbrukningen av inmatad energi, 1500 kWh, för att täcka det faktiska varmvattenbehovet.

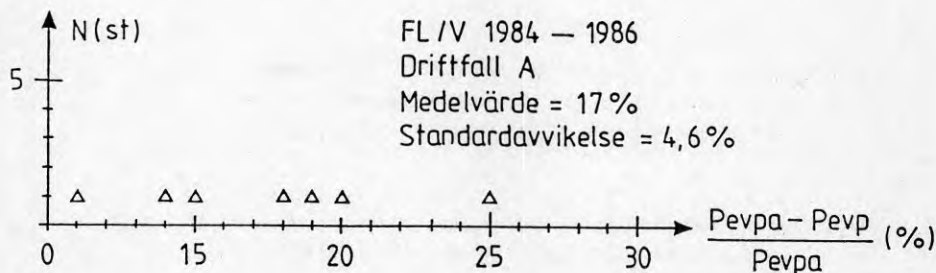


Figur 7.11. Värmeförlusterna ($P_{för}$) för värmepumpar typ FL/V 1984-1986.

7.4 Tryckfall samt pump- och fläkteffekt

Frånluftsvärmepumpar är normalt utrustade med pumpar och fläktar med reglerbart varvtal, antingen genom transformatorkoppling eller genom någon form av tyristorstyrning. Därför är tryckhöjningen inte av så stort intresse, eftersom den kan väljas efter behov. Däremot kan det vara intressant att titta på hur stor andel som drivenergin till pumpar och fläktar utgör samt med vilken verkningsgrad dessa arbetar.

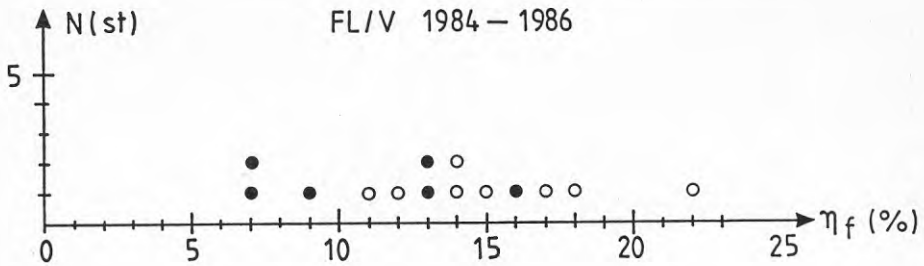
I figur 7.12 redovisas hjälpeffekternas andel av värmepumpens totala driveffekt. Medelvärdet är 17 % vilket kan jämföras med motsvarande värden för värmepumpar typ J/V (13 %), G/V (11 %) och L/V (12 %).



Figur 7.12. Hjälp-effekternas andel av värmepumpens totala driveffekt för värmepumpar typ FL/V 1984-1986 för driftfall A.

För frånluftsvärmepumpar är således andelen hjälpeffekt klart högre än för övriga kategorier. Om man räknar frånluftsfälkten till husets fasta installation blir resultatet istället tvärtom att frånluftsvärmepumparna har en lägre andel hjälpeffekt. Samma resultat erhålls med den standardiserade redovisningen av pump- och fläkteffekter (Fahlén, 1987) då hänsyn tas endast till den del av effekten som erfordras för värmepumpens inre tryckfall.

I figur 7.13 redovisas verkningsgraderna för frånluftsfälktarna, dels vid fullt varvtal och dels på lägsta varvtalsområdet. Verkningsgraderna är beräknade med hjälp av uppmätt extern tryckdifferens, volymflöde och erforderlig elektrisk driveffekt. Fläktens verkliga verkningsgrad är något högre än den som redovisas, eftersom ingen hänsyn tagits till det interna tryckfallet i förångaren. Vanligtvis är detta mindre än 5 % av den yttre tryckhöjningen i de valda punkterna och påverkar därför inte verkningsgraden med mer än 0,1-1,0 procentenheter.



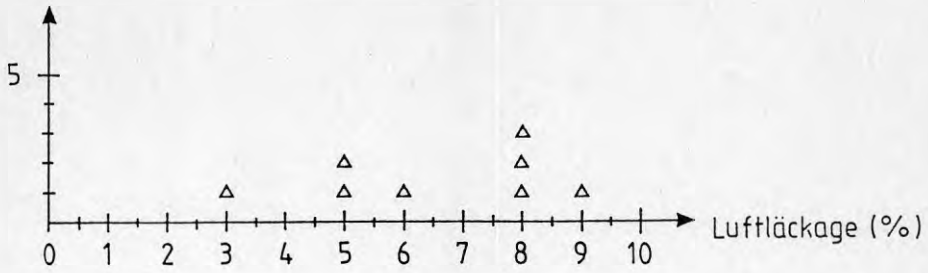
Figur 7.13. Verkningsgrad för frånluftsfläktar (η_f) vid max varvtal (○) och lägsta varvtal (●).

7.5 Täthet

Eftersom frånluftsvärmepumpar ingår som en del i bostadens ventilationssystem ställs krav på att luftdelen ska vara tät. Eventuellt läckage påverkar det totala ventilationsflödet och därmed både inneklimat och energianvändning. Speciellt viktigt är att läckage inte sker på frånluftsfläktens trycksida. Om så sker riskerar man att dålig luft återförs till bostaden och att föroreningar därmed kan spridas från en del av bostaden till en annan. För typgodkännande tilläts ett maximalt läckage till omgivningen av 8 % av det nominella frånluftsflödet.

Även ur provningssynpunkt är det viktigt att luftdelen är tät. Ett läckage till omgivningen kan ju medföra att det faktiska luftflödet genom förångaren är större eller mindre än det uppmätta. Eftersom en minskning av frånluftsflödet typiskt ger en minskning av den avgivna värmeeffekten med ca 4 % för en flödesminskning med 10 % (se kapitel 7.2) kan det "godkända" läckaget medföra en minskning av värmeeffekten med drygt 3 %.

Figur 7.14 illustrerar uppmätta läckflöden givna i procent av det nominella flödet ($150 \text{ m}^3/\text{h}$). För de flesta av värmepumparna gäller dessa värden efter tätning i samband med provningen. Läckaget har från början varit större. För typgodkända värmepumpar ingår allkontroll av det externa luftläckaget som en del av tillverkningskontrollen.



Figur 7.14. Externt luftläckage uttryckt i % av nominellt flöde (150 m³/h) för värmepumpar av typ L/V 1984-1986.

8 VARMVATTENTAPPNING

Varmvattentappningar har utförts enligt tappningsprogram från SP A03 507. Detta omfattar varmvattentappningar för dels ett sommarfall utan radiatorkrets och dels ett vinterfall med en radiatorkrets ansluten. Tappningarna utförs enligt nedanstående program och avbryts då angiven energimängd eller vattenmängd uppnåtts eller utgående vattentemperaturen från beredaren understiger +40 °C. Energimängden har beräknats genom att sätta temperaturdifferensen mellan in- och utgående vatten till 35 K.

Tappning (nr)	Start tappning (min)	Energi- mängd (kWh)	Vatten- mängd (dm ³)
1	0000	8,15	200
2	0050	6,10	150
3	0120	3,05	75
4	0200	3,05	75
5	1000	6,10	150
6	1440	8,15	200

Tappning nr 6 utgör en kontroll av energiupplagringen i beredaren.

I både vinter- och sommarfallet bestäms en värmefaktor för tappningscykeln.

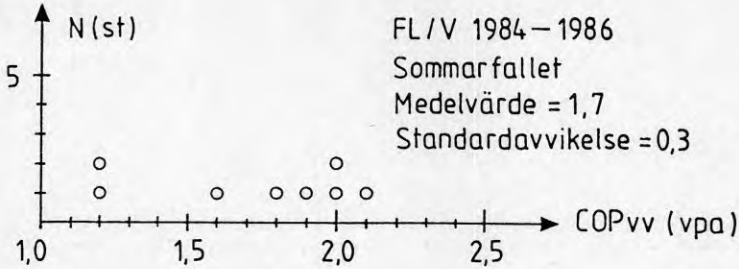
Det totala energiuttaget blir således 26,45 kWh per dygn, vilket motsvarar ett onormalt stort varmvattenuttag. För frånluftsvärmepumpar används ett tappningsprogram enligt SP A3 533 (se kapitel 7), vilket i princip är samma program som ovan men med halva energiuttaget (13,2 kWh). Detta är ett mer normalt varmvattenuttag.

Ovanstående innebär att värmepumpar typ J/V, G/V och L/V bör få bättre resultat beträffande värmefaktorn vid varmvattentappning eftersom förlusterna utgör en mindre del av den nyttiggjorda varmvattenenergin för dessa. Förlusterna mäts inte under tappningsprovet och påverkar därmed värmefaktorn med lika mycket som deras andel motsvarar av varmvattenenergin. Om t ex förlusteffekten är 150 W blir förlusten under provningsdygnet 3,6 kWh och vid ett uttag av 13,2 kWh blir värmefaktorns försämring därmed ca 27 % relativt en förlustfri varmvattenberedare medan försämringen bara blir 14 % vid uttaget 26,45 kWh. Dessutom kommer värmepumpen att genomsnittligt få arbeta med lägre kondenseringstemperatur vid det större energiuttaget.

Sammantaget innebär ovanstående att provningsmetodiken som sådan gör att man kan förvänta bättre resultat för andra typer av värmepumpar än FL/V. Visserligen spelar värmefaktorn vid varmvattenberedning inte så stor roll ekonomiskt i många hushåll, men i nya småhus är denna värmefaktor lika viktig som den som gäller ren uppvärmning. Nya småhus förbrukar ungefär lika mycket energi för varmvatten som för uppvärmning.

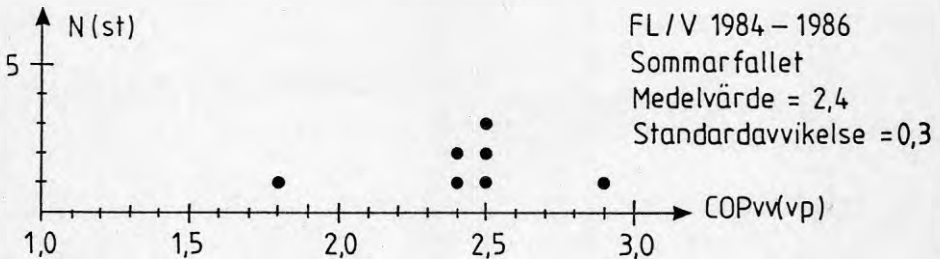
8.1 Värmepumpar typ frånluft/vatten (FL/V)

Totala värmefaktorn för varmvattentappning i sommarfallet (utan uppvärmning) visas i figur 8.1. Medelvärdet är 1,7 med extremvärden uppåt och nedåt kring 2,1 och 1,2.



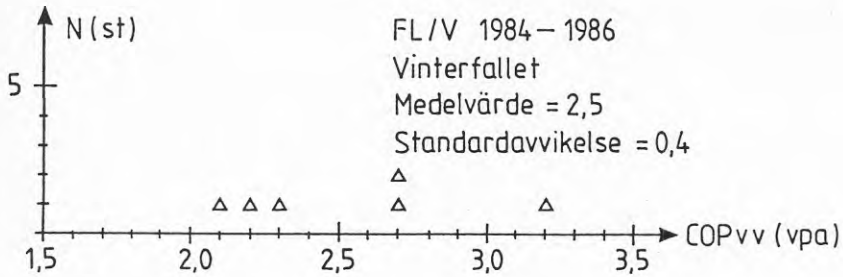
Figur 8.1. Totala värmefaktorn vid varmvattentappning ($COP_{vv(vpa)}$), sommarfallet, för värmepumpar av typ FL/V 1984-1986.

I figur 8.2 finns motsvarande resultat inritade men enbart driv-effekten till kompressorn har inkluderats i värmefaktorn. Vid jämförelse mellan en frånluftsvärmepump och oljepanna eller elektrisk beredare är det denna värmefaktor som ska användas. Frånluftsfläkten ingår i det mekaniska ventilationssystemet vid samtliga alternativ.



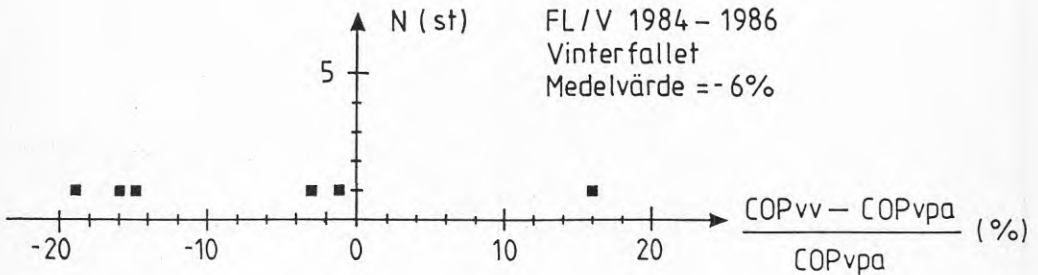
Figur 8.2. Motorvärmefaktorn vid varmvattentappning ($COP_{vv(vp)}$), sommarfallet, för värmepumpar av typ FL/V 1984-1896.

Värden för vinterfallet, med samtidig uppvärmning, visas i figur 8.3. Värdena motsvarar en driftpunkt där utetemperaturen är +2 °C. Vid vattenburet värmesystem är utgående värmebärartemperaturen 37,2 °C för detta driftfall.



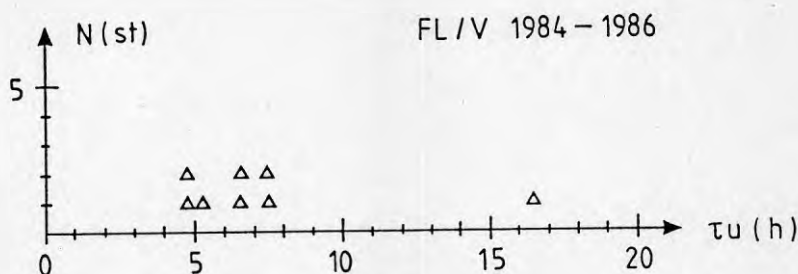
Figur 8.3. Totala värmefaktorn vid varmvattentappning ($COP_{vv}(vpa)$), vinterfallet, för värmepumpar typ FL/V 1984-1986.

Det kan vara intressant att studera hur värmefaktorn vid varmvattenberedning i vinterfallet jämför sig med motsvarande stationära driftpunkt. Minskningen eller ökningen uttryckt i procent visas i figur 8.4.



Figur 8.4. Jämförelse mellan värmefaktorn vid varmvattentappning (COP_{vv}) och motsvarande stationära värmefaktor (COP_{vpa}) för värmepumpar typ FL/V 1984-1986.

Vid provning av frånluftsvärmepumpar enligt SP A3 533 görs förutom varmvattentappningar även bestämningar av hur lång uppladdningstiden av varmvattenberedaren är. Provet börjar med beredaren fylld med vatten av $+10\text{ }^{\circ}\text{C}$ och slutar när varmvattentermostaten bryter första gången. Tiden för enskilda värmepumpar kommer att bero av beredarens volym, tillgänglig effekt för värmning samt förlusternas storlek. Uppmätta värden redovisas i figur 8.5.

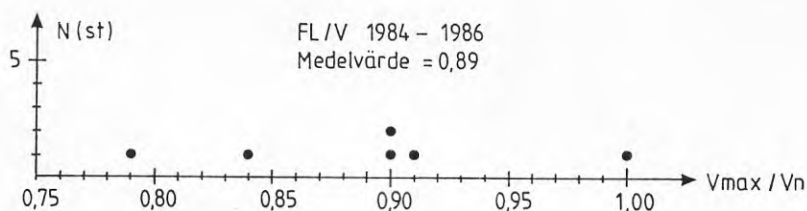


Figur 8.5. Uppladdningstid (τ_u) för varmvattenberedare vid provning av värmepumpar av typ FL/V i 1984-1986.

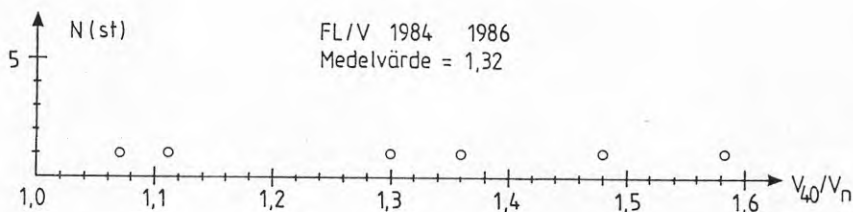
Dessutom provas maximalt uttagbar varmvattenmängd med en temperatur över $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Detta sker genom kontinuerlig tappning och mätning av vattentemperatur och flöde ända tills temperaturen i beredarens utlopp understiger $40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Då avslutas mätningen och den urtappade volymen räknas om till en ekvivalent mängd varmvatten med en homogen temperatur av $40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

De flesta varmvattenberedarna har nominella volymer mellan 250 och 300 dm^3 . Det maximala varmvattenuttaget över $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ i förhållande till den nominella volymen (V_n) redovisas i figur 8.6 och figur 8.7. Figur 8.6 avser den faktiskt urtappade volymen (V_{\max}) och figur 8.7 avser den ekvivalenta, $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ volymen (V_{40}).

Ett högt värde på V_{\max}/V_n innebär en god temperaturskiktning i beredaren och att vattentankens volym utnyttjas väl. Ett högt värde på V_{40}/V_n kan bero både på god skiktning och att varmvattnet värms till hög temperatur.



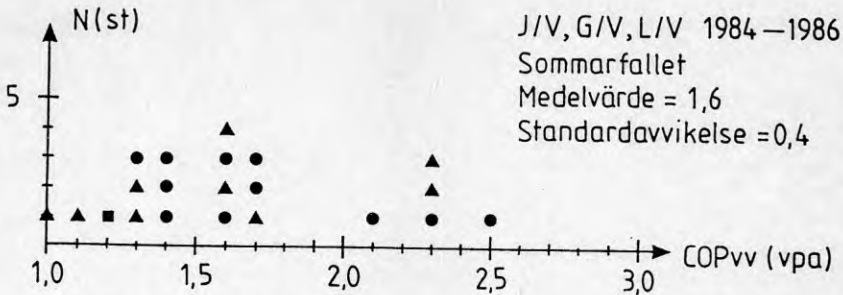
Figur 8.6. Förhållandet mellan maximalt urtappad volym (V_{max}) och varmvattenberedarens nominella volym (V_n) för värmepumpar typ FL/V 1984-1986.



Figur 8.7. Förhållandet mellan ekvivalent urtappad volym (V_{40}) och varmvattenberedarens nominella volym (V_n) för värmepumpar typ FL/V 1984-1986.

8.2 Övriga värmepumpar

Totala värmefaktorn vid varmvattenberedning i sommarfallet finns inritad i figur 8.8 för värmepumpar av typ J/V, G/V och L/V. Medelvärdet är 1,6 vilket jämfört med resultaten för fränluftsvärmepumparna är klart sämre. Trots att provningsmetoden är mycket gynnsam för dessa värmepumpar är medelvärdet 33 % lägre än motsvarande för värmepumpar typ FL/V. Markant är också den utomordentligt stora spridningen mellan olika enheter. Den bästa värmepumpen är 150 % bättre än den sämsta!

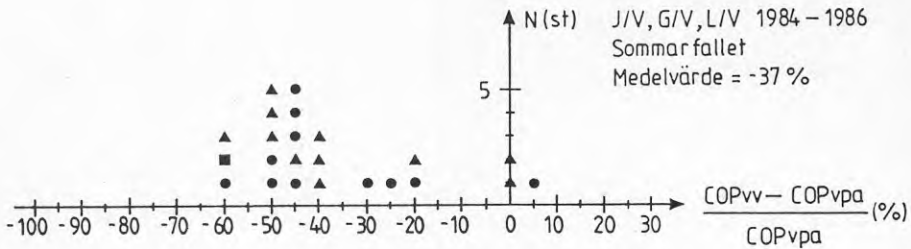


Figur 8.8. Totala värmefaktorn vid varmvattentappning ($COP_{vv}(vpa)$), sommarfallet, för värmepumpar av typ J/V (▲), G/V (■) och L/V (●) 1984-1986.

Anledningen till dessa stora skillnader ligger i första hand på systemsidan. Många värmer tappvarmvattnet indirekt i en dubbelmantlad beredare med otillräcklig mantelvolym och otillräcklig värmeöverförande yta.

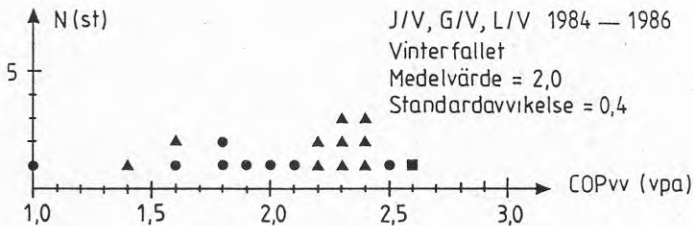
På varmvattensidan sker värmeöverföringen i huvudsak med egenkonvektion. Med antagande om ett värmeövergångstal av $230 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ och en värmeöverförande yta av $2,6 \text{ m}^2$ (för en beredarvolym av ca 150 dm^3) och en uteffekt vid sommardriftfallet av 10 kW blir temperaturdifferensen mellan skiljeväggen och tappvarmvattnet i medeltal ca 17 K . Detta innebär att utgående värmebärartemperaturen kommer att ligga över 20 K högre än varmvattentemperaturen, vilket i sin tur innebär att värmepumpens övertemperaturskydd kommer att bryta mycket snabbt om inte tillräcklig ackumuleringsvolym finns på mantelsidan. Sammantaget ger detta korta gångtider vid hög kondenseringstemperatur och därmed låg värmefaktor. De värmepumpar som ligger i nivå med fränluftsvärmepumparnas siffror har haft speciellt anpassade beredare för värmepumpdrift.

Att de dåliga resultaten mer beror av systemutformningen än av värmepumpen som sådan illustreras av figur 8.9. I denna figur finns värmefaktorn vid varmvattenberedning i sommarfallet jämförd med värmefaktorn vid stationär drift för motsvarande medeltemperatur för värmebärare och köldbärare. Försämringen är utomordentligt stor för dessa typer av värmepumpar.

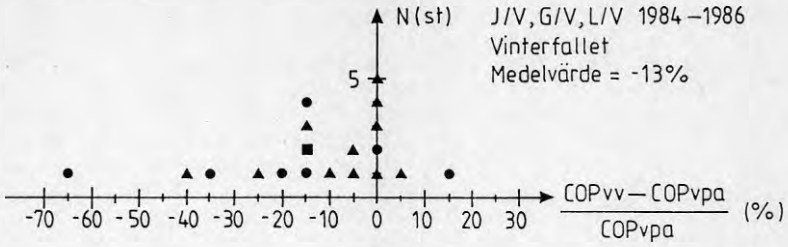


Figur 8.9. Jämförelse mellan värmefaktorn vid varmvattentappning (COP_{vV}), sommarfallet, och motsvarande stationära värmefaktor (COP_{vpa}) för värmepumpar av typ J/V (▲), G/V (■) och L/V (●) 1984-1986.

Redovisning för resultaten beträffande varmvattentappning i vinterfallet finns i figurerna 8.10 och 8.11. Även för vinterfallet är försämringen markant. Eftersom varmvattendelen i detta fall blir förhållandevis liten jämfört med energin som levereras till värmesystemet borde försämringen inte behöva bli särskilt stor även med en dålig lösning för varmvattenberedningen. Vid en ut-effekt av 10 kW blir energimängden till värmesystemet under 1 dygns varmvattenprovning 240 kWh, vilket ska jämföras med varmvattenenergin 26 kWh. För frånluftsvärmepumparna är nivån mellan värme- och varmvattenenergi mer likartad, eftersom deras värmeeffekt är så mycket lägre.



Figur 8.10. Totala värmefaktorn vid varmvattentappning ($COP_{vV}(vpa)$), vinterfallet, för värmepumpar av typ J/V (▲), G/V (■) och L/V (●) 1984-1986.



Figur 8.11. Jämförelse mellan värmefaktorn vid varmvattentappning (COP_{vv}), vinterfallet, och motsvarande stationära värmefaktor (COP_{vpa}) för värmepumpar av typ J/V (▲), G/V (■) och L/V (●) 1984-1986.

Trots förutsättningarna enligt ovanstående blir försämringen enligt figur 8.11 betydligt större än motsvarande försämring för frånluftsvärmepumpar enligt figur 8.4.

9 DRIFTSTÖRNINGAR

Många av de aggregat som kommer till provningsanstalten för provning är prototyper eller uttagna ur en nollserie och kan därför vara behäftade med vissa brister. De flesta är emellertid serietillverkade, ofta sedan flera år. Trots detta inträffar diverse missöden under provningens gång. I de flesta fall är problemen av engångskaraktär, men några problem kan karaktäriseras som generella. De viktigaste allmänna problemen gäller:

- Köldmediefyllning: Ett flertal aggregat har haft för lite eller för mycket köldmediefyllning. Detta har resulterat i otillfredsställande prestanda och/eller onormala drifttemperaturer och i ett fall brytning på högtryckspressostaten. Felet åtgärdas i laboratoriet, antingen av leverantören eller av laboratoriepersonal.
- Expansionsventiler: Några värmepumpar har haft problem med feldimensionerade eller felaktigt injusterade expansionsventiler. Resultatet har blivit pendlingar i köldmediesystemet och/eller onormala drifttemperaturer, t ex onödigt hög överhettning efter förångaren och för höga tryckrörstemperaturer. Felet har åtgärdats på plats i laboratoriet.
- Säkerhetsutrustning: Flera pressostater har inte stämt i sin gradering. Några pressostater har inte fungerat alls och några har varit felställda och därmed brutit innan driftermostaten aktiverats. Samma sak gäller överhettningsskydd. I ett fall resulterade detta i en bränd lindning i kompressormotorn. En luftvärmepump saknade helt skyddsutrustning på lågtryckssidan.
- Reglerutrustning: Flera värmepumpar har ändrats beträffande reglerstrategi, givarplacering eller termostatinställning efter genomförd provning. Ändringarna görs normalt hos tillverkaren. Några fall har gällt prioritering av varmvatten, där kapaciteten visat sig otillräcklig i vinterdriftfallet eller där värmepumpen inte laddat beredaren, trots att kapacitet funnits, på grund av olämpligt placerad givare. En långsamt arbetande termostatisk vattenventil har medfört att temperaturen stigit snabbt och driften brutits med högtryckspressostaten.
- Avfrostningssystem: De flesta avfrostningssystem för uteluftvärmepumpar fungerar ganska dåligt och med mycket låg precision. Flera system har inte fungerat överhuvudtaget och ett system, som provades i två olika exemplar av samma värmepump, gav med samma inställning dubbelt så lång avfrostningstid i det ena exemplaret som i det andra.

I en luftvärmepump frös förångaren igen helt vid långa drifttider vid +7 °C. Avfrostningsautomatiken gick inte in vid denna temperatur och lågtryckspressostaten bröt inte heller driften.

Några värmepumpar av typ luft/luft, med ett ursprung som luftkonditioneringsaggregat, saknar helt skyddsutrustning och kan därför frysa igen fullständigt i inomhusdelen när man inte klarar en avfrostning i utomhusdelen.

Några värmepumpar av typ FL/V och L/V har dålig dränering av kondensvatten.

- Varmvattenberedning: De flesta värmepumparna av typ J/V, G/V och L/V har otillfredsställande systemlösningar för varmvattenberedning. Detta resulterar i korta drifttider och höga kondenseringstemperaturer. Att stort utrymme för förbättringar finns visas av några värmepumpar med mycket bra lösningar. Några fall har kunnat åtgärdas under provningen men de flesta fallen har lämnats utan åtgärd.
- Luftläckage: De flesta kanalanslutna utelufts- och frånluftsvärmepumparna läcker alldeles för mycket på luftsidan. I vissa fall har inomhusplacerade uteluftvärmepumpar sugit in så mycket rumsluft att temperaturen varit högre efter förångaren än före (läckageflöden över 200 m³/h). Detta är naturligtvis mycket allvarligt om det förekommer i installationer eftersom det påverkar både ventilation och energiförbrukning på ett ofördelaktigt sätt.

Frånluftsvärmepumpar har läckt 20-30 % före tätning. Detta innebär att kraven för typgodkännande (8 %) inte klaras. Tätning kan lätt utföras på plats i samband med provning men ibland blir omkonstruktion eller ändrad tillverkningsteknik nödvändig för den löpande produktionen.

- Övriga problem: Enstaka brister i konstruktionen har rört problem med dimensionering av komponenter vilket lett till omkonstruktion t ex vattenrör som varit oisolerade i utomhusplacerade enheter, partiell påfrysning i en förångare på en grundvattenvärmepump samt en trasig cirkulationspump.

Flera av dessa problem återkommer från den genomgång av provningar som gjorts för perioden 1977-1983 (Fahlén, 1985). Av dessa är de allvarligaste de brister som avser lufttäthet, avfrostningssystem och varmvattenberedning.

10 LJUDEFFEKT

Enligt svensk byggnorm 1980 får den A-vägda ljudtrycksnivån inte överstiga 30 dB i sov- och vardagsrum. Utomhus bör ljudtrycksnivån nattetid inte överstiga 40 dB i närheten av bostäder enligt Naturvårdsverkets riktlinjer för externt industribuller (1978:5).

SBN:s krav avser A-vägd ljudtrycksnivå refererad till 10 m² absorptionsyta i mottagarrummet. Omräknat till A-vägd ljud-effektnivå L_{WA} innebär detta att

$$L_{WA} < 3,4 \text{ B}$$

För att detta krav ska kunna innehållas krävs antingen att aggregatet är tillräckligt tyst eller att installationen görs på ett lämpligt sätt. För värmepumpar anslutna till ett vattenburet värmesystem är de viktigaste ljudöverföringsvägarna luftljud genom väggar, golv och tak eller vibrationer via golv. Om golvet är tillräckligt isolerat mot vibrationer återstår endast luftljudsvägarna. Ungefärlig ljuddämpning omräknat till A-vägd värmepumpsbuller blir i en normal villa

Stängd dörr	= ΔL_A	= 20-30 dB
Vägg	= ΔL_A	= 30-40 dB
Bjälklag	= ΔL_A	= 40-50 dB

I ett förslag till bedömningsgrunder delas värmepumparna in i klasser med hänsyn till kravet 3,4 B och medelvärdet för ovanstående dämpningar. Följande klassindelning är föreslagen (Jonasson, 1981):

Klass 5,5	$L_{WA} < 5,9 \text{ B}$	(placering i rum med dörr till känsligt rum)
Klass 6,5	$5,9 < L_{WA} < 6,9 \text{ B}$	(placering i rum med vägg till känsligt rum)
Klass 7,5	$6,9 < L_{WA} < 7,9 \text{ B}$	(placering i rum utan vägg eller dörr till känsligt rum)

För utomhusbuller blir problemen större. Om man förutsätter ett minsta avstånd till tomtgränsen av 4,5 m, att ljudkällan är placerad vid en vägg och att markreflexen ökar nivån 0,3 B erhålls ett värde på ljudeffekten som svarar mot en ljudtrycksnivå av 40 dB vid tomtgränsen:

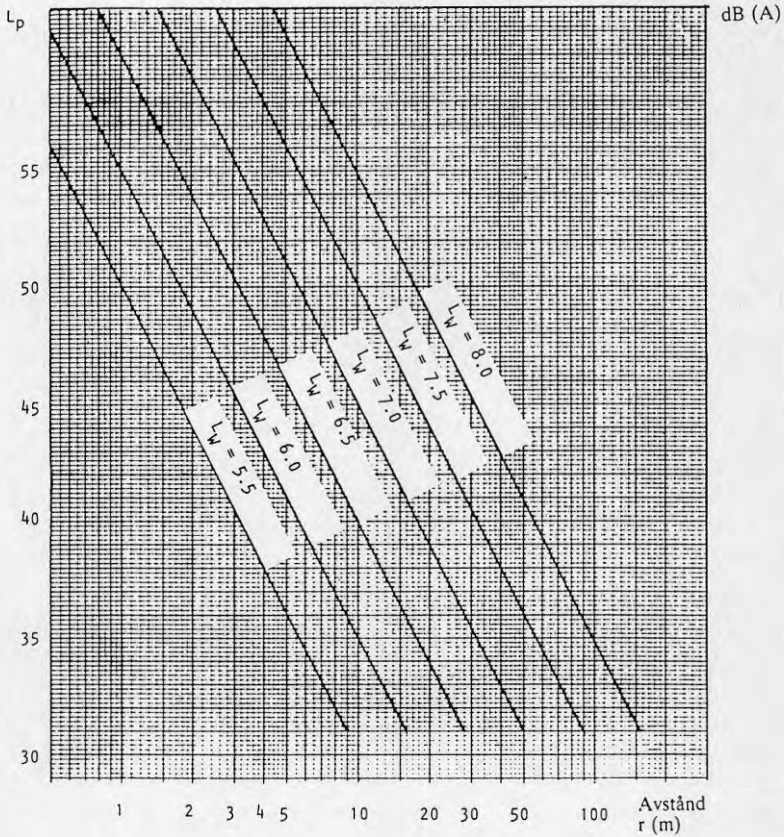
$$L_{WA} = 4,0 - 0,3 + 1g2\pi + 2 \lg 4,5 = 5,8 \text{ B}$$

I figur 10.1 visas sambandet mellan avstånd till ljudkällan och ljudtrycksnivån för olika värden på ljudeffekten från ljudkällan.

Även för utomhusbuller har en klassindelning i 7 steg föreslagits (Bodlund, 1986). Enligt denna klassindelning orsakar värmepumpar i klasserna 6 ($5,0 < L_{WA} \leq 5,5$ B) och 7 ($L_{WA} \leq 5,0$ B) så lite buller att några särskilda åtgärder inte behöver beaktas. För klass 1 krävs både stort avstånd till tomtgränsen och bullerdämpande åtgärder.

Ekvivalent
ljudtrycksnivå

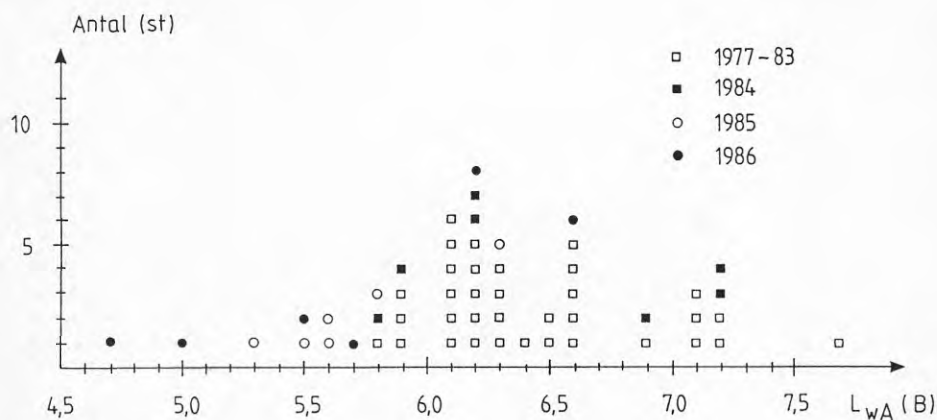
Ljudeffektnivå L_w



Figur 10.1. Sambandet mellan avståndet (r) till ljudkällan, den avgivna ljudeffekten (L_w) och den resulterande ljudtrycksnivån (L_p).

10.1 Värmepumpar typ vätska/vatten (J/V och G/V)

Värmepumpar av typ vätska/vatten orsakar i första hand inomhusbuller. Uppmätta värden för 54 aggregat finns redovisade i figur 10.2. Av dessa avser 35 st perioden 1977-1983, 7 st 1984, 6 st 1985 och 6 st 1986. Medelvärdet på den avgivna ljudeffekten för perioden 1977-1983 är 6,5 B (standardavvikelse 0,5), för 1984 är medelvärdet 6,5 B (standardavvikelse 0,6), för 1985 är medelvärdet 5,7 B (standardavvikelse 0,3) och för 1986 är medelvärdet 5,6 B (standardavvikelse 0,7).



Figur 10.2. Inomhusbuller (L_{WA}) alstrat av vätska/vatten värmepumpar.

Den avgivna ljudeffekten har således minskat kraftigt på nyare värmepumpar. Många tillverkare har lagt ner ett stort arbete på att minska risken för problem med buller.

Jämför man värdena i figur 10.2 med den föreslagna klassindelningen, ser man att de flesta värmepumparna klarar mellanklassen, där placering kan tillåtas mot en vägg till ett rum som är känsligt ur ljudsynpunkt. Många klarar den strängaste klassen och endast ett fåtal behöver placeras särskilt välisolerat.

Inomhusbuller behöver således inte innebära något stort problem för denna typ av värmepump. Man får dock observera att vissa problem med pulsartade ljudhöjningar i samband med start eller stopp av värmepumpen kan förekomma. Medelvärdet av pulsljuds-förhöjningarna för samtliga J/V och G/V värmepumpar är 1,2 B (standardavvikelse 0,8) med ett största värde av 3,6 B.

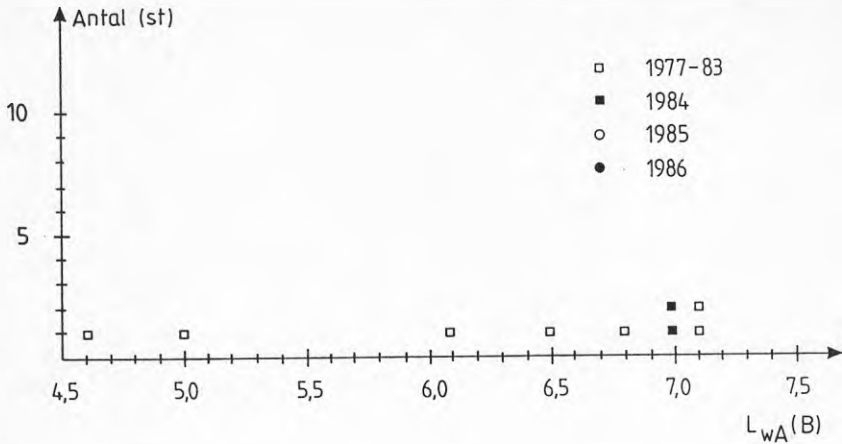
Ett speciellt problem utgör kraftiga kontaktorer, som ofta sitter monterade på en stor plåtyta utan uppstagning. Vid tillslag fungerar den stora plåten som ett högtalarmembran.

Några jämförelser med fabrikantdata har knappast kunnat göras. I de fall ljudavgivning omnämns kan den uttryckas kvalitativt som "extremt tyst", "praktiskt taget ljudlös", "tystare än en oljepanna" eller kvantitativt som "ca 45 dB", "45 dB på 1 m", "45 dB på 5 m" etc. Det riktiga sättet att ange ljudavgivningen bör vara i form av ljudeffekt enligt ISO 3741, 3746 eller 3747.

För att undvika begreppsförvirring beträffande ljudtryck och ljudeffekt rekommenderas att använda enheten B för ljudeffekt och dB för ljudtryck. Det bör observeras att även tillfälliga ljudpulser i samband med start eller stopp av värmepumpen kan vara intressanta uppgifter ur användar- och installatörssynpunkt.

10.2 Värmepumpar typ luft/vatten (L/V)

Uteluftvärmepumpar orsakar både inom- och utomhusbuller. Resultat med avseende på inomhusbuller presenteras i figur 10.3. Figuren innehåller resultat för 7 provningar från perioden 1977-1983 (medelvärde 6,2 B, standardavvikelse 1,0 B), 2 provningar från 1984 (medelvärde 7,0 B) och inga resultat från 1985 eller 1986. Resultaten liknar de från vätska/vatten värmepumparna i kapitel 10.1. Startpulsvärdena är i medeltal 1,7 B (standardavvikelse 0,9 B) med ett största värde av 3,0 B.



Jämför man resultaten i figur 10.4 med exemplet i inledningen till kapitel 10 ser man att inget av aggregaten klarar nivån 5,8 B och därmed en placering 4,5 m från tomtgränsen. Med hjälp av figur 10.1 kan man utläsa att de aggregat som bullrar mest kräver cirka 55 m till tomtgränsen.

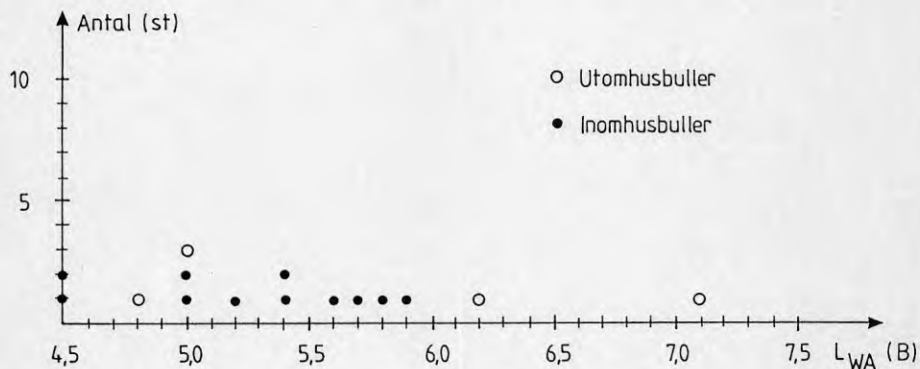
Av de provade aggregaten hamnar 3 st i den sämsta klassen för utomhusbuller (klass 1: $L_{WA} > 7,5$ B). Övriga fördelar sig på 2 st i klass 2 ($7,0 < L_{WA} \leq 7,5$ B), 8 st i klass 3 ($6,5 < L_{WA} \leq 7,0$ B), 8 st i klass 4 ($6,0 < L_{WA} \leq 6,5$ B), 1 i klass 5 ($5,5 < L_{WA} \leq 6,0$ B) och inga i klass 6 eller 7.

10.3 Värmepumpar typ frånluft/vatten (FL/V)

Värmepumpar med frånluft som värmekälla utgör idag den vanligaste typen av värmepumpinstallation. De ingår som standardutrustning i många typhus och många personer som inte själva bestämt att man vill ha värmepump kommer i kontakt med dessa. Ljudaspekter är därför extra viktiga för dessa eftersom man tenderar att vara mer tolerant mot självväldigt buller och mindre tolerant mot buller som man drabbas av utan egen medverkan.

Provningsmässigt är dessa system mer komplicerade än övriga även beträffande ljudprovningsen. Dels står värmepumpen oftast uppställd i utrymmen i boendeplanet (t ex grovkök), dels avger den buller både till uppställningsrummet (luftljud och stomljud) samtidigt som den avger buller utomhus och till andra rum inomhus via avlufts- och frånluftskanaler. Frånluftsvärmepumpar provas därför med ett lämpligt kanalsystem anslutet till värmepumpen samt med och utan fläktar i drift.

Resultat för både inomhus- och utomhusbuller redovisas i figur 10.5. Resultaten avser hela perioden 1983-1986 och medelvärdet för utomhusbuller är 5,8 B (standardavvikelse 1,1) och för inomhusbuller 5,3 B (standardavvikelse 0,5).



Figur 10.5. Inomhus- och utomhusbuller (L_{WA}) alstrat av frånluftsvärmepumpar.

Dessa värden indikerar att några större problem inte är att befara beträffande buller från frånluftsvärmepumpar, vare sig när det gäller utomhus- eller inomhusbuller.

11 ELSÄKERHET

De iakttagelser beträffande elsäkerhet som gjordes i samband med genomgången av provningsrapporter för perioden 1977-1983 gäller i allmänhet även för perioden 1984-1986. I allmänhet klarar aldrig elinstallationen de krav som finns i starkströmsföreskrifterna utan modifieringar av konstruktionen. Fortfarande gäller de vanligaste anmärkningarna dokumentation och märkning. Anmärkningarna kan avse:

- avsaknad av varningstexter
- otillräcklig märkning
- felaktig märkning
- bristande dokumentation och anvisningar
- felaktiga eller otillräckliga kopplingsscheman
- felaktiga märkeffekter.

Vanliga konstruktionsmässiga brister gäller val, dimensionering och placering av komponenter. Exempel då detta är

- Otillåtet höga temperaturer i kontaktorer
- Otillåten brytning med temperaturvakt
- Avsaknad av jordning eller dåligt utförd jordning
- Elektriska kablar ligger an mot vassa plåtkanter
- Komponentdelar som kan utsättas för fukt har otillräcklig kapslingsklass
- Komponenter klarar inte isolationsprovnings
- Föreskriven säkerhetsventil saknas på varmvattenberedare
- Fel isolationskvalitet på elektriska kablar
- Ej godkända eller fel typ av kontaktorer (i förhållande till typen av last)
- Ej godkända säkringar
- Ej godkända termostater
- Ej godkända reläer
- Felaktigt dimensionerade och utförda kabelinföringar
- För små isolationsavstånd mellan köldmedierör och spänningsförande delar
- Fel dimensionerade motorskydd
- Avsaknad av kondensdränering
- Risk för kontakt mellan givarledning och starkströmsförande delar.

Fortfarande är många elinstallationer mycket svårarbetade. Kopplingsplintar sitter ofta svårtillgängligt och med otillräckligt utrymme omkring, vilket fördyrar installation och service av värmepumpen. Många utomhusplacerade delar ger också intryck av att vara mera lämpade för inomhusplacering. Det finns dock många exempel på lyckade och väl genomtänkta lösningar.

12 DISKUSSION

Mot bakgrund av de resultat som redovisats ovan tycks det finnas ett behov av provning av värmepumpar för villabruk. Trots att de erfarenheter som redovisats inte varit odelat positiva bör man inte se alltför mörkt på situationen. Trots allt är bristerna i de flesta fall ganska enkla att avhjälpa om tillverkaren tar vara på resultaten från provningen. En ordentlig kontroll under hela tillverkningsprocessen är uppenbarligen nödvändig.

Trots att en hel del brister i sättet att presentera värmepumpars prestanda kvarstår, är det glädjande att se att många tillverkare trots allt lägger ner mycket arbete på sitt presentationsmaterial. Detta har också gett tydliga förbättringar under den tid föreliggande jämförelse omfattar. Vad som är ännu mer glädjande är att se den förbättring i prestanda som skett och som inte bara gäller själva värmepumpen utan även den totala systemlösningen för anslutning av värmepumpen till ett uppvärmningssystem.

Tyvärr har utvecklingen stagnerat något beträffande prestanda de senaste åren, men i gengäld har systemen blivit mer förfinade, billigare och driftsäkrare. Resultat och erfarenheter från installationer av värmepumpar visar också att värmepumpen är en kommersiellt mogen produkt och att det stora flertalet ägare är mycket nöjda med sina installationer. Värmepumpen har inte bara framtiden bakom sig utan också framför sig.

LITTERATUR

Fahlen, P, 1985. Laboratorieprovning av värmepumpar - erfarenheter 1977-1983. (Statens provningsanstalt). Teknisk rapport 1985:05. Borås.

Fahlén, P, 1982. Erfarenheter från laboratorieprovning av värmepumpar för småhus. (VVS-tekniska föreningen). Konferens 1982-11-23. Göteborg.

Fahlén, P, 1983. Värmepumpar för småhus - en jämförelse mellan fabrikantdata och provdata. Symposium 1983-11-17. Ljungby.

Fahlén, P, 1984. Erfarenheter av laboratorieprovning av värmepumpar för småhus. (Statens råd för byggnadsforskning). Seminarium 1984-03-06. Borås.

Fahlén, P, 1983. Experiences from laboratory testing of unitary heat pumps. (International Institute of Refrigeration). Konferens 1983-08-31. Paris.

Fahlén, P, 1987. Värmepumpars prestanda - standardiserad redovisning. (Statens provningsanstalt). Teknisk rapport 1987:08. Borås.

SS 2095, 1986. Värmeutrustning - Värmepumpar - Laboratorieprovning av prestanda. (Standardiseringskommissionen i Sverige). SMS-01-2095-01-S. Stockholm.

SP A03 507, 1980. Förslag till provningsspecifikation för eldrivna värmepumpar baserade på en kompressordriven förångningsprocess. (Statens provningsanstalt). Borås.

Waldner, L, 1984. Pumptillverkarnas kurvor stämmer inte. VVS & Energi, 10, 1984, p.33-35. Stockholm.

Bergström,U, Larsson,R, 1987. Avfrostning av luftberörda förångare i värmepumpar - utvärdering av avfrostningsmetoder. (Statens råd för byggnadsforskning). Rapport R52:1987. Stockholm.

Fehrm, M, 1986. Värmepumpar med luft som värmekälla - avfrostningsmetoder. (Statens råd för byggnadsforskning). Rapport R39:1986. Stockholm.

Jonasson, H, 1981. Buller från värmepumpar och värmeåtervinningsaggregat. (Statens provningsanstalt). PM 1981-10-27. Borås.

Bodlund, K, 1986. Utomhusbuller från villavärmepumpar. (Naturvårdsverket). Rapport 3104. Solna.

Värmeutrustning – Värmepumpar –
 Laboratorieprovning av prestanda

Bilaga – Laboratorieprovning av värmepumpar – Rapportblankett

(Denna bilaga är en del av den egentliga standarden.)

Tillverkare
 Svensk representant
 Typ av värmepump Typbeteckning Tillv.nr
 Nominell värmeeffekt kW Värmekälla

Köldbärare, typler)
 Driftstemp, max/min / (= t_{min}) °C
 Flöde, max/nom/min / / m³/h
 Värmebärare, typ
 Driftstemp, max/min / °C
 Flöde, max/nom/min / / m³/h
 Tappvarmvattenberedare, typ
 Driftstemp, max

Köldmedium, typ/mängd / kg
 Märkeffekt totalt kW
 Märkeffekt kompressor kW
 Märkspänning V
 Antal faser

Resultat från stationär prestandaprovning (nominella flöden)

Provnigen utförd av enligt Svensk Standard SS 2095

KÖLDBÄRARSIDA (förutsättningar)				
Värmekälla:				
	1	2	3	4
	Uteluft temp, °C	Frånluft temp, °C	Vatten temp, °C	Vätska ** temp, °C
Avgiven värmeeffekt till värmebärare (Luftsystem), P_{1vpa} , kW	+ 15(11) + 7(5,5) + 2(1)* - 7(-8) - 15(-)	+ 20(12)*	+ 15 + 10 + 5* t_{min} : =	+ 10 + 5 ± 0 * - 5
Tillförd elektrisk effekt till kompressormotor, P_{em} , kW	+ 15(11) + 7(5,5) + 2(1)* - 7(-8) - 15(-)	+ 20(12)*	+ 15 + 10 + 5* t_{min} : =	+ 10 + 5 ± 0 * - 5
Totalt tillförd elektrisk effekt till värmepumpsanläggning, P_{evpa} , kW	+ 15(11) + 7(5,5) + 2(1)* - 7(-8) - 15(-)	+ 20(12)*	+ 15 + 10 + 5* t_{min} : =	+ 10 + 5 ± 0 * - 5
Värmefaktor: COP_{vpa} = P_{1vpa}/P_{evpa}	+ 15(11) + 7(5,5) + 2(1)* - 7(-8) - 15(-)	+ 20(12)*	+ 15 + 10 + 5* t_{min} : =	+ 10 + 5 ± 0 * - 5

VÄRMEBÄRARSIDA (resultat)			
Vattensystem		Luftsystem	
Utgående värmebärartemp, °C		Inkommande lufttemp till värmepump, °C	
+ 35	+ 45	+ 55	Returluft + 20(12) Uteluft (enl kol 1)
—	—	—	—
—	—*	—	—*
—	—	—	—
—	—*	—	—*
—	—	—	—
—	—*	—	—*
—	—	—	—
—	—*	—	—*

* Nominell driftpunkt.

** Vid provningen använd köldbärare:
 Temperatur inom parentes är motsvarande våt temperatur.

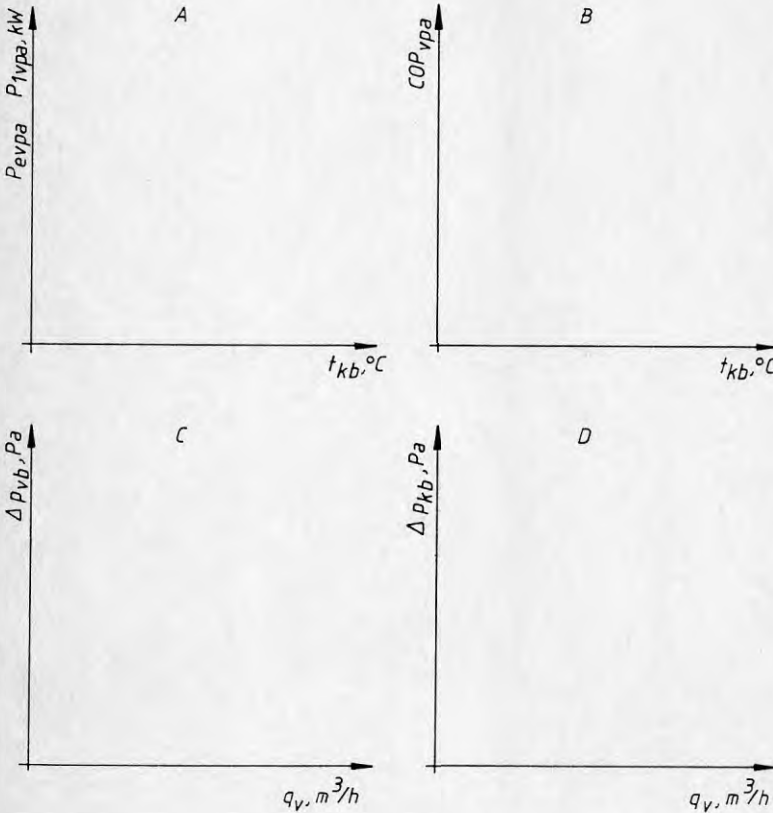
Resultat från tappvarmvattenprovning

	Värmefaktor COP_w	Tomgångsförbrukning W	Uppladdningstid min	Startfrekvens h ⁻¹	Tappningskapacitet 40° vatten, dm ³	Tappprogram %
Sommar						
Vinter						

Redovisning av provningsresultat i diagramform

- A Totalt avgiven värmeeffekt, P_{1vpa} , och totalt tillförd elektrisk effekt, P_{evpa} , som funktion av köldbärartemperatur med värmebärartemperaturen som parameter
- B Total värmefaktor, COP_{vpa} , som funktion av köldbärartemperatur med värmebärartemperaturen som parameter
- C Tryckdifferens på värmebärarsida som funktion av värmebärarflöde
- D Tryckdifferens på köldbärarsida som funktion av köldbärarflöde

Diagram A – D:



Övriga upplysningar:

.....

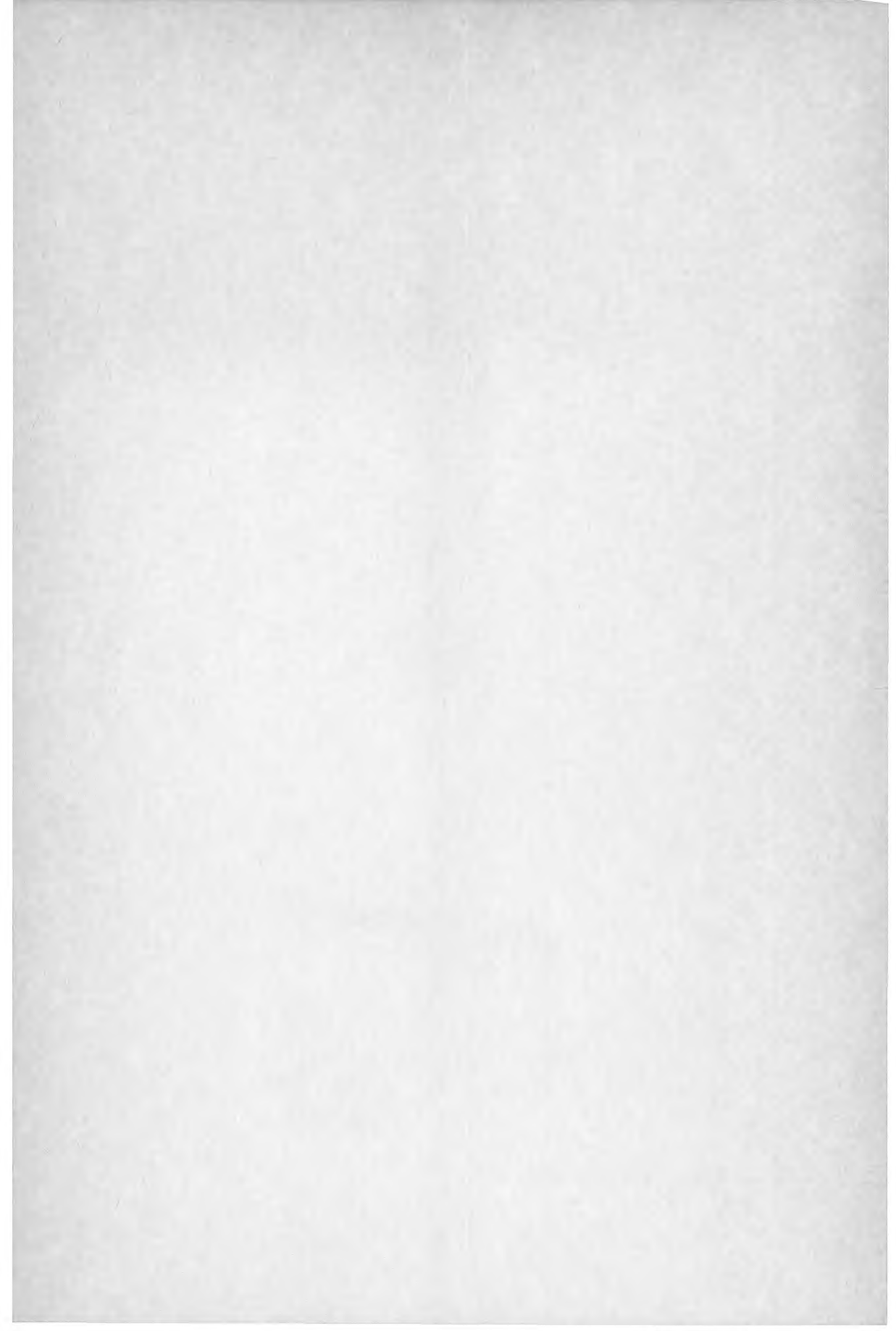
.....

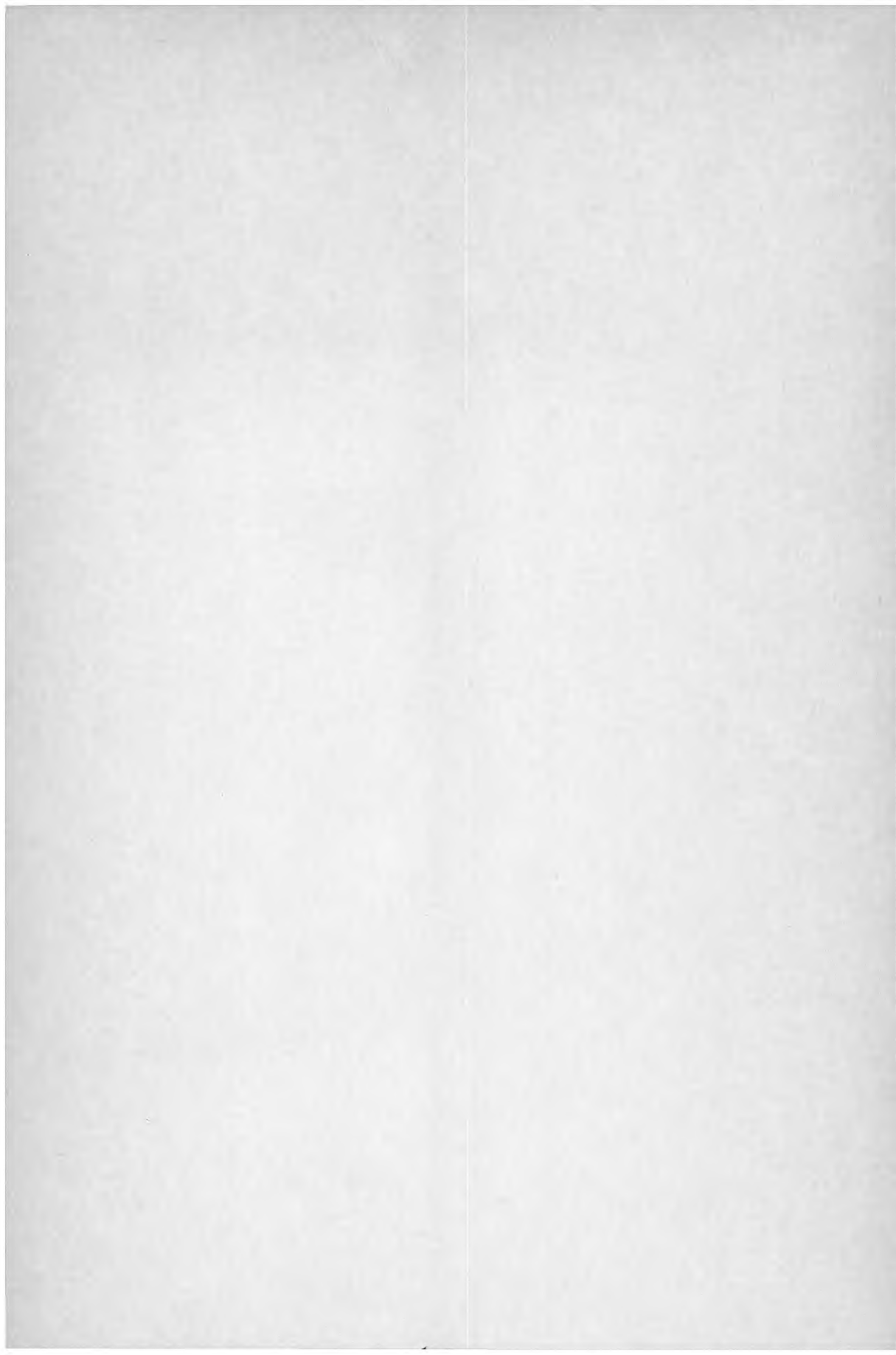
.....

.....

.....







**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 830933-2
från Statens råd för byggnadsforskning till Statens
provningsanstalt, Borås.**

R1: 1988

ISBN 91-540-4842-7

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6708001

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

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

Cirkapris: 42 kr exkl moms