



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

R14:1979

**Värmepumpar för
bostadsuppvärmning**

Komponent- och systemstudier

Holger Kraft

Mats Fehrm

Anders Hill

Byggforskningen

TEKNISKA HÖGSKOLAN I LUND
SEKTIONEN FÖR VÄG- OCH VATTEN
BIBLIOTEKET

R14:1979

VÄRMEPUMPAR FÖR BOSTADSUPPVÄRMNING
KOMPONENT- OCH SYSTEMSTUDIER

Holger Kraft
Mats Fehrm
Anders Hill

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 750569-0
från Statens råd för byggnadsforskning till institutionen
för Mekanisk värmeteorik och kylteknik, KTH, Stockholm.

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

R14:1979

ISBN 91-540-2978-3

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1979 950287

INNEHÅLL		Sid
BETECKNINGAR		7
1	INLEDNING	9
2	DEFINITIONER OCH NOMENKLATUR	11
2.1	Allmänt	12
2.2	Definition av värmefaktorn	13
2.2.1	Carnotska värmefaktorn, Φ_C	14
2.2.2	Värmefaktorn hänförd till kompressorn, Φ_K	14
2.2.3	Värmepumpaggregatets värmefaktor, Φ_T	14
2.2.4	Luft/luft: Kompressorn på kalla sidan	15
2.2.5	Luft/luft: Kompressorn på varma sidan	16
2.2.6	Luft/luft: Genomgående aggregat	16
2.2.7	Luft/vatten: Enhetsaggregat utomhus	17
2.2.8	Luft/vatten: Delat system	17
2.2.9	Luft/vatten: Enhetsaggregat inomhus	18
2.2.10	Jord/vatten och vatten/vatten	19
2.2.11	Jämförelse mellan olika värmefaktorer	19
2.2.12	Observandum	20
2.2.13	Värmefaktorn inklusive avfrostningar, Φ_{avfr}	20
3	PROVNINGSMETODER OCH MÄTUTRUSTNING	23
3.1	Allmänt om provningsmetoder	24
3.2	Provutrustning för varma sidan	24
3.2.1	Bestämning av avgiven värmemängd vid vattenkrets	24
3.2.2	Bestämning av avgiven värmemängd vid luftkrets	25
3.3	Provutrustning för kalla sidan	26
3.3.1	Inomhus placerad förångare - enhetsaggregat	26
3.3.2	Utomhus placerad förångare	27
3.3.3	Vätskeberörd förångare	28
3.4	Allmänt om mätutrustning	29
3.4.1	Temperaturmätningar	29
3.4.2	Mätning av vätskeflöden	29
3.4.3	Mätning av eleffekter	30
4	RESULTAT FRÅN LABORATORIEPROV MED SJU VILLAVÄRMEPUMPAR AV OLIKA FABRIKAT	31
4.1	Allmänt	32
4.2	Redovisning av resultaten	32
4.2.1	Avgiven värmeeffekt och effektförbrukning	34
4.2.2	Värmefaktorer	36
5	PROV MED TVÅ OLIKA AVFROSTNINGSMETODER	69
5.1	Sammanfattning	70
5.2	Beskrivning av varmgasavfrostning respektive elavfrostning	70
5.2.1	Varmgasavfrostning	70
5.2.2	Elavfrostning	71
5.3	Beskrivning av provuppställning	71
5.4	Provets utförande och mätningar	73
5.4.1	Elavfrostning	73

5.4.2	Varmgasavfrostning	74
5.5	Energiförbrukningen vid avfrostning	74
5.5.1	Avfrostning över balanspunkten	75
5.5.2	Avfrostning vid eller under balanspunkten	75
5.5.3	Resultat	76
5.6	Läckage i fyrvägsventil	77
5.6.1	Mätning och beräkning av läckage	78
5.6.2	Kommentar till Tabell 5.3	81
5.7	Energiförbrukning vid avfrostning satt i relation till värmebehov	81
5.8	Slutsatser	85
6	UTOMHUSPROV MED EN LUFT/LUFT VÄRMEPUMP	93
6.1	Prov- och mätutrustning	94
6.2	Resultat	95
6.2.1	Avgiven värmeeffekt, \dot{Q}_{tot}	96
6.2.2	Effektbehov och gångtider	96
6.2.3	Värmefaktor	97
	LITTERATURFÖRTECKNING	107

Projektet har genomförts vid institutionen för Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH. Huvuddelen av laboratoriearbetet har utförts av civ ing Mats Fehrm och civ ing Anders Hill. Proven i kap 5 och 6 har genomförts av Mats Fehrm som också svarar som författare för dessa två kapitel. Vidare har tekn lic Eric Granryd bistått med goda råd och synpunkter under provtiden. Ett stort arbete med tillverkning av provutrustningar och montage av provuppställningar har utförts av instrumentmakare Karl-Erik Ahnlén och Bengt-Göran Karlsson.

Jag vill här tacka alla som medverkat.

Stockholm, september 1978

Holger Kraft
Projektledare

BETECKNINGAR

A	area	[m ²]
c _p	värmekapacitet	[kJ/kg, °C]
E	elenergi	[kWh]
\dot{E}	eleffekt	[kW]
f	frekvens	[1/h]
i	entalpi	[kJ/kg]
k	värmeledningstal	[W/m ² , °C]
K	energiförbrukning vid avfrostning	[kWh]
L	läckage	
\dot{m}	massflöde	[kg/s]
n	antal	
Q	värmeenergi	[kWh]
\dot{Q}	värmeeffekt	[kW]
t	temperatur	[°C]
T	temperatur	[K]
ρ	densitet	[kg/m ³]
ϕ	relativ luftfuktighet	
Φ	värmefaktor	
τ	tid	[s; h; dygn]
w	hastighet	[m/s]
η	verkningsgrad	

1 INLEDNING

Vid institutionen för Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, har en undersökning av värmepumpar för bostadsuppvärmning genomförts. Avsikten med undersökningen var att genom laboratorieprov utföra komponent- och systemstudier på villavärmepumpar. Härvid har tyngdpunkten lagts vid provning av värmepumpaggregat.

Laboratorieprov har utförts med sju olika stora villavärmepumpar av skilda fabrikat. Av de provade värmepumparna var fyra av typ luft/vatten, två av typ jord/vatten (alt vatten/vatten) och en av typ luft/luft.

Proven med de sju värmepumparna har i första hand avsett bestämning av prestanda vid kontinuerlig drift och med stationära driftsförhållanden. För de fem värmepumpar som har luft som värmekälla innebär detta att de har provats med torr belastning på förångaren, dvs att luften på kalla sidan inte har befuktats. Provningsförfarandet med stationära driftsförhållanden har valts då det ger väl definierade och lätt reproducerbara provningsbetingelser. Det ger samtidigt möjlighet att presentera mätdata på ett sätt som visar värmepumpaggregatens prestanda på ett överskådligt sätt och som gör en likvärdig bedömning av olika värmepumpar möjlig.

Vid proven har målsättningen varit att bestämma värmepumpaggregatens prestanda vid tre olika kondenserings-temperaturer, 30, 40 och 50°C. För varje kondenserings-temperatur har provpunkter tagits vid ett antal konstanta förångningstemperaturer.

I Fig 1.1 visas, som exempel på uppmätta prestanda, det område inom vilket värmefaktorerna, Φ_T , faller för fem av de provade aggregaten. Med hänsyn till de stora skillnaderna i konstruktion och storlek som gäller för de provade aggregaten får området de faller inom anses vara relativt smalt.

Vid upptagning av driftsdata för en värmepump under laboratorieförhållande erfordras provutrustning som ger möjlighet att simulera driftsförhållandena på såväl varma som kalla sidan. I undersökningen ingår framtagning

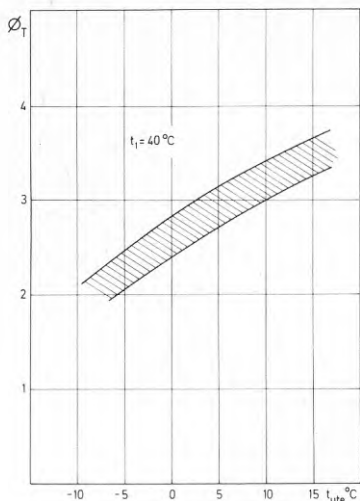


Fig 1.1

av olika provningsmetoder och provutrustningar för de olika typer av värmepumpar som provats.

Utöver redovisning av resultaten från laborieproven och beskrivning av provutrustningarna så har ett avsnitt ägnats åt nomenklatur och definitioner. I tillämpliga delar får detta avsnitt här ses som en beskrivning av de definitioner och den nomenklatur som använts vid proven. I vidare bemärkelse gäller för avsnittet att vissa delar av framställningen, direkt eller

indirekt, pekar på vissa tekniska problem som kan vara av intresse vid betraktandet av såväl värmepumpkonstruktioner som hela värmepumpanläggningars dimensionering och utförande.

Förutom ovan nämnda prov har en jämförande undersökning av två olika avfrostningsmetoder gjorts. De två metoderna är varmgasavfrostning och elavfrostning. I detta avsnitt redovisas även resultatet av temperaturmätningar på några fyrvägsventiler som gjorts för att utröna om läckage förekommer och i så fall bestämma storleksordningen på detta.

Slutligen redovisas ett utomhusprov med ett av de provade värmepumpaggregaten. Avsikten med provet var att ta upp driftsdata under olika väderleksförhållanden. Av speciellt intresse är då uppgifter förande avfrostningarna som t ex avfrostningstider, avfrostningsintervall och avfrostningarnas andel av effektbehovet. Även detta prov har körts kontinuerligt.

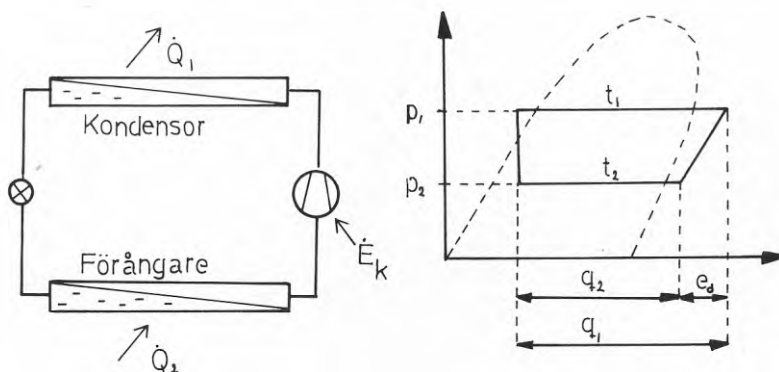
KAPITEL 2

DEFINITIONER OCH NOMENKLATUR

2 DEFINITIONER OCH NOMENKLATUR

2.1 Allmänt

Värmepumpen arbetar med en kompressordriven förångningsprocess som är identisk med kylprocessen. I figuren visas en principskiss över den gemensamma processen.



Skillnaden är att vid kylanläggningar utnyttjar man processens kyleffekt, \dot{Q}_2 , medan det vid värmepumpar är den i kondensorn avgivna värmeeffekten, \dot{Q}_1 , som kommer till användning.

Det i kondensorn avgivna värmets, \dot{Q}_1 , är summan av det i förångaren upptagna värmets, \dot{Q}_2 , och det i kompressorn tillförda värmets.

Vid öppna kompressorer är $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + \dot{E}_i$, där \dot{E}_i är den effekt som tillföres köldmediet vid kompressionen. Genom förluster i elmotorn (η_{e1}) och överföringen ($\eta_{öm}$) samt mekaniska förluster i kompressorn (η_{mk}) är \dot{E}_i mindre än den till elmotorn tillförda effekten, \dot{E}_k .

Vid villavärmepumpar används vanligen hermetiska kompressorer, dvs kompressor och elmotor är inneslutna i ett plåthölje. Vid denna typ av kompressorer omspolas kompressor och elmotor av den kalla köldmedieången från förångaren innan denna suges in i kompressorn. En stor del av värmeavgivningen p g a förluster från kompressor och elmotor tillföres därigenom köldmediet innan det suges in i kompressorn och kan på så sätt tillgodogöras vid den temperatur som råder i kondensorn. Genom värmeavgivning

från det varma kompressorhöljet, \dot{Q}_{avg} , överförs dock en mindre del till omgivningen. Den i kondensorn avgivna värmeeffekten blir då $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 + (\dot{E}_k - \dot{Q}_{avg})$.

För såväl öppna som hermetiska kompressorer gäller att värmeavgivningen, \dot{Q}_{avg} , tillgodogöres om kompressorn är placerad i utrymme med värmebehov.

2.2 Definition av värmefaktorn

Det som gör förångningsprocessen intressant för uppvärmningsändamål är att den i kondensorn avgivna värmeeffekten är större än den till elmotorn tillförda effekten.

Hur många gånger större den avgivna effekten, \dot{Q} , är jämfört med den tillförda effekten, \dot{E} , framgår av värmepumpens värmefaktor, Φ . Rent allmänt definieras värmefaktorn

$$\Phi = \frac{\dot{Q}}{\dot{E}}$$

Men vad är då värmefaktorn för en värmepump? Vilken avgiven effekt och vilken tillförd effekt skall ligga till grund för beräkningen av värmefaktorn? Skall fläkteffekter och pumpeffekter medräknas och skall t ex en radiatorpump som ej ingår i aggregatet kalkyleras med i värmefaktorn? Och i så fall till vilket effektbelopp? Skall värmeförluster från kompressor, kondensor och varmvattenberedare ingå i avgivet värme om de är placerade i utrymme med värmebehov? Skall avfrostningarna ingå? Skall tillsatsvärmets ingå? Detta är naturligtvis nomenklatur- och normfrågor. Det kanske är lämpligt att redovisa flera värmefaktorer som underlag för olika bedömningar.

I detta avsnitt behandlas en del synpunkter kring dessa frågor. Framställningen bygger på motsvarande avsnitt i [8] och i tillämpliga delar får den här ses som en beskrivning av de definitioner och den nomenklatur som används i denna rapport.

2.2.1 Carnotska värmefaktorn, Φ_C

Den Carnotska värmefaktorn anger hur mycket man teoretiskt kan få ut av en process som arbetar med förångningstemp T_2 [K] och kondenseringstemp T_1 [K].

$$\Phi_C = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

2.2.2 Värmefaktorn hänförd till kompressorn, Φ_k

För en kylteknisk bedömning av förångningsprocessen är värmefaktorn hänförd till kompressorn av intresse, se Fig 2.1.

$$\Phi_k = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{E}_k}$$

där \dot{Q}_1 = den i kondensorn avgivna värmeeffekten [W]
 \dot{E}_k = den till kompressorns elmotor tillförda effekten [W]

2.2.3 Värmepumpaggregatets värmefaktor, Φ_T

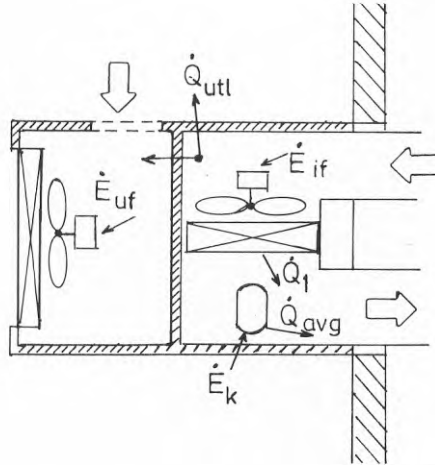
Den värmefaktor som här kallas värmepumpaggregatets värmefaktor, Φ_T , inkluderar all effektförbrukning och tar hänsyn till all den värmeeffekt som tillförs det uppvärmda mediet, dvs radiatorvattnet resp luften, vid kontinuerlig drift och torr belastning på förångaren.

Beroende på flera faktorer t ex typen av värmepump, om värmepumpen är ett enhetsaggregat eller delat system, om aggregat, pumpar, fläktar m m är placerade utomhus eller inomhus fås här något olika uttryck för värmepumpaggregatets värmefaktor.

Värmeutläckning från komponenter (kompressor, pumpar m m) eller från hela värmepumpaggregatet har här allmänt kallats värmeavgivning och betecknas \dot{Q}_{avg} . I de fall värmeavgivningen från aggregatet (kompressorn) kan tillgodogöras i utrymme med värmebehov och därför medtages vid beräkning av värmefaktorn betecknas denna Φ_{Tma} till skillnad från Φ_T som är beräknad utan hänsyn till denna värmeavgivning.

2.2.5 Luft/luft: Kompressorn på varma sidan

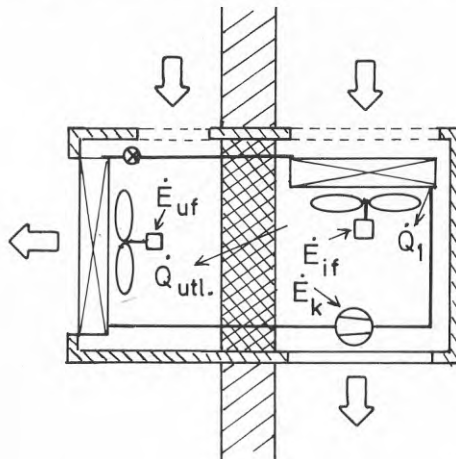
Om kompressorn är placerad i den varma luftströmmen så kommer värmeavgivningen från den hermetiska kompressorn, \dot{Q}_{avg} , det uppvärmda mediet tillgodo och skall därför medtas i täljaren.



$$\phi_{T_{ma}} = \frac{\dot{Q}_{T_{ma}}}{\dot{E}_T} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_{if} + \dot{Q}_{avg} - \dot{Q}_{utl}}{\dot{E}_k + \dot{E}_{uf} + \dot{E}_{if} + \dot{E}_{övr}}$$

2.2.6 Luft/luft: Genomgående aggregat

För ett luft/luft värmepumpaggregat som är genomgående genom väggen så att aggregatets "varma sida" är placerad inomhus och dess "kalla sida" utomhus, se figur, erhålles samma uttryck för värmefaktorn som i 2.2.5.

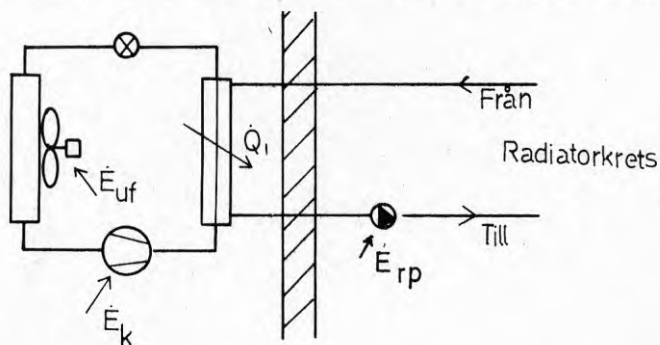


$$\Phi_{T_{ma}} = \frac{\dot{Q}_{T_{ma}}}{\dot{E}_T} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_{if} + \dot{Q}_{avg} - \dot{Q}_{utl}}{\dot{E}_k + \dot{E}_{uf} + \dot{E}_{if} + \dot{E}_{övr}}$$

Vid bestämning av kondensoreffekten, \dot{Q}_1 , kontrolleras värmeutläckningen, \dot{Q}_{utl} , mellan varma och kalla sidan. Är den ej av försumbar storleksordning förfäres på samma sätt som i 2.2.4.

2.2.7 Luft/vatten: Enhetsaggregat utomhus

Om en värmepump av typen luft/vatten är utförd som ett enhetsaggregat fås vid utomhusplacering av aggregatet.

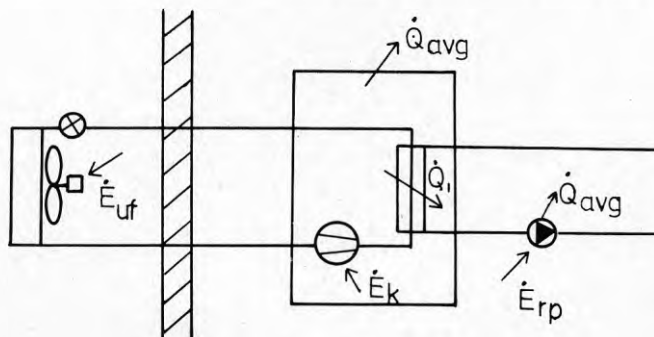


$$\Phi_T = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{E}_T} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_{rp}}{\dot{E}_k + \dot{E}_{uf} + \dot{E}_{rp} + \dot{E}_{övr}}$$

Värmeeffekten \dot{Q}_{rp} är den del av pumpeffekten som tillföres radiatorvattnet.

2.2.8 Luft/vatten: Delat system

För ett delat system (s k split-system) av typen luft/vatten, där aggregatet och pumpen är placerade i uppvärmt



utrymme, fås följande uttryck för $\Phi_{T_{ma}}$ om radiatorpumpen är placerad utanför aggregatet.

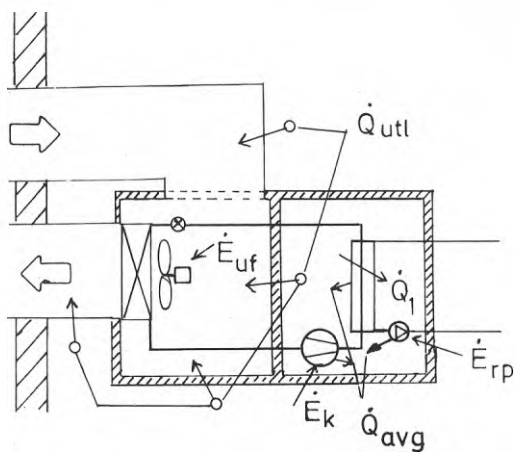
$$\Phi_{T_{ma}} = \frac{\dot{Q}_{T_{ma}}}{\dot{E}_T} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_{rp} + \Sigma \dot{Q}_{avg}}{\dot{E}_k + \dot{E}_{rp} + \dot{E}_{uf} + \dot{E}_{övr}}$$

Termen $\Sigma \dot{Q}_{avg}$ är här summan av värmeavgivningarna från aggregat och radiatorpump.

Om $(k \cdot A)$ för värmepumpaggregatets inomhusdel i förväg kan bestämmas, exempelvis genom ett värmeutläckningsprov, kan \dot{Q}_{avg} lätt bestämmas vid varje provpunkt genom att mäta temperaturdifferensen mellan lådans inre och omgivningen.

2.2.9 Luft/vatten: Enhetsaggregat inomhus

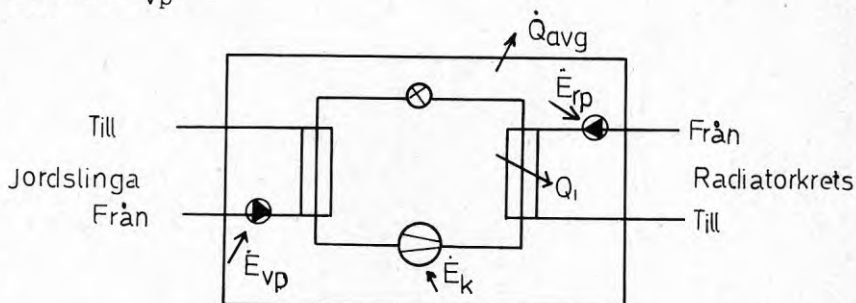
Då ett enhetsaggregat av typen luft/vatten placeras inomhus så ansluts förångardelen till uteluften med luftkanaler. Vid beräkning av värmefaktorn för detta aggregat erhålles, vid placering i lokal med värmebehov, samma uttryck som i 2.2.8 men med en minusterm för värmeutläckningen till den kalla luftkanalen, \dot{Q}_{utl} . Även här får värmeutläckningen inkludera värmeförluster genom ev luftläckage mellan varmt och kallt utrymme.



$$\Phi_{T_{ma}} = \frac{\dot{Q}_{T_{ma}}}{\dot{E}_T} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_{rp} + \dot{Q}_{avg} - \dot{Q}_{utl}}{\dot{E}_k + \dot{E}_{rp} + \dot{E}_{uf} + \dot{E}_{övr}}$$

2.2.10 Jord/vatten och vatten/vatten

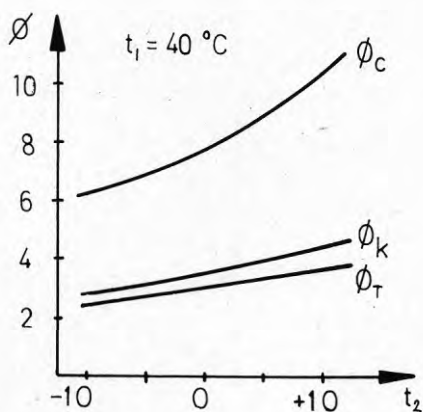
En värmepump typ jord/vatten eller vatten/vatten som är utförd som ett enhetsaggregat med inomhusplacering får följande värmefaktor. Värmebärarpumpens effektbehov betecknas \dot{E}_{vp} .



$$\Phi_T = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{E}_T} = \frac{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_{rp} + \dot{Q}_{avg}}{\dot{E}_k + \dot{E}_{rp} + \dot{E}_{vp} + \dot{E}_{övr}}$$

2.2.11 Jämförelse mellan olika värmefaktorer

Här ges exempel på de hittills berörda värmefaktorerna för en viss värmepump, se figur. De är uppritade som funktion av förångningstemperaturen och de gäller för kondenseringstemperaturen $t_1 = 40^\circ\text{C}$.



2.2.12 Observandum

Det kan i sammanhanget vara värt att notera att en cirkulationspump med tillförda effekten 115 W, som är inkopplad hela året, förbrukar 1000 kWh/år.

Liknande beräkning på värmeavgivning från kompressor, vevhusvärme, kondensator, rörledningar, cirkulationspump och elreglerdon ger också att för var 115:e watt erhålls en värmeavgivning av 1000 kWh/år.

Även effektförbrukningen under ståperioderna, $\dot{E}_{\text{ståper}}$, bör observeras. En till synes mycket liten sådan effektförbrukning får stor inverkan på värmefaktorn vid korta gångtider. Detta framgår i princip av följande uttryck för värmefaktorn vid intermittert drift, Φ_{Ti} .

$$\Phi_{Ti} = \frac{\tau \cdot \dot{Q}_{Ti}}{\tau \cdot \dot{E}_{Ti} + (1-\tau) \cdot \dot{E}_{\text{ståper}}}$$

Den relativa gångtiden har betecknats τ och medelvärdet av värmeavgivning och total effektförbrukning vid intermittert drift med index i.

När det gäller utomhusfläkten så bör även dimensioneringen av denna utföras med omsorg, eftersom hela den tillförda effekten går förlorad till uteluften.

2.2.13 Värmefaktorn inklusive avfrostningar, Φ_{avfr}

Vid driftsförhållanden då luftens fuktighet fälls ut och bildar frost på förångaren så måste denna avfrostas innan frostsiktet blir så tjockt att det försämrar värmeövergången alltför mycket. Vid temperaturer nära 0°C är påfrostningen störst och avfrostningsintervallen blir av storleksordningen 1 à 2 timmar medan det vid låga yttertemperaturer kanske inte erfordras mer än en avfrostning per dygn på grund av påfrostning. Här bör dock påpekas att vissa tillverkare rekommenderar en avfrostning var sjätte till var åttonde timma för att klara oljeåterföringen. Detta tyder på att någon del i förångaren eller sugledningen har så stor areaökning att gashastigheten vid låga förångningstemperaturer är så låg att olje-

återföringen inte blir tillfredsställande eller att vätskehålet i vätskeavskiljaren är så litet att kall, dvs trögflytande, olja ej passerar.

Vid avfrostning medelst varmgasavfrostning omkastas köldmediecirulationen med hjälp av en fyrvägsventil. Kondensorn fungerar då som förångare, dvs värme tas från huset och förs ut till ordinarie förångaren som då fungerar som kondensor. Härigenom uppnås en snabb avfrostning med avfrostningstider av storleksordningen 5 minuter. Under avfrostningen stängs förångarfläkten av. Det är, inte minst ur energisynpunkt, viktigt att förångaren utformas så att vinden inte onödigt förlänger avfrostningstiden vid någon vindriktning.

Luft/vatten. Vid avfrostning av en värmepump typ luft/vatten tas värme från radiatorvattnet. Värmefaktorn inklusive avfrostning blir då

$$\Phi_{avfr} = \frac{[\tau \cdot \dot{Q}_T]_{v\ddot{a}t} - (1 - \tau) \cdot \dot{Q}_2 avfr}{[\tau \cdot (\dot{E}_k + \dot{E}_{uf} + \dot{E}_{rp} + \dot{E}_{\ddot{o}vr})]_{v\ddot{a}t} + (1 - \tau)(\dot{E}_k + \dot{E}_{rp} + \dot{E}_{\ddot{o}vr})_{avfr}}$$

T är den relativa gångtiden med normaldrift. Avgiven värmeeffekt och effektförbrukning skall givetvis mätas i samband med avfrostningsproven så att den våta belastningens inverkan på värmeavgivning och effektförbrukning ingår i mätvärdena.

Luft/luft. Är värmepumpen av typ luft/luft tas värme direkt från rumsluften vid avfrostning. För att kompensera för nedkylningen av rumsluften under avfrostningen placeras ett elvärmebatteri i luftkanalen i anslutning till den ordinarie kondensorn. Betecknas den till elvärmebatteriet tillförda effekten \dot{E}_{elv} fås Φ_{avfr} för en luft/luft värmepump.

$$\Phi_{avfr} = \frac{[\tau \cdot \dot{Q}_T]_{v\ddot{a}t} + (1 - \tau)(\dot{E}_{elv} - \dot{Q}_2 avfr)}{[\tau \cdot (\dot{E}_k + \dot{E}_{uf} + \dot{E}_{if} + \dot{E}_{\ddot{o}vr})]_{v\ddot{a}t} + (1 - \tau) \cdot (\dot{E}_k + \dot{E}_{if} + \dot{E}_{\ddot{o}vr} + \dot{E}_{elv})_{avfr}}$$

För värmepumpar av typ jord/vatten erfordras ingen avfrostning medan typ vatten/vatten blir avhängig av konstruktionen.

KAPITEL 3

PROVNINGSMETODER OCH MÄTUTRUSTNING

Holger Kraft
Mats Fehrm
Anders Hill

3 PROVNINGSMETODER OCH MÄTUTRUSTNING

3.1 Allmänt om provningsmetoder

Vid upptagning av driftsdata för en värmepump under laborieförhållanden erfordras provutrustning som ger möjlighet att simulera olika driftsförhållanden på såväl varma som kalla sidan. Då det förekommer en rad olika typer och utföranden av värmepumpar så medför detta också att olika provningsmetoder måste tillgripas. Allmänt gäller dock att man bör välja provningsmetoder där de värmeeffekter som skall mätas kan bestämmas antingen genom en kalorimetermetod som medger mätning av eleffekter eller genom att mäta mängd och temperaturändring på en vattenkrets.

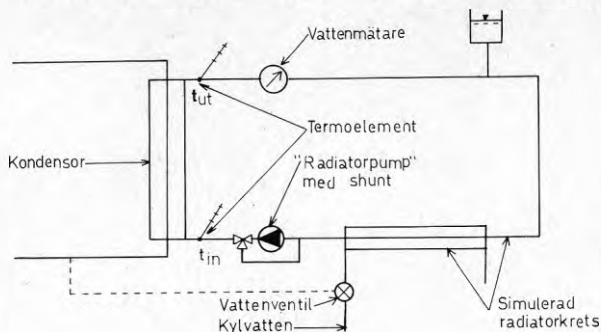
Här skall lämnas en kortfattad redogörelse över några mätmetoder för att mäta avgivet och upptaget värme som kommit till användning vid dessa prov. Först beskrivs mätningar på "varma sidan", dvs hur värmepumpens värmeavgivning uppmäts. Därefter beskrivs ett par metoder för att simulera temperaturförhållandena på "kalla sidan" och, i några fall, mäta kyleffekten.

3.2 Provutrustning för varma sidan

Då det gäller att mäta avgivet värme kan värmepumparna indelas i två grupper, dels de som avger värme till en vattenkrets (vattenkyld kondensor) och dels de som avger värme till en luftkrets (luftkyld kondensor).

3.2.1 Bestämning av avgiven värmemängd vid vattenkrets

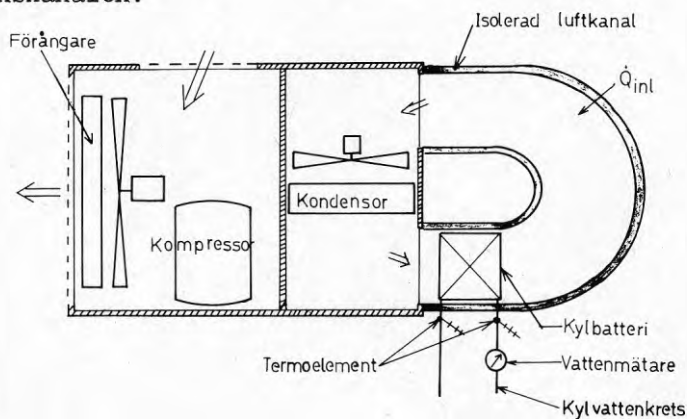
Vid värmepumpar avsedda att anslutas till en radiatorkrets ersätts radiatorkretsen med en cirkulationskrets, se figuren. Är värmepumpen försedd med radiatorpump så utnyttjas den och kretsen förses med en strypkran så att det av tillverkaren rekommenderade vattenflödet kan regleras in. Saknas pump anbringas en separat sådan med shuntventil för inreglering av rekommenderat flöde. För att kyla bort det i kondensorn upptagna värmets förses kretsen med en dubbelrörs värmeväxlare som kyls med kallvatten. Kylvattentillförseln regleras med en automatisk



vattenventil som styrs av kondenseringsstrycket. Avsedd kondenseringsstemperatur kan lätt ställas in och hållas konstant med vattenventilen. Temperaturändringen på vatt-net genom kondensorn mäts med termoelement och vatten-mängden bestäms med hjälp av vattenmätare. Värmeavgiv-ningen kan sedan beräknas ur sambandet $\dot{Q}_1 = (\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t)_{H_2O}$ [W].

3.2.2 Bestämning av avgiven värmemängd vid luftkrets

Vid provning av en värmepump av typen luft/luft monteras en cirkulationskanal för luften genom kondensorn, se fi-gur. För att kyla bort den i kondensorn avgivna effekten och fläkteffekten placeras ett vattenkylt flänselement i kanalen. Avsedd kondenseringsstemperatur regleras in ge-nom att avpassa flöde och temperatur på kylvattnet. Vär-meavgivningen bestäms genom att mäta kylvattenmängden och temperaturhöjningen på vattnet genom kylbatteriet. Korrek-tion utförs för värmeut- och/eller inläckning i cirkula-tionskanalen.



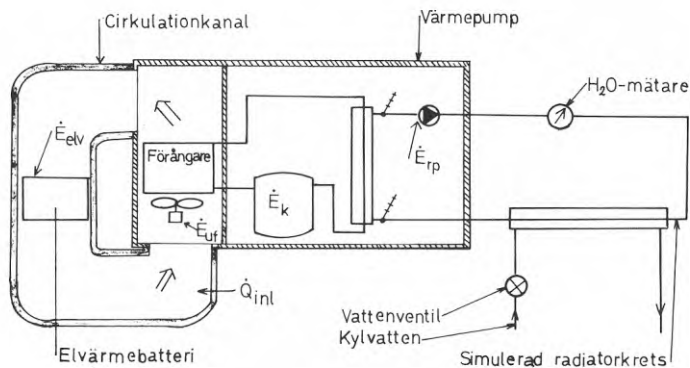
3.3 Provutrustning för kalla sidan

Vid val av provutrustning för kalla sidan är förångarens typ och placering avgörande. Värmepumpar med luft som värmekälla kan ur provningssynpunkt indelas i två grupper, dels en grupp där förångaren placeras inomhus och då ofta är inbyggd i ett enhetsaggregat och dels en grupp där förångaren placeras utomhus och då oavsett om den ingår i ett enhetsaggregat eller är separat i ett delat system. Värmepumpar med jord (alt vatten) som värmekälla är försedda med vätskeberörd förångare och bildar, ur provningssynpunkt, därför en särskild grupp.

3.3.1 Inomhus placerad förångare - enhetsaggregat

Vid ett enhetsaggregat avsett att placeras inomhus kan provutrustningen utföras som framgår av figuren. En isolerad cirkulationskanal för luften genom förångaren monteras. I kanalen placeras ett elvärmebatteri med vars hjälp kyleffekten kan balanseras ut vid önskad förångningstemperatur. Den cirkulerade luftens temperatur hålls konstant med en temperaturregulator. Den till elbatteriet och förångarfläkten tillförda eleffekten plus värmeinläckningen i kanalen är lika med kyleffekten.

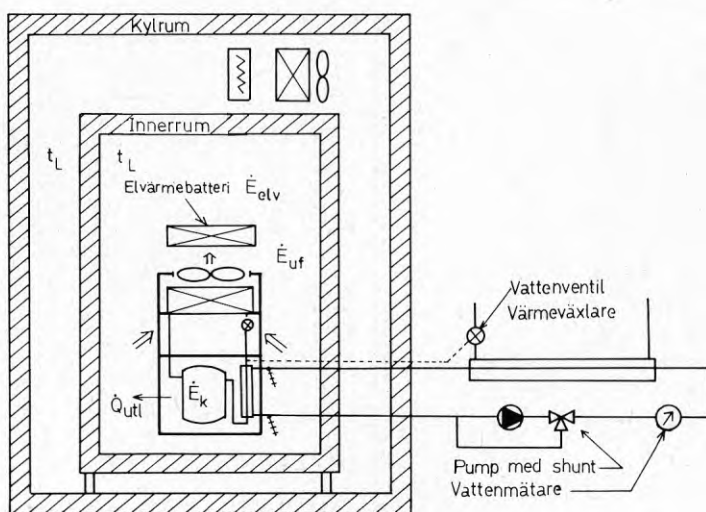
Givetvis kan denna typ av värmepump också anslutas till ett kylrum varigenom rummets volym kommer att ingå i cirkulationskretsen. Detta kan vara en fördel vid prov med befuktning av luften på kalla sidan.



3.3.2 Utomhus placerad förångare

Värmepumpar utförda som enhetsaggregat med utomhusplacering samt separata förångare till delade system placeras i ett kylrum. Skall kyleffekten bestämmas placeras de lämpligen i ett isolerat "rum", med mycket lätt konstruktion som byggts upp inne i ett kylrum, se figur. Samma temperatur kan här åstadkommas såväl inne i som utanför innerrummet.

Det inre rummet, ofta benämnt "rum i rummet", kyls av värmepumpens förångare och önskad temperatur erhålles genom att balansera ut kyleffekten med elektrisk värmebelastning. Elbatteriet placeras lämpligen i den nedkylda luftströmmen från förångaren varigenom luften återvärms innan den åter sprids i rummet. På så sätt erhålles en jämn temperaturfördelning i rummet och därmed även över förångarens inloppsytta.



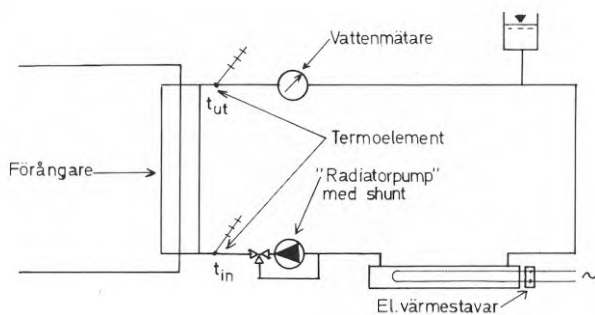
En av fördelarna med "rum i rummet" är att då kyleffekten balanseras ut med eleffekt, som tillförs elvärmebatteri och förångarfläkt, så kan den mätas med kWh-mätare. Korrektin måste dock göras för värmeutläckning från kompressorutrymmet och för eventuell värmetransport genom

innerrummets begränsningsytor. Dessa korrektioner utförs genom att före proven göra ett värmeutläckningsprov på respektive utrymme. Andra fördelar är att då innerrummet är mycket lätt, erhålles korta stabiliseringstider och små fel p g a värmeackumulering i konstruktionen.

3.3.3 Vätskeberörd förångare

Vid värmepumpar av typen jord/vatten och vatten/vatten överförs värmen med en värmebärare (t ex glykol-vatten) från värmekällan (jord eller vatten) till förångaren. Värmebärarkretsen ersätts under proven av en cirkulationskrets med elvärmestavar inmonterade, se figur. Värmebärarens temperatur hålls konstant med en temperaturregulator. Då värmepumpaggregatet saknar värmebärarpump väljes lämpligen en pump med shunt så att rekommenderat flöde lätt kan regleras in. Temperaturändringen på värmebäraren genom förångaren mäts med termoelement och flödet bestäms med hjälp av en vattenmätare. Värmeupptagningen i förångaren (kyleffekten) kan sedan beräknas ur sambandet $\dot{Q}_2 = (\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta t)_{vb}$ [W].

Är värmepumpen av typ vatten/vatten och så utförd att värmekällans vatten pumpas direkt till förångaren så används vatten som värmebärare under proven.



3.4 Allmänt om mätutrustning

Vid laboratorieprov under stationära förhållanden är en temperaturmätningstrustning som medger noggrann övervakning av ett flertal mätpunkter såväl under insvägningsförloppet som under den stabila mätperioden nödvändig. Här är en punktskrivare med ett tillräckligt antal mätpunkter ett utomordentligt hjälpmedel. Är skrivaren graderad direkt i $^{\circ}\text{C}$ blir utvärderingen dessutom lätt att utföra.

3.4.1 Temperaturmätningar

Temperaturmätningarna har under dessa prov utförts med koppar-konstantan termoelement som anslöts till 24-punktens temperaturskrivare med automatisk kompensation för kalla lödstället. Vid mätning av mindre temperaturdifferenser där god noggrannhet krävs, t ex temperaturändringen på radiatorvattnet genom kondensorn, användes ett eller flera par seriekopplade termoelement som placerades i termometerfickor infällda i rören. Vid mätning med seriekopplade termoelement är det en fördel om skrivaren även är försedd med mV-ingång.

3.4.2 Mätning av vätskeflöden

För mätning av vätskeflöden, t ex cirkulerad vattenmängd i radiatorkretsen, används lämpligen vätskemätare av någon typ som mäter volymen på den genomströmmade vätskan. Vid val av mätare bör beaktas att de skall ha god noggrannhet och dessutom vara stabila, dvs bibehålla sin noggrannhet under provets gång. Vidare måste mätarna givetvis klara rådande vätsketemperaturer.

För att vara säker på mätarnas goda funktion under hela provet bör kontrollkalibrering ske före och efter provet. Vid fältprov under lång tid kan kalibrering även bli nödvändig under provets gång. Kalibreringen bör ske i en krets där volymflöde och temperatur kan regleras och där volymflödet kan kontrolleras t ex med hink och klocka.

3.4.3 Mätning av eleffekter

Tillförda eleffekter mäts med kWh-mätare och tidur. Som tidigare framgått bör separata kWh-mätare användas för pumpar, fläktar och andra deeffekter som bör vara kända för beräkning av de olika värmefaktorerna. Dessutom ansluts lämpligen en kWh-mätare för den totala effekten. Kalibrering av kWh-mätarna bör regelmässigt ske före provets början.

Vid mätningar med avfrostningar är det av intresse att mäta effektförbrukningen separat, dels vid normaldrift och dels under avfrostningarna. Denna uppdelning av effektförbrukningen utförs med fördel med hjälp av en dubbeltariffmätare som har två räkneverk. Ett relä kopplar mellan de två räkneverken vid 220 V på spolen. Detta har den fördelen att strömförsörjningen ej störs av några omkopplingsavbrott.

KAPITEL 4

RESULTAT FRÅN LABORATORIEPROV MED SJU
VILLAVÄRMEPUMPAR AV OLIKA FABRIKAT

Holger Kraft
Mats Fehrm
Anders Hill

4 RESULTAT FRÅN LABORATORIEPROV MED SJU VILLAVÄRMEPUMPAR AV CLIKA FABRIKAT

4.1 Allmänt

Sju villavärmepumpar har provats under laboratorieförhållanden. Av dessa var fyra av typ luft/vatten, två av typ jord/vatten (vatten/vatten) och en av typ luft/luft.

Värmepumparnas prestanda har bestämts under kontinuerlig drift vid stationära driftsförhållanden. De fem värmepumpar som har luft som värmekälla har provats med torr belastning på förångaren, dvs att luften på kalla sidan ej har befuktats.

Målsättningen har varit att bestämma värmepumpaggregatens driftsdata vid tre olika kondenseringstemperaturer, 30, 40 och 50°C. Avvikelse från detta har gjorts i två fall dels för aggregat B, som även provats vid kondenseringstemperaturen 55°C och dels vid aggregat E där prov utförts vid två kondenseringstemperaturer, 40 och 50°C.

Proven har körts med aggregaten i det utförande som de levererats. Enstaka kompletteringar nödvändiga för provens genomförande har utförts på ett par av aggregaten.

Här bör nämnas att de resultat som redovisas gäller för den underkylning och överhettning av köldmediet som råder vid respektive aggregat.

4.2 Redovisning av resultaten

Vid redovisning av resultaten har de provade värmepumpaggregaten benämnts från A till G i storleksordning med avseende på värmeavgivningen, \dot{Q}_T , då kondenseringstemperaturen $t_1 = 40^\circ\text{C}$ och förångningstemperaturen $t_2 = -5^\circ\text{C}$. De resultat som redovisas här är en sammanställning av de resultat som redovisats i tidigare delrapporter [1] - [7].

I Tabell 4.2 har vissa uppgifter om de olika aggregaten A - G sammanställts. Av tabellen framgår vilken typ av värmepump det gäller varvid värmekällan anges först och det uppvärmda mediet sist. Aggregatens avgivna värmeeffekt, \dot{Q}_T , och effektförbrukningen \dot{E}_k uppges för det driftsförhållande då kondenseringstemperaturen är 40°C och för-

Aggregat	Typ	\dot{Q}_T kW \dot{E}_k kW K31d- $t_1=40$ $t_2=5$ medium	Aggregatet utrustat med Utefläkt el. Radiatörpump Värmebärarpump el innefläkt	Tillägg för beräkning av Placering		\dot{E}_{in} W	Försedd med tappvarmvat- tenberedare	Motsvaras av figur 1 Kap 2
				\dot{Q}_T W	\dot{E}_{rp} W			
A	Luft/vatten	14,40	Ja	nej	$\dot{Q}_{rp}=200$	$\dot{E}_{rp}=200$	nej	2.2.7
B	Jord/vatten (Vatten/vatten)	12,10	Ja	Ja	-	-	Ja	2.2.10
C	Luft/vatten1)	9,70	Ja	Ja	-	-	Ja	2.2.9
D	Jord/vatten (Vatten/vatten)	8,15	nej	Ja	-	$\dot{E}_{vp}=500$	nej	2.2.10
E	Luft/vatten2)	6,20	Ja	nej	$\dot{Q}_{rp}=100$	$\dot{E}_{rp}=100$	nej	2.2.8
F	Luft/luft	4,80	Ja	Ja	-	-	Ja ³⁾	2.2.4
G	Luft/vatten	2,20	Ja	nej	$\dot{Q}_{rp}=100$	$\dot{E}_{rp}=100$	nej	2.2.7

Tabell 4.1

Beskrivning av de provade värmepumpaggregaten.

- 1) Dessutom kan ventilationsluft värmas via inbyggd underkylare
- 2) Delat system (s k split-system)
- 3) Inkopplas även under avfrostning

ångningstemperaturen är -5°C . Vidare lämnas uppgift om vilket köldmedium som aggregaten var fyllda med. För kalla sidan anges om fläkt alternativt värmebärarpump ingår och för varma sidan om radiatorpump alternativt fläkt ingår. Placering under provet har angetts och "ute" avser då placering i kylrum. Slutligen anges om tillsatsvärme och varmvattenberedare ingår. Hänvisningar ges till den figur i Kap 2 som närmast motsvarar respektive aggregat.

Då resultat relateras till utetemperaturen gäller för aggregaten med jord som värmekälla, dvs B och D, att t_{ute} är temperaturen på den till aggregatet inkommande värmebäraren.

4.2.1 Avgiven värmeeffekt och effektförbrukning

Den värmeeffekt som värmepumpaggregatet avger till uppvärmningssystemet (radiatorvattnet eller luften) har här betecknats \dot{Q}_T .

Värmeeffekten har uppmätts vid aggregatens anslutningar. Om aggregatet innehåller radiatorpump så kommer den uppvärmning av radiatorvattnet som pumpen ger att ingå i den uppmätta värmeeffekten. Likaså ingår här pumpeffekten i den för aggregatet uppmätta effektförbrukningen. I tre av aggregaten (A, E och G) ingår ej radiatorpump.

Då det är angeläget att få en likvärdig redovisning av prestanda för alla aggregaten och samtidigt få överensstämmelse med definitionen av \dot{Q}_T och \dot{E}_T , har en pumpeffekt som bedömts rimlig adderats till såväl \dot{Q}_T som \dot{E}_T för aggregaten A, E och G. Aggregat D innehåller ej värmebärarpump och \dot{E}_{vp} har även här uppskattats och adderats till den uppmätta effekten för aggregatet för beräkning av \dot{E}_T . Tilläggens storlek redovisas i Tabell 4.2.

Värmepumpaggregatens värmeeffekt, \dot{Q}_T , och totala effektförbrukning, \dot{E}_T , redovisas i Diagram 1 a - 7 a som funktion av förångningstemperaturen, t_2 , och med kondenseringstemperaturen, t_1 , som parameter. I Diagram 1 b - 7 b har samma effekter upprättats som funktion av utetempera-

turen, t_{ute} . En jämförelse av diagrammen a och b visar inverkan av temperaturdifferensen i förångaren och understryker samtidigt vikten av att klart ange vilken av temperaturerna, t_2 eller t_{ute} , som gäller då en effektuppgift anges. Likaså visar diagrammen att kondenserings-temperaturen, t_1 , måste anges för att en effektuppgift skall vara meningsfull. Genom att t_1 valts som parameter har inverkan av kondensorns dimensionering eliminerats.

I Diagram 8 - 10 har värmeeffekten, \dot{Q}_T , sammanställts för samtliga värmepumpar och redovisas då som funktion av förångningstemperaturen, t_2 . Diagram 8 gäller för kondenserings-temperaturen $t_1 = 30^\circ\text{C}$ medan Diagram 9 och 10 gäller för $t_1 = 40$ respektive 50°C .

I diagrammen betecknas de olika aggregaten A - G enligt Tabell 4.2. Som framgår av tabellen har aggregat C möjlighet att värma ventilationsluft. Avgiven värmeeffekt för detta aggregat redovisas såväl med som utan värmeeffekten till ventilationsluften. Den senare värmeeffekten är betecknad C^* .

Motsvarande sammanställning har gjorts i Diagram 11 - 13 men här har värmeeffekten, \dot{Q}_T , ritats som funktion av utetemperaturen, t_{ute} .

Värmeeffekten, \dot{Q}_T , redovisas som funktion av kondenserings-temperaturen, t_1 , i Diagram 14 och 15. Förångningstemperaturen är -5 respektive 0°C .

Driftsförhållandenas inverkan på den avgivna värmeeffekten, \dot{Q}_T , har sammanställts i Diagram 16.

Förångningstemperaturens, t_2 , inverkan framgår av Diagram 16 a. Av diagrammet framgår att den avgivna värmeeffekten, \dot{Q}_T , ökar med stigande förångningstemperatur. Ökningen är i medeltal av storleksordningen 5 % per grad. Det är således av stor vikt att en värmepump arbetar med så hög förångning som möjligt.

Kondenserings-temperaturens, t_1 , inverkan visas i Diagram 16 b. Här framgår att den avgivna värmeeffekten, \dot{Q}_T , minskar med stigande kondenserings-temperatur och att

minskningen är av storleksordningen 1,5 % per °C. Kondenseringstemperaturen skall därför väljas så låg som möjligt.

Placeras ett värmepumpaggregat i lokal med värmebehov kommer förutom värmeeffekten, \dot{Q}_T , även aggregatets värmeavgivning, \dot{Q}_{avg} , till nytta och den totala värmeeffekten blir då $\dot{Q}_{T_{ma}} = \dot{Q}_T + \dot{Q}_{avg}$.

Slutligen redovisas aggregatens totala effektförbrukning, \dot{E}_T , som funktion av förångningstemperatur, t_2 , i Diagram 17 - 19.

4.2.2 Värmefaktorer

Definitionen av olika värmefaktorer har tidigare behandlats i Kap 2.

Värmepumpaggregatens värmefaktor, Φ_T , redovisas i Diagram 1 c - 7 c som funktion av förångningstemperaturen, t_2 , och med kondenseringstemperaturen, t_1 , som parameter. I Diagram 1 d - 7 d har Φ_T uppritats som funktion av utetemperaturen, t_{ute} . Som framgår av diagrammen gäller, liksom för värmeavgivningen, att en uppgift om värmefaktorn alltid måste kompletteras med uppgift om vilka temperaturer den gäller för.

Vidare har värmefaktorn, Φ_T , sammanställts för de olika aggregaten och har i Diagram 20 - 22 ritats som funktion av förångningstemperaturen, t_2 , och i Diagram 23 - 25 som funktion av utetemperaturen, t_{ute} .

I Diagram 26 - 27 visas Φ_T som funktion av kondenserings-temperaturen, t_1 . Förångningstemperaturen är -5 respektive 0°C.

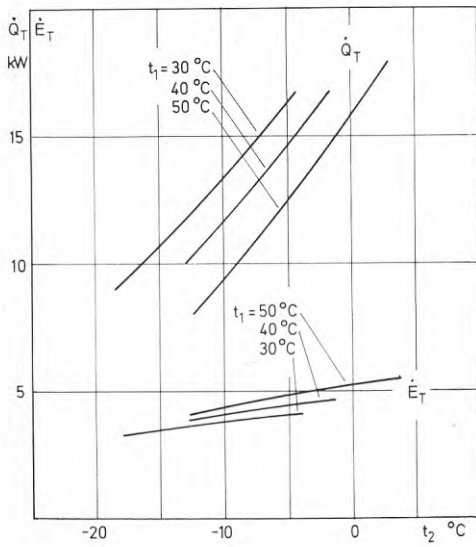
Värmefaktorn hänförd till kompressorn, Φ_k , har definierats som förhållandet mellan kondensoreffekten, \dot{Q}_1 , och kompressormotorns effektförbrukning, \dot{E}_k .

I Diagram 28 - 30 redovisas värmefaktorn, Φ_k , som funktion av förångningstemperaturen, t_2 , för sex av aggregaten. Då aggregat F även använts för ett utomhusprov medgav inte tiden en bestämning av Φ_k genom separata prov där \dot{Q}_{ute} eliminerats.

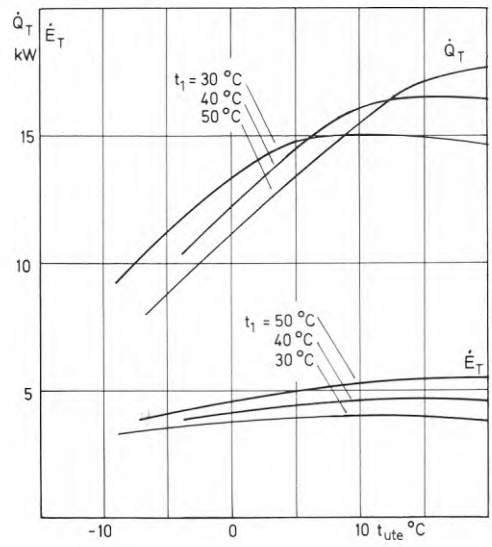
Värmefaktorn Φ_k som funktion av Φ_C . Kompressorns värmefaktor, Φ_k , visas i Diagram 31 som funktion av Carnotska värmefaktorn, Φ_C . I diagrammet har dessutom $\Phi_k/\Phi_C = 0,5$ inritats. Observera att T_1 och T_2 , som ingår på abskissan, representerar kondenserings- och förångningstemperaturen varför man i detta diagram eliminerat inverkan av temperaturdifferenserna i kondensor och förångare.

Sammanställning av prestanda för aggregat A

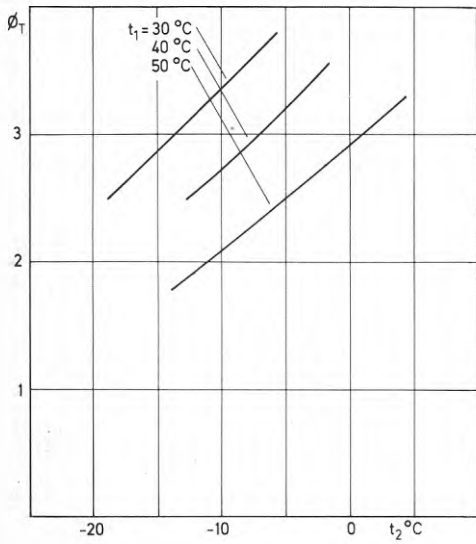
Diagram 1



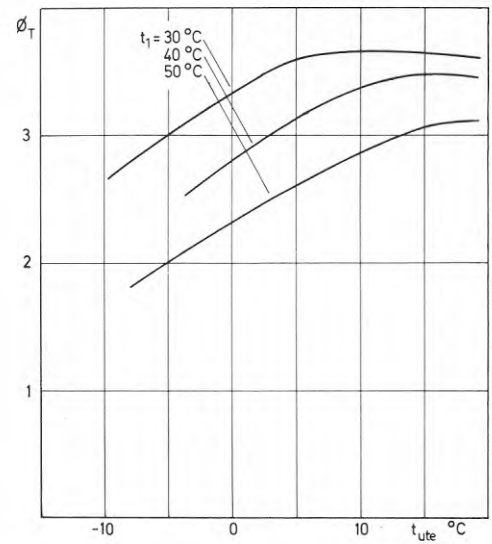
1 a



1 b



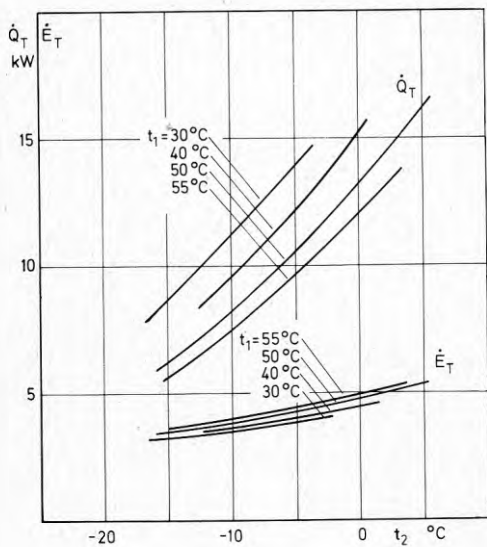
1 c



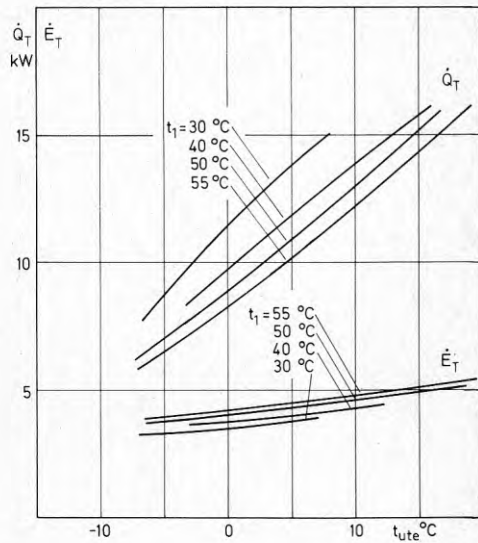
1 d

Sammanställning av prestanda för aggregat B

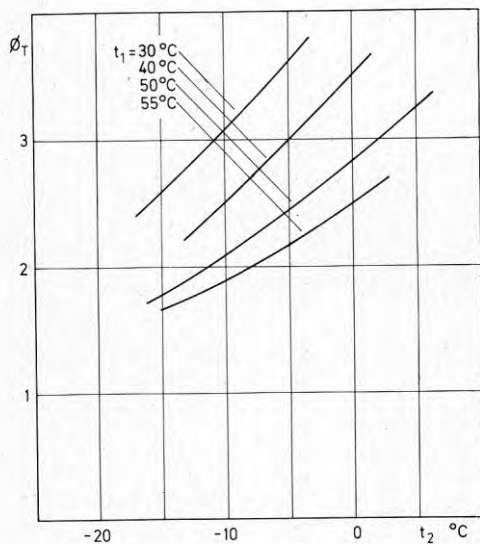
Diagram 2



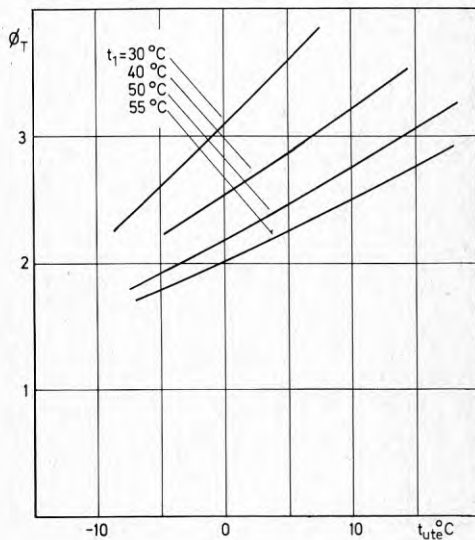
2 a



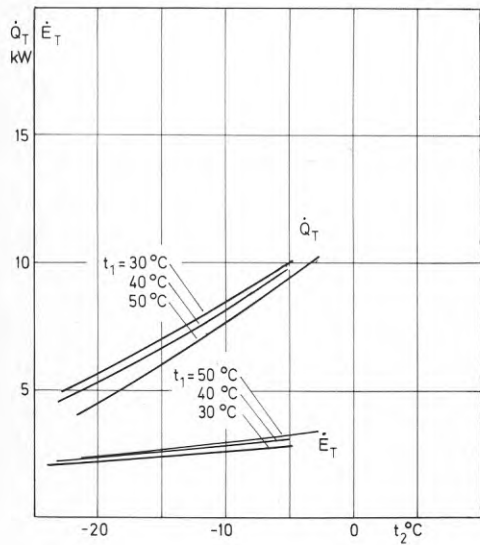
2 b



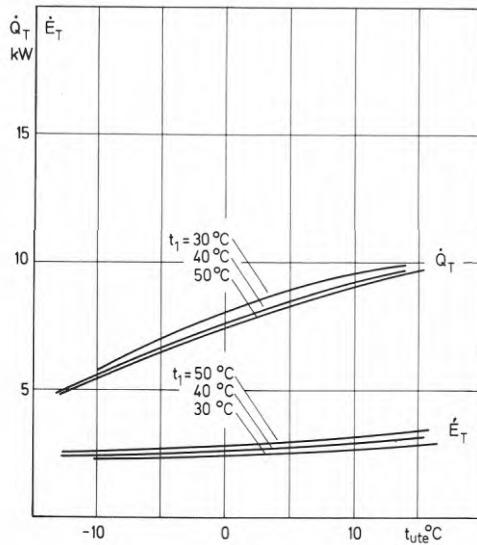
2 c



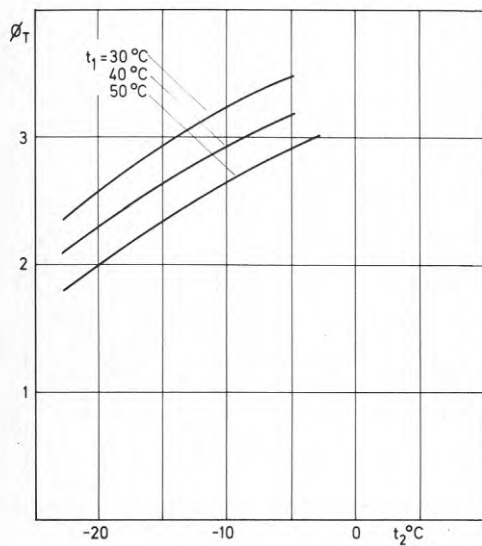
2 d



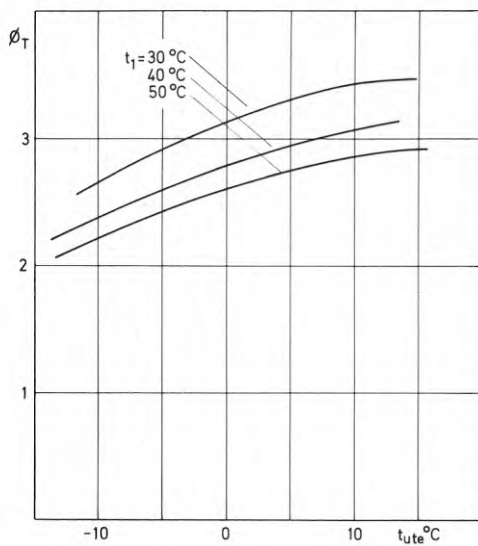
3 a



3 b



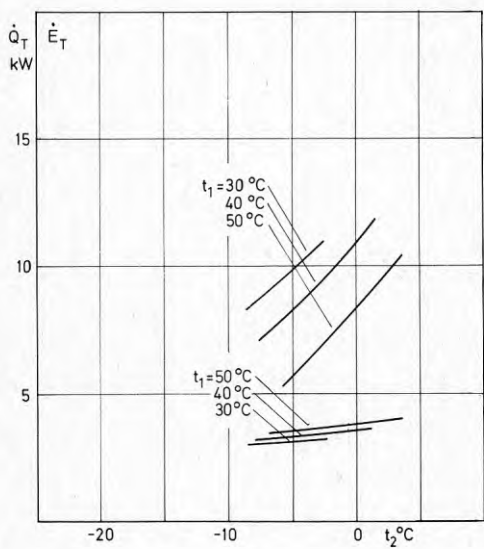
3 c



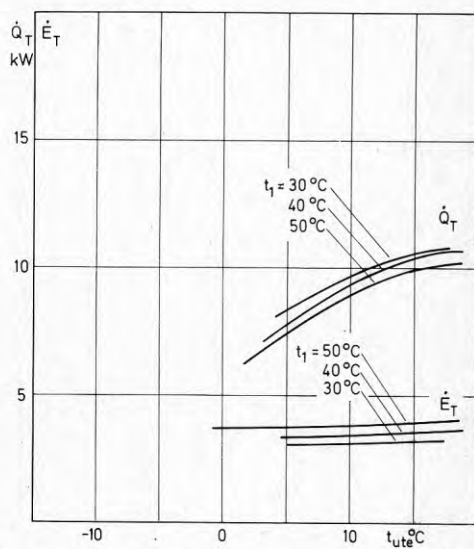
3 d

Sammanställning av prestanda för aggregat D

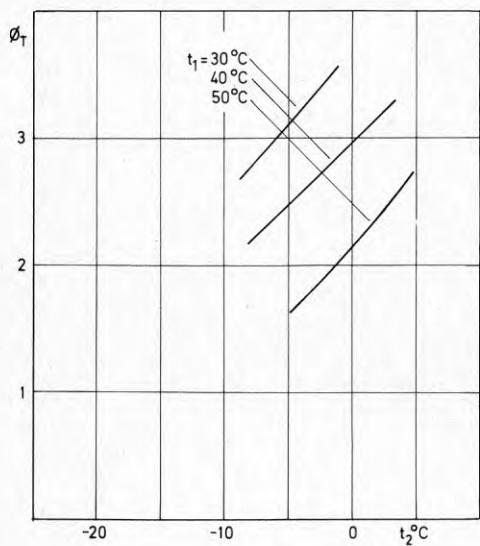
Diagram 4



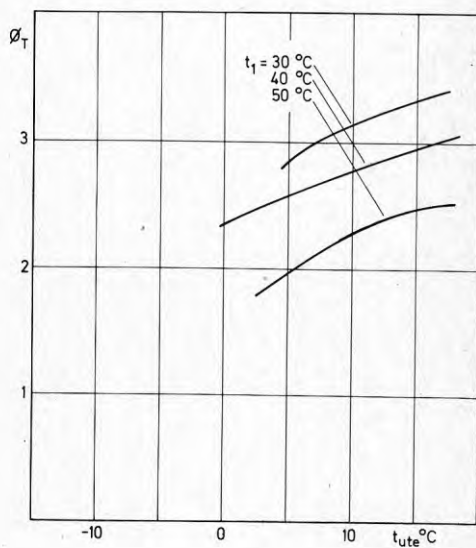
4 a



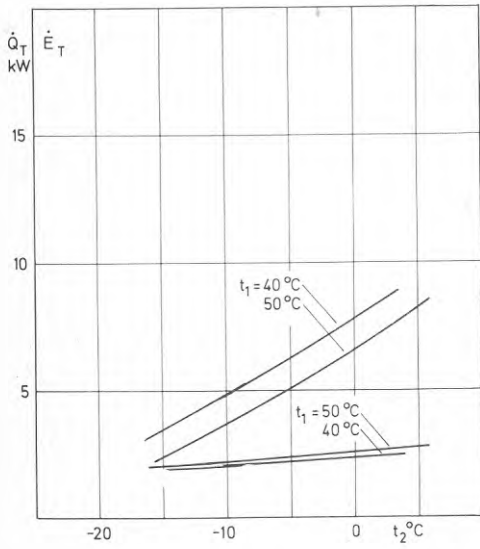
4 b



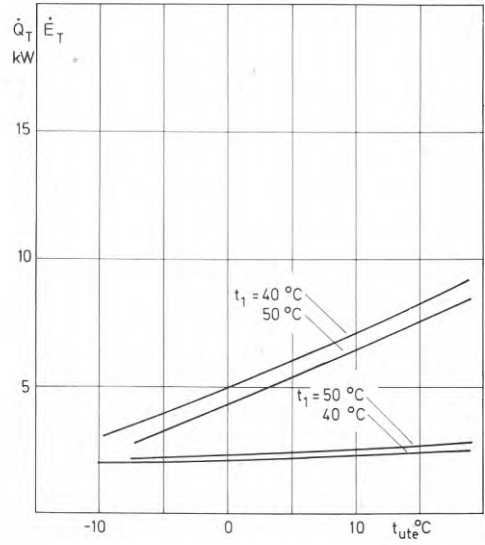
4 c



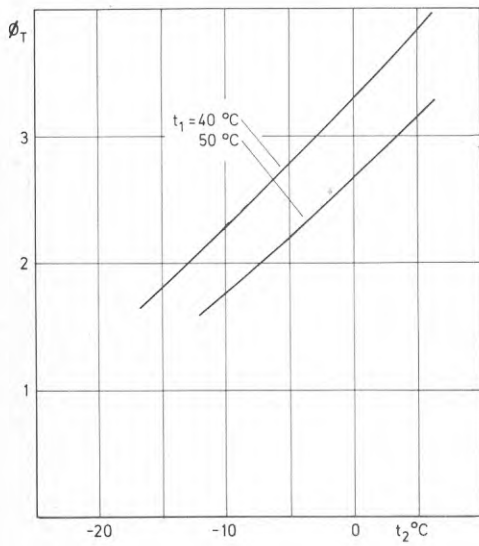
4 d



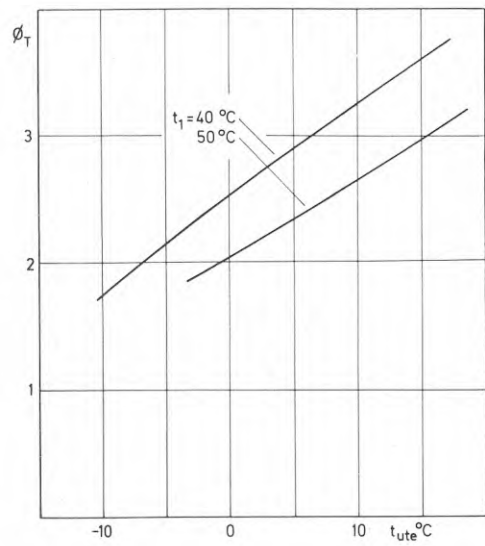
5 a



5 b



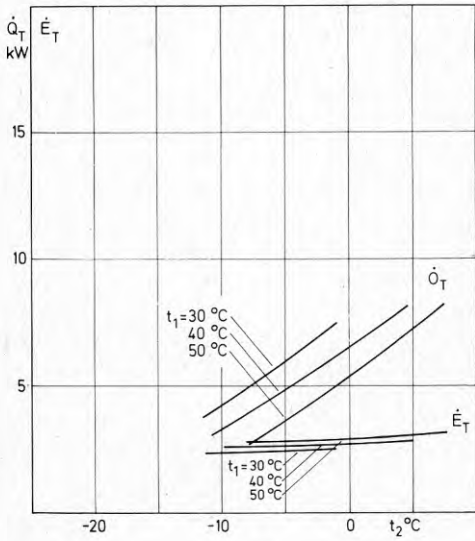
5 c



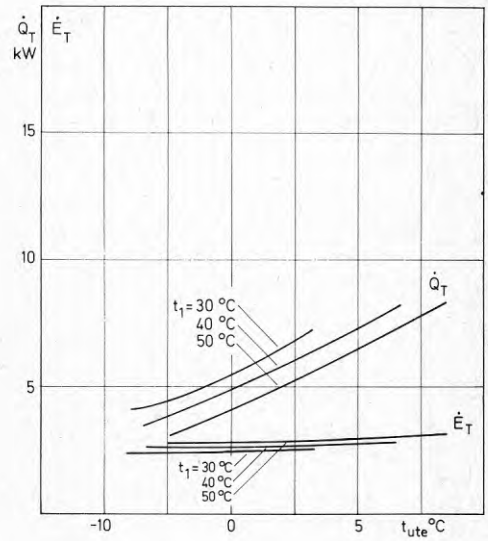
5 d

Sammanställning av prestanda för aggregat F

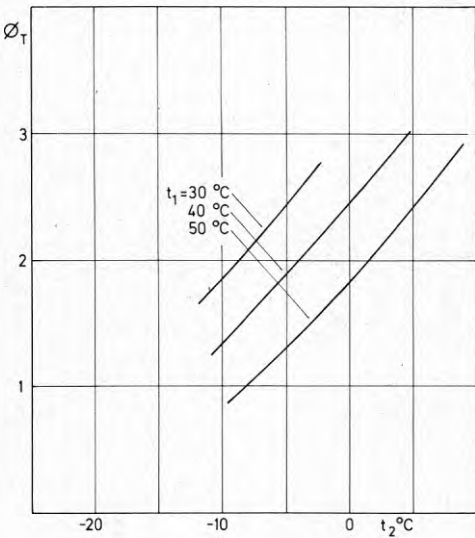
Diagram 6



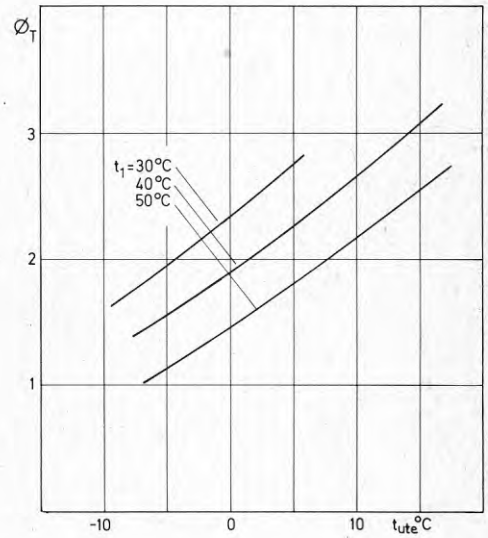
6 a



6 b



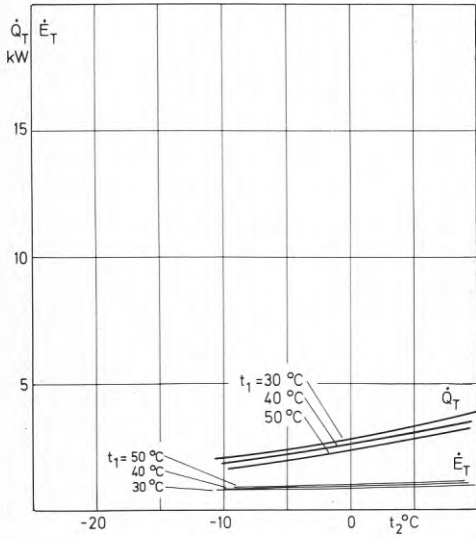
6 c



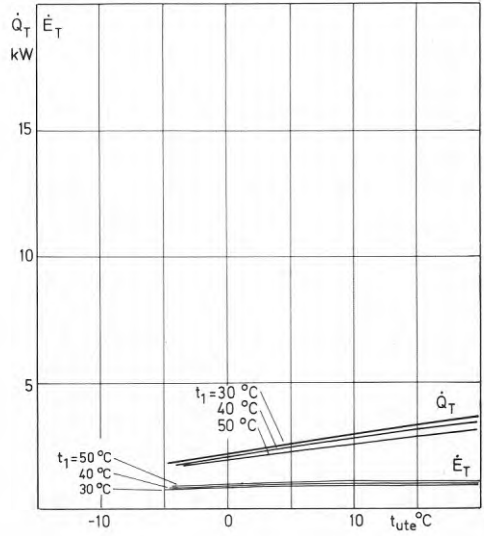
6 d

Sammanställning av prestanda för aggregat G

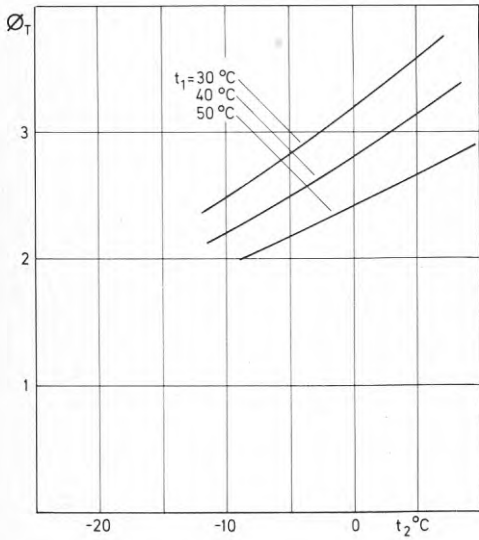
Diagram 7



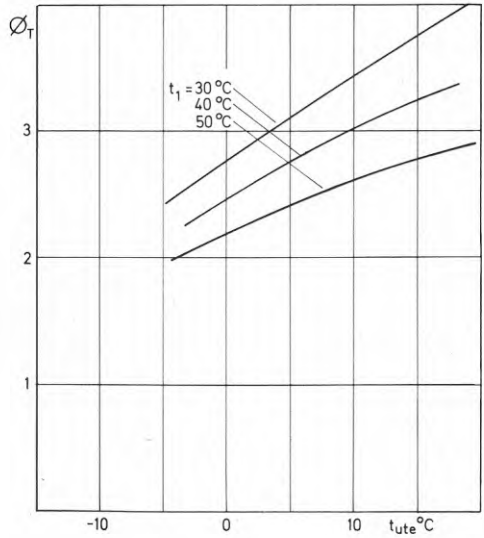
7 a



7 b



7 c



7 d

Värmeavgivningen \dot{Q}_T som funktion av
 förångningstemperaturen t_2 .
 Kondenseringstemperaturen $t_1 = 30^\circ\text{C}$

Diagram 8

 \dot{Q}_T
 kW

15

10

5

-20

-10

0

 t_2 °C

A

B

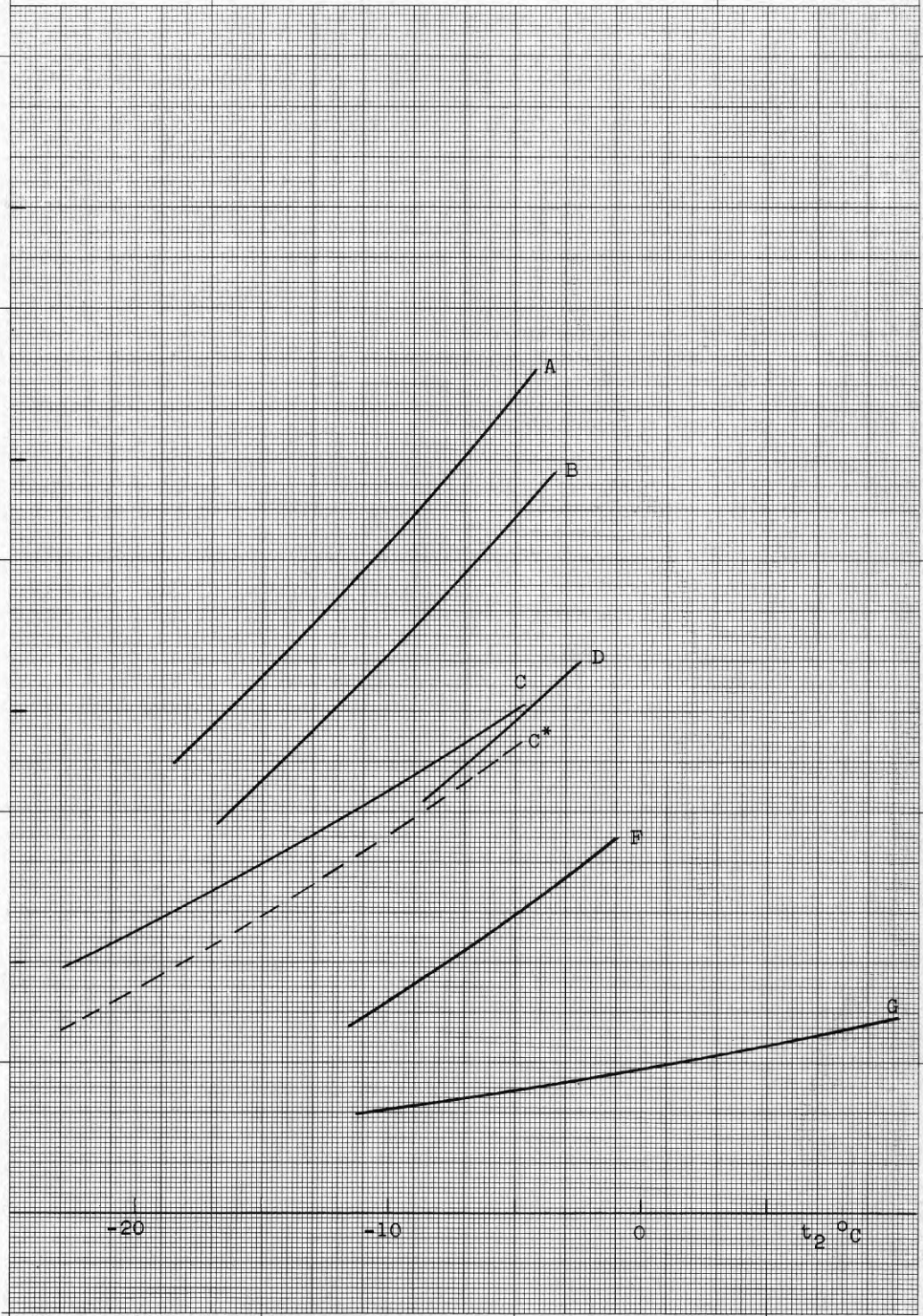
C

D

C*

E

G



\dot{Q}_T som funktion av t_2

$t_1 = 40^\circ\text{C}$

Diagram 9

\dot{Q}_T
kW

15

10

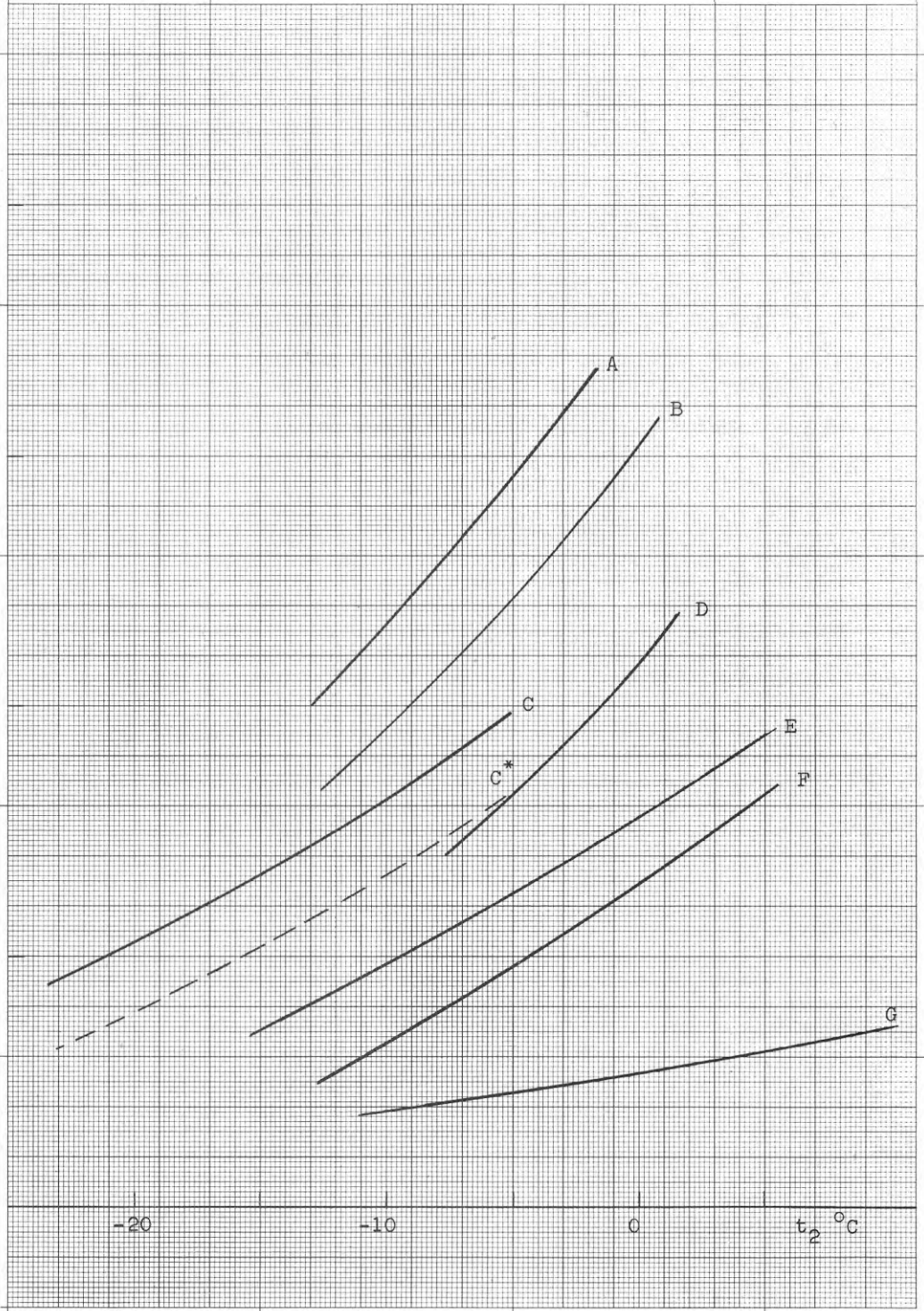
5

-20

-10

0

t_2 °C



\dot{Q}_T som funktion av t_2
 $t_1 = 50^\circ\text{C}$
 \dot{Q}_T
kW

15

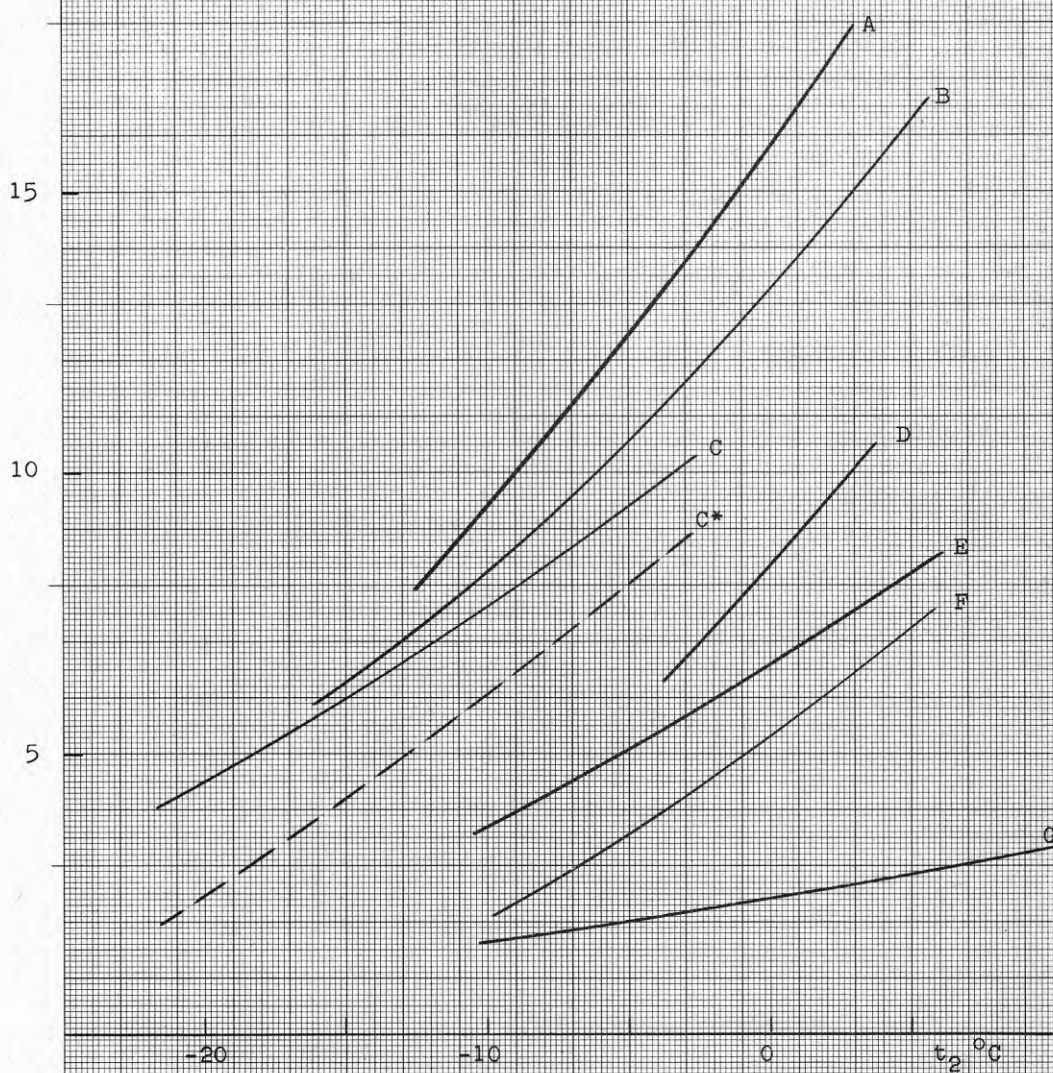
10

5

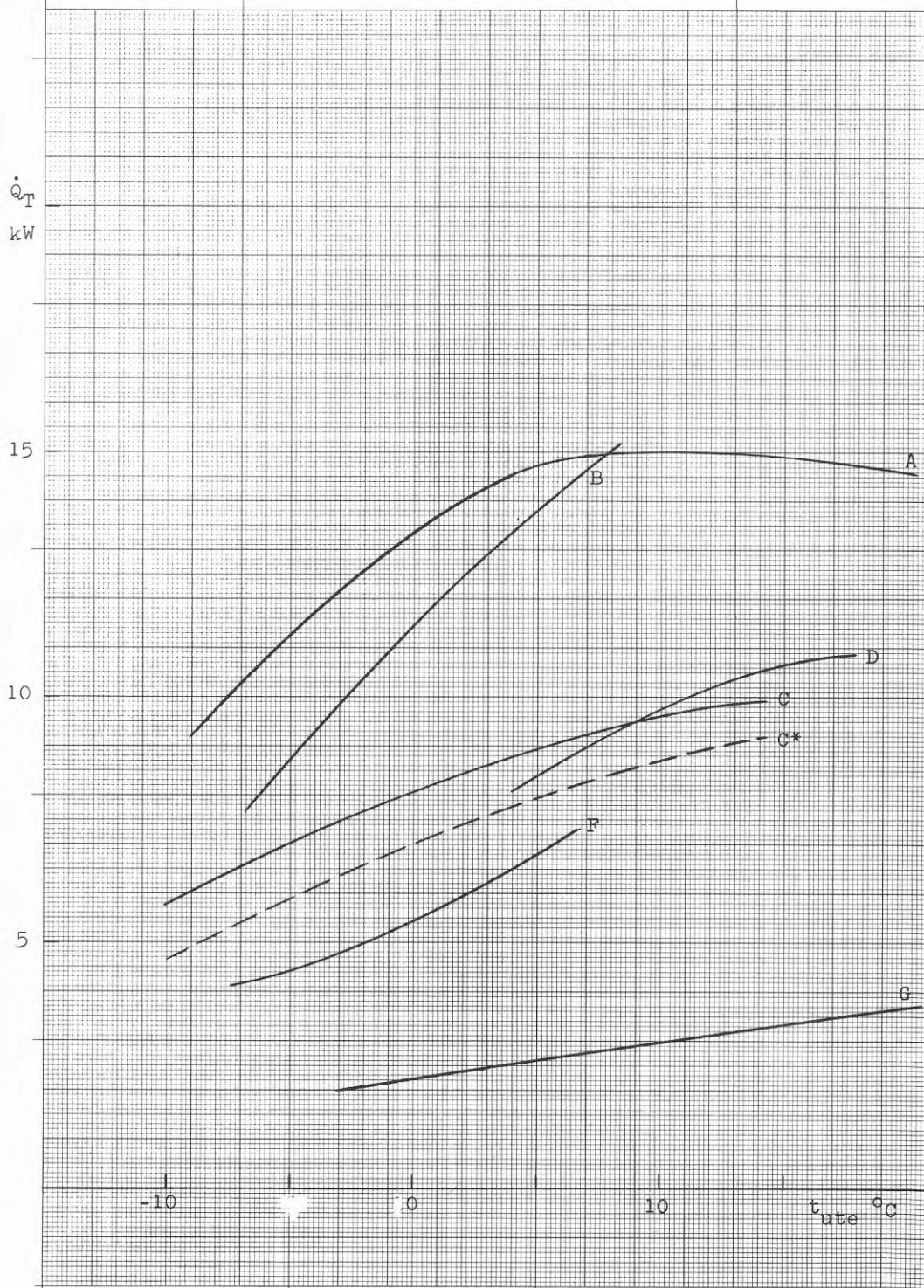
-20

-10

0

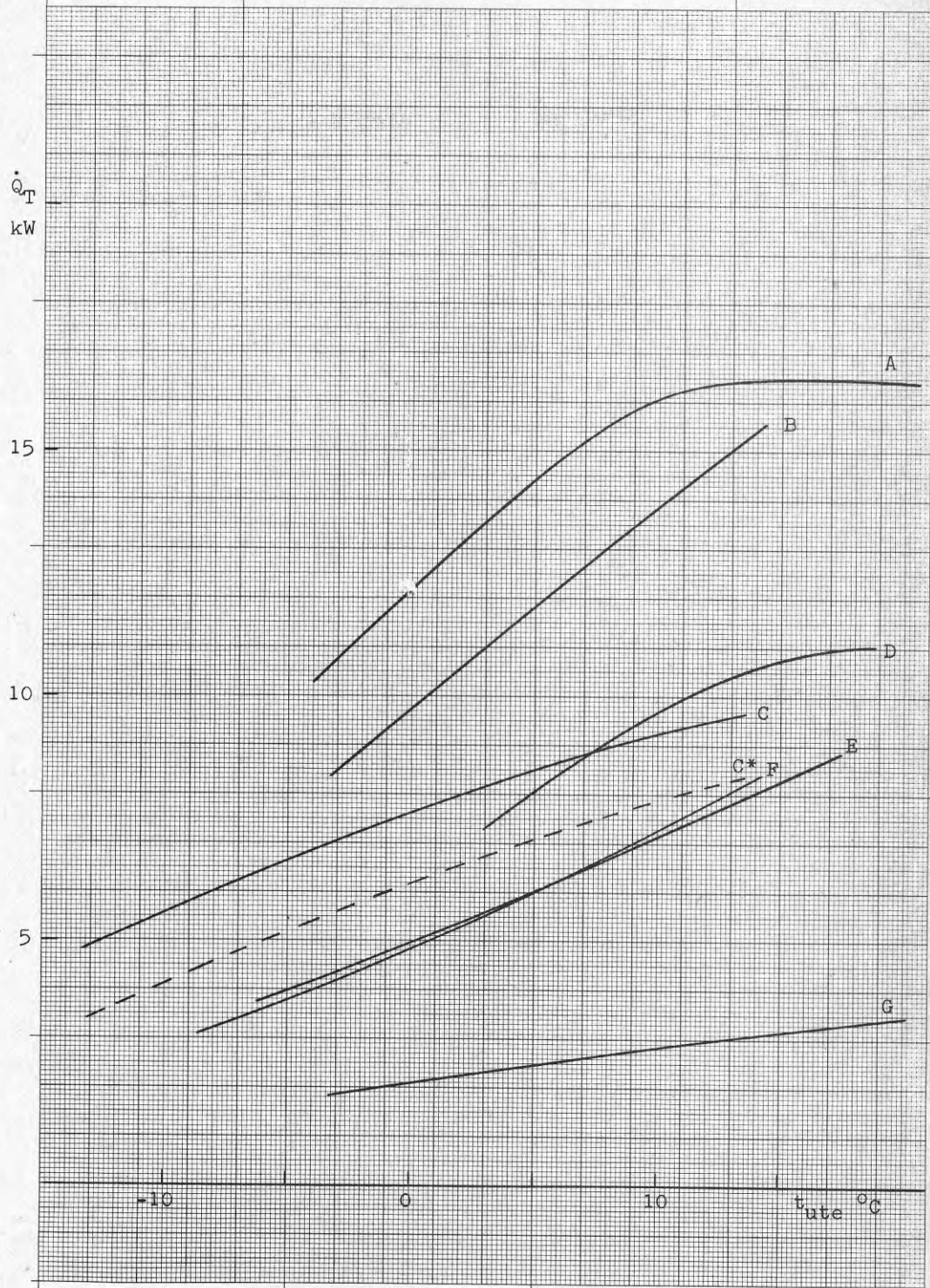
 t_2 °C

Värmeavgivningen \dot{Q}_T som funktion av
 utomhustemperaturen t_{ute} .
 Kondenseringstemperaturen $t_1 = 30^\circ\text{C}$



\dot{Q}_T som funktion av t_{ute} .
 $t_1 = 40^\circ\text{C}$

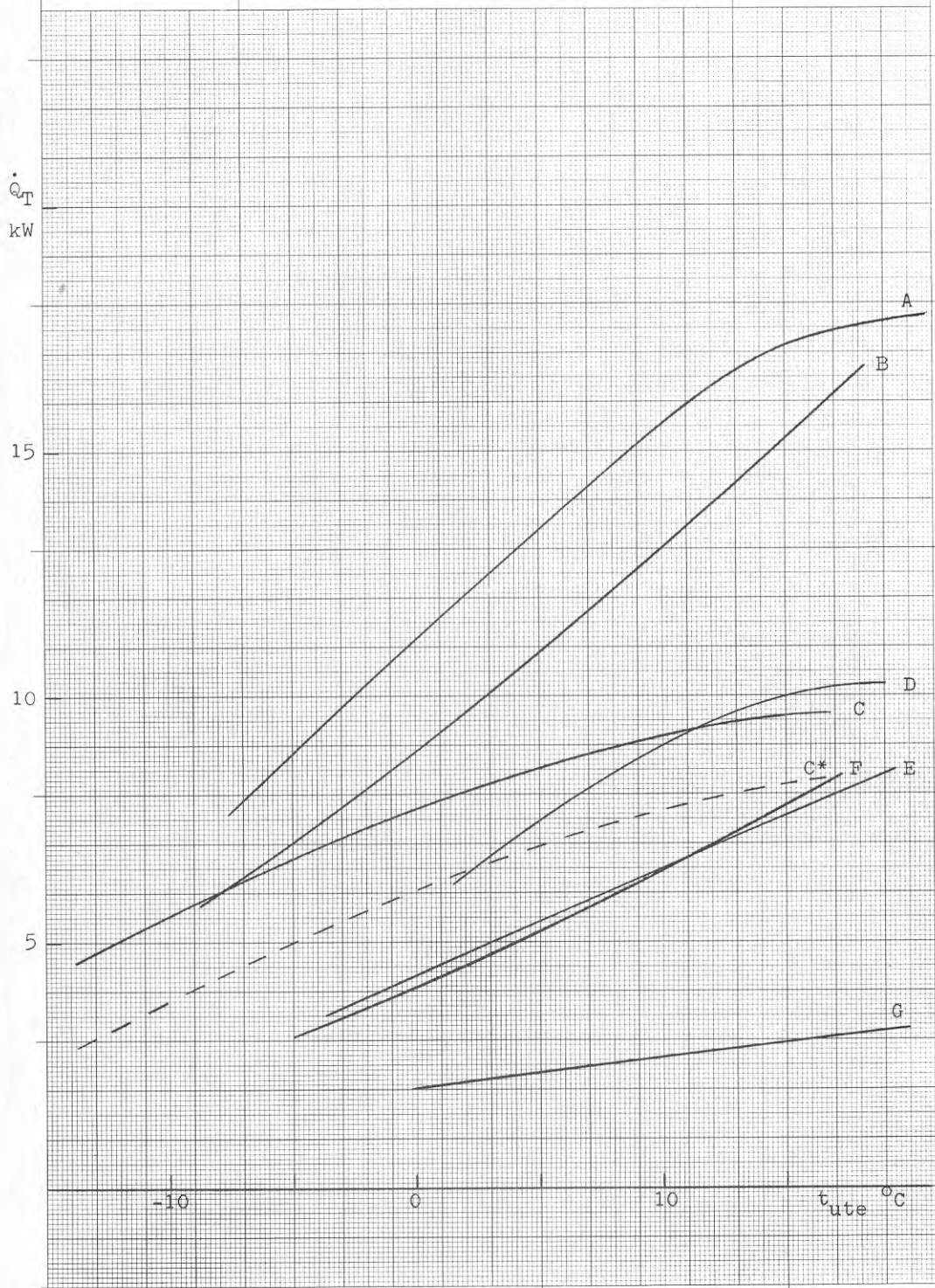
Diagram 12



\dot{Q}_T som funktion av t_{ute}

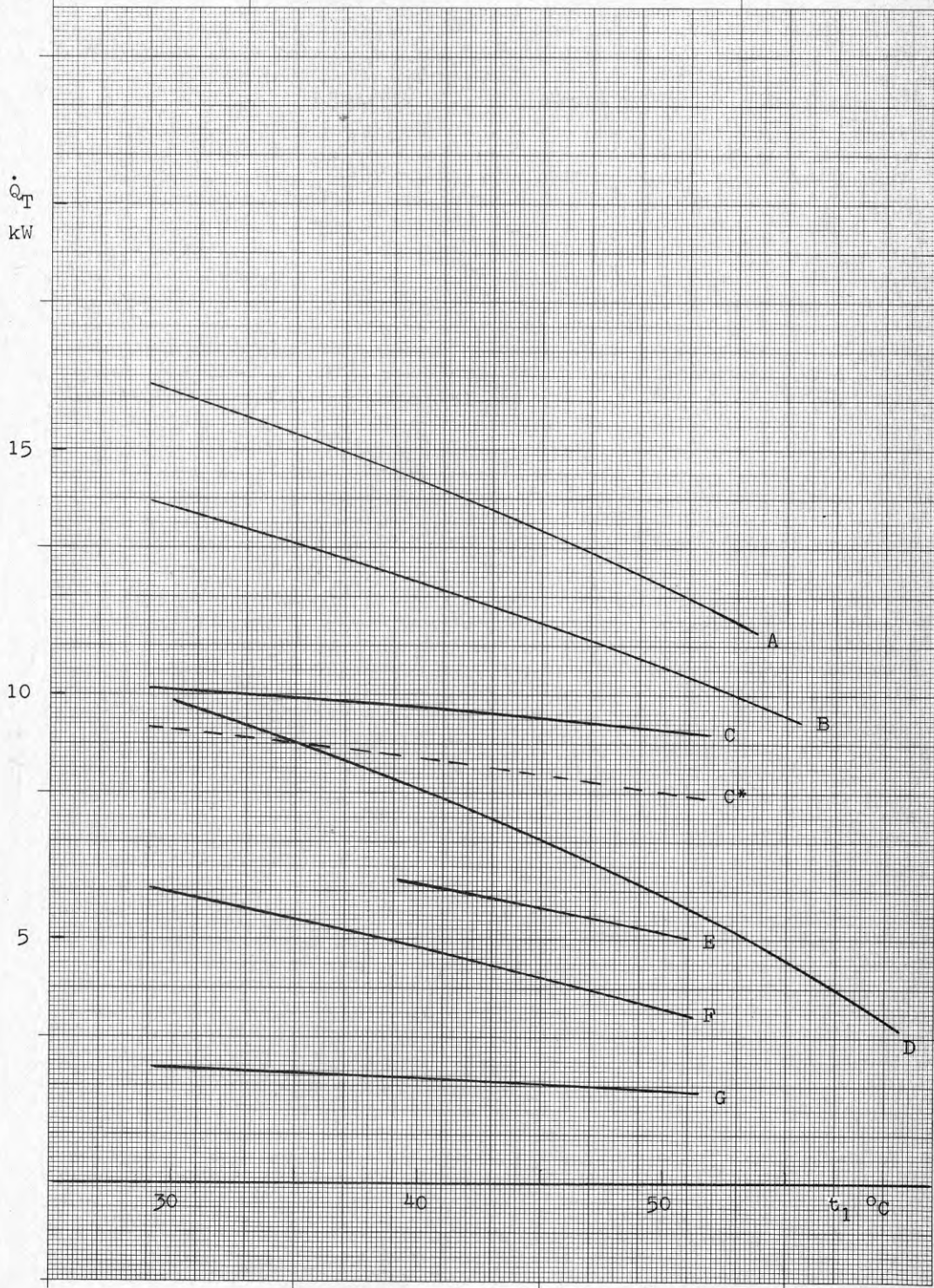
Diagram 13

$t_1 = 50^\circ\text{C}$



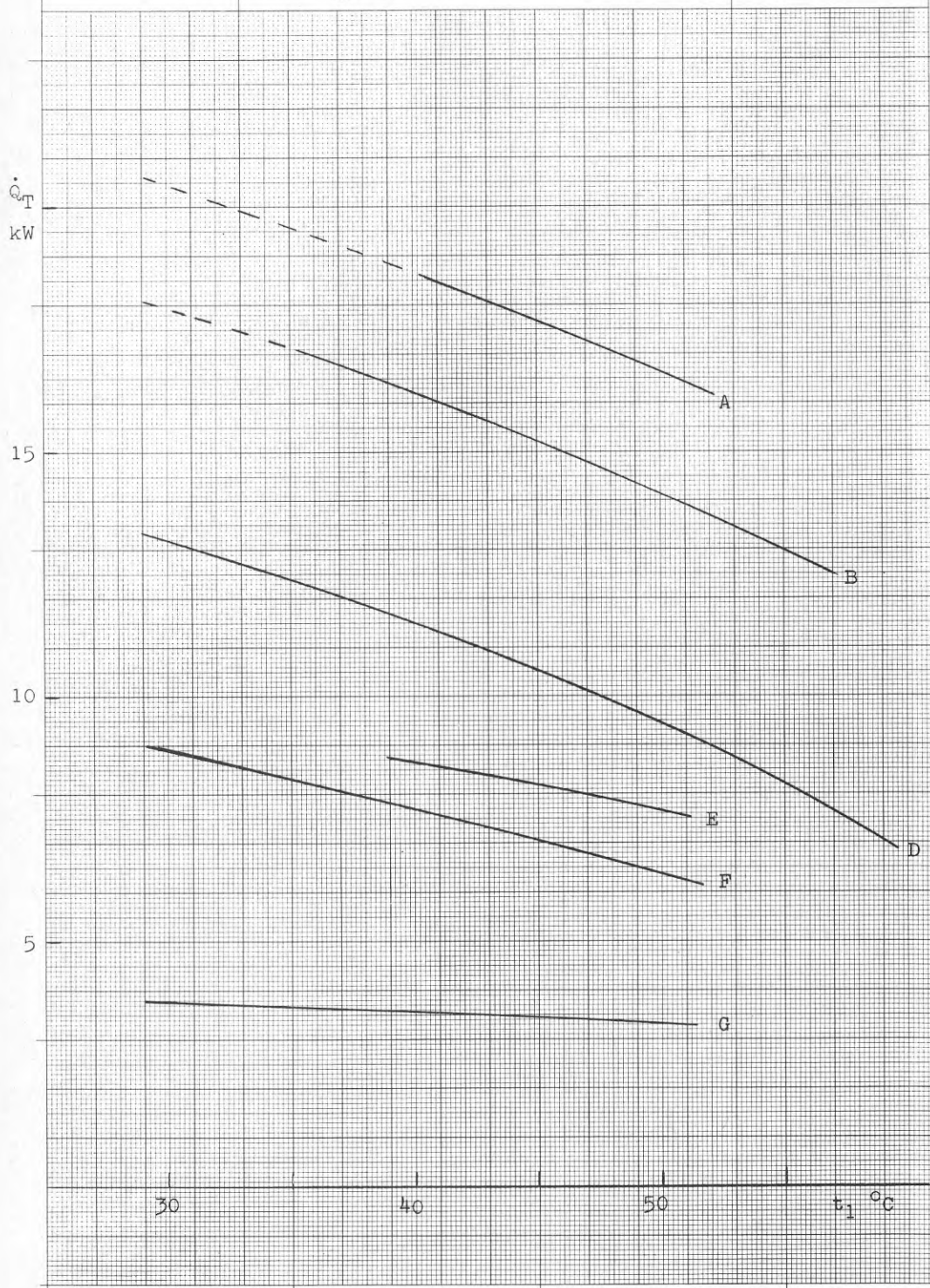
Värmeavgivningen \dot{Q}_T som funktion av
kondenseringstemperaturen t_1
Förångningstemperaturen $t_2 = -5^\circ\text{C}$

Diagram 14

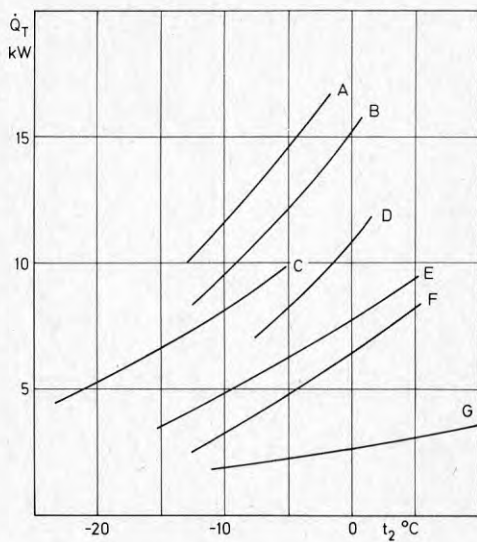


\dot{Q}_T som funktion av t_1 $t_2 = 0^\circ\text{C}$

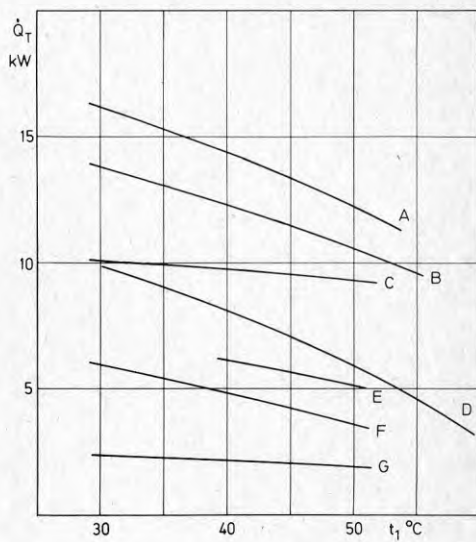
Diagram 15



Den avgivna värmeeffektens, \dot{Q}_T , Diagram 16
 beroende av förångningstemperatu-
 ren, t_2 , respektive kondenserings-
 temperaturen, t_1

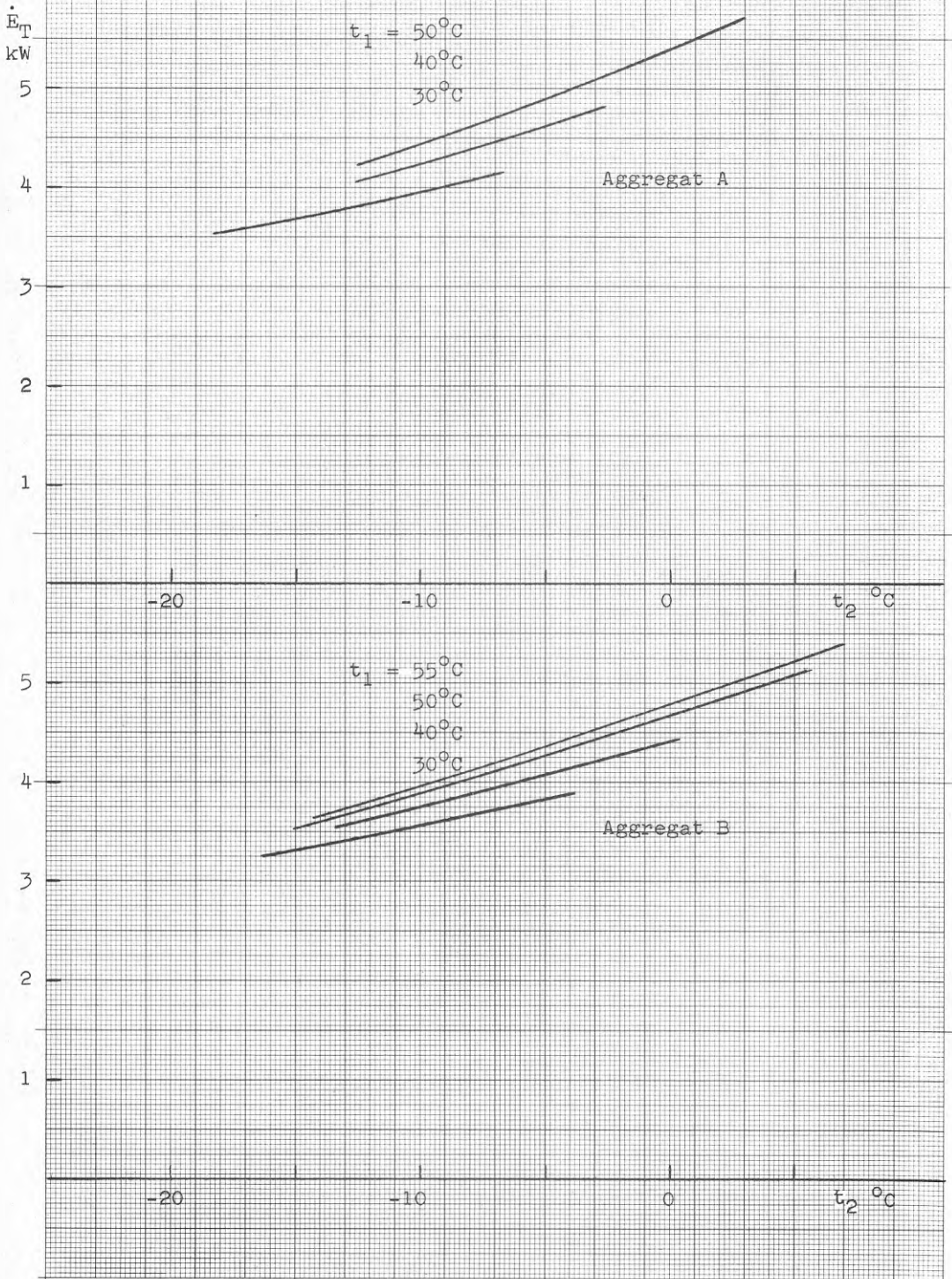


16 a, $t_1 = 40^{\circ}\text{C}$



16 b, $t_2 = -5^{\circ}\text{C}$

Totalt eleffektbehov \dot{E}_T för aggregaten A och B som funktion av förångnings-temperaturen t_2 med kondenserings-temperaturen t_1 som parameter



\dot{E}_T som funktion av t_2 , med t_1 som parameter för aggregaten C och D

Diagram 18

\dot{E}_T
kW

4

3

2

1

-20

-10

0

t_2 °C

$t_1 = 50^\circ\text{C}$
 $= 40^\circ\text{C}$
 $= 30^\circ\text{C}$

Aggregat C

4

3

2

1

-20

-10

0

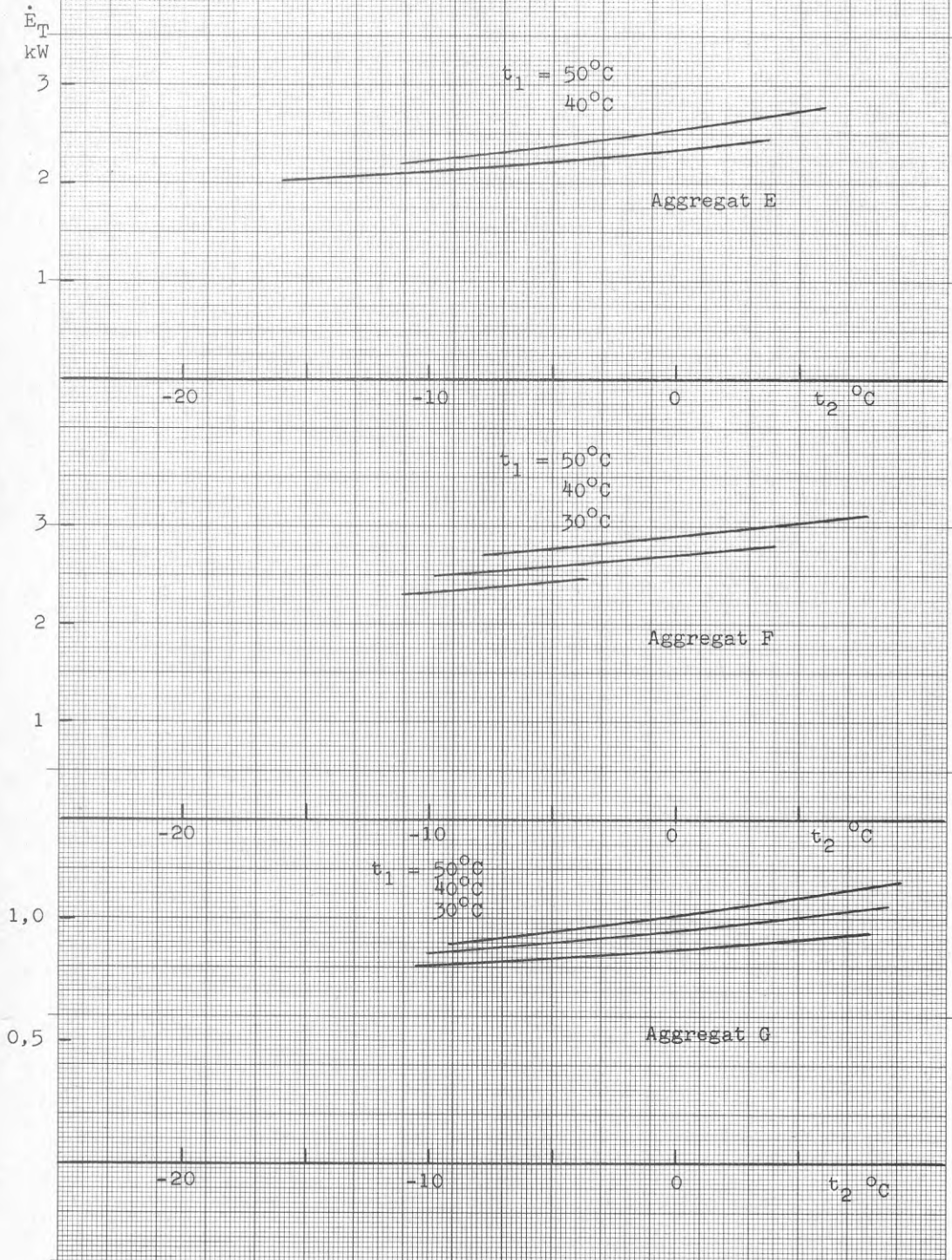
t_2 °C

$t_1 = 50^\circ\text{C}$
 40°C
 30°C

Aggregat D

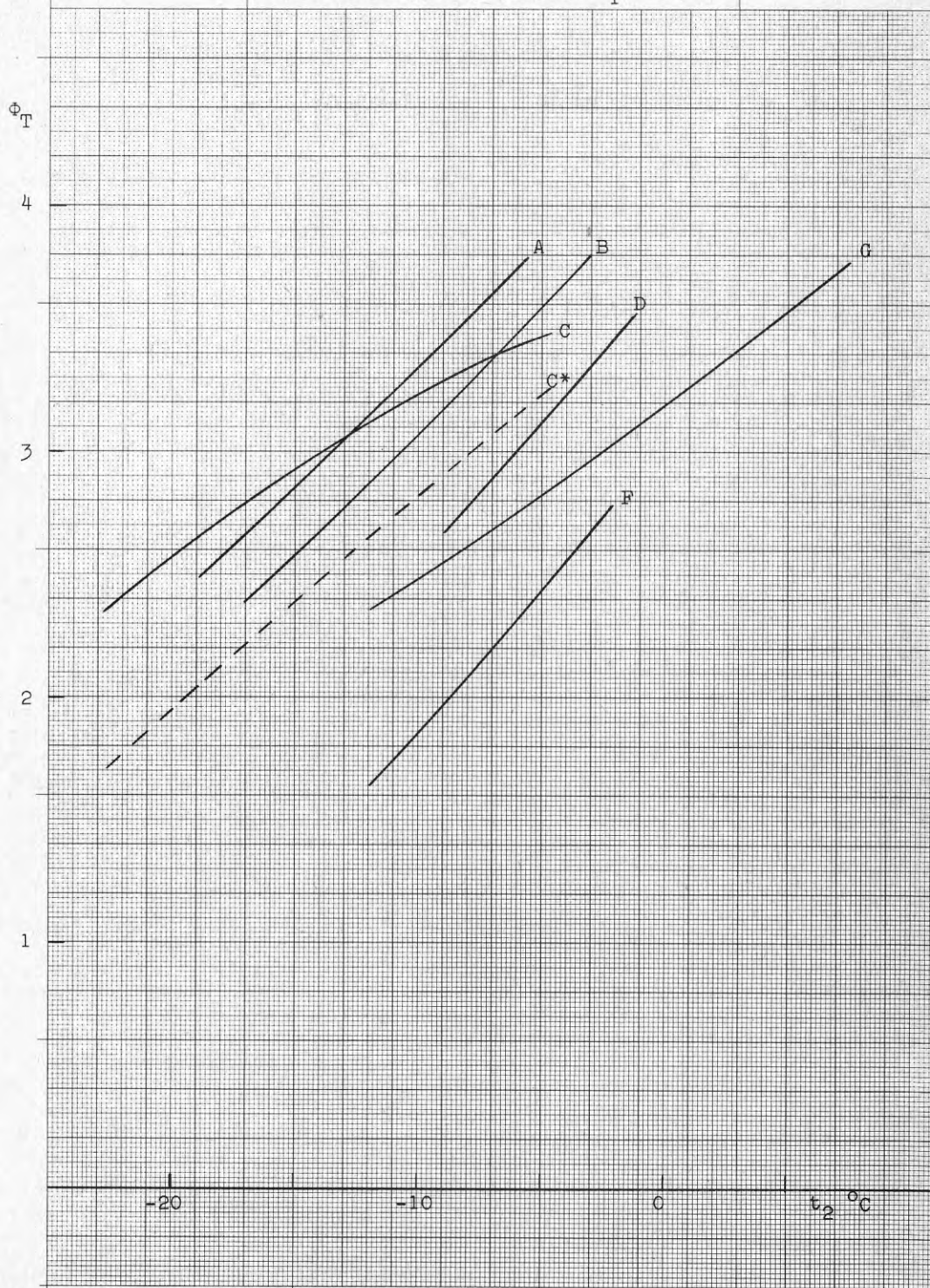
\dot{E}_T som funktion av t_2 , med
 t_1 som parameter för aggregat-
 gaten E, F och G

Diagram 19



Värmefaktorn Φ_T som funktion av
förångningstemperaturen t_2
Kondenseringstemperaturen $t_1 = 30^\circ\text{C}$

Diagram 20



Φ_T som funktion av t_2 $t_1 = 40^\circ\text{C}$

Diagram 21

 Φ_T

4

3

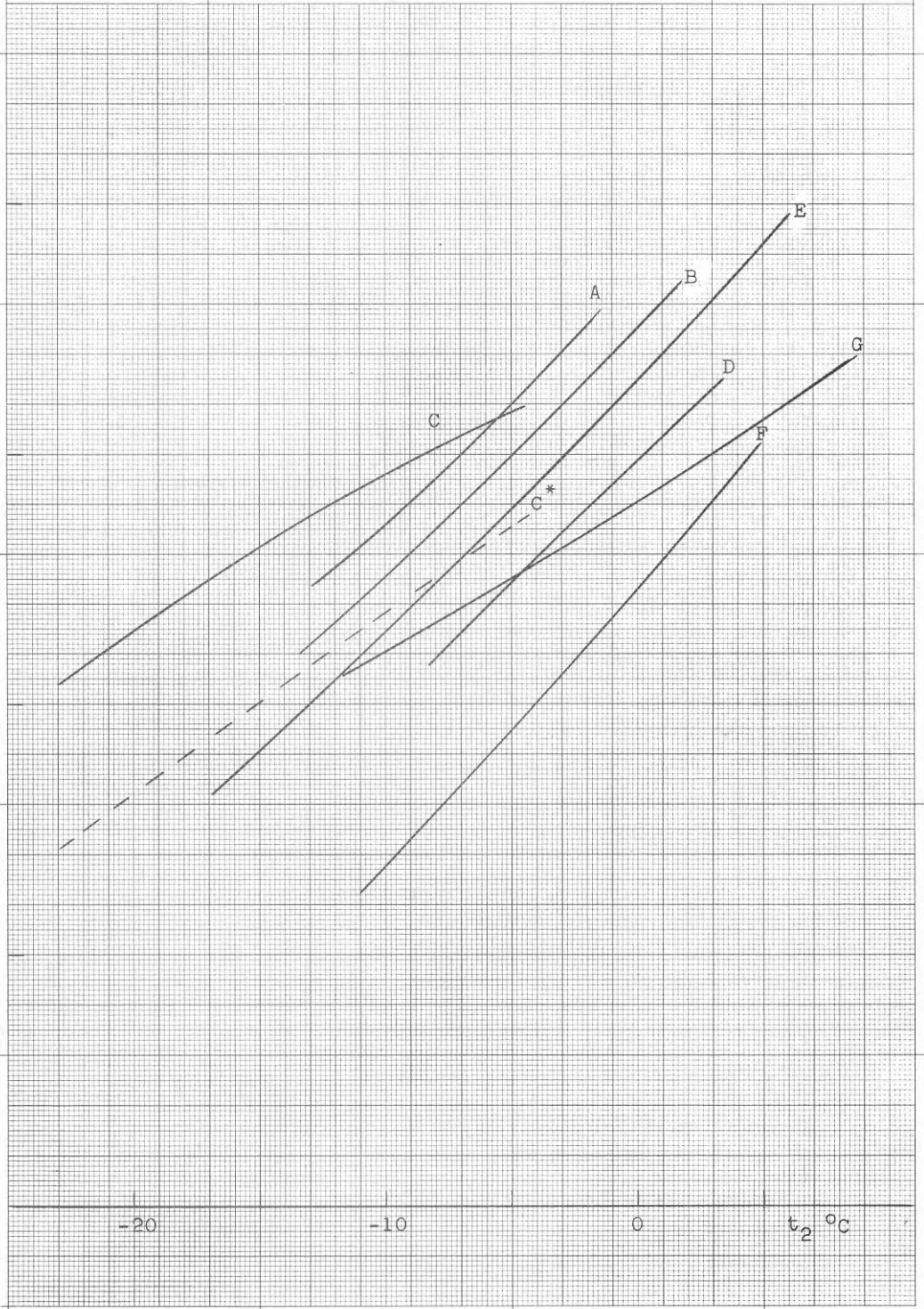
2

1

-20

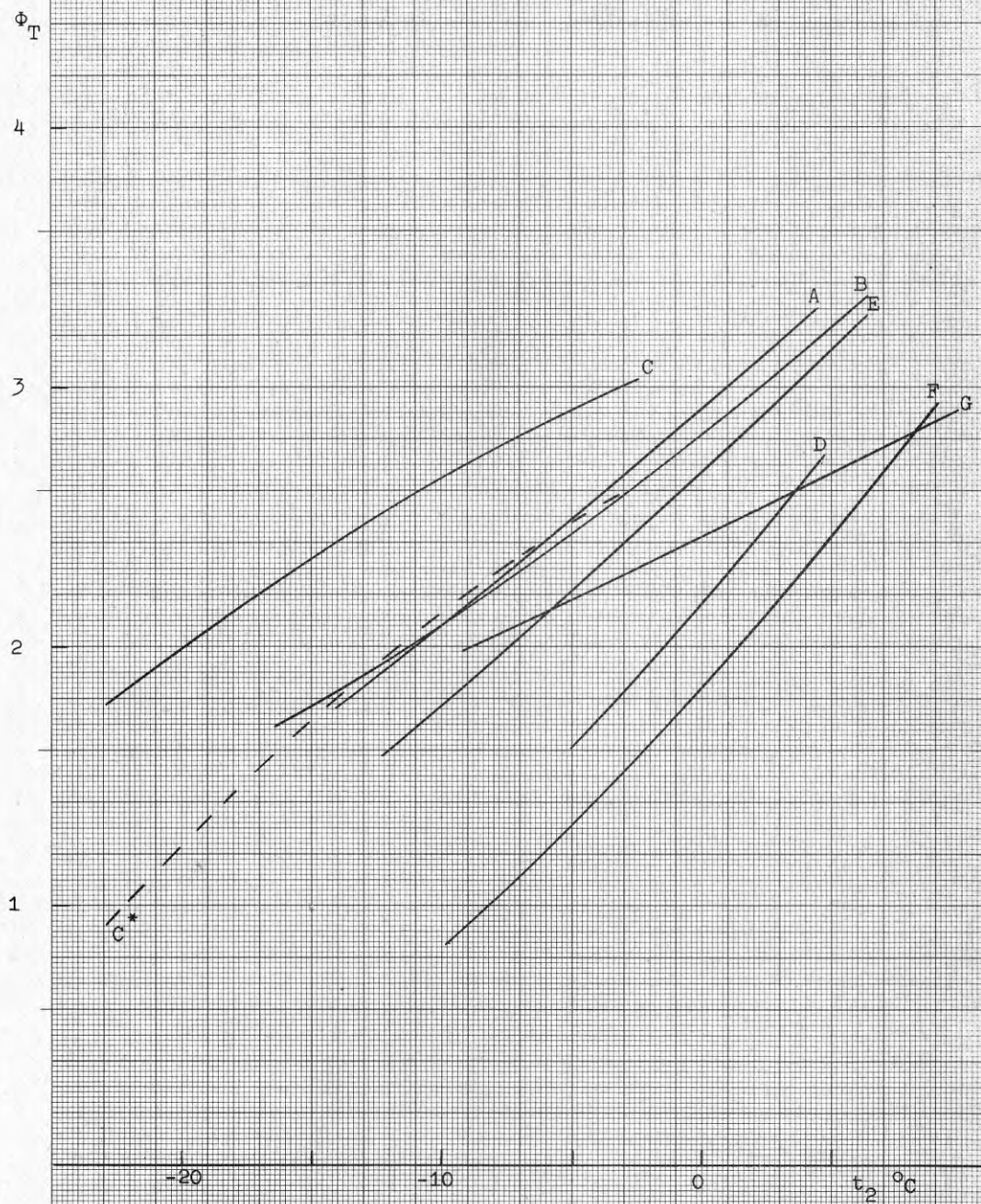
-10

0

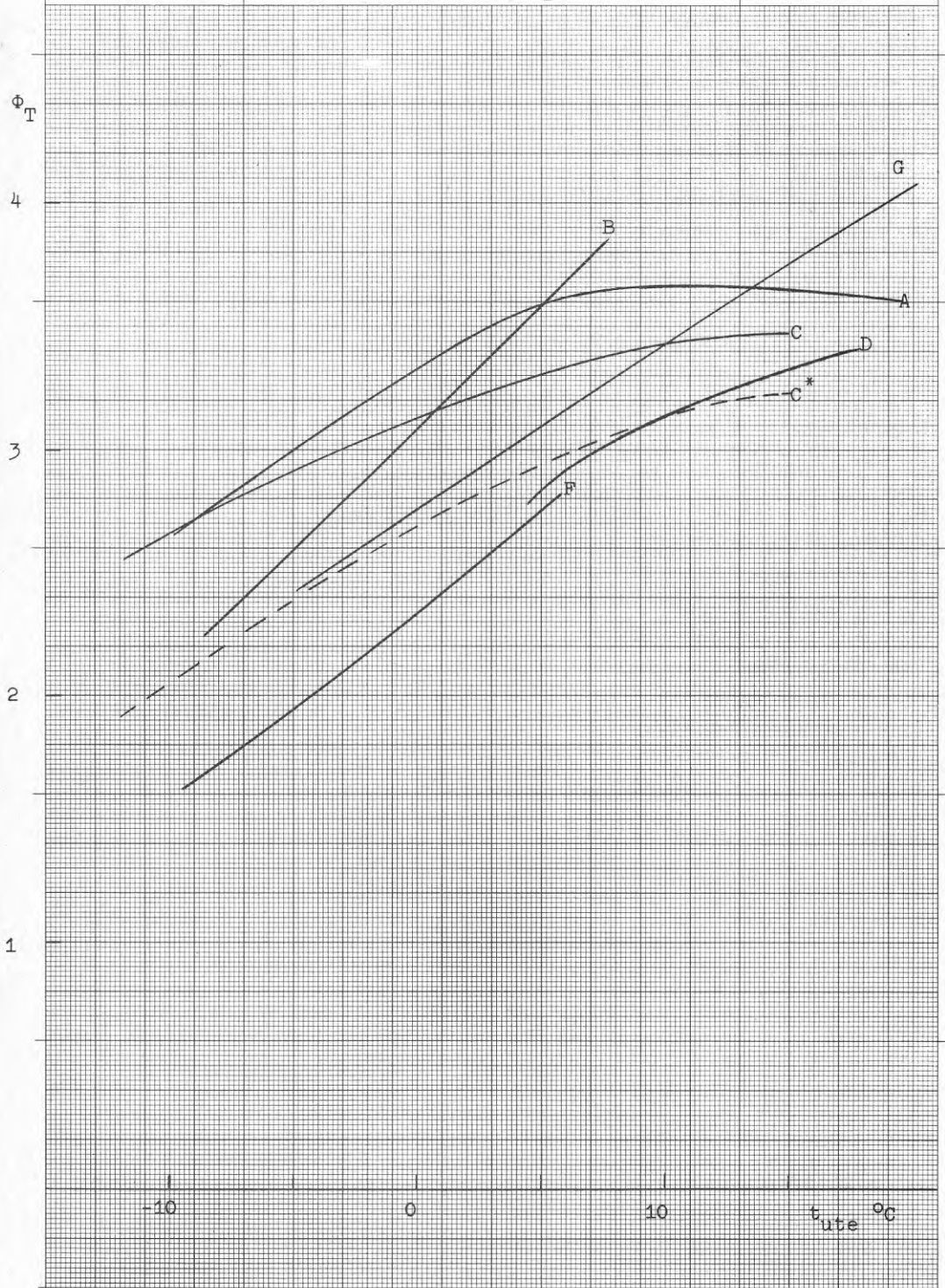
 t_2 °C

Φ_T som funktion av t_2 $t_1 = 50^\circ\text{C}$

Diagram 22



Värmefaktorn ϕ_T som funktion av
 utomhustemperaturer t_{ute} . Kondens-
 seringstemperaturen $t_1 = 30^\circ\text{C}$



Φ_T som funktion av t_{ute}
 $t_1 = 40^\circ\text{C}$

Diagram 24

 Φ_T

4

3

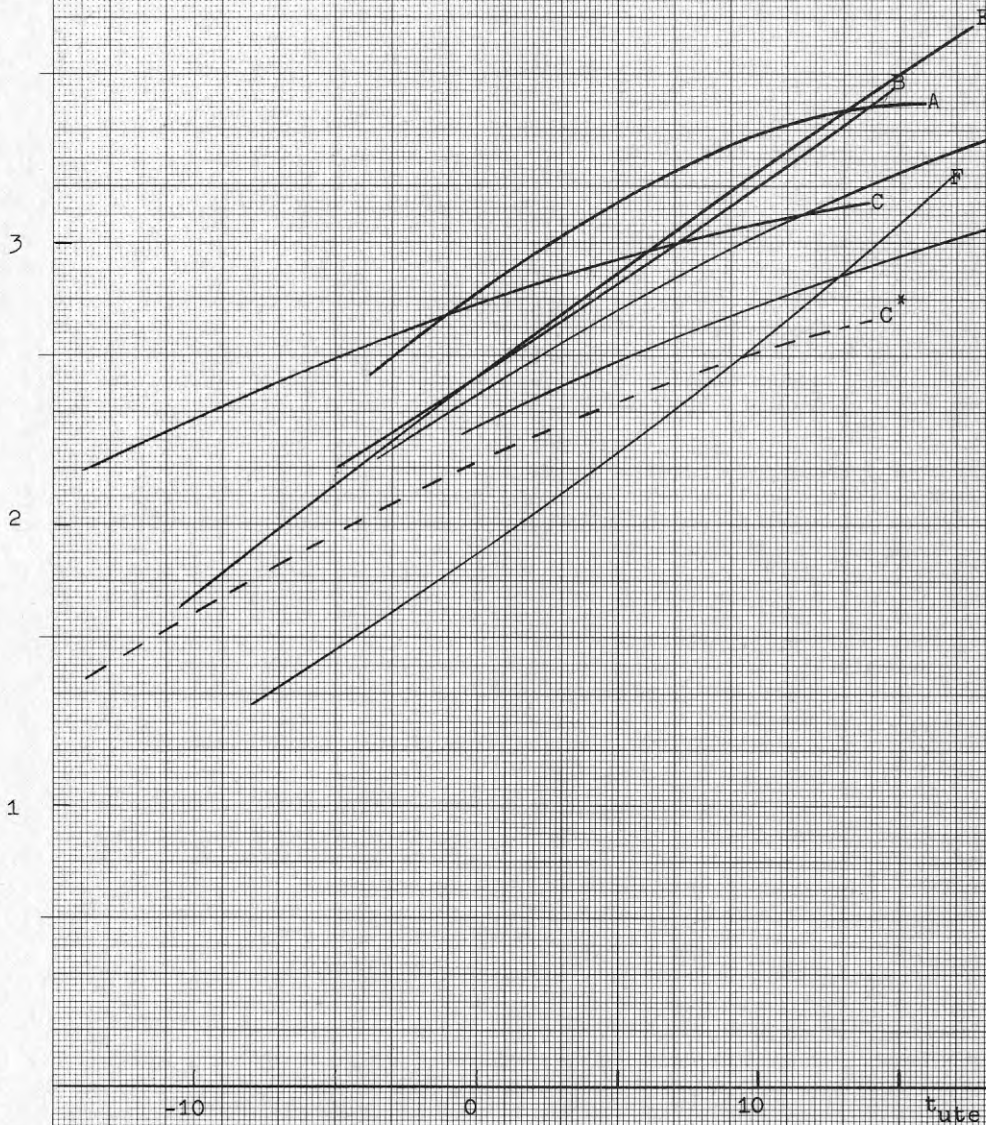
2

1

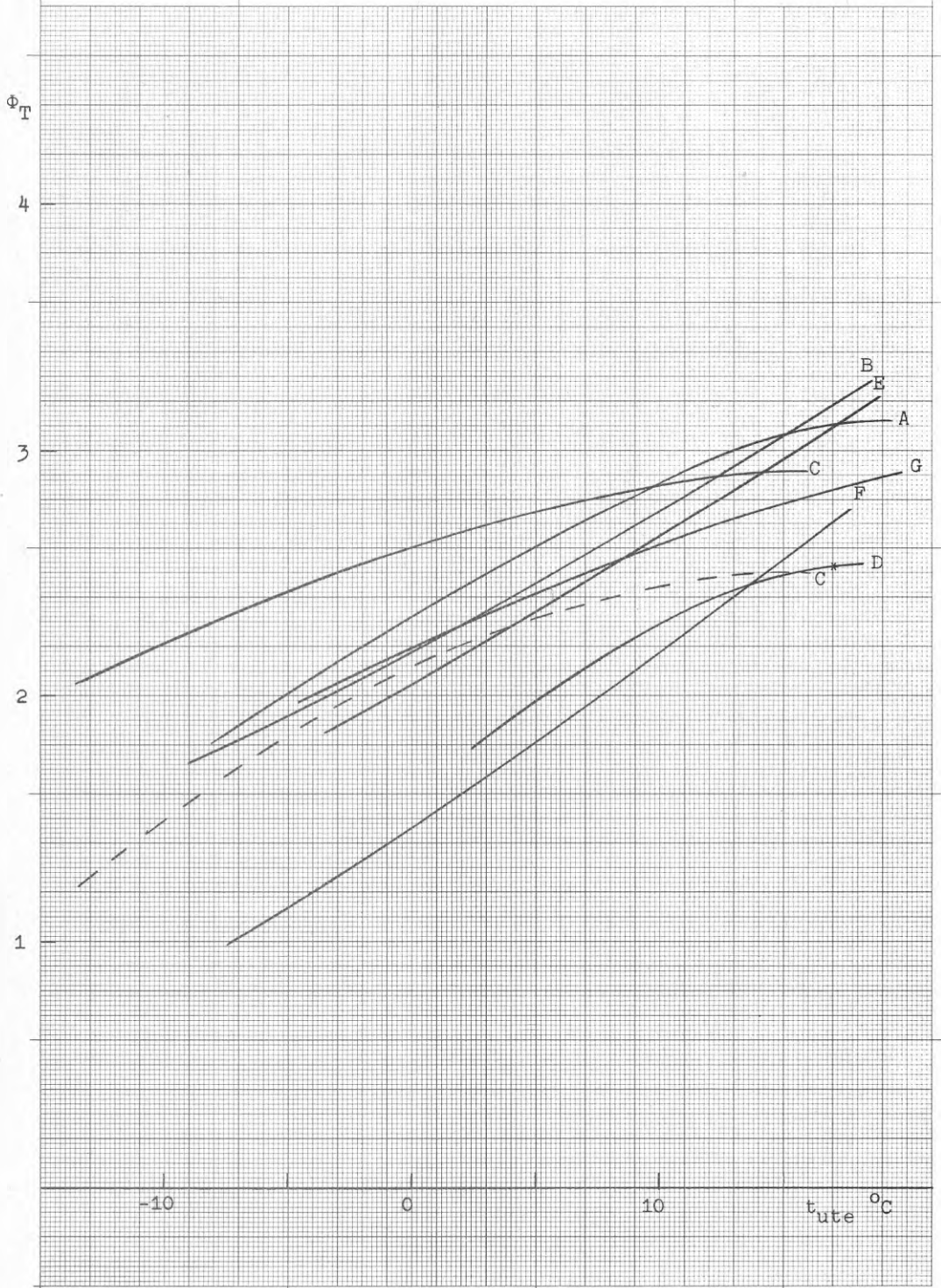
-10

0

10

 $t_{ute} \text{ } ^\circ\text{C}$ 

Φ_T som funktion av t_{ute}
 $t_1 = 50^\circ\text{C}$



Värmefaktorn Φ_T som funktion av
kondenseringstemperaturen t_1
Förångningstemperaturen $t_2 = -5^\circ\text{C}$

Φ_T

4

3

2

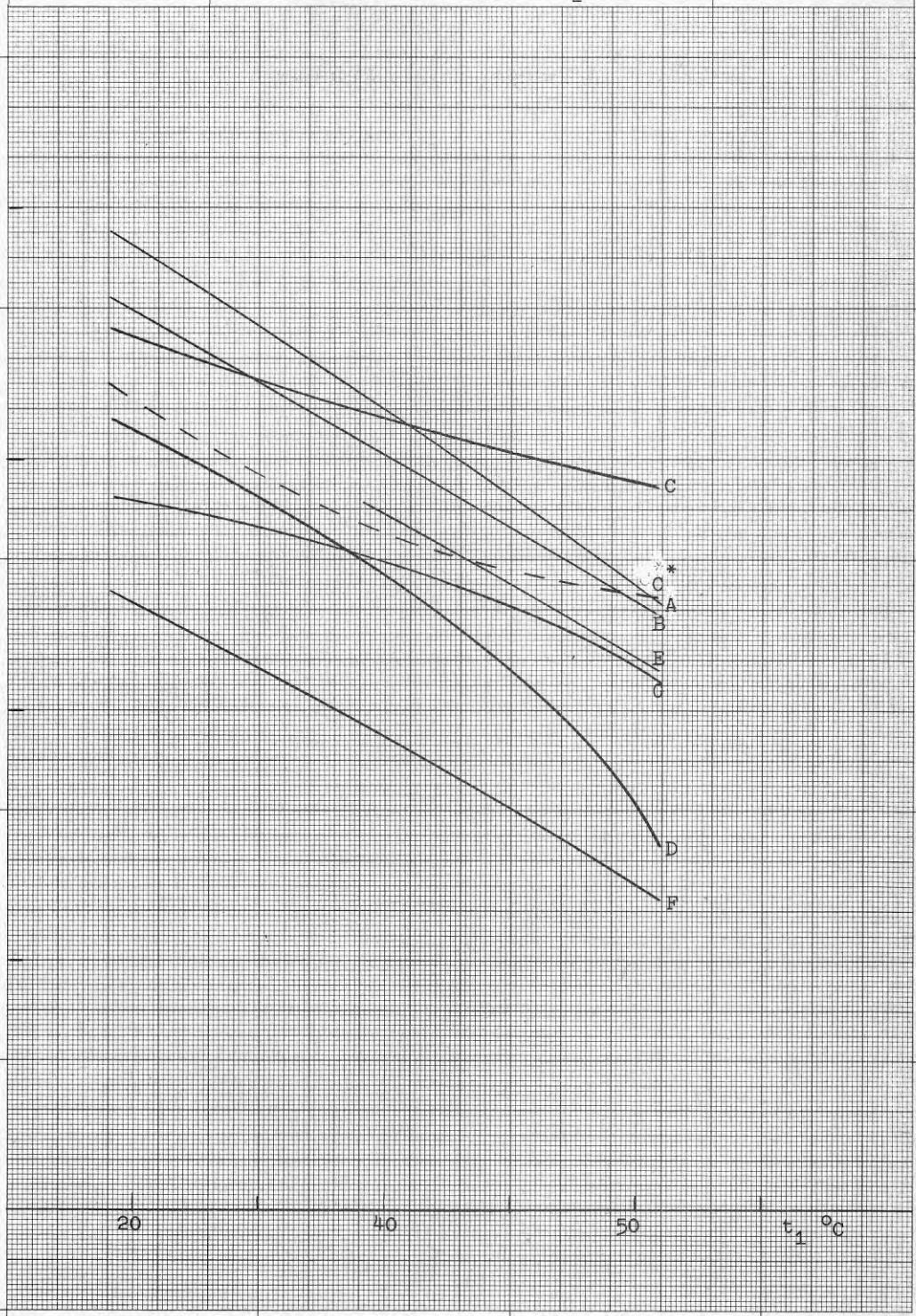
1

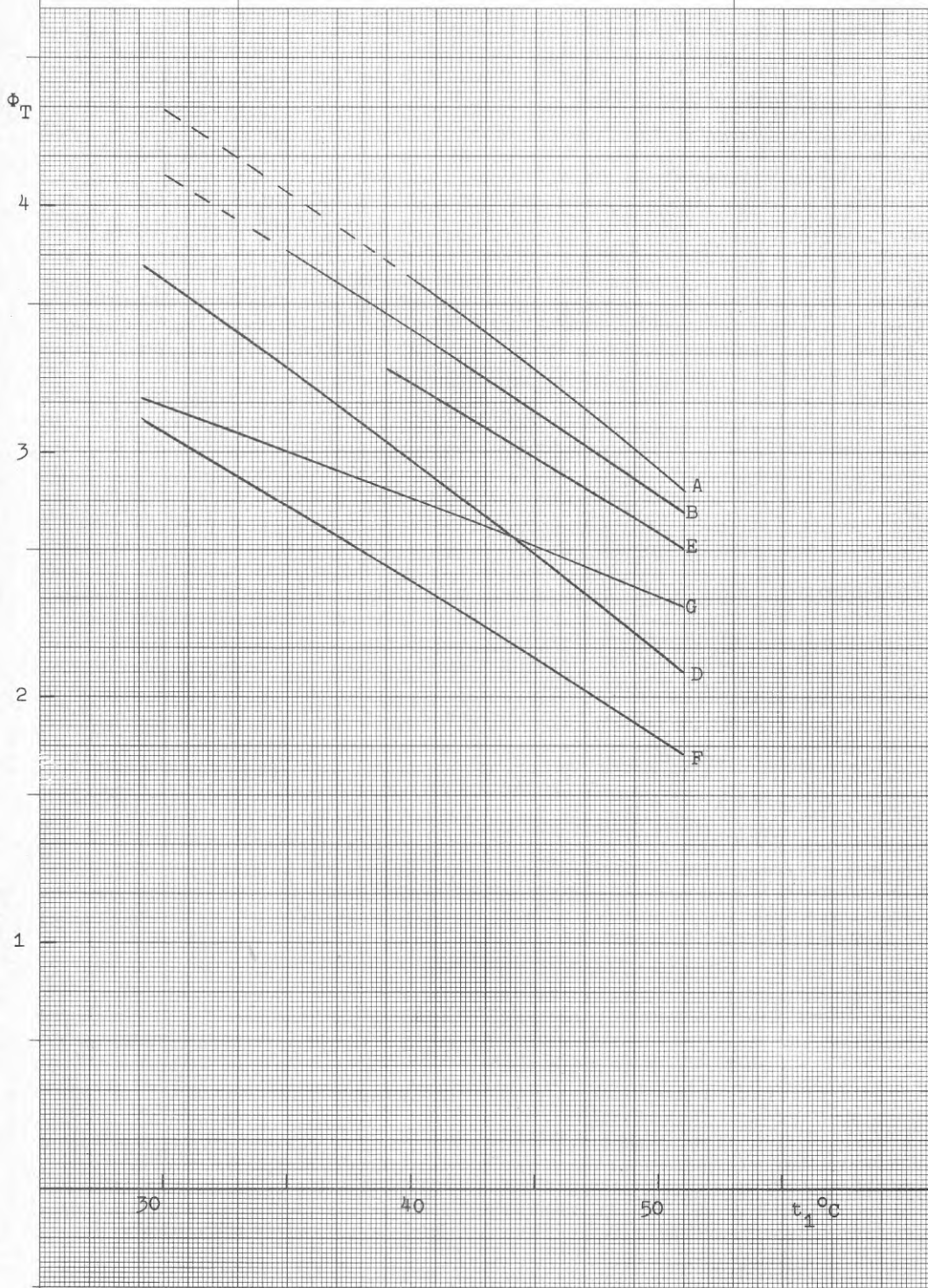
20

40

50

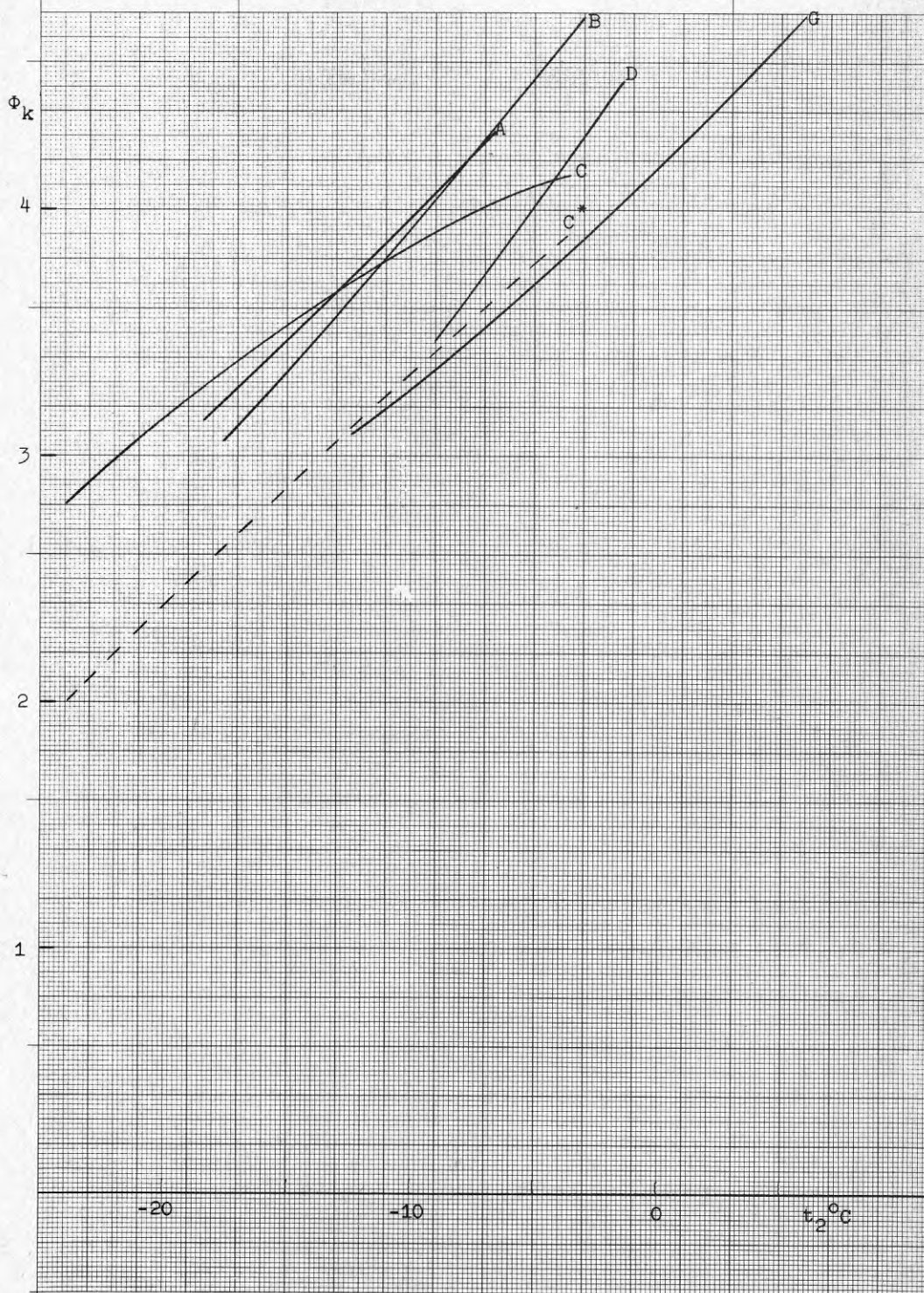
t_1 °C



Φ_T som funktion av t_1 $t_2 = 0^\circ\text{C}$ 

Värmefaktorn med avseende på kompres-
sorn ϕ_k som funktion av förångnings-
temp t_2 . Kondenserings-
temp $t_1 = 30^\circ\text{C}$

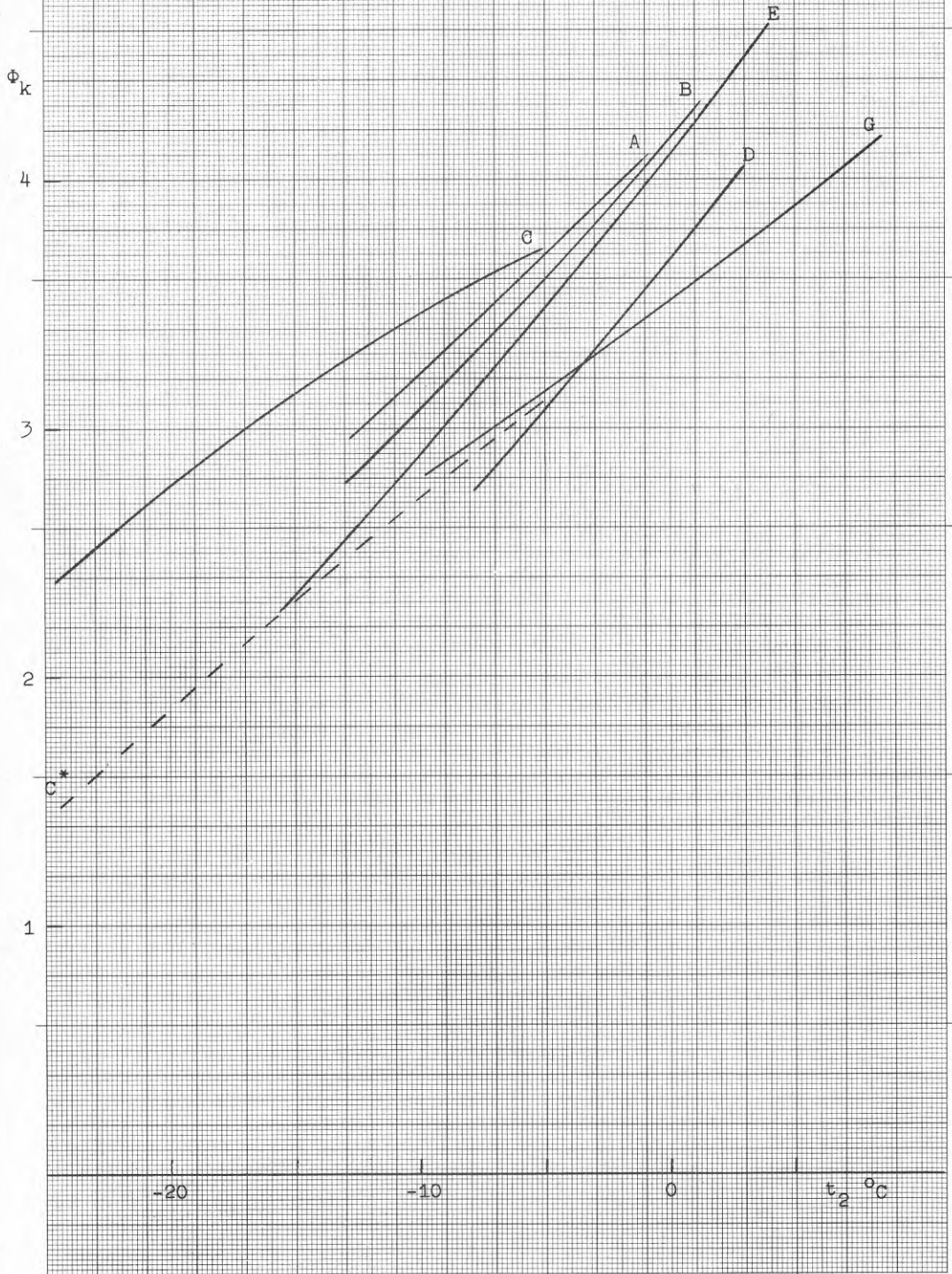
Diagram 28



Φ_k som funktion av t_2

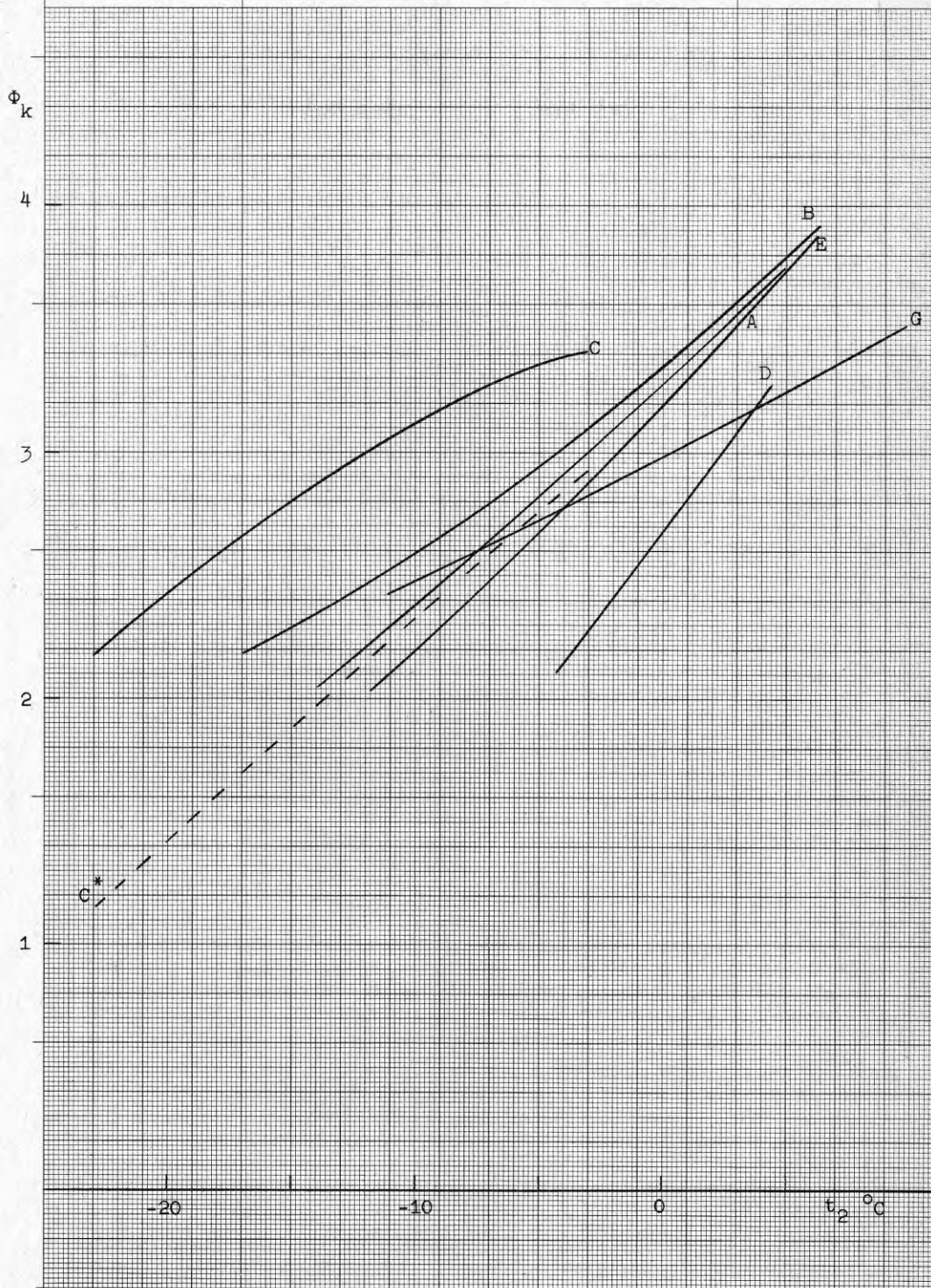
Diagram 29

$t_1 = 40^\circ\text{C}$

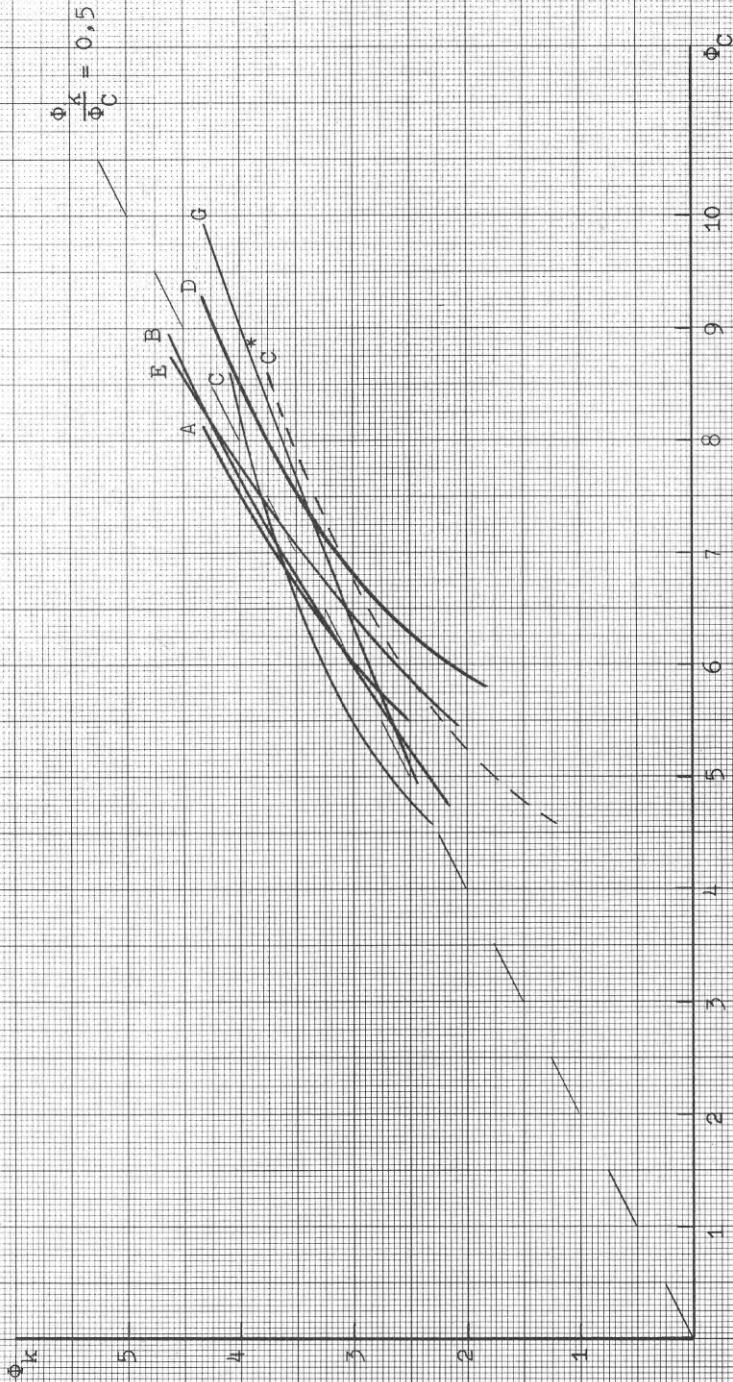


ϕ_k som funktion av t_2
 $t_1 = 50^\circ\text{C}$

Diagram 30



Kompressorvärmefaktor Φ_k som funktion
 av Carnotvärmefaktorn $\Phi_C = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$ där
 $T_1 = t_1 + 273,15$ och $T_2 = t_2 + 273,15$



KAPITEL 5

PROV MED TVÅ OLIKA AVFROSTNINGSMETODER

5 PROV MED TVÅ OLIKA AVFROSTNINGSMETODER

5.1 Sammanfattning

Vid utomhustemperaturer mellan ungefär $+5^{\circ}\text{C}$ och -10°C sker påfrostning på ett utomhusbatteri i en sådan omfattning att det är av stort intresse att optimera avfrostningsförfarandet. Speciellt gäller detta för stora delar av Sverige där större delen av uppvärmningssäsongen spänner om det nämnda intervallet. Den vanligaste avfrostningsmetoden vid mindre värmepumpaggregat är s k varmgasavfrostning (beskrivs nedan). En annan inom kyl- och frysområdet ofta använd metod är s k elavfrostning (beskrivs nedan).

Varmgasavfrostning respektive elavfrostning har båda för- och nackdelar. Ett försök till ett jämförande prov mellan de båda metoderna har utförts. Därvid har försök gjorts att uppskatta den totala energiförbrukningen angiven i kWh för avfrostning med respektive metod under i övrigt så likartade förhållanden som möjligt.

Vidare har en beräkning för energiförbrukningen gjorts för respektive metod med utgångspunkt från kapacitetsdata för en mindre luft/luft-värmepump i Stockholmsklimat. Här visas balanspunktens inverkan på energiförbrukningen.

5.2 Beskrivning av varmgasavfrostning resp elavfrostning

5.2.1 Varmgasavfrostning

Varmgasavfrostning innebär att man med hjälp av en reverseringsventil, en s k fyrvägsventil, kan kasta om köldmediets strömningsriktning i aggregatet samtidigt som förångarfläkten stoppas. Utomhusbatteriet, den förutvarande förångaren, fungerar nu istället som kondensator och den normala kondensorn går följaktligen som förångare. Arrangemanget består av en fyrvägsventil, två backventiler och ett extra stryporgan, se Fig 5.1. Metoden är snabb och man får en stor värmeeffekt på det påfrostade utebatteriet. Ytterligare en fördel med reverseringsmöjligheten är att anläggningen kan utnyttjas för kylning vid varmare klimat.

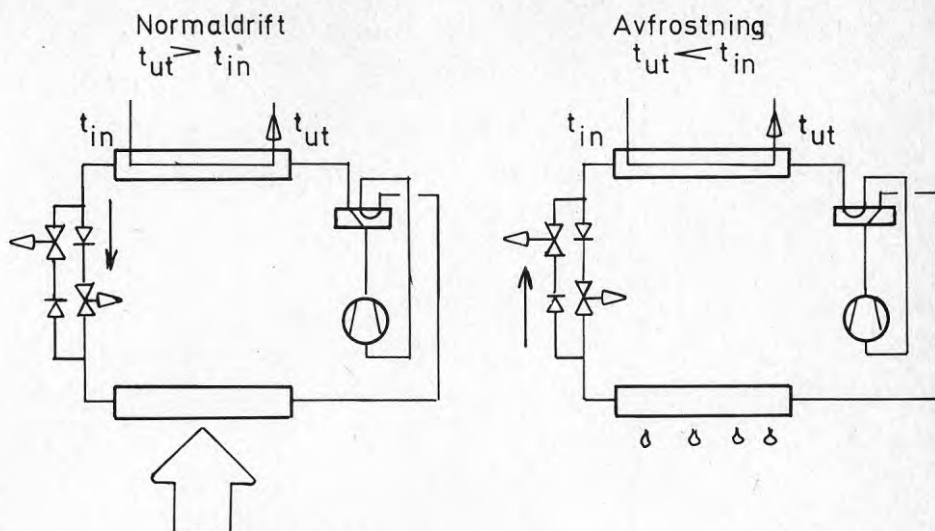


Fig 5.1 Principskiss över ett värmepumpaggregat vid normaldrift respektive varmgasavfrostning.

En nackdel med fyrvägsventilen är det läckage mellan hög- och lågtryckssida som alltid uppstår. Läckaget kan snabbt äta upp den vinst man gör med varmgasavfrostning relativt elavfrostning. Omslagen från värmedrift till kyl drift kan också ge upphov till påfrestningar på kompressorn.

5.2.2 Elavfrostning

Vid elavfrostning avfrostas förångaren, vid stoppad utomhusfläkt och stoppad kompressor, med hjälp av elstavar som är instuckna i batteriet. För en värmepumpinstallation, endast avsedd för uppvärmning, kan elavfrostning visa sig tillförlitligare och eventuellt mer ekonomisk än varmgasavfrostning. Dessutom bör värmepumpen fungera tillfredsställande utan vätskeavskiljare.

5.3 Beskrivning av provuppställning

För avfrostningsproven tillverkades ett flänsbatteri (A) med följande data: rördiameter $1/2''$, flänsdelning 3,2 mm, flänstjocklek 0,3 mm, flänsbredd 50 mm, djup 4 rader, höjd 8 rader, bredd 125 flänsar, frontarea $0,4 \times 0,4 \text{ m}^2$ samt total yta $19,5 \text{ m}^2$. Batteriet var från början försett med fyra elstavar för avfrostning, de fyra nedre

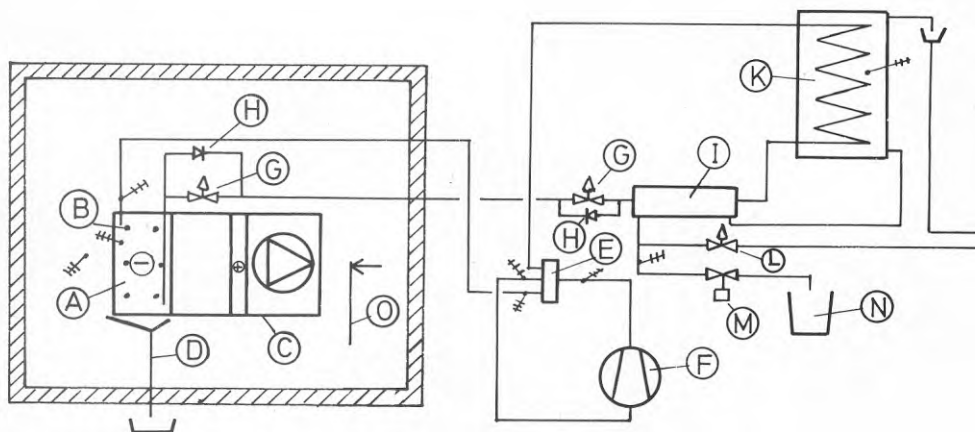


Fig 5.2 Principskiss över provuppställning använd vid avfrostningsproven

enligt Fig 5.2. Under provtiden försågs batteriet med ytterligare två elstavar, de två övre (B). En luftkanal (C) innehållande ett elbatteri och fläkt anslöts till flänsbatteriet. Enheten placerades i ett kylrum. En tövattenledning (D) ansluten till batteriets droppskål leddes ut ur kylrummet för mätning av tövattenmängd vid avfrostningarna. Droppskål och tövattenledning var under avfrostningarna värmda.

Förångarbatteriet anslöts på lågtryckssidan via en fyrvägsventil (E) till en kompressor (F) samt på högtryckssidan via ett dubbelarrangemang bestående av parallellkopplade termostatiska expansionsventiler (G) och backventiler (H) till en vattenkyld kondensor (I) i serie med en större vattenbehållare (K) för upptagning av hetgasvärme och visst kondensationsvärme.

Kylvattenflödet reglerades av en vattensparventil (L) ansluten till kondensorn. Kylvattnet leddes först genom kondensorn och därefter genom vattenbehållaren till ett bräddavlopp. Mellan vattensparventilen och kondensorn fanns ett grenrör med en magnetventil (M) som öppnade vid varmgasavfrostning. Det där utrunna vattnet samlades upp i ett kärl (N) för vägning.

Avfrostningarna initierades med hjälp av en differensregulator som vid en förinställd temperaturdifferens mellan lufttemperaturen och temperaturen på köldmediet efter förångaren gav via reläer impuls till avfrostning. Temperaturdifferensen var densamma vid båda metoderna. Avfrostningarna avbröts med hjälp av en temperaturregulator som vid en viss förinställd flänstemperatur återställde avfrostningsreläerna till lägen för normaldrift. Luften i kalorimeterrummet befuktades (O) genom avkokning av vatten.

5.4 Provens utförande och mätningar

5.4.1 Elavfrostning

Vid elavfrostning stoppades kompressor och förångarfläkt. Värme tillfördes batteriet med hjälp av elstavar instuck-

na i rör som expanderats till god kontakt med flänsarna. Genom visuell besiktning av förångarbatteriet under avfrostning bestämdes den flänstemperatur vid givaren, dvs den inställning på temperaturregulatorm som gav ett isfritt batteri.

Mätningar: Med termoelement och en 24 punkters skrivare registrerades temperaturen på luften in i förångaren, efter förångaren, på köldmediet före och efter förångaren samt på ett antal flänsar och vid givaren till monostatens för avfrostningens avbrytande.

Vid avfrostning mättes avfrostningstid, elstavarnas energiförbrukning och den erhållna tövattenmängden.

5.4.2 Varmgasavfrostning

Vid varmgasavfrostning reverserades processen med hjälp av fyrvägsventilen (E). Magnetventilen (M) öppnades och det varma vattnet i behållaren (K) rann sakta ut via kondensorn (I), nu förångare. Hetgasen leddes in i det normala förångarbatteriet och kondenserade. Förångarfläkten var stoppad under avfrostningen. Inställning av monostat för avfrostningens avbrytande bestämdes på samma sätt som vid elavfrostning.

Mätningar: Samma temperaturer som vid elavfrostning mättes. Dessutom registrerades temperaturändringen på vattnet som rann ut ur behållaren. Detta vatten samlades upp och vägdes. Avfrostningstiden mättes. Kompressorns energibehov mättes med en dubbeltariffmätare och tövattenmängden mättes.

5.5 Energiförbrukningen vid avfrostning

Energiförbrukningen vid avfrostning beror bland annat på huruvida värmepumpen arbetar över eller under sin balanspunkt. Balanspunkten är den utomhustemperatur vid vilken värmepumpen arbetar kontinuerligt och täcker det totala värmebehovet. Under balanspunkten krävs tillsatsvärme.

5.5.1 Avfrostning över balanspunkten

Elavfrostning över balanspunkten kostar den energimängd elstaverna kräver under avfrostningen

$$E_{elst} \quad [\text{kWh}]$$

Varmgasavfrostning över balanspunkten kostar kompressorns energibehov, E_k . Dessutom måste värmesystemet ersättas med den energimängd som tagits bort från detsamma. Denna värmemängd är densamma som kyleffekten för aggregatet under avfrostningstiden $\dot{Q}_2 \cdot \tau_{avfr} = Q_{2_{avfr}} = m_v \cdot \Delta t_v \cdot c_{p_v}$ vid vattenburet värmesystem. Värmemängden ersätts med hjälp av värmepumpen med värmefaktorn Φ_T . Totala energiförbrukningen blir

$$E_k + Q_{2_{avfr}} / \Phi_T \quad [\text{kWh}]$$

5.5.2 Avfrostning vid eller under balanspunkten

Elavfrostning vid balanspunkten kostar dels elstavernas energibehov dels tillsatsvärme för att kompensera den uteblivna värmeeffekten från värmepumpen under avfrostning

$$E_{elst} + Q_1 = E_{elst} + \tau_{avfr} \cdot k \cdot A \cdot \Delta t \quad [\text{kWh}]$$

Varmgasavfrostning vid balanspunkten kostar kompressorns energibehov, E_k , och tillsatsvärme för täckande av nedkylningen av värmesystemet, Q_2 , samt tillsatsvärme för att kompensera för den uteblivna värmeeffekten, Q_1 , från värmepumpen under avfrostning

$$E_k + Q_2 + Q_1 \quad [\text{kWh}]$$

Under balanspunkten erfordras en viss del tillsatsvärme oavsett normaldrift eller avfrostning. Denna är givetvis intressant ur effektsynpunkt vid varmgasavfrostning. Vid ett luft/luft system kan effektuttaget bli ganska stort vid avfrostning. Vid ett luft/vatten system kan man på grund av vattensystemets tröghet begränsa effektuttaget under själva avfrostningen. Energitillbehovet blir dock detsamma oavsett uppvärmningssystem.

Tabell 5.1 Sammanställning av energiförbrukningen K vid olika avfrostningsmetoder*

	över balanspunkten	under balanspunkten
Elavfrostning	E_{elst}	$E_{elst} + Q_1$
Varmgasavfrostn	$E_k + Q_{2_{avfr}} / \Phi_T$	$E_k + Q_{2_{avfr}} + Q_1$

5.5.3 Resultat

Om energiförbrukningen för respektive avfrostningsmetod bestäms enligt föregående stycke, ger de utförda proven ett resultat som redovisas i Diagram 5.1. Där är energiförbrukningen i kWh visad som funktion av utomhustemperaturen t_{ute} . Energiförbrukning vid avfrostning, K, har bestämts enligt de samband som redovisas i Tabell 5.1. Därvid har Φ_T antagits till 2 och övriga värden baseras på mätdata från laboratorieproven. Vidare har elavfrostningarna utförts med tre olika effekter, såsom framgår av diagrammet. I Diagram 5.2 visas energiförbrukningen vid avfrostning som funktion av tövattenmängden.

Varmgasavfrostning över balanspunkten ger en energiförbrukning på cirka 0,2 kWh per avfrostning. Denna förbrukning verkar vara relativt oberoende av utetemperatur. Vid balanspunkten stiger förbrukningen till cirka 0,5 - 0,7 kWh, med den högre förbrukningen vid lägre utetemperatur.

Elavfrostning över balanspunkten kostar cirka 0,5 - 0,6 kWh per avfrostning med den högre förbrukningen vid lägre utetemperatur. Vid balanspunkten kostar avfrostningen från 1,5 - 2 kWh vid låg temperatur till cirka 1 kWh vid högre utetemperatur.

De här redovisade resultaten pekar på att som avfrostningsmetod är varmgasavfrostning överlägsen elavfrostning. Det förutsätter att varmgasavfrostning inte medför någon olägenhet för den totala driften jämfört med

* Ännu en alternativ metod är ett själv-cirkulationssystem varvid posterna enligt tabellen blir $Q_{2_{avfr}} / \Phi_T$ respektive $Q_{2_{avfr}} + Q_1$ [9]

elavfrostning. En sådan olägenhet är läckage i den fyrvägsventil vilken som regel används vid varmgasavfrostning.

5.6 Läckage i fyrvägsventil

Vid de ovan redovisade varmgasavfrostningarna gjordes särskilda mätningar för att försöka fastställa läckaget i den därvid använda fyrvägsventilen. Fig 5.3 visar schematiskt en fyrvägsventil under normaldrift. De i figuren inritade små pilarna visar möjliga ställen för ett läckage mellan hög- och lågtryckssida.

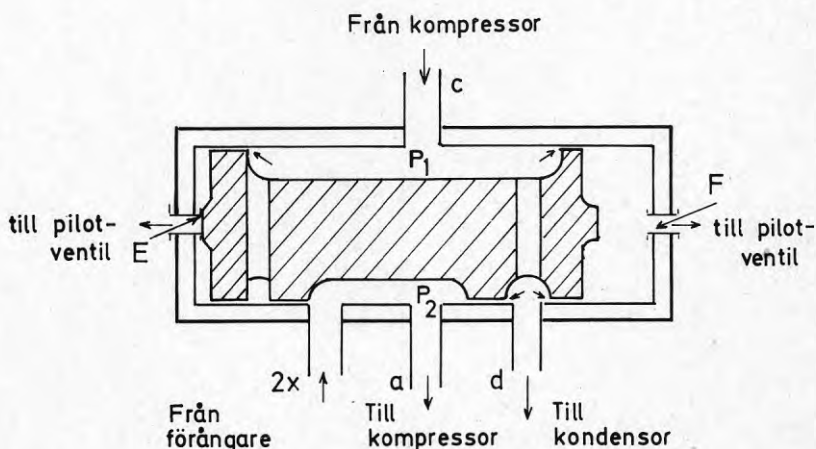


Fig 5.3 Fyrvägsventil i genomskärning

En förutsättning för minimalt läckage är precisionstillverkning och noggrann montering. Vid slarvig montering, t ex för stark uppvärmning vid lödning, tar ventilen lätt skada. Detta leder till dålig tätning vid tätningsytorna eller till och med till att kolven stannar innan den nått sitt ändläge.

Temperaturmätningarna vid proven med den fyrvägsventil som användes vid avfrostningsproven gjordes med termoelement instuckna i termoelementfickor i köldmedierören, varför god noggrannhet kan anses föreligga. Ventil och köldmedieledningar isolerades noggrant.

Resultat från ovan beskrivna prov samt resultat från motsvarande mätningar på de provade värmepumparna redovisas i Tabell 5.2 och 5.3.

Tabell 5.2 Beskrivning av de aggregat från vilka mätresultat redovisas i Tabell 5.3

Typ av aggregat	Placering av termoelement
1 luft/vatten aggregat använt vid avfrostningsproven	termoelementfickor
2 luft/vatten aggregat	på utsidan av köldmedierören
3 luft/vatten aggregat	termoelementfickor
4 luft/luft aggregat (aggregat F i kap 4)	
a) laboratorieprov	på utsidan av köldmedierören
b) utomhusprov	

Tabell 5.3 Mät- och beräkningsresultat från ett flertal försök med respektive aggregat. t_1 och t_2 har hållits konstanta under mätperioden

Aggregat	t_1 °C intervall	t_2 °C intervall	$\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}}$ %	$\left(\frac{\dot{M}_L}{\dot{m}}\right)_m$ %
1	36 - 38	-20 - -12	8 - 15	11
2	32 - 54	-32 - - 2	3 - 14	6
3	30 - 50	-22 - -8,5	0 - 20	6
4 a	30 - 50	-10 - + 7	0 - 2	<1
4 b	31 - 38	-16 - - 5	inget påvisat	

5.6.2 Kommentarer till Tabell 5.3

De tre första aggregaten i Tabell 5.3 var försedda med termostatiska expansionsventiler som stryporgan. Luft/luft aggregatet hade däremot kapillärrörsstrykning. Vid utomhusproven med detta aggregat bildades ett mycket tjockt islager på vätskeavskiljaren. Detta beror på att oförångat köldmedium förångas i vätskeavskiljaren. Temperaturmätningar pekar också på att förångaren gick för full då ingen överhettning kunde registreras, utan istället erhöles en temperatursänkning på köldmedierörens ytteryta efter förångare och fyrvägsventil. Under sådana förhållanden, dvs vätska i sugledningen, är det mycket svårt att bestämma ett läckage i fyrvägsventilen med den tidigare beskrivna metoden.

5.7 Energiförbrukning vid avfrostning satt i relation till värmebehov

Den energimängd som måste uppoffras för att genomföra en avfrostning och samtidigt hålla rätt inomhustemperatur är avhängig många faktorer. Därvid spelar givetvis fuktinnehållet i utomhusluften den största rollen. Balanspunkten hus - värmepump, det vill säga den utomhustemperatur vid vilken värmepumpens avgivna värmeeffekt är lika med husets värmebehov, har också betydelse för avfrostningsenergin under året. Om vi här med en lägre balanspunkt menar ett bättre isolerat hus med samma värmepump kommer gångtiden för värmepumpen att minska och därmed antalet avfrostningar. Avfrostningsmetoden kan också spela en viss roll, vilket redovisas nedan.

Om en mindre värmepump placeras i hus, i stockholmsregionen, med varierande värmebehov vid DUT (dimensionerande utetemperatur), dvs varierande balanspunkt kan gångtider och energimängder se ut som i Tabell 5.4. Olika balanstemperaturer vid en och samma värmepump visas principiellt i figur 5.5 överst på nästa sida.

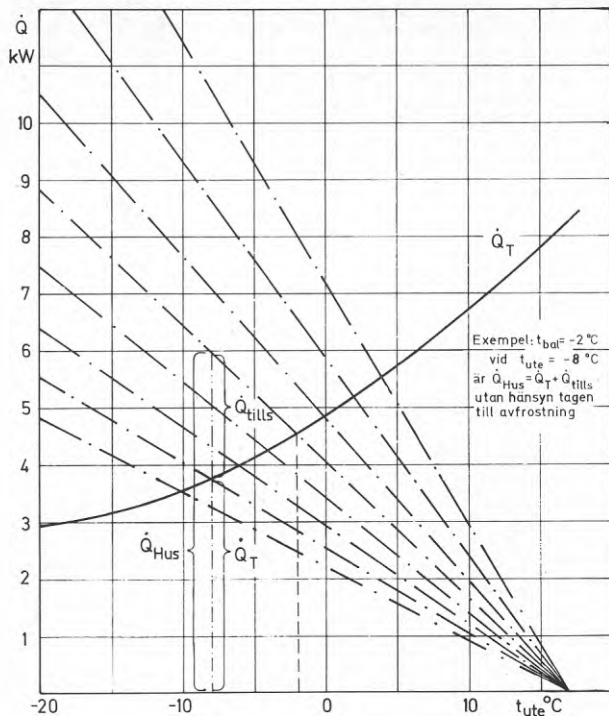


Fig 5.5

Tabell 5.4 Gångtider och energimängder för en bestämd värmepump i hus med varierande värmebehov och därmed balanspunkter i stockholmsregionen

t_{balans}	Gångtid under balanspkt	Gångtid över balanspkt	Gångtid mellan t_{balans} och $+4^{\circ}\text{C}$	Total gångtid	Q_{Hus} Q_{vp}	Q_{tills}
-10	210	2250	1700	2460	12040	170
-8	333	2422	1800	2755	13640	285
-6	526	2600	1895	3126	15490	565
-4	700	2750	1935	3530	17670	1070
-2	1148	2806	1850	3954	19945	1935
0	1594	2914	1745	4508	22785	3320
2	2751	1135	845	4986	25835	6070
4	3688	1460	0	5148	28250	10870

Q_{Hus} = husets årsvärmebehov [kWh]

Q_{vp} = värmepumpens avgivna värmemängd [kWh]

Q_{tills} = tillsatsvärme [kWh]

Med utgångspunkt från värdena ur Tabell 5.4 har energikostnaden för el- respektive varmgasavfrostning under en uppvärmningssäsong bestämts under vissa förutsättningar.

Dessa förutsättningar är:

- samma värmepump för respektive balanstemperatur.
- de olika balanstemperaturerna innebär olika värmebehov vid DUT.
- avfrostning har inte avsetts behövas vid utomhustemperaturer över $+4^{\circ}\text{C}$.
- för varmgasavfrostning har en avfrostning lagts in var åttonde timme under en utomhustemperatur av -10°C med tanke på oljeåterföringen.
- energiförbrukningen för avfrostning över och under balanspunkterna för respektive avfrostningsmetod har tagits från laboratorieprov redovisade i avsnitt 5.6. Aggregaten är av samma storleksordning ur effektsynpunkt.
- medelantalet avfrostningar per timme mellan -10 och $+4^{\circ}\text{C}$ har valts till 0,35, 0,50 respektive 0,65. Värdet 0,50 avfrostningar per timme torde ligga sanningen närmast (se kapitlet "Utomhusprov med en luft/luft värmepump").
- årsenergiförbrukningen vid varmgasavfrostning har beräknats för icke läckande fyrvägsventil samt vid ett läckage av 5, 10 och 15 %.

Energikostnaden för en avfrostning betecknas med Q_f .

Q_f är enbart elenergi om el används som tillsatsvärme medan Q_f är sammansatt av elenergi och värmeenergi om annat än el används som tillsatsvärme.

Årsenergiförbrukningen vid elavfrostning, $Q_{f_{el}}$, kan då skrivas

$$Q_{f_{el}} = f_m (\tau_{ub} \cdot K_{el_{ut}} + \tau_{öb} \cdot K_{el_{öb}}) \quad [\text{kWh}]$$

där

- f_m = medelantalet av frostningar mellan -10°C och $+4^\circ\text{C}$
 utomhustemperatur
 τ_{ub} = gångtid mellan balanspunkter och -10°C [h]
 $K_{el_{ub}}$ = energiförbrukning vid avfrostning
 under balanspunkten [kWh]
 $\tau_{öb}$ = gångtid mellan balanstemperaturen och $+4^\circ\text{C}$ [h]
 $K_{el_{öb}}$ = energiförbrukning vid avfrostning
 över balanspunkten [kWh]

Årsenergiförbrukningen vid varmgasavfrostning, $Q_{f_{vg}}$, kan skrivas

$$Q_{f_{vg}} = \tau_{ub_{-10}} \cdot f_{-10} \cdot K_{vg_{ub}} + f_m (\tau_{ub} \cdot K_{vg_{ub}} + \tau_{öb} \cdot K_{vg_{öb}}) + \tau_{tot} \cdot L \cdot \dot{E}_{k_m} \quad [\text{kWh}]$$

där

- $\tau_{ub_{-10}}$ = gångtid under -10°C [h]
 f_{-10} = antalet avfrostningar per timme under -10°C
 $K_{vg_{ub}}$ = energiförbrukning vid avfrostning under
 balanspunkten [kWh]
 $K_{vg_{öb}}$ = energiförbrukning vid avfrostning över
 balanspunkten [kWh]
 τ_{tot} = total gångtid [h]
 L = läckaget i fyrvägsventilen $\left(\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}}\right)$
 \dot{E}_{k_m} = kompressorns medeleffektbehov [kW]

I Diagram 5.3 a, b och c har $Q_{f_{el}}$ och $Q_{f_{vg}}$ ritats som funktion av balanstemperaturen. Därvid har förutom Tabell 5.3 följande värden använts

- $f_m = 0,35, 0,50, 0,65$
 $K_{el_{ub}} = 1,5 \text{ kWh}$
 $K_{el_{öb}} = 0,5 \text{ kWh}$
 $\tau_{ub_{-10}} = 210 \text{ timmar}$

$$\begin{aligned}
 f_{-10} &= 1/8 \\
 K_{vg_{ub}} &= 0,7 \text{ kWh} \\
 K_{vg_{öb}} &= 0,2 \text{ kWh} \\
 L &= 0, 0,05, 0,10, 0,15 \\
 \dot{E}_{k_m} &= 2,0 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Förhållandet mellan årsenergiförbrukningen för avfrostning i Diagrammen 5.3 a, b och c och husets totala värmebehov, Q_{Hus} , redovisas i Diagram 5.4.

5.8 Slutsatser

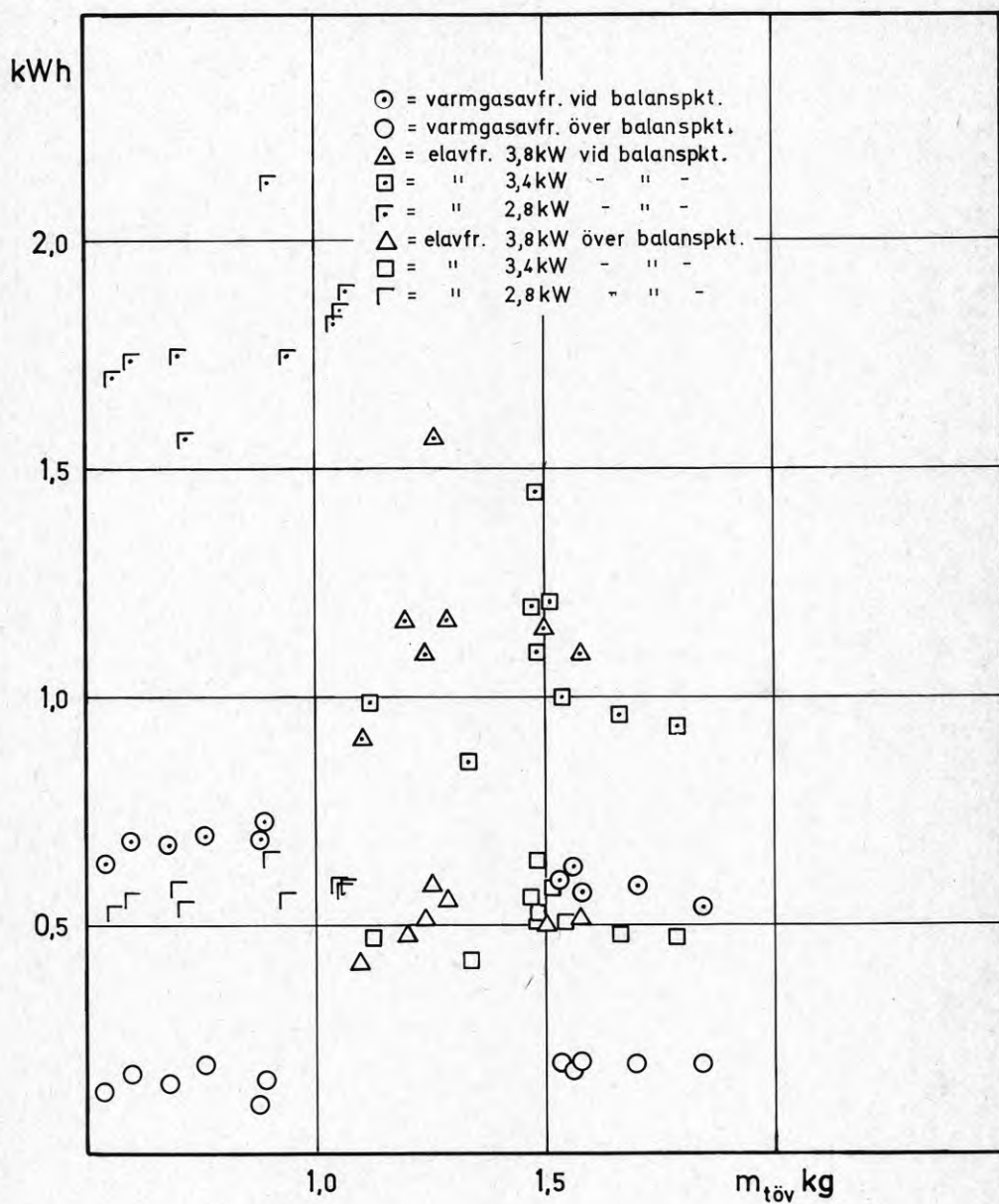
Av Diagrammen 5.3 a - c framgår att den uppoffrade energin vid avfrostning givetvis ökar med ökande balanstemperatur för en och samma värmepump. Vidare ses att vid det här redovisade fallet elavfrostningen tenderar att vara mindre gynnsam vid högre balanstemperaturer. Detta hänger samman med de längre avfrostningstiderna vid elavfrostning jämfört med varmgasavfrostning. En varmgasavfrostning tog i medeltal fem minuter medan en elavfrostning i medeltal tog elva minuter.

Som synes betyder fyrvägsventilens eventuella läckage mycket för den uppoffrade energin vid varmgasavfrostning.

Av Diagram 5.4 framgår slutligen att förhållandet mellan uppoffrad energi på grund av avfrostning och värmebehovet är i stort sett oberoende av balanstemperaturen vid en och samma värmepump.

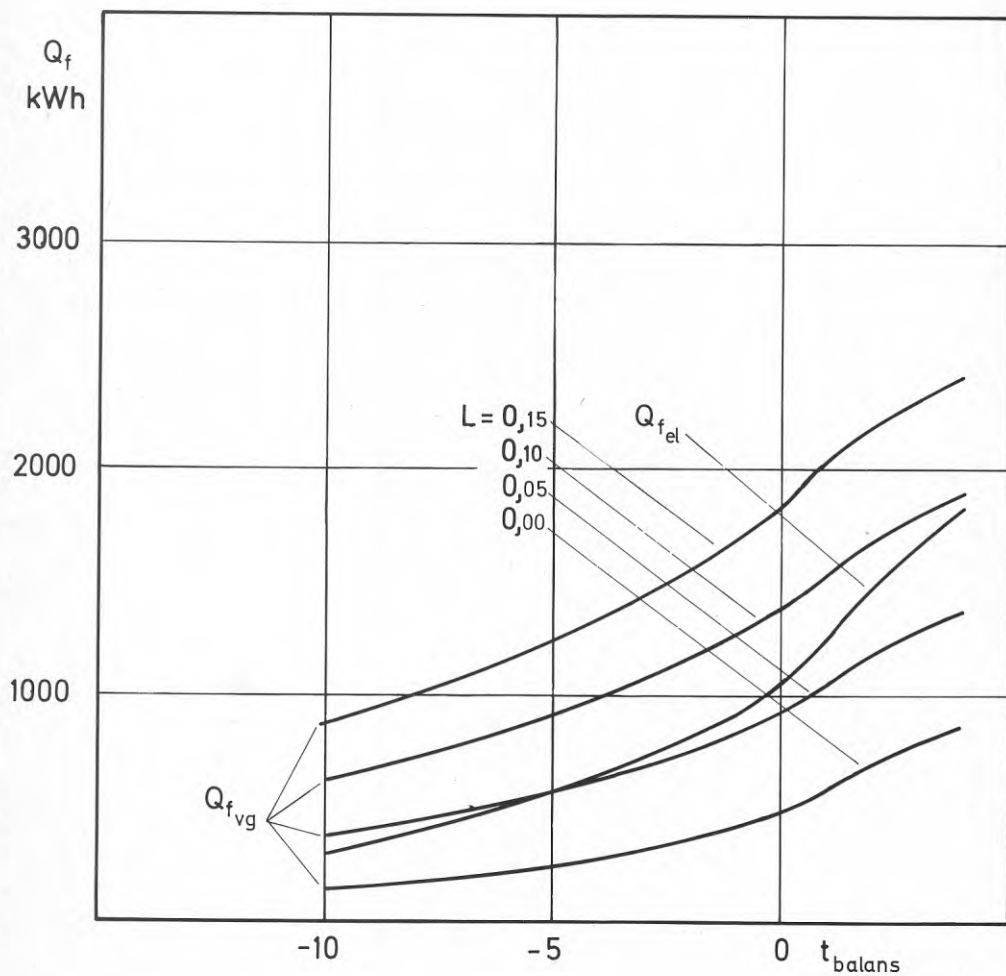
Energiförbrukningen, K, som
funktion av tövattenmängden.

Diagram 5.2



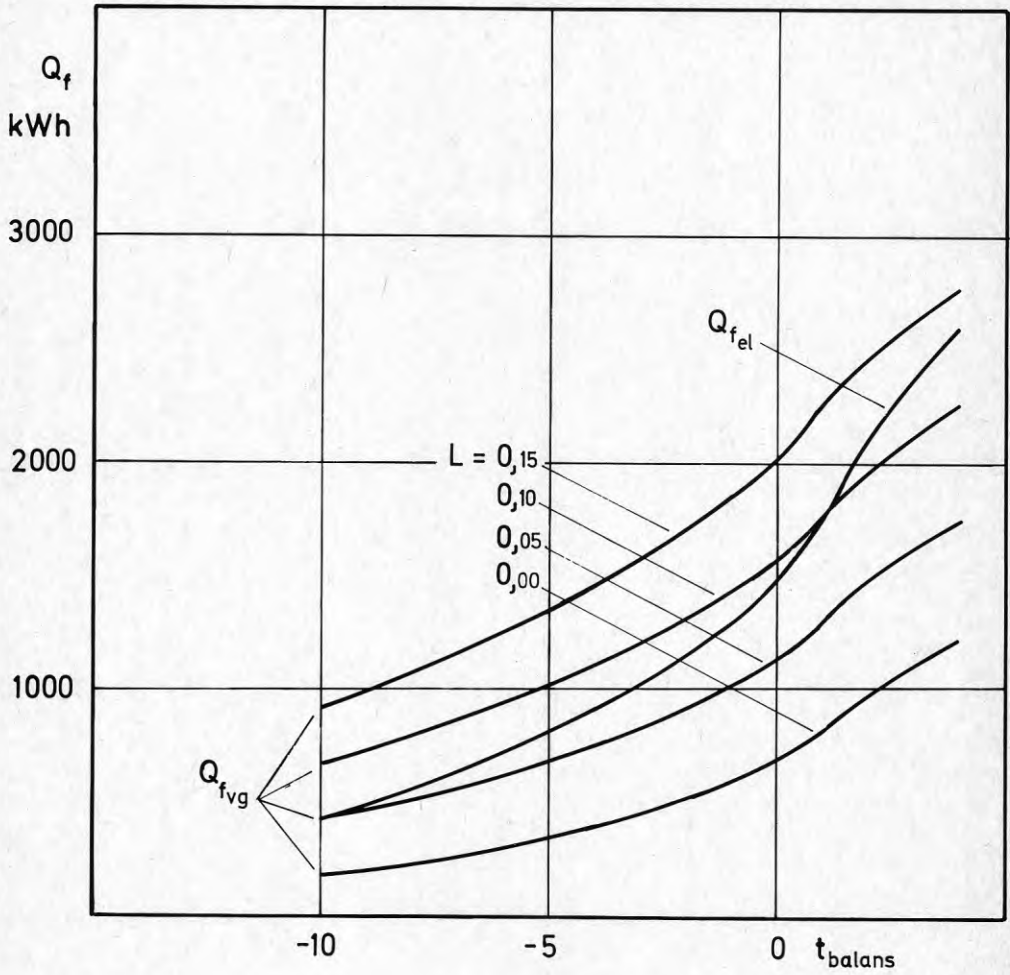
Uppoffrad energi under avfrostning, Q_f , under en säsong som funktion av balanstemperaturen. Diagram 5.3 a

Medelantalet avfrostningar $f_m = 0,35$ dvs ca en avfrostning var tredje timme.



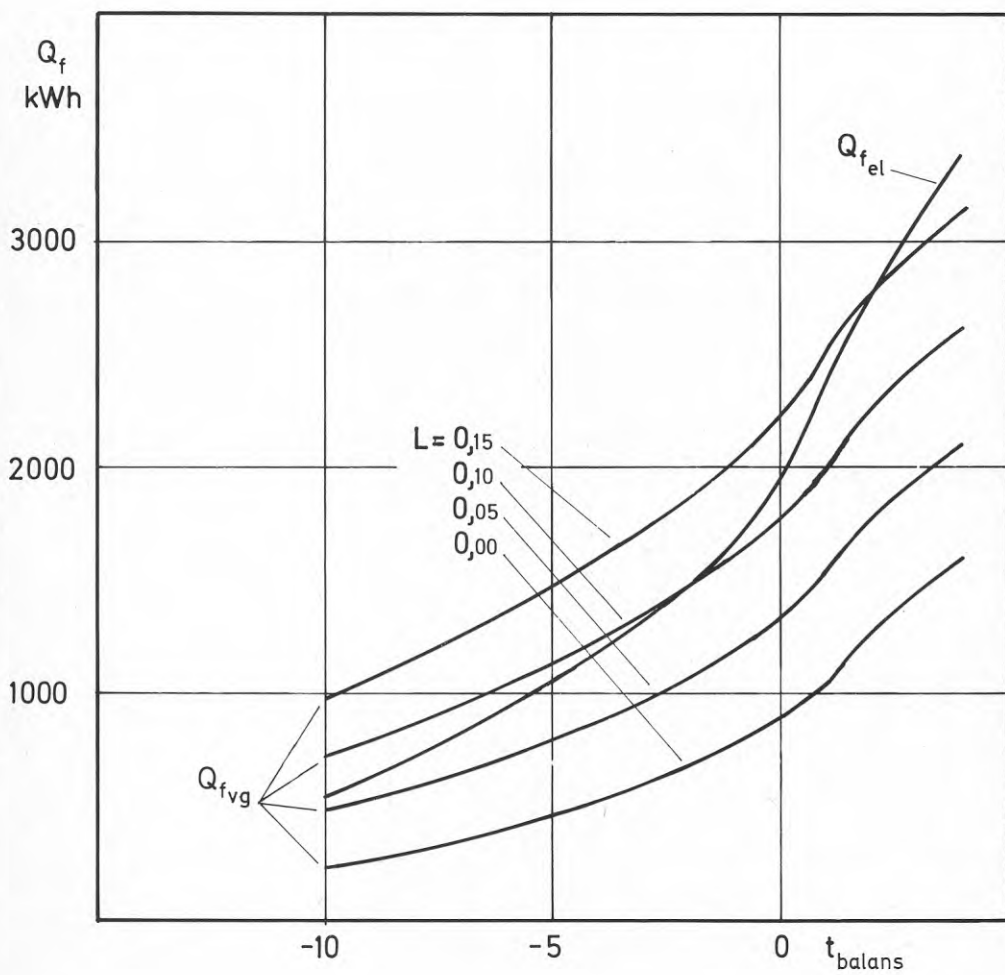
Uppoffrad energi under avfrostning, Q_f , under en säsong som funktion av balanstemperaturen. Medelantalet avfrostningar $f_m = 0,50$ dvs en avfrostning varannan timme.

Diagram 5.3 b



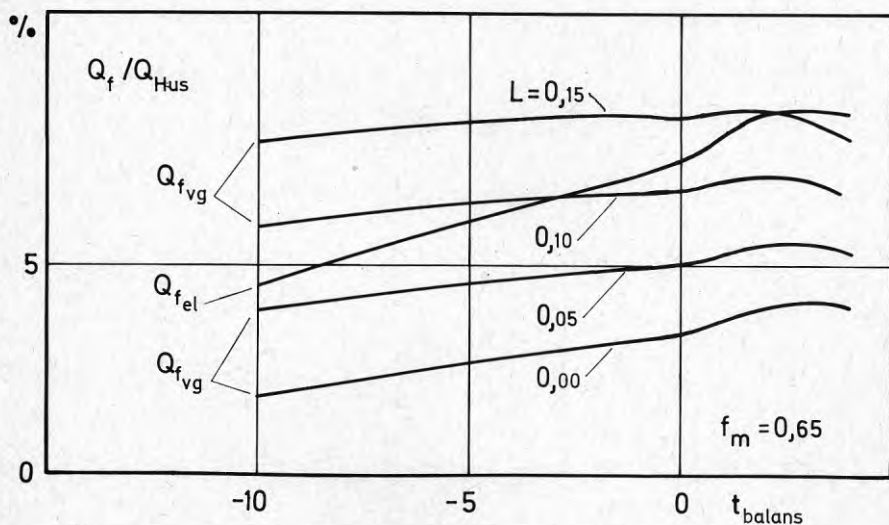
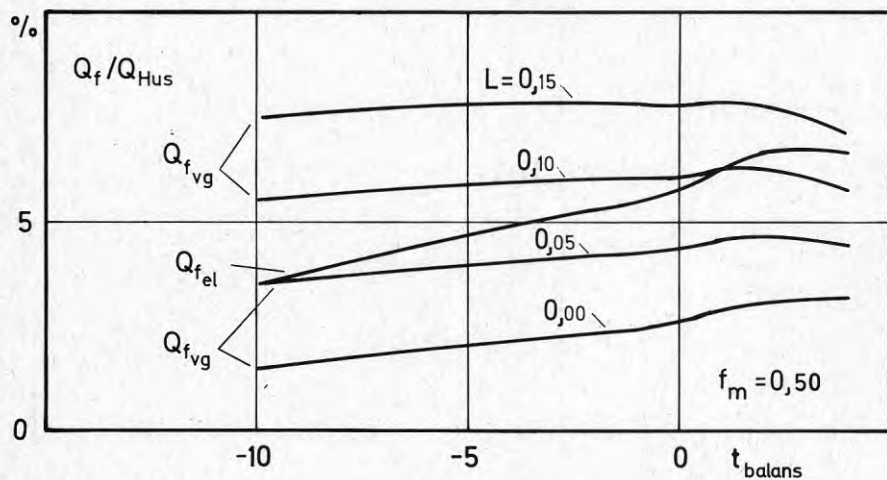
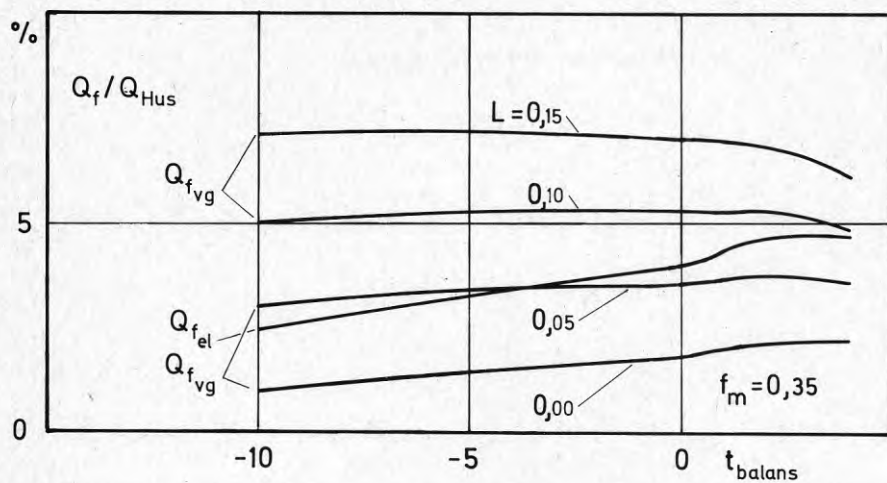
Uppoffrad energi under avfrostning, Q_f , under en säsong som funktion av balanstemperaturen. Medelantalet avfrostningar $f_m = 0,65$ dvs ca en och en halv timme mellan avfrostningarna.

Diagram 5.3 e



Förhållandet mellan uppförd energi vid avfrostning under en säsong och årsvärmebehovet som funktion av balanstemperaturen.

Diagram 5.4



KAPITEL 6

UTOMHUSPROV MED EN LUFT/LUFT VÄRMEPUMP

Mats Fehrm

6 UTOMHUSPROV MED EN LUFT/LUFT VÄRMEPUMP

Ett utomhusprov har utförts med en av de provade värmepumparna. Avsikten med provet var att ta upp driftsdata under olika väderleksförhållanden. Av speciellt intresse är då uppgifter rörande avfrostningarna som t ex avfrostningstider, avfrostningsintervall och avfrostningens inverkan på effektbehovet.

Värmepumpen har körts kontinuerligt under provet.

Proven påbörjades i mitten av november 1977 och pågick till slutet av april 1978.

6.1 Prov- och mätutrustning

För provet användes värmepumpaggregat F som är av typ luft/luft, se Tabell 4.1.

Aggregatet anslöts till institutionens laboratoriehall. Anslutningen skedde i en fönsteröppning där fönstret ersatts med en isolerad träskiva, i vilken tagits upp hål för luftkanalerna. Värmepumpaggregatet, som till sin helhet är avsett att placeras utomhus, monterades i en för ändamålet tillverkad konsol i direkt anslutning till fönsteröppningen, se Fig 6.1. Avståndet från värmepumpens undersida till marken var ca 1,7 m. Under provperioden förekom inte några som helst problem varken med snö eller med isbildning av smältvattnet från avfrostningarna. Aggregatet anslöts till en ca 6 m lång plåtkanal genom vilken den varma luften blåstes ut i laboratoriehallen. Returluft togs direkt från hallen vid aggregatets anslutning.

Temperaturmätningarna utfördes med koppar-konstantan termoelement som anslöts till en 24-punkters temperaturskriver. På varma sidan mättes temperaturen på den i aggregatet in- och utgående luften. På kalla sidan mättes utomhusluftens temperatur. Denna temperatur har även registrerats kontinuerligt med hjälp av en termograf. Slutligen har vissa temperaturer mätts på kylsystemet och då speciellt på fyrvägsventilens anslutningar.

Bestämning av luftflödet på varma sidan gjordes med hjälp av ett Prandtl-rör med vilket lufthastigheten, w_L , mät-

tes i den rektangulära tilluftskanalen. Om kanalens tvärsnittsarea är A och luftens täthet ρ_L fås luftflödet \dot{m}_L enligt sambandet $\dot{m}_L = w_L \cdot A \cdot \rho_L$.

Uppmätt luftflöde var ca 0,66 kg/s.

För mätning av kondenseringsstryck och förångningstryck anslöts kylmanometrar till befintliga nålventiler. Dessutom har förångningstrycket registrerats med en tryckskrivare.

Bestämning av effektbehovet för kompressor, inomhusfläkt och utefläkt skedde med separata kWh-mätare. Värmepumpaggregatets totala energibehov mättes med en dubbeltariffmätare, varvid det ena räkneverket var inkopplat vid normaldrift medan det andra räkneverket kopplades in under avfrostningsperioderna. Manöverspänningen till reläspolen i dubbeltariffmätaren kopplades parallellt med utomhusfläkten eftersom denna stoppas vid avfrostning.

För bestämning av gångtider användes två timmätare. Den ena timmätaren registrerade total gångtid medan den andra registrerade gångtiden med normaldrift. Antalet avfrostningar mättes med ett räkneverk.

Uppgift om utomhusluftens relativa fuktighet erhöles från SMHI. Dessa värden baserar sig på mätningar i Bromma. Skillnaden mellan de erhållna mätvärdena och verkliga värden för provplatsen har bedömts vara försumbar.

Inomhustemperaturen har under provperioden varit ca 20°C och variationerna har varit inom $\pm 1^\circ\text{C}$.

Aggregatet är försett med ett elbatteri som kopplas in under avfrostning för att kompensera för nedkylning av rumsluften. Någon tillsatsvärme har i övrigt ej förekommit.

6.2 Resultat

De erhållna resultaten redovisas på två olika sätt. Dels redovisas dygnsmedelvärden för hela mätperioden i Diagram 6.1 och 6.2 och dels har "månadsmedelvärden" beräknats och dessa redovisas i Tabell 6.1

6.2.1 Avgiven värmeeffekt, \dot{Q}_{tot}

Den avgivna värmeeffekten, \dot{Q}_{tot} , bestämdes genom att mäta luftflödet, \dot{m}_L , och dess temperaturändring, Δt_L , genom aggregatet. Härav fås

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_L \cdot c_p \cdot \Delta t_L$$

Den avgivna värmeeffekten, \dot{Q}_{tot} , redovisas dels i Diagram 6.1 och 6.2 i form av dygnsmedelvärden under provperioden dels i Tabell 6.1 i form av "månadsmedelvärden".

Värmepumpaggregat F gav vid laboratorieproven något lägre värmeeffekt än väntat. En bedömning gav att detta berodde på termen \dot{Q}_{utl} i Figur 2.2.4. Värmeutläckningen, \dot{Q}_{utl} , får då även inkludera värmeförluster genom eventuell luftläckage mellan varm och kall luft. En enkel temperaturmätning över kondensator och fläkt stöder bedömningen. Den redovisade värmeeffekten, \dot{Q}_{tot} , liksom den nedan redovisade värmefaktorn, Φ_{tot} , får därför ses mot bakgrund av detta.

6.2.2 Effektbehov och gångtider

Vid beräkning av medelvärdet av effektbehovet under en tidsperiod (dygn eller månad) beräknas först medeleffekten vid normaldrift, $\dot{E}_n = E_n / \tau_n$ och vid avfrostning $\dot{E}_a = E_a / \tau_a$. Här betecknar E_n och E_a energiförbrukningen för normaldrift respektive avfrostning under den redovisade tidsperioden, medan τ_n och τ_a betecknar gångtiderna för respektive driftsfall. Vid beräkning av medelvärdet för den totala effektförbrukningen, \dot{E}_{tot} , tas hänsyn till den relativa gångtiden för respektive driftsfall varvid följande samband gäller

$$\dot{E}_{tot} = \dot{E}_n \cdot \frac{\tau_n}{\tau_n + \tau_a} + \dot{E}_a \cdot \frac{\tau_a}{\tau_n + \tau_a}$$

I Diagram 6.1 och 6.2 visas dygnsmedelvärden av aggregatets totala effektförbrukning inklusive avfrostning, \dot{E}_{tot} , under hela mätperioden.

Dygnsmedelvärdet av effektförbrukningen, \dot{E}_{tot} , redovisas även i Diagram 6.3 och då som funktion av utetemperaturen,

t_{ute} . Dygnsmedelvärden av relativa luftfuktigheten markeras i diagrammet i intervall om 10 %.

I Tabell 6.1 redovisas "månadsmedelvärden" för effekterna \dot{E}_n , \dot{E}_a och \dot{E}_{tot} samt gångtiderna τ_n och τ_a . Vidare har relativa energiförbrukningen för avfrostningarna, $\frac{\dot{E}_a}{\dot{E}_n + \dot{E}_a}$, angivits i tabellen liksom relativa avfrostningstiden $\frac{\tau_a}{\tau_n + \tau_a}$. Dessutom redovisas ett medelvärde av antalet avfrostningar per timme $\frac{n_a}{\tau_n + \tau_a}$.

I Diagram 6.1 och 6.2 har antalet avfrostningar per dygn, n_a , ritats in och i Tabell 6.1 anges antalet avfrostningar under de tidsperioder som redovisas i tabellen.

Avfrostningstidens medellängd har under hela provet varit ca 4 min och tiden har varierat mellan 3,5 och 5,5 min. Här bör påpekas att värmepumpen varit placerad på vägg som är något vindskyddad av närliggande byggnad.

Förångningstrycket har registrerats med en tryckskrivare. I Figurerna 6.4, 6.5 och 6.6 visas exempel på de tryckdiagram som upptagits. På randskalan är dygnets timmar markerade. Vid pilen i diagrammet börjar det redovisade dygnet. För var tredje timme anges utetemperatur och relativ fuktighet. Som framgår av diagrammen är tidsintervallen mellan avfrostningarna starkt beroende av utetemperatur och relativ fuktighet.

6.2.3 Värmefaktor

I Diagram 6.1 och 6.2 redovisas dygnsmedelvärdet för värmefaktorn

$$\Phi_{tot} = \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{E}_{tot}}$$

Dygnsmedelvärdet av värmefaktorn, Φ_{tot} , redovisas även i Diagram 6.3 och då som funktion av utetemperaturen, t_{ute} . Dygnsmedelvärden av relativa luftfuktigheten markeras i diagrammet i intervall om 10 %.

I Tabell 6.1 redovisas "månadsmedelvärden" av värmefaktorn Φ_{tot} .

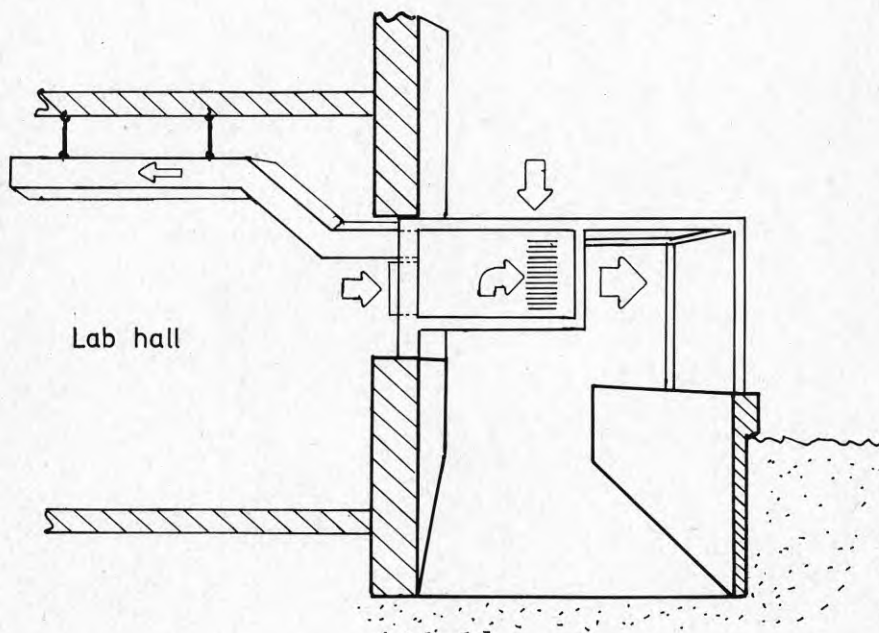
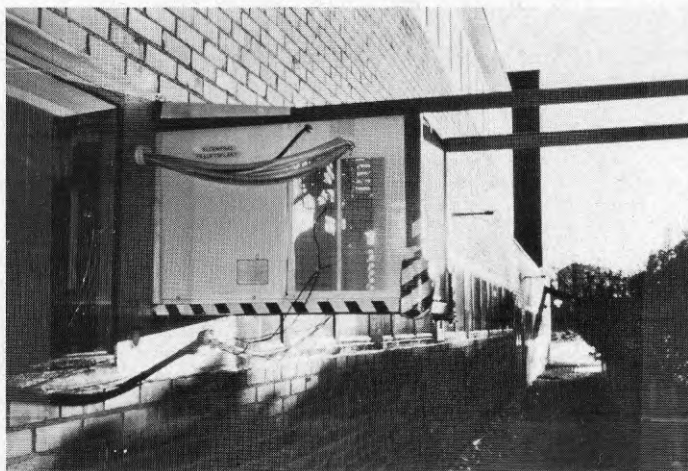
Tabell 6.1 Periodvis sammanställning av mät- och beräkningsdata

Period	Q_{tot} kWh	E_n kWh	E_a kWh	$\frac{E_a}{E_a + E_n}$	ϕ_{tot}	τ_n h	τ_a h	$\frac{\tau_a}{\tau_n + \tau_a}$	\dot{E}_n kW	\dot{E}_a kW	\dot{E}_{tot} kW	$\frac{n_a}{\tau_n + \tau_a}$	n_a
1977													
22/11-21/12	3250	1666	121	0,07	1,82	674	23,9	0,03	2,47	5,06	2,56	0,49	342
1978													
10/1-31/1 ^a)	2340	1133	77	0,06	1,93	463	15,1	0,03	2,45	5,10	2,53	0,46	220
1/2-28/2	2430	1569	76	0,05	1,48	656	15,0	0,02	2,39	5,07	2,45	0,34	230
1/3-30/3	3315	1725	113	0,06	1,80	699	22,0	0,03	2,47	5,14	2,55	0,48	344
31/3-27/4	3505	1703	44	0,03	2,01	667	8,6	0,01	2,55	5,12	2,59	0,20	133

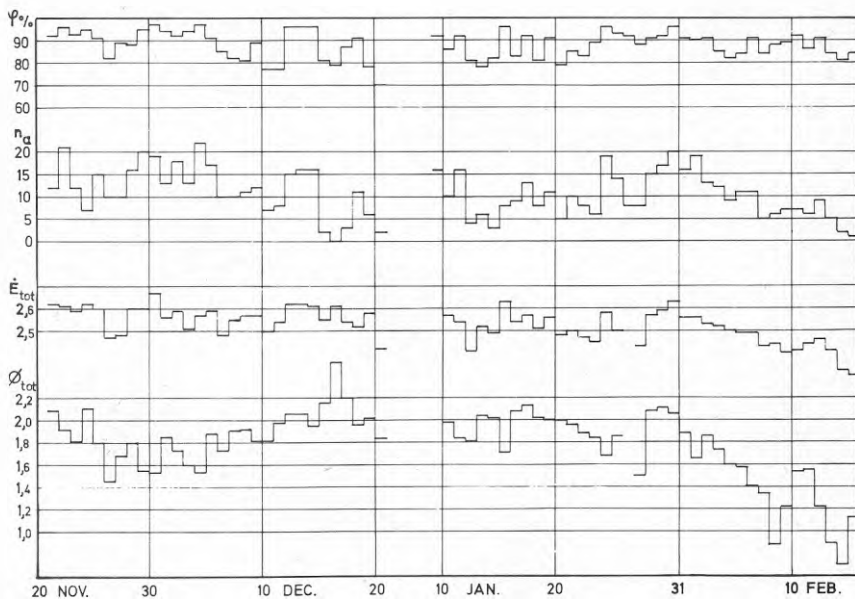
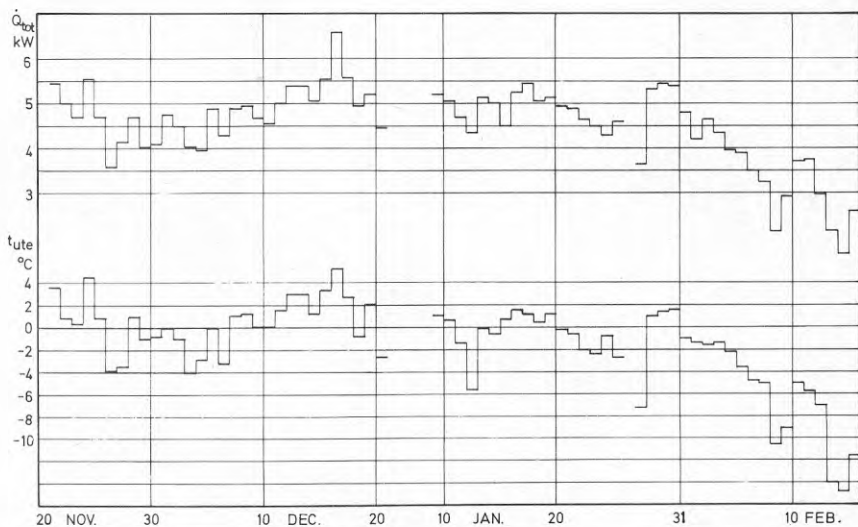
a) I perioden 10/1 - 31/1 1978 har del av 27/1 räknats bort p g a stopp orsakat av utomhusfläkten.

Fotografi och skiss över
värmepumpens placering
och montering.

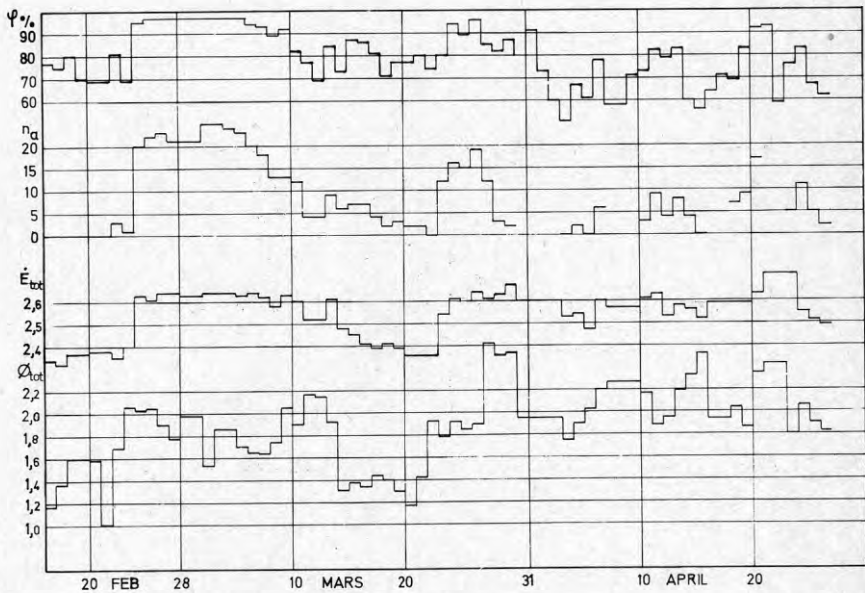
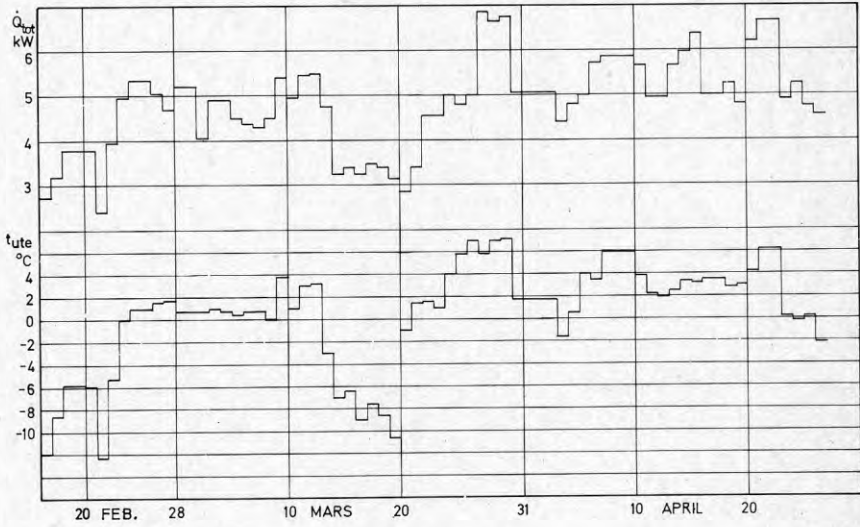
Figur 6.1



Dygnsmedelvärden av avgiven värmeeffekt, \dot{Q}_{tot} , Diagram 6.1
 utetemperatur, t_{ute} , relativ luftfuktighet, φ ,
 effektbehov, \dot{E}_{tot} , och värmefaktor, Φ_{tot} ,
 under perioden november till februari.

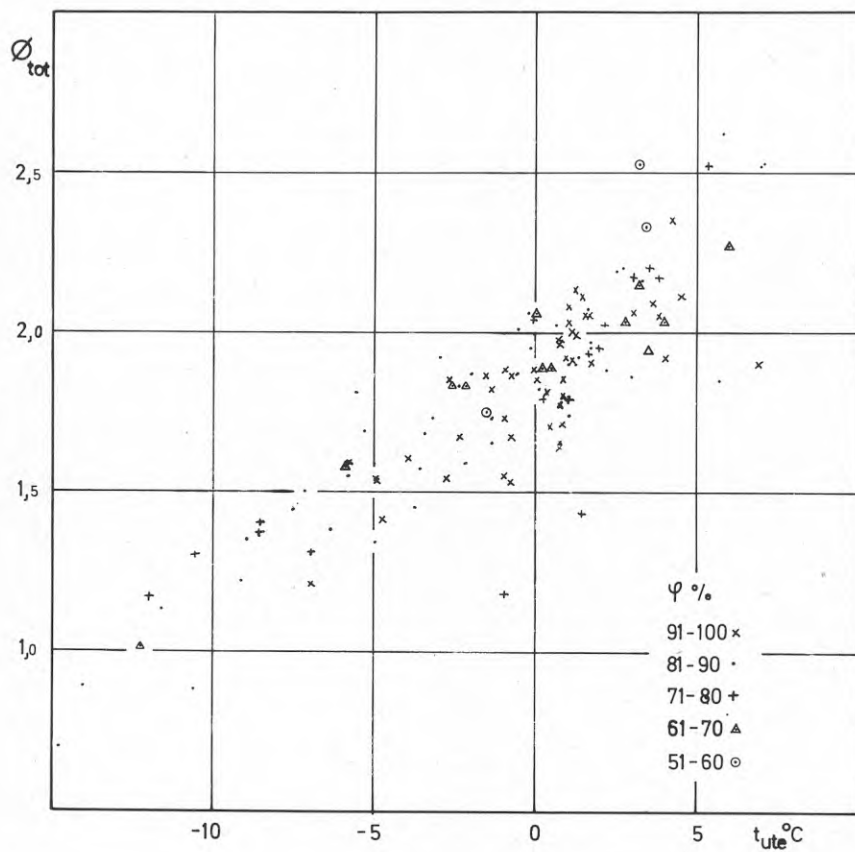
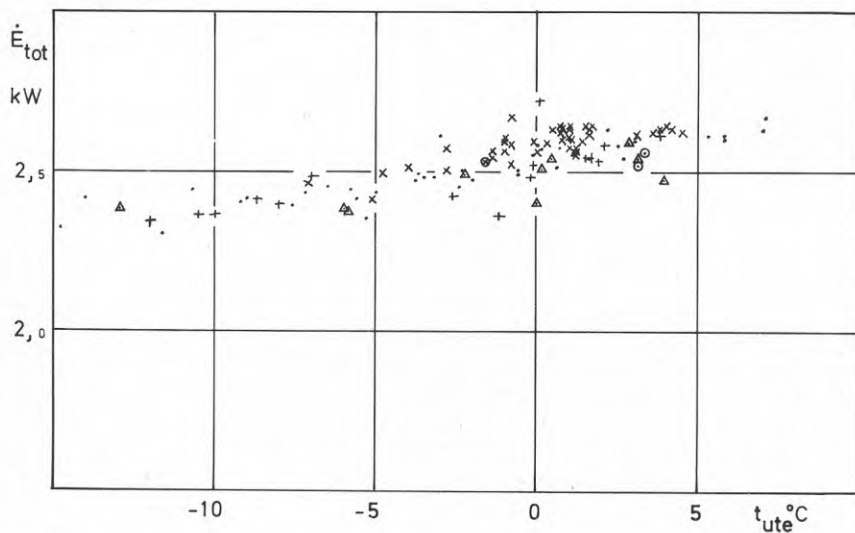


Dygnsmedelvärden av avgiven värmeeffekt, \dot{Q}_{tot} Diagram 6.2
 utetemperatur, t_{ute} , relativ luftfuktighet, ϕ ,
 effektbehov, \dot{E}_{tot} , och värmefaktor, ϕ_{tot} ,
 under perioden februari till april.



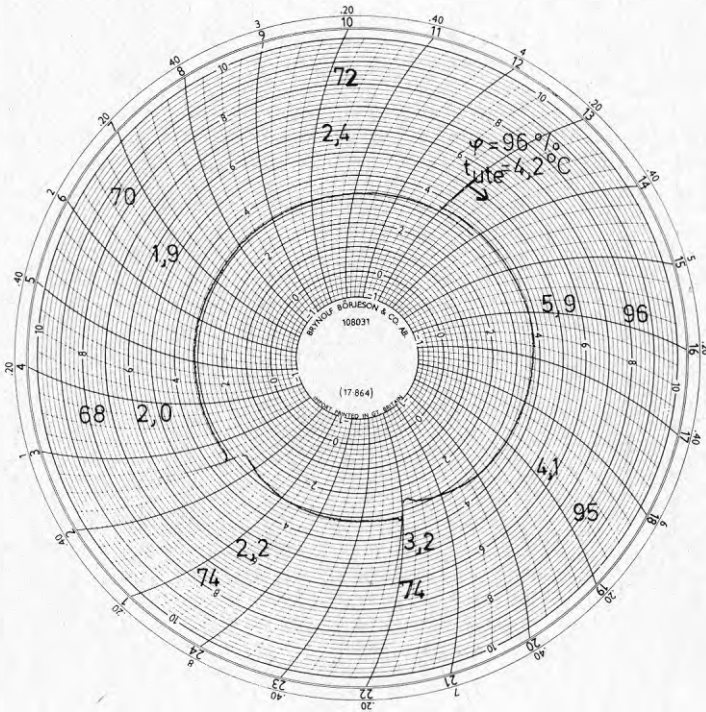
Dygnsmedelvärden av effektbehovet, \dot{E}_{tot} ,
och värmefaktorn, Φ_{tot} , som funktion av
utetemperaturen, t_{ute} .

Diagram 6.3



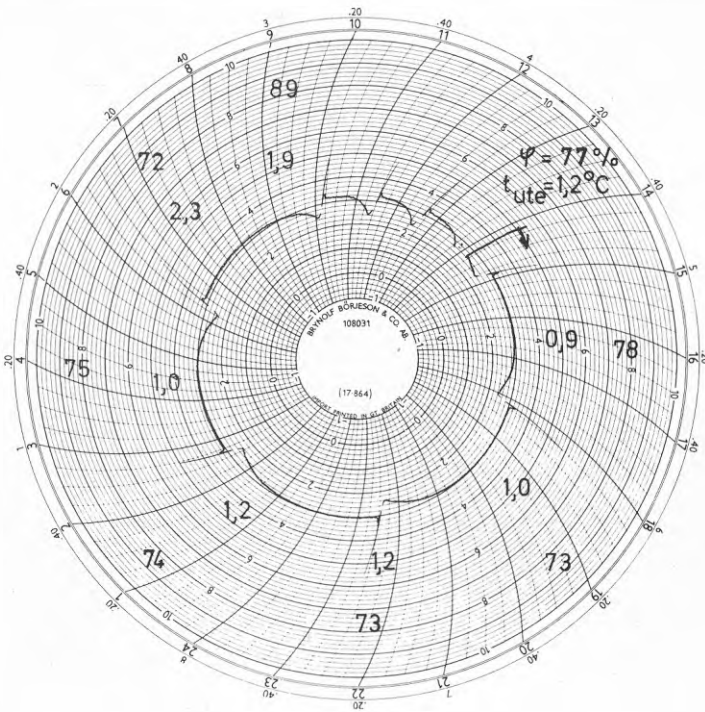
Förångningstrycket, t_2 , under
ett dygn med relativ fuktighet,
 ϕ , och utetemperatur, t_{ute} ,
noterad var tredje timme.

Diagram 6.4



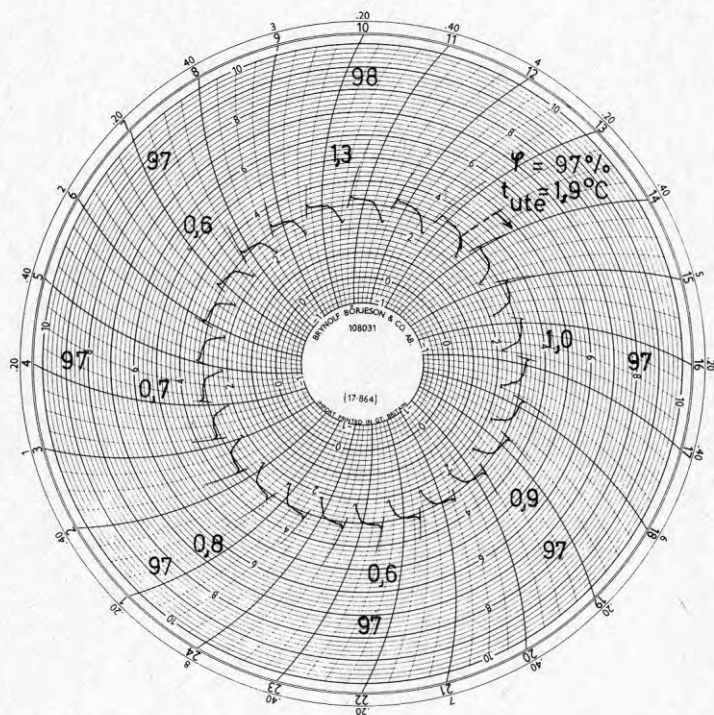
Förångningstrycket, t_2 , under
ett dygn med relativ fuktighet,
 ϕ , och utetemperatur, t_{ute} ,
noterad var tredje timme.

Diagram 6.5



Förångningstrycket, t_2 , under
ett dygn med relativ fuktighet,
 ϕ , och utetemperatur, t_{ute} ,
noterad var tredje timme.

Diagram 6.6



LITTERATURFÖRTECKNING

- [1] Hill, Anders: Prov med värmepump A. Delrapport 3, Bilaga d - f.
- [2] Fehrm, Mats: Prov med värmepump B. Delrapport 3, Bilaga j - l.
- [3] Fehrm, Mats: Prov med värmepump C. Delrapport 2, Bilaga a - c,
- [4] Fehrm, Mats: Prov med värmepump D. Delrapport 3, Bilaga m - o.
- [5] Hill, Anders: Prov med värmepump E. Delrapport 3, Bilaga g - i.
- [6] Fehrm, Mats: Prov med värmepump F. Delrapport 2, Bilaga g - i.
- [7] Hill, Anders: Prov med värmepump G. Delrapport 3, Bilaga a - c.
- [8] Kraft, Holger: Laboratorieprov med villavärmepumpar. Föredrag vid VVS-78 MED ENERGI-Värmepumpar.
- [9] Granryd, Eric: Villavärmepump med regenerativ förångningsprocess. Rapport till BFR juni 1978.

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 750569-0
från Statens råd för byggnadsforskning till Inst. för
Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm.**

R14:1979

ISBN 91-540-2978-3

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6600914

**Abonnemangsgrupp:
W. Installationer**

**Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 1403
111 84 Stockholm**

Cirkapris: 35 kr exkl moms