



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

R73:1982

**Utveckling av
värmepumpsystem
för bostäder**

**Lars-Olof Glas
Göran Karlsson
Hans Kenne**

INSTITUTET FÖR BYGGDOKUMENTATION	
Accnr	
Plac	<i>ser</i>

R
9/11

Byggeforskningsrådet

R73:1982

UTVECKLING AV VÄRMEPUMPSYSTEM FÖR BOSTÄDER

Laboratorieprov av komponenter och
systemdelar med utvärdering av mät-
resultat samt redovisning av beräk-
ningsmetoder för systemdimensionering

Lars-Olof Glas
Göran Karlsson
Hans Kenne

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
770782-9 från Statens råd för byggnadsforskning
till Tour & Andersson AB, Stockholm.

KOP. EX HOS DATJ / 2000-01-26

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

R73:1982

ISBN 91-540-3734-4

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1982

INNEHÅLL

	Sid
BETECKNINGAR OCH DEFINITIONER	6
1 TILLÄMPNINGSPROBLEM FÖR BOSTADSVÄRMEPUMPAR	11
2 UNDERSÖKNINGENS OMFATTNING	11
2.1 Kompressorer	11
2.2 Uteluftförångarutrustning	12
2.3 Värmeväxlare för värmebärarsystem med vatten	13
2.4 Utrustning för tappvarmvattenberedning	13
2.5 Styrutrustning för värmepumpsystem	13
3 ALLMÄNNA FÖRUTSÄTTNINGAR FÖR KOMPONENTVAL OCH SYSTEMOPTIMERING	14
4 KOMPRESSORER	24
4.1 Kompressorteori	24
4.1.1 Effektverkningsgrader	24
4.1.2 Volymetrisk verkningsgrad	25
4.1.3 Överhettningens inverkan på kyleffekten \dot{Q}_2 och kompressornas driveffektbehov E_K	26
4.1.4 Underkylningens inverkan på kyleffekten \dot{Q}_2	27
4.1.5 Köldmedietemperatur efter kompression	27
4.2 Kompressorprovning	28
4.2.1 Prov hos SRM	28
4.2.1.1 Provens omfattning	28
4.2.1.2 Kompressordata	29
4.2.1.3 Provrigg och provförhållanden	30
4.2.1.4 Provresultat	30
4.2.2 Prov hos KTH	32
4.2.2.1 Provens omfattning	32
4.2.2.2 Kompressordata	32
4.2.2.3 Provutrustning	33
4.2.2.4 Provresultat	33
4.2.3 Provdata från värmeväxlarkapacitetsprov	33
4.2.4 Kompressorlångtidsprov	35
Litteraturreferenser till avsnitt 4	37
5 VÄRMEVÄXLARE FÖR VATTEN OCH KÖLDMEDIUM	90
5.1 Teori	90
5.1.1 Värmeöverföring	90
5.1.2 Värmeövergångstal vid köldmediekondensation	90
5.1.3 Värmeövergångstal för vatten och köldmediegas	91
5.2 Försöksutrustning	91
5.2.1 Data för undersökta värmeväxlare	91
5.2.2 Provrigg och mätutrustning	93
5.3 Prov vid kondensordrift	93
5.3.1 Temperaturdifferenser	93
5.3.2 Tryckfall för vatten	94
5.3.3 Tryckfall för köldmedium	95
5.3.4 Val av kondensortyp med hänsyn till kylvatten-tryckfall	96

	Sid
5.4	Prov vid kylning av köldmediegas 99
5.4.1	Kapacitet och värmeövergångstal 99
5.4.2	Tryckfall för köldmedium 102
5.5	Prov vid samtidig gaskylning och kondensering 103
5.6	Prov vid förångardrift 107
5.6.1	Kapacitet 107
5.6.2	Oljeackumulering 109
	Litteraturreferenser till avsnitt 5 110
6.	FÖRÅNGARE-, FLÄKT- OCH STRYPVENTILUTRUSTNING 169
6.1	Teori för värmeöverföring och tryckfall vid luftberörda förångare 169
6.1.1	Värmeöverföring 169
6.1.2	Värmeövergång och tryckfall på luftsida 169
6.1.3	Värmeövergång och tryckfall på köldmediesida 170
6.2	Försöksutrustning 172
6.2.1	Apparatutrustning 172
6.2.2	Mätutrustning och mätmetodik 173
6.3	Optimal rörlängd 175
6.3.1	Val av lämplig rörlängd 175
6.3.2	Försök med olika rörlängder 176
6.3.3	Slutsats 176
6.4	Lufthastighetens inverkan på förångarkapaciteten 177
6.4.1	Beräkningar och provvärden 177
6.4.2	Värmefaktoroptimal lufthastighet 179
6.4.3	Ekonomiskt optimal lufthastighet 183
6.5	Oljans inverkan på förångarkapaciteten 184
6.6	Överhettningens inverkan på förångar- och anläggningskapaciteten 185
6.6.1	Teori 185
6.6.2	Provresultat 188
6.6.3	Inverkan på anläggningskapacitet 189
6.6.4	Praktiska konsekvenser 192
6.7	Strypventilpendlings inverkan på förångarkapaciteten 192
6.7.1	Pendling hos strypventilens reglering 192
6.7.2	Inverkan av pendlingar 193
6.8	Reducering av köldmedietryckfallets förångar- kapacitetsänkande effekt 194
	Litteraturreferenser till avsnitt 6 197
7	TAPPVATTENVÄRMNING 232
7.1	Förutsättningar 232
7.1.1	Tappvarmvattenbehov 232
7.1.2	Fördelning av värmepumps värmeavgivning på olika temperaturnivåer 234
7.2	Beräkning av temperatur-, kapacitets- och värmefaktorförhållanden vid direkt tappvarmvattenberedning 236
7.2.1	Ideal skiktning i beredare 236
7.2.2	Fullständig blandning i beredare 244

	Sid	
7.3	Beräkning av temperatur-, kapacitets- och värmefaktorförhållanden vid indirekt tappvarmvattenberedning	247
7.3.1	Värmning via yttermantel hos beredare	247
7.3.2	Värmning via pannförråd och yttermantel hos beredare	253
7.3.3	Värmning via pannförråd och genomströmningsvärmewäxlare	258
7.4	Provning av värmepumpkapacitet för tappvattenvärmning	261
7.4.1	Prov med direkt tappvattenvärmning	261
7.4.2	Jämförande prov för direkt och indirekt tappvattenvärmning	267
8	SAMDIMENSIONERING AV KOMPONENTER	326
8.1	Kompressor och förångare	326
8.2	Årsvärmefaktor vid olika kompressorstorlekar i ett givet värmepumpsystem vid olika värmebehov	332
8.2.1	Beräkningsprinciper	332
8.2.2	Underlag för genomförande av årsvärmefaktorberäkning	337
8.2.3	Beräkningsexempel	340
8.2.3.1	Förutsättningar	340
8.2.3.2	Beräkningar	344
8.2.3.3	Slutsatser för beräkningsexempel	349
9	STYR- OCH ÖVERVAKNINGSSYSTEM	412
9.1	Allmänna synpunkter	412
9.2	Kompressor och pumpar	412
9.2.1	Skyddsfunktioner för kompressor	412
9.2.2	Kapacitetsstyrning vid ett kapacitetssteg	414
9.2.3	Kapacitetsstyrning vid flera kapacitetssteg	416
9.2.4	Övervakning	417
9.3	Tappvattenvärmningssystem	418
9.3.1	Värmepump	418
9.3.2	Tillsatsvärme	419
9.3.3	Övervakning	421
9.4	Rumsvärmningssystem	421
9.4.1	Rumsvärmsystemets värmebalans	421
9.4.2	Värmepump	426
9.4.3	Tillsatsvärme	433
9.4.5	Övervakning	437
9.5	Avfrostning	437
9.5.1	Grundläggande förutsättningar	437
9.5.2	Påfrostningsförlopp	440
9.5.3	Tryckfall för luftströmning genom påfrostat flänsbatteri	448
9.5.4	Avfrostningsförlopp	452
9.5.5	Energibehov för avfrostning	456
	Litteraturreferenser till avsnitt 9	460

BETECKNINGAR OCH DEFINITIONER

Exempel på beteckningars användning finns illustrerat i FIG 0.1.

A	yta, värmeutbytande yta etc	m^2
c	specifik värmekapacitet	$J/kg \text{ } ^\circ C$
d	diameter	m
E	drivenergibehov för kompressor, elmotor etc	J
\dot{E}	driveffektbehov för kompressor, elmotor etc	W
f	friktionsfaktor	
g	tyngdaccelerationen	m/s^2
i	specifik entalpi	J/kg
$K=k \cdot A$	total värmegenomgångsfaktor	$W/^\circ C$
k	värmegenomgångstal	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$
L	längd, rörlängd etc	m
\dot{m}	medieflöde	kg/s
n	varvtal	varv/min
p	tryck	Pa el. bar
Q	värmemängd	J
\dot{Q}	värmeffekt	W
$\dot{q}=\dot{Q}/A$	ytbelastning	W/m^2
r	ångbildnings- eller kondensationsvärme	J/kg
T	absolut temperatur	K
t	temperatur	$^\circ C$
V	volym	m^3
\dot{V}	volymflöde	m^3/s
v	volymitet	m^3/kg
w	hastighet	m/s
x	ånghalt	kg/kg

α	värmeövergångstal	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$
Δ	allmänt tecken för differens	
δ	godstjocklek	m
ξ	motståndskoefficient vid strömning	
η	verkningsgrad	
ν	temperaturdifferens	$^\circ C$
κ	isentropexponenten	
λ	värmeledningstal	$W/m \text{ } ^\circ C$
μ	dynamisk viskositet	Ns/m^2
ν	kinematisk viskositet	m^2/s
ξ	flänsverkningsgrad	
ρ	densitet	kg/m^3
τ	tid	s, min el tim
ϕ	värmefaktor	
ϵ	köldfaktor	

Allmänna index

F	förångare
Fl	fläkt
f	förlust
fl	fläns
fr	front
h	hydraulisk
i	inlopp eller insida
K	kompressor
k	köldmedium
kok	kokning
L	luft
m	medelvärde
P	pump

R	kondensor- eller radiatorvärmväxlare
r	rör
S	styrutrustning
s	strypventil, sugledning eller slagvolym
T	hetgas- eller tappvarmvattenvärmväxlare
t	totalt
u	utlopp eller utsida
v	vatten
Ö	överhettad köldmediegas
1	för kondenseringstemperatur vid rådande tryck på värmepumpens högtrycks- och värmeavgivningssida
2	för förångningstemperatur vid rådande tryck på värmepumpens lågtrycks- och värmeupptagningsida
'	tillstånd vid undre gränskurvan
"	tillstånd vid övre gränskurvan

Dimensionslösa tal

Prandtl's tal $Pr = \mu \cdot c / \lambda$ där $\mu = \rho \cdot \nu$

Reynold's tal $Re = w \cdot d_h / \nu$

Nusselt's tal $Nu = \alpha \cdot d_h / \lambda$

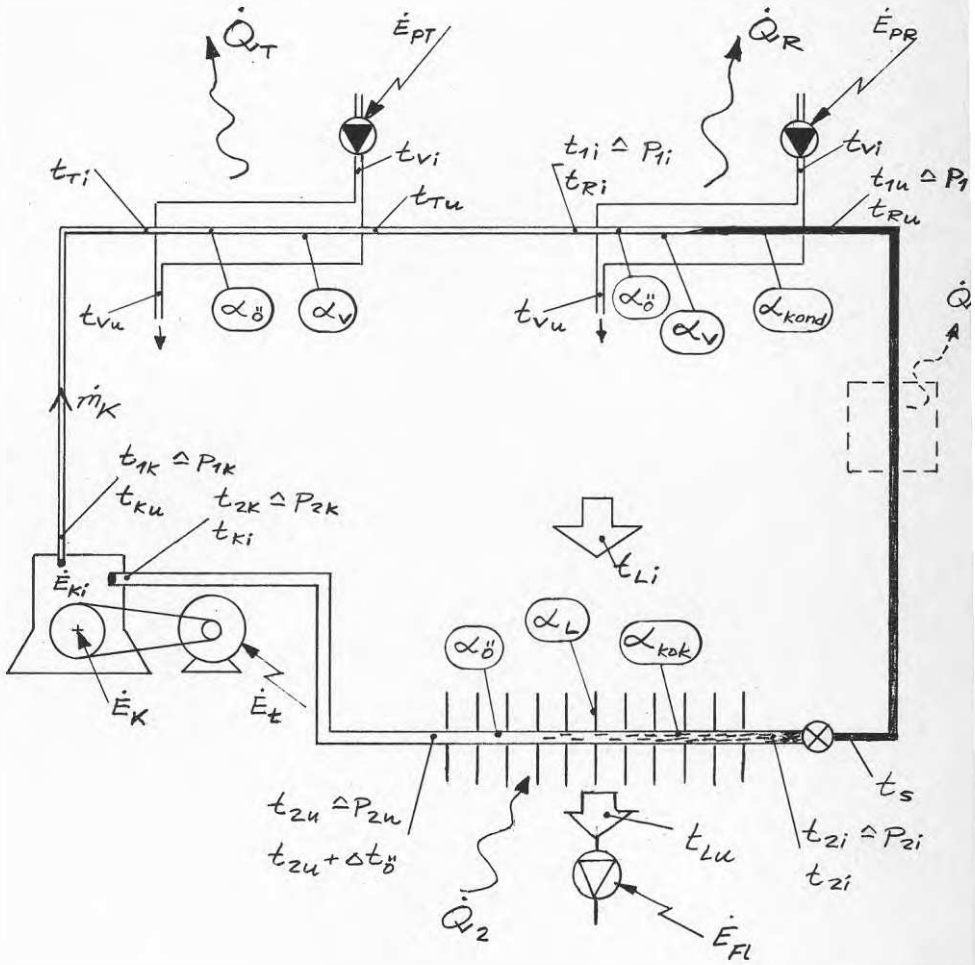
Den hydrauliska diametern d_h kan beräknas enligt

$$d_h = 4 \cdot A / U$$

där A = tvärsnittsarea för strömningen

U = den "vätta" omkretsen för strömningen

För strömning i rör blir $d_h = d_i$ medan för strömning i rörspalten i dubbelrör fås $d_h = d_i - d_u$ där d_i är ytterrörets innerdiameter och d_u är innerrörets ytterdiameter.



1 TILLÄMPNINGSPROBLEM FÖR BOSTADSVÄRMEPUMPAR

Värmepumpar för bostadsvärmning skall konkurrera med sedan decennier väl etablerade och utprovade olje- och elvärmeanläggningar. Dessa konventionella anläggningstyper tillverkas också i stora antal och därmed till relativt låga kostnader. En värmepumpanläggning innebär såväl system som komponenter, vilka kräver betydligt mer av avancerad teknik och konstruktörskunskaper. Visserligen är värmepumpen till väsentliga delar identiska med ett kylaggregat, men detta nyttjas dock i huvudsak i kommersiella anläggningar och har ej såsom bostadsvärmepumpen konkurrens från alternativa system. Tillämpas konventionell kylanläggningsteknik direkt för konstruktion och dimensionering av värmepumpar nås sällan vid bostadsvärmning konkurrenskraftig totalekonomi, framför allt beroende på för höga energi- och underhållskostnader.

Den bostadsvärmepump, som f.n. kan få bäst totalekonomi vid generella installationsförhållanden, arbetar med uteluft som värmekälla och har ett tillsatsvärmesystem av konventionell typ. Detta komplicerar dock ytterligare anläggningens konstruktion. I svenskt klimat måste för optimal ekonomi automatisk avfrostning införas och det behövs ett väl genomtänkt och okonventionellt styrsystem för avfrostningen samt samdriften med tillsatsvärmesystemet.

2 UNDERSÖKNINGENS OMFATTNING

Föreliggande arbete avser en prov- och beräkningsmässig undersökning av utformning och dimensionering av vissa väsentliga delar i ett bostadsvärmepumpsystem med uteluft som värmekälla. Avsikten har varit att få underlag för konstruktion av driftsäkrare och energisnålare system.

Provingarna har utförts hos SRM (Svenska Rotormaskiner), Institutionen Mekanisk Värmeteori och Kylteknik på KTH och Tour & Andersson AB. KTH-proven gjordes dels som direkta uppdrag dels som examensarbeten, vilka dock genomgått en omfattande bearbetning.

Följande anläggningsdelar har undersökts:

2.1 Kompressorer

Hos SRM har kapacitets-, verkningsgrads- och långtidsprov utförts för såväl hermetiska som semihermetiska kompressorer av olika storlekar och fabrikat.

Den hermetiska kompressorn har för en given kapacitet ungefär hälften av den semihermetiska kompressorns pris. Ljudnivån vid drift är också betydligt lägre liksom yttermått och vikt. Nackdelen är sämre kylning av den elektriska drivmotorn och därmed större risk för livslängdsförkortande höga arbetstemperaturer.

Proven avsåg att klarlägga verkningsgradens beroende av storlek och typ av moderna kompressorer samt ge indikationer på förväntansbar livslängd vid normala och svåra arbetsförhållanden. Det skall observeras, att temperaturnivåerna hos värmebäraren och värmekällan liksom köldmediesystemets utformning har ett avgörande

de inflytande på kompressorlivslängden. Många kylkompressorfabrikanter har erfarenheter från tillverkning sedan mer än 30 år och säljer konstruktioner, som har en mycket lång statistisk livslängd, om de ges rimlig driftmiljö. Kompressorn arbetar då i en ren och icke korroderande eller eroderande miljö. Lagerytor för vevaxel och vevstakar är normalt mycket väl tilltagna. Orsakerna till kompressorhaverier är normalt de följande:

- a. Drift med för stor skillnad mellan värmebärares och värmekällans temperatur. Kompressorns arbetstemperatur ökar med differensen mellan kondensering- och förångningstemperatur. Köldmediegastemperatur vid kompressorns utlopp bör inte överstiga $c:a +130^{\circ}\text{C}$. Eljest är risken stor för sönderdelning av bl.a. smörjoljan med lagerhaverier etc som följd. För köldmedier R12 och 502 betyder detta att differensen mellan kondenserings- och förångningstemperatur ej bör överstiga 85°C och för R22 är motsvarande värde 70°C .
- b. Drift med insugning av oförångat köldmedium, dvs köldmedievätska, i kompressorn. Denna späder ut och spolar vid kokning bort kompressorns smörjolja, vilket åter leder till skurna lager i kompressorn. Kompressorn måste således skyddas mot köldmedievätska t.ex. från en förångare med felaktig strypventil eller överkokning från förångningsvärmväxlaren omedelbart efter start av en varmgasavfrostning. Det förra exemplet kan normalt bemästras genom en temperaturgivare på eller i kompressorns vevhus, som stoppar kompressorn vid för låg oljetemperatur på grund av köldmedievätskekokning. Det senare fallet kräver på grund av det mycket snabba förloppet sannolikt också en väldimensionerad vätskeavskiljare, som kan ackumulera den överkokade mängden.

Erhållna kompressordata har haft grundläggande betydelse för utvärdering av ekonomiska dimensioner hos värmepumpsystemets övriga komponenter, anknutet tillsats-, lokal- och tappvattenvärmesystem, styrning samt prestanda vid olika temperaturer och flöden för värmekälla och värmebäare. Användbarheten av tillgängliga teoretiska beräkningsmetoder för bestämning av kompressorprestanda har visat sig vara god i detta fall.

2.2 Uteluftförångareutrustning

Den optimala kombinationen av förångarebatteriets värmeöverföringsyta, rördimensionering, kapacitet för utluftfläkt och strypventiltyp vid en given kompressorstorlek är komplicerat att fastställa men samtidigt en väsentlig uppgift att lösa för god driftekonomi. Även driftsäkerheten påverkas av batteriets rörkoppling, om varmgasavfrostning används. Fördelningen av köldmediet mellan eventuella parallellkopplade rörslingor måste då särskilt beaktas, så att den blir jämn också vid reverserad köldmediecirkulation.

Olika rörkopplingar, rördimensioner, strypventiltyper och luft-hastigheter genom batteriet har provats. Speciell uppmärksamhet har ägnats inverkan av svängande strypventilkapacitets och över-

hettningens inverkan på förångarutrustningens prestanda. En utvärdering av optimal förångarutrustning har gjorts som funktion av kompressorstorleken.

2.3 Värmeväxlare för värmebäraresystem med vatten

Kapacitetsprov har utförts med olika typer av vattenvärmeväxlare såväl arbetande såsom kondensorer och förångare för köldmedium som kylare för köldmedium i ångfas. Syftet med dessa prov har varit att klarlägga prestanda hos värmeväxlarna vid de olika driftfall, som är aktuella för en värmepump med både tappvattenvärmnings- och lokalvärmesystem samt med varmgasavfrostning och kyl-drift.

Resultatet från proven har haft stor betydelse framför allt vid utvärdering av tappvattenvärmningskapaciteten hos en värmepump vid olika driftbetingelser.

2.4 Utrustning för tappvarmvattenberedning

Jämförande prov gällande uppvärmningshastighet och praktiskt uppnåbara tappvattentemperaturer har genomförts för indirekt värmning och direkt värmning av tappvarmvattenberedare från en värmepump. Driftförhållandena har varierats genom olika tappningar ur beredaren. Beräkningsmetoder för värmepumpars tappvarmvattenvärmning har utarbetats, delvis grundade på provresultaten.

Ett väsentligt problem är att optimera varmvattenberedarens storlek. Större volym hos denna medger ackumulering av tappvattenvärme till en lägre temperaturnivå, varvid värmepumpens energibehov minskar och driftförhållandena blir lättare för kompressorn.

2.5 Styrutrustning för värmepumpsystem

Styrsystem för lokalvärmning med endast ett kapacitetssteg, tappvattenvärmning, samdrift med olika typer av tillsatsvärme samt avfrostning har provats och analyserats. Speciellt har ett datoriserat system provats och utvecklats. Detta medger omfattande felindikerings- och mätfunktioner utöver de direkta styrfunktionerna.

Utomordentligt viktigt för driftekonomin, beaktande såväl energiåtgång som kompressorlivslängd, blir ett styrsystem som minimerar värmebärarens temperatur. För mindre värmepumpar, t ex till villor, som utrustats med relativt små kompressorer och därför endast har ett kapacitetssteg, måste då rumsvärmsystemets värmekapacitet utnyttjas och värmebäraretemperaturen styras av såväl ute- som rumstemperatur.

3 ALLMÄNNA FÖRUTSÄTTNINGAR FÖR KOMPONENTVAL OCH SYSTEMOPTIMERING

Fig 3.1 - 3.2 visar exempel på principer för bostadsvärmepumpar och deras inkoppling till byggnadens värmesystem. Figurerna visar energioptimala principer med bla. tappvattenvärmning och till-luftvärmning från värmepumpen. I praktiken förekommer en mängd varianter på kopplingar, som beroende på bristande kunskaper hos oss tillverkare och projektörer av byggnadsvärmesystem och värmepumpar blir oekonomiskt utförda. Jämfört med konventionella värmesystem krävs ju avsevärt större kunskaper om såväl värmepumpens, värmesystemets och styrutrustningens teori och praktik för uppnående av det optimala resultatet.

Fig 3.3 ger en schematisk bild av en värmepumps energibalans och arbetstemperaturförhållanden. Med hjälp av denna figur kan effekten på värmepumpens energiekonomi från olika anläggningskomponenters egenskaper klargöras. Definition för beteckningarna är:

- t_R = det värmda mediets, värmebärarens, temperatur
 t_V = det kylda mediets, värmekällans, temperatur
 \dot{Q}_R = värmeavgivning till värmebärare
 \dot{Q}_V = värmeupptagning från värmekälla
 \dot{Q}_f = värmeavgivning från värmepumpsystemet som ej kan nyttiggöras, t ex från drivaggregat placerat utomhus eller kylt av uteluft och värmetransmission från värmeavgivningsdel till värmekälla
 \dot{E}_D = effektbehov för drivaggregat, t ex elmotordiven kompressor
 \dot{E}_R = effektbehov för cirkulation av värmebärare i värmesystem
 \dot{E}_V = effektbehov för cirkulation av värmekälla genom värmeupptagare, t ex förångare
 \dot{E}_S = effektbehov för styrutrustning
 Δt_R = temperaturhöjning hos värmebärare vid passage av värmeväxlare för värmeavgivning
 $\dot{Q}_R = \dot{m}_R \cdot c_R \cdot \Delta t_R$
 där
 \dot{m}_R = värmebärarflöde (kg/s)
 c_R = värmebärarens specifika värmekapacitet (Ws/kg, °C)
 Δt_V = temperatursänkning hos värmekälla vid passage av värmeväxlare för värmeupptagning
 $\dot{Q}_V = \dot{m}_V \cdot c_V \cdot \Delta t_V$
 där
 \dot{m}_V = värmekällans flöde (kg/s)
 c_V = värmekällans specifika värmekapacitet (Ws/kg, °C)

\mathcal{V}_R = temperaturdifferens mellan utgående värmebärare och värmeavgivande köldmedium i värmepump

$$\dot{Q}_R = k_{Ru} \cdot A_R \cdot \mathcal{V}_R$$

där

k_{Ru} = värmegenomgångstal för värmeavgivningsvärmeväxlare

A_R = värmeväxlaryta

\mathcal{V}_V = temperaturdifferens mellan utgående värmekälla och värmeupptagande köldmedium i värmepump

$$\dot{Q}_V = k_{Vu} \cdot A_V \cdot \mathcal{V}_V$$

där

k_{Vu} = värmegenomgångstal för värmeupptagningsvärmeväxlare

A_V = värmeväxlaryta

Δt_{RP} = mot strömningsmotståndet ekvivalent höjning av värmeavgivningstemperaturen för ledningen mellan drivaggregat och värmeavgivningsvärmeväxlare

Δt_{VP} = mot strömningsmotståndet ekvivalent sänkning av värmeupptagningstemperaturen för ledningen mellan värmeupptagningsvärmeväxlare och drivaggregat

Med användning av dessa beteckningar gäller följande samband:

För en ideal, förlustfri process med oändligt stora värmeväxlarytor eller värmegenomgångstal och värmekapaciteter hos värmebärare och värmekälla blir

$$\dot{E}_D = \dot{E}_0 = \frac{t_R - t_V}{t_V + 273} \cdot \dot{Q}_V \quad \dots 3.1.$$

$$\dot{Q}_R = \dot{E}_0 + \dot{Q}_V$$

och värmefaktor

$$\phi_0 = \dot{Q}_R / \dot{E}_0 = 1 + \frac{t_V + 273}{t_R - t_V}$$

Den verkliga processen med s k carnotverkningsgrad η_{Ct} behöver den totala effekten, jämför EKV 3.1. och FIG 3.3.

$$\begin{aligned} \dot{E}_t &= \dot{E}_D + \dot{E}_S + \dot{E}_R + \dot{E}_V = \dot{E}_D + \dot{E}_H = \\ &= \frac{1}{\eta_{Ct}} \cdot \frac{t_R - t_V + (\Delta t_R + \mathcal{V}_R + \Delta t_{PR} + \Delta t_V + \mathcal{V}_V + \Delta t_{PV})}{t_V + 273 - (\Delta t_V + \mathcal{V}_V + \Delta t_{PV})} \cdot \dot{Q}_V + \dot{E}_H = \\ &= \frac{1}{\eta_{Ct}} \cdot \frac{t_R - t_V + \mathcal{V}_R + \mathcal{V}_V}{t_V + 273 - \mathcal{V}_V} \cdot \dot{Q}_V + \dot{E}_H = \dot{Q}_V / \epsilon_V + \dot{E}_H \quad \dots 3.2. \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_R = \dot{E}_t - \dot{E}_V + \dot{Q}_V - \dot{Q}_f \quad \dots 3.3.$$

och värmefaktor

$$\begin{aligned} \phi_t &= \dot{Q}_R / \dot{E}_t = 1 + \left(1 - \frac{\dot{E}_H}{\dot{E}_t}\right) \cdot \eta_{Ct} \cdot \frac{t_v + 273 - \nu_{tv}^{\lambda}}{t_R - t_v + \nu_{tR}^{\lambda} + \nu_{tv}^{\lambda}} - \frac{\dot{E}_v + \dot{Q}_f}{\dot{E}_t} = \\ &= 1 + \left(1 - \frac{\dot{E}_H}{\dot{E}_t}\right) \cdot \epsilon_v - (\dot{E}_v + \dot{Q}_f) / \dot{E}_t \quad \dots 3.4. \end{aligned}$$

med

$$\eta_{Ct} = \eta_{Cd} \cdot \eta_i \cdot \eta_{mk} \cdot \eta_d \quad \text{för en kompressorförångningsprocess med}$$

η_{Cd} = köldmediets carnotska verkningsgrad, för s k freon-köldmedier är

$\eta_{Cd} \approx 1 - 0,005 \cdot (t_s - t_2)$, där t_s är köldmedievätskans temperatur före strypning och t_2 är förångningstemperaturen, $t_2 = t_v - \nu_{tv}^{\lambda}$. Värmeavgivning till temperatur t_s har förutsatts vara nyttogjord.

η_i = kompressorns indicerade verkningsgrad, dvs med hänsyn till strömningsförluster

η_{mk} = kompressorns mekaniska verkningsgrad, dvs med hänsyn till friktionsförluster

η_d = drivmotorns och kraftöverföringens verkningsgrad

Ytterligare förhållanden, som sänker värmefaktorn, är behov av avfrostning vid exempelvis uteluft som värmekälla, läckage i reverseringsventil eller ventiler för värmepump- och kyl- eller avfrostningsdrift och stilleståndsperioder för värmepumpens drivaggregat med energiåtgång för styrutrustning, elvärmning av kompressorns smörjolja, värmebärarpumpar etc.

Ur ovanstående ekvationer kan också erhållas

$$\dot{E}_t = (\dot{Q}_R + \dot{Q}_f + \dot{E}_v + \dot{E}_H \cdot \epsilon_v) / (1 + \epsilon_v) \quad \dots 3.5.$$

Inverkan av de olika faktorerna på värmefaktorn och värmepumpens energibehov för ett givet värmebehov skall illustreras i några exempel med användning av data, som denna undersökning givit.

Förutsättningar

Värmepump för en villas radiator- och tappvattensystem och som årligen lämnar 24 000 kWh. Vid driftmedeltemperaturen 0°C hos värmekällan uteluft avger värmepumpen 8 kWh. Eftersom värmepumpen också är i drift vid utetemperatur under 0°C, behövs avfrostning. Energibehovs- och värmefaktorberäkningen tar ingen hänsyn till

eventuell tillsatsvärme, som alltså ligger utanför denna beräkning.

Vid helt ideal process och värme till villans rumsluft eller rumsytor med $t_R = +20^\circ\text{C}$ skulle gälla

$$\underline{\underline{\phi_0}} = 1 + \frac{0+273}{20-0} = 14,65 \text{ och } \underline{\underline{E_0}} = 24\ 000/14,65 = \underline{\underline{1\ 638\ \text{kWh/år}}}$$

Värmepumpen arbetar med elmotordriven kompressorförångningsprocess och endast ett kapacitetssteg. Vid medelförhållandena gäller:

$$\begin{array}{lll} \dot{E}_S = 20\ \text{W} & \dot{E}_R = 200\ \text{W} & \Delta t_R = 5^\circ\text{C} \\ \nu_R = 3^\circ\text{C} & \Delta t_{PR} = 2^\circ\text{C} & \Delta t_{pv} = 4^\circ\text{C} \\ \dot{Q}_R = 8\ 000\ \text{W} & & \end{array}$$

Drift av kompressor för avfrostning ökar \dot{E}_t med 3% i medeltal för året utöver vad ovanstående ekv. ger.

Under ståperioder för kompressorn blir:

$$\dot{E}_S = 20\ \text{W} \quad \dot{E}_D = 50\ \text{W}, \text{ vilken är elvärme till kompressornas smörjolja.}$$

Denna värmeeffekt antas icke nyttogjord, enär värmepumpen antas vara placerad i ett utrymme utan särskilt värmebehov.

Fall 1.

Villans radiatorvärmesystem ger vid medelförhållandena $t_R = 35^\circ\text{C}$. Värmepumpen har förångare - uteluftfläktutrustning med $\dot{E}_V = 100\ \text{W}$, $\Delta t_V = 8^\circ\text{C}$ och $\nu_V = 6^\circ\text{C}$. Kompressorn kyls av uteluften och tillsammans med övriga värmeförluster till uteluften är $\dot{Q}_f = 500\ \text{W}$.

η_{Ct} uppgår till 0,32, jfr avsnitt 4. Vid stillestånd hos kompressor går pumpar, d v s $\dot{E}_R = 200\ \text{W}$, vilken effekt dock nyttiggöres.

Ideal process med värme till $t_R = +35^\circ\text{C}$ radiatorvatten ger

$$\underline{\underline{\phi_0}} = 1 + \frac{0+273}{35-0} = \underline{\underline{8,80}} \text{ och } \underline{\underline{E_0}} = 2\ 400/8,80 = \underline{\underline{2\ 730\ \text{kWh/år}}}$$

Den verkliga processen innebär nu följande förhållanden:

$$\dot{E}_H = 20 + 200 + 100 = 320 \text{ W} \quad \tau_{tr}^{\lambda} = 5 + 3 + 2 = 10^{\circ}\text{C}$$

$$\tau_{tv}^{\lambda} = 8 + 6 + 4 = 18^{\circ}\text{C}$$

$$\epsilon_v = 0,32 \cdot \frac{0+273-18}{35-0+18+10} = 1,30$$

$$\dot{E}_t = (8\,000 + 500 + 100 + 1,30 \cdot 320) / 2,30 = 3\,920 \text{ W}$$

$$\phi_t = 1 + (1 - 320/3\,920) \cdot 1,30 - (100 + 500) / 3\,920 = 2,04$$

utan hänsyn till avfrostning och ståperioder.

För villans årsvärmebehov behövs τ drifttimmar från värmepump med 8,00 kW medelvärmeeffekt, varvid

$$\tau \cdot 8,00 = 24\,000 - (8\,760 - \tau) \cdot 0,200$$

på grund av pumpars nyttiggjorda värme under stilleståndstid $8\,760 - \tau$ för kompressor. $\tau = 2\,850$ tim/år erhålls härigenom. Totalt elenergiebehov blir, innefattande avfrostning och ståperioder.

$$\underline{E}_{ta} = 3,92 \cdot 1,03 \cdot 2\,850 + (0,020 + 0,050 + 0,200) \cdot 5\,910 = \underline{\underline{13\,100 \text{ kWh/år}}}$$

och

$$\underline{\phi}_{ta} = 24\,000 / 13\,100 = \underline{\underline{1,83}}$$

Fall 2.

Villans rumsvärmevärmesystem ger vid medelförhållanden $t_R = +30^{\circ}\text{C}$. I övrigt gäller förutsättningar som för fall 1. men $\eta_{ct} = 0,33$ på grund av lägre t_R .

$$\underline{\phi}_0 = 1 + \frac{0+273}{30-0} = 10,10 \quad \text{och} \quad \underline{E}_0 = 24\,000 / 10,10 = \underline{\underline{2\,380 \text{ kWh/år}}}$$

$$\epsilon_v = 0,33 \cdot \frac{0+273-18}{30-0+18+10} = 1,45$$

$$\dot{E}_t = (8\,000 + 500 + 100 + 1,45 \cdot 320) / 2,45 = 3\,700 \text{ W}$$

$$\phi_t = 1 + (1 - 320/3\,700) \cdot 1,45 - (100 + 500) / 3\,700 = 2,16$$

utan hänsyn till avfrostning och ståperioder

$$\underline{\underline{E_{ta}}} = 3,70 \cdot 1,03 \cdot 2\,850 + 0,270 \cdot 5\,910 = \underline{\underline{12\,460 \text{ kWh/år}}}$$

$$\text{och}$$

$$\underline{\underline{\phi_{ta}}} = 24\,000/12\,460 = \underline{\underline{1,93}}$$

Fall 3.

Såsom fall 2. men med följande modifikationer:

Värmepumpen förses med tilluftvärmning genom värmväxling i underkylare för köldmediekondensat från kondensorn. Kondensatkylning sker då till $t_s = +10^\circ\text{C}$ vid medelförhållanden och η_{ct} höjs från 0,33 till $0,33 \cdot [1 - 0,005 \cdot (10+18)] / [1 - 0,005 \cdot (40+18)] = 0,40$, se redogörelse för η_{ct} och η_{cd} ovan. Genom tilluftvärmningen avlastas radiatorerna motsvarande värmebehov och $t_R = +28^\circ\text{C}$ är tillräckligt.

Kompressorn och andra värmeavgivande apparater kyls av tilluft efter ovannämnda underkylare, vilket minskar \dot{Q}_f till 100 W.

Pumpar stoppas under kompressorns ståperioder.

$$\epsilon_v = 0,40 \cdot \frac{0+273-18}{28-0+18+10} = 1,82$$

$$\dot{E}_t = (8\,000+100+100+320 \cdot 1,82) / (1+1,82) = 3\,110 \text{ W}$$

$$\phi_t = 1 + (1 - 320/3\,110) \cdot 1,82 - (100+100)/3\,110 = 2,57$$

utan hänsyn till avfrostning och ståperioder.

$$\text{Drifttiden } \mathcal{T} = 24\,000/8,00 = 3\,000 \text{ tim/år}$$

$$\underline{\underline{E_{ta}}} = 3,11 \cdot 1,03 \cdot 3\,000 + 0,070 \cdot 5\,760 = \underline{\underline{10\,010 \text{ kWh/år}}}$$

och

$$\underline{\underline{\phi_{ta}}} = \underline{\underline{2,40}}$$

Fall 4.

Såsom fall 3. men värmväxlarytan, dvs förångarytan, för värmeupptagning fördubblas liksom uteluftfläktens kapacitet. Detta medför, att \dot{E}_v höjs till 200 W och t_v sänks till 4°C och ν_v^s till 4°C , dvs $\nu_{tv}^s = 4 + 4 + 4 = 12^\circ\text{C}$.

$$e_v = 0,40 \cdot \frac{0+273-12}{28-0+12+10} = 2,09$$

$$\dot{E}_t = (8\ 000+100+200+420 \cdot 2,09) / (1+2,09) = 2\ 970\ \text{W}$$

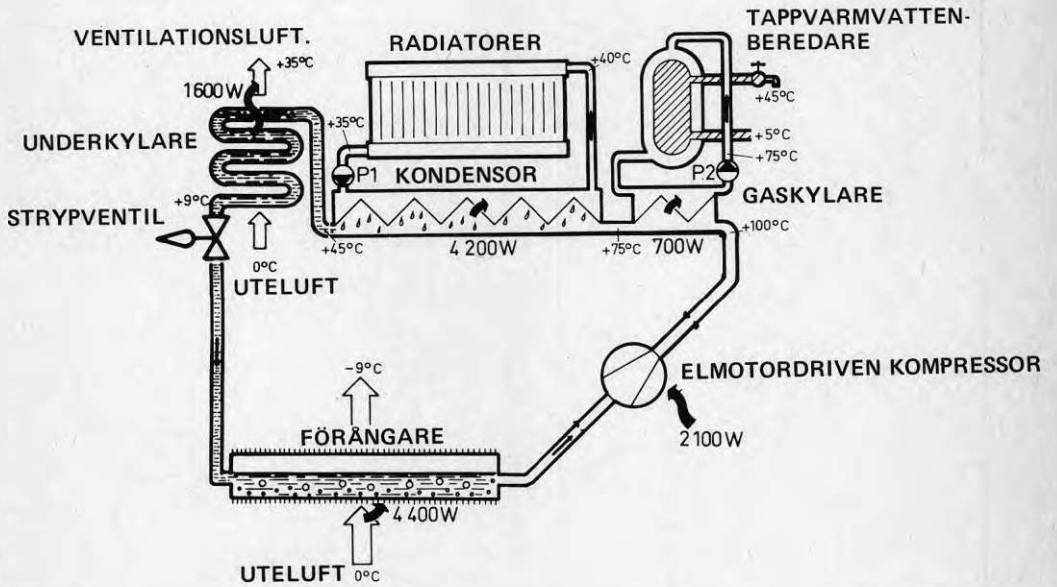
$$\phi_t = 1 + (1 - 420 / 2\ 970) \cdot 2,09 - (200 + 100) / 2\ 970 = 2,69$$

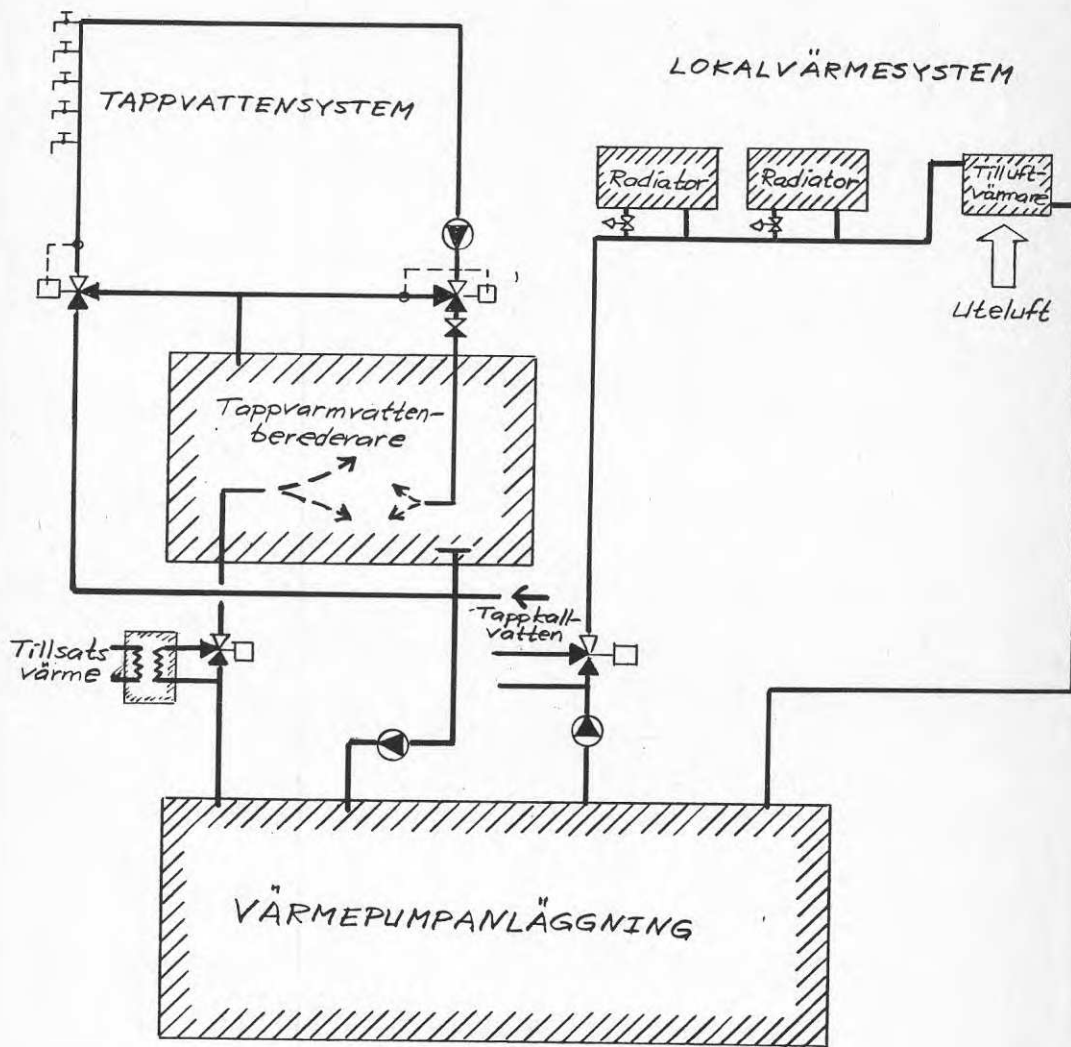
utan hänsyn till avfrostning och ståperioder.

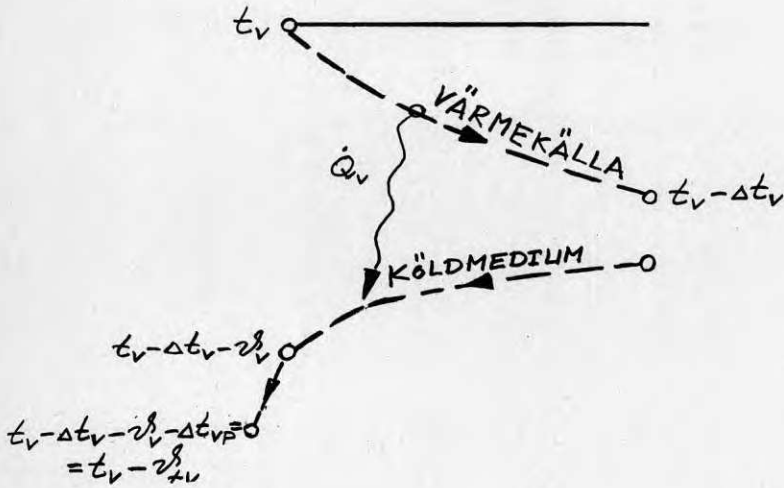
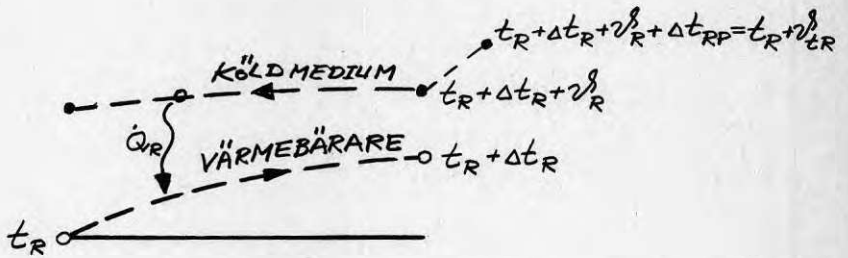
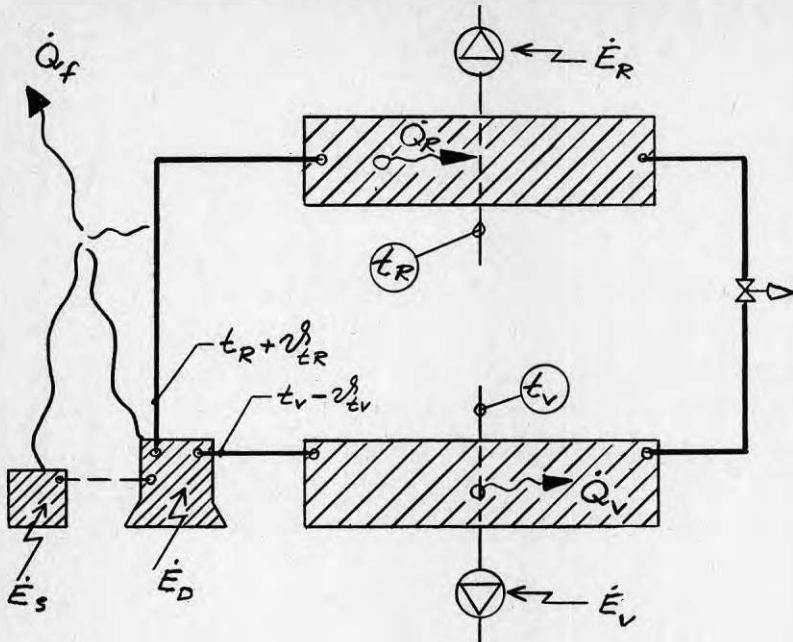
$$\underline{E}_{ta} = 2,97 \cdot 1,03 \cdot 3\ 000 + 0,070 \cdot 5\ 760 = \underline{\underline{9\ 580\ \text{kWh/år}}}$$

och

$$\underline{\phi}_{ta} = \underline{\underline{2,51}}$$







4 KOMPRESSORER

4.1 Kompressorteori

I detta avsnitt kommer de för de här redovisade kompressorproven väsentliga teorierna behandlas. För en mera detaljerad framställning hänvisas till [1].

4.1.1 Effektverkningsgrader

Genom att vid en verklig kylprocess uppoffra ett arbete E kan man åstadkomma en köldalstring Q_2 vid temperaturen T_2 samt en värmealstring Q_1 vid temperaturen T_1 . Kvoten Q_2/E kallas processens köldfaktor ϵ , medan kvoten Q_1/E kallas processens värmefaktor ϕ . Den idealprocess som eftersträvas är Carnotprocessen med arbetsbehovet E_C och dess köld- respektive värmefaktor blir

$$\epsilon_C = T_2 / (T_1 - T_2) = Q_2 / E_C \quad \dots\dots\dots 4.1a$$

$$\phi_C = T_1 / (T_1 - T_2) = Q_1 / E_C \quad \dots\dots\dots 4.1b$$

För verkliga köldmedier i kyl- eller värmepumpänläggningar med strypventil mellan hög- och lågtryckssida kan aldrig den Carnotska köld- och värmefaktorn uppnås. De förluster som strypventilen orsakar jämfört med den ideala Carnotprocessens förlustfria expansionsmaskin mellan hög- och lågtryckssida tas hänsyn till genom införandet av köldmediets Carnotska verkningsgrad η_{Cd} . Processens arbetsbehov ökar härigenom till

$$E_d = E_C / \eta_{Cd} = Q_2 \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_2} / \eta_{Cd} \quad \dots\dots\dots 4.2$$

Förlusten vid strypventilanvändningen beror på att köldmedievätska förångas vid strypningen i väsentligt högre grad än vid användning av expansionsmaskin. Något expansionsarbete kan ej heller uttas för att nyttiggöras till kompressorns drift. Ångbildningen reducerar det i förångaren upptagna värmets per massenhet köldmedium.

På grund av termiska och mekaniska förluster i kompressorn och dess drivmotor kommer verkligt arbetsbehov E_K att ytterligare öka. Kompressorns indicerade verkningsgrad definieras som, se FIG 4.1,

$$\eta_i = \frac{i_{Ksu} - i_{Ki}}{i_{Ku} - i_{Ki}} \quad \dots\dots\dots 4.3$$

när kompressorns värmeavgivning Q_K är noll.

De i huvudsak mekaniska förlusterna tas hänsyn till genom kompressorns mekaniska verkningsgrad η_m samt drivmotorns verkningsgrad η_d . Förluster i kraftöverföringen

mellan drivande elmotor och kompressor ingår vid hermetiska och semihermetiska kompressorer i η_m . Detta ger det totala arbetsbehovet

$$E_K = E_C / (\eta_{Cd} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_d) = E_C / \eta_{Ct} \quad \dots\dots\dots 4.4$$

där η_{Ct} är den totala Carnotska verkningsgraden.

$$E_K = Q_2 \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_2} / \eta_{Ct} \quad \dots\dots\dots 4.5$$

Värmeavgivningen Q_1 från värmepumpens värmeväxlare på värmeavgivningssidan blir

$$Q_1 = Q_2 + E_K - Q_K \quad \dots\dots\dots 4.6$$

Jämför FIG 4.1. Elmotordrift ger beroende på kompressortyp och storlek $Q_K/E_K = 0,05 - 0,20$. Den totala värmefaktorn ϕ_K blir då

$$\begin{aligned} \phi_K = Q_1/E_K &= (Q_2 + E_K - Q_K)/E_K = Q_2/E_K + 1 - Q_K/E_K = \\ &= \eta_{Ct} \cdot T_2/(T_1 - T_2) + 1 - Q_K/E_K \quad \dots\dots\dots 4.7 \end{aligned}$$

ϕ_K är sålunda nära proportionell mot η_{Ct} , om värmeavgivnings- och värmeupptagningstemperaturerna T_1 och T_2 är givna.

De ovan nämnda verkningsgraderna redovisas kvantitativt i FIG 4.2 - 4.7. I FIG 4.2 visas η_{Cd} som funktion av t_{2K} med t_{1K} som parameter. η_{Cd} 's värde är ej väsentligt beroende av köldmedietyper. I FIG 4.4 - 4.6 redovisas $\eta_i \cdot \eta_m$ som funktion av t_{2K} vid olika t_{1K} för R12, R22 och R502. $\eta_i \cdot \eta_m$ påverkas ej heller avsevärt av köldmedietyper. FIG 4.3 visar verkningsgrader för växelströmsmotorer som funktion av \dot{E}_K . Slutligen visas i FIG 4.7 η_{Ct} uttagen med hjälp av FIG 4.2-4.6, som funktion av t_{2K} och t_{1K} . Härvid har elmotorverkningsgraden valts till 0,8 dvs enligt FIG 4.3 är den nominellæffekten c:a 2 kW. Verkningsgraden är redovisad både vid nyttiggjord och icke nyttiggjord överhettning. Detta innebär vid värmepumpar att överhettningens värme i det förra fallet upptagits från värmekällan och i det senare från värmepumpens värmeavgivningssida.

4.1.2. Volymetrisk verkningsgrad

Den av kompressorn insugna volymen V_2 är mindre än slagvolymen V_s på grund av kompressorns "skadliga rum" och strömningsförluster. En volymetrisk verkningsgrad η_s definieras som

$$\eta_s = v_2/v_s \dots\dots\dots 4.8$$

Den kyleffekt \dot{Q}_2 som en kompressor alstrar är

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_K \cdot (i_{Ki} - i_s) = \eta_s \cdot \dot{V}_s \cdot S_{Ki} \cdot (i_{Ki} - i_s) \dots\dots\dots 4.9$$

Elmotorns effektförbrukning blir:

$$\dot{E}_K = \eta_s \cdot \dot{V}_s \cdot S_{Ki} (i_{Ksu} - i_{Ki}) / \eta_{ct} \dots\dots\dots 4.10$$

FIG 4.8 ger exempel på η_s för större kompressorer.

4.1.3. Överhettningens inverkan på kyleffekten \dot{Q}_2 och kompressorns driveffektbehov \dot{E}_K .

Den volymetriska köldalstringen definieras

$$q_{vo} = \frac{\dot{Q}_{2o}}{\eta_{so} \cdot \dot{V}_s} = \frac{i_{Kio} - i_{so}}{v_{Kio}} \dots\dots\dots 4.11$$

utan överhettning och

$$q_v = \frac{\dot{Q}_2}{\eta_s \cdot \dot{V}_s} = \frac{i_{Ki} - i_{so}}{v_{Ki}} \dots\dots\dots 4.12$$

med överhettning, se FIG 4.9. Den volymetriska verkningsgraden beror enligt [1] av kompressorns suggastemperatur t_{Ki} :

$$\eta_s = [1 + C_s \cdot (t_{Ki} - 18)] \cdot \eta_{s18} \dots\dots\dots 4.13$$

där η_{s18} hänför sig till $t_{Ki} = +18$ °C. $C_s \approx 1,5 \cdot 10^{-3}$ vid R12 och R502 samt $C_s \approx 10^{-3}$ vid R22.

EKV 4.11 - 4.13 ger

$$\frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_{2o}} = \frac{q_v}{q_{vo}} \cdot \frac{1 + C_s \cdot (t_{Ki} - 18)}{1 + C_s \cdot (t_{Kio} - 18)} \dots\dots\dots 4.14$$

Det volymetriska energibehovet definieras

$$\varepsilon_{vo} = \frac{\dot{E}_{Ko}}{\dot{V}_s \cdot \eta_s / (\eta_i \cdot \eta_m)} = \frac{i_{Kuo} - i_{Kio}}{v_{Kio}} \dots\dots\dots 4.15$$

utan överhettning och

$$\varepsilon_v = \frac{\dot{E}_K}{\dot{V}_s \cdot \eta_s / (\eta_i \cdot \eta_m)} = \frac{i_{Ku} - i_{Ki}}{v_{Ki}} \dots\dots\dots 4.16$$

med överhettning, se FIG 4.9.

Enligt [1] gäller med $\eta_s / (\eta_i \cdot \eta_m)$ som verkningsgrader vid $t_{Ki} = +18^\circ\text{C}$

$$\eta_s / (\eta_i \cdot \eta_m) = [1 + C_E \cdot (t_{Ki} - 18)] \cdot \eta_s / (\eta_i \cdot \eta_m)_{18} \dots\dots\dots 4.17$$

där $C_E \approx 10^{-3}$ för R₁₂, $C_E \approx 0$ för R22 och $C_E \approx -10^{-3}$ för R502.

EKV 4.15 - 4.17 ger

$$\frac{E_K}{E_{Ko}} = \frac{\epsilon_v}{\epsilon_{vo}} \cdot \frac{1 + C_E \cdot (t_{Ki} - 18)}{1 + C_E \cdot (t_{Kio} - 18)} \dots\dots\dots 4.18$$

FIG 4.10 - 4.11 visar kyleffektändringen och kompressoreffektbehovsändringen som funktion av överhettningen vid kompressorinloppet, dels för R22 och dels för R502. I båda fallen är t_{1K} lika med t_s . Termodynamiska data för köldmedierna har därvid hämtats ur [2].

4.1.4. Underkylningens inverkan på kyleffekten \dot{Q}_2

Underkylning av köldmediekondensatet påverkar ej kompressorns driveffekt E_K . Den volumetriska köldalstringen med underkylning skrivs, se FIG 4.9

$$q_v = \frac{\dot{Q}_2}{\eta_s \cdot \dot{V}_s} = \frac{i_{Kio} - i_s}{v_{Kio}} = \frac{i_{Kio} - i_{so} + c_p \cdot (t_{1K} - t_s)}{v_{Kio}} \dots\dots\dots 4.19$$

där c_p gäller som vätskans specifika värmekapacitet. EKV 4.11 och 4.19 ger

$$\frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_{2o}} = \frac{q_v}{q_{vo}} = 1 + c_p \cdot (t_{1K} - t_s) / (i_{2Ko} - i_s) \dots\dots\dots 4.20$$

FIG 4.12 visar detta förhållande för R502, varvid termodynamiska data för köldmediet hämtats ur [2].

4.1.5. Köldmedietemperatur efter kompression

Den temperatur som köldmediegasen får efter kompressionen har betydelse för köldmediets kemiska stabilitet, hetgasvärmeeffekten för exempelvis tappvattenvärming och framförallt för kompressorns livslängd. Hög temperatur kan sönderdela smörjolja och förstöra eventuella utloppsventiler i kompressorn. Högsta acceptabla temperatur för utgående köldmediegas är omkring $+140^\circ\text{C}$, om rimlig livslängd skall uppnås för kompressorn. För förlustfri kompression utan värmeutbyte dvs isentropisk kompression, se FIG 4.1, blir hetgastemperaturen

$$T_{Ku} = T_{Ki} \cdot \left(\frac{p_{1K}}{p_{2K}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \dots\dots\dots 4.2$$

där $\gamma = c_p/c_v$ för köldmediegasen med c_p = specifika värmekapaciteten vid konstant tryck och c_v = specifika värmekapaciteten vid konstant volymitet. Vid verkliga förhållanden läses hetgastemperaturen t_{Ku} för hermetiska och semihermetiska kompressorer i i-logp diagram för tillståndet vid aktuellt t_{1K} eller p_{1K} och

$$i_{Ku} = i_{Ki} + (i_{Ksu} - i_{Ki}) \cdot (1 - \dot{Q}_K/\dot{E}_K) / (\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_d) \dots\dots\dots 4.2$$

och för öppna kompressorer

$$i_{Ku} = i_{Ki} + (i_{Ksu} - i_{Ki}) \cdot (1 - \dot{Q}_K/\dot{E}_K) / (\eta_i \cdot \eta_m) \dots\dots\dots 4.2$$

För överslagsmässiga beräkningar gäller med R502 och för hermetiska eller semihermetiska kompressorer följande approximativa samband

$$t_{Ku} = 1,5 \cdot (t_{1K} - t_{2K}) + (t_{Ki} - t_{2K}) \dots\dots\dots 4.2$$

Denna formel är framtagen ur provdata från kompressorproven i avsnitt 4.2 jfr FIG. 4.31 - 4.34, FIG 4.44 - 4.45 och FIG 4.48.

EXEMPEL: Beräkna hetgastemperaturen t_{Ku} för kompressor typ BH5 arbetande med R502, $t_{1K} = + 40$ °C, $t_{2K} = - 30$ °C, $(t_{Ki} - t_{2K}) = 10$ °C och $\dot{Q}_K/\dot{E}_K = 0,15$.

Lösning:

1) Med EKV 4.24

$$t_{Ku} = 1,5 \cdot (40 - (-30)) + 10 = + 115 \text{ °C}$$

2) Med EKV 4.23

FIG 4.24 ger $\eta_{Ct} = 0,35$. FIG 4.2 ger $\eta_{Cd} = 0,72$ varvid $\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_d = 0,35/0,72 = 0,486$. Med hjälp av i-logp-diagram för R502 erhålls $i_{Ku} = 558 \cdot 10^3 + (602 - 558) \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,15) / 0,486 = 633 \cdot 10^3 \text{ J/kg}$ och för $t_{1K} = +40$ °C blir då $t_{Ku} = +112$ °C.

4.2 Kompressorprovning

4.2.1 Prov hos SRM

4.2.1.1 Provens omfattning

På uppdrag av Tour & Andersson AB har SRM för detta forskningsuppdrag kört kompressor-kapacitetsprov på 14 st kolvkompressorer mellan 1 och 7,5 kW nominell elmotoreffekt. Av dessa kompressorer var 6 st semihermetiska, här betecknade med "S" i typkoden t ex KS1, och övriga 8 hermetiska, här betecknade med "H" i typkoden, t ex TH5.

5 st kompressorer kördes med R12, vilket ger siffra 1 i typkoden och 9 st med R502, vilket ger siffra 5 i typkoden.

Kapacitetsprovningsens syfte var att fastställa kyleffekt \dot{Q}_2 , elmotorns effektförbrukning \dot{E}_K samt köldmedietemperatur vid kompressoravloppet t_{Ku} vid värden för t_{2K} mellan +5 och -35 °C och t_{1K} mellan +40 och +50 °C.

4.2.1.2 Kompressordata

Nedan ges den nominella elmotoreffekten samt slagvolymen vid angivet varvtal för de olika provade kompressorerna.

a) Semihermetiska

Kompressor	Nominell elmotor-effekt kW	Slagvolym, \dot{V}_s m ³ /h	Nominellt varvtal, n r/min
HS1	2,2	18,1	1450
IS1	2,2	18,6	1450
JSL	3,0	20,0	1450
KS1	4,4	33,1	1450
LS5	7,5	33,1	1450

b) Hermetiska

Kompressor	Nominell elmotor-effekt kW	Slagvolym, \dot{V}_s m ³ /h	Nominellt varvtal, n r/min
AH5	1,0	4,6	2950
BH5	2,2	13,3	2900
CH5	3,7	18,7	2950
DH5	3,7	19,9	2950
EH5	3,7	21,0	2950
FH5	3,7	21,0	2900
GH5	6,6	34,3	2900

Alla kompressorer hade elmotorer för 380 V, 3-fas och 50 Hz.

4.2.1.3 Provrigg och provförhållanden.

a) Kapacitetsprov

Proven utfördes i en kalorimeterrigg, för maximalt 23,2 kW kyleffekt, se FIG 4.13.

Kalorimetern har ett isolerande hölje. Inuti detta hölje finns en förångare i ett R12 bad. Temperaturen i detta R12 bad regleras med hjälp av elvärmestavar. När önskad förångningstemperatur t_{2K} erhållits, hålls den konstant och den tillförda eleffekten till kalorimetern, \dot{E}_{Kal} mäts.

För att säkerställa fullständig förångning överhettades alltid köldmedieången minst c:a 5 °C före förångarutloppet. I kompressorinloppet hade gasen en överhettning av 15 - 20 °C vid R12 och 5 - 10 °C vid R502 proven.

Köldmedieflödet mättes också från provriggens kondensoravlopp.

Den tillförda effekten till kompressoraggregatet mättes med eleffektmetare.

Trycken mättes med tryckgivare och manometrar i samma mätställe.

Temperaturerna mättes med motståndstermometrar och termoelement i samma mätställe.

b) Prov med olika inloppstillstånd.

FIG 4.14 visar den modifierade rigg som användes vid prov med olika inloppstillstånd för kompressor DH5, som provades med de ungefärliga ånghalterna 90,95 och 100 % i inloppet, samt med en saggasöverhettning av 5,10,15 och 20 °C.

Köldmedieflödet genom kompressorn bestämdes då genom att summera flödet genom kalorimetern och flödet genom turbinmätaren, se FIG 4.14. Vid överhettad köldmedieånga mättes inloppstillståndet på normalt sätt med temperaturgivare och manometer. Vid köldmedievätska i inloppsången bestämdes fuktighetsgraden med hjälp av turbinmätarens uppmätta vätskemängd och energibalansberäkning för inloppsröret till kompressorn. Härvid hade inloppsrörets ringa värmeutbyte med omgivningen, bestämts genom tidigare kalibrering.

Driftsfall med kompressoravloppstemperaturen t_{Ku} över + 150 °C har ej genomförts.

4.2.1.4 Provresultat

Provresultaten redovisas här dels som köldmedieflöde \dot{m}_K och eleffektbehov \dot{E}_K för kompressorn elmotor i FIG 4.15 - 4.21 för kompressor AH5 - GH5, dels som verkningsgradsdiagram för η_{ct} och η_s i FIG 4.22 - 4.25.

Diagram av typ FIG 4.15 - 4.21 är anpassad till beräkning av aktuell kompressortyps prestanda och värmefaktor vid användning i en värmepump av i övrigt givet utförande och vid givna kondenserings- och värmekälltemperaturer, se vidare i avsnitt 8.

FIG 4.22 - 4.29 visar den volymetriska verkningsgraden η_s och den totala Carnotska verkningsgraden η_{ct} för effektbehovet, se EKV 4.8 respektive 4.4, som funktion av köldmediets tryckförhållande p_{1K}/p_{2K} vid kompressorn ut- och inlopp eller olika förångningstemperaturer t_{2K} vid givna kondenserings- och värmekälltemperaturer t_{1K} .

Den volymetriska verkningsgraden är ett mått på hur effektivt kompressorn slagvolym utnyttjas för köldmedietransporten och saknar egentligen praktisk betydelse för brukaren. Dock innebär ett lägre η_s normalt större strömningsförluster i kompressorn och alltid behov av större slagvolym. Detta ger i sin tur ett lägre värde på $\eta_i \cdot \eta_m$, som enligt EKV 4.4 ingår i η_{ct} . Lägre η_s kan sålunda vanligen förväntas ge sämre η_{ct} och därmed lägre värmefaktor i en värmepumptillämpning. Denna relation mellan η_s och η_{ct} återspeglas också av FIG 4.22 - 4.29.

Skillnaden i effektverkningsgraden η_{ct} mellan å ena sidan de semihermetiska och å andra de hermetiska i proven är ringa för samma slagvolym, trots att de hermetiska arbetar med det dubbla varvtalet, c:a 2900 r/min jämfört med de semihermetiskas c:a 1450 r/min. Högre varvtal ger mindre tillgängligt utrymme för ventiler i kompressor-toppen och därmed högre gashastighet och strömningsförluster.

I FIG 4.15 - 4.21 är \dot{E}_K direkt mätta värden vid de aktuella driftsbetingelserna. \dot{m}_K har beräknats som, se FIG 4.13

$$\dot{m}_K = \dot{E}_{Kal} / (i_{Ki} - i_s) \quad \dots \quad 4.25$$

I FIG 4.22 - 4.29 gäller med beteckningar enligt FIG 4.13 med $\dot{V}_s = n \cdot V_s$ ur tabell enligt 4.2.1.2

$$\eta_s = \dot{E}_{Kal} \cdot v_{Ki} / (i_{2K} - i_s) \quad \dots \quad 4.26$$

dvs η_s gäller för vid proven aktuella överhettningar, 5 till 10 °C för R502 och 15 till 20 °C för R12,

och

$$\eta_{\text{Ct}} = \dot{E}_{\text{kal}} \cdot \frac{i_2'' - i_1'}{i_{2k}'' - i_2'} \cdot \frac{v_{2K}''}{v_2''} / \left(\dot{E}_K \cdot \frac{T_2}{T_1 - T_2} \right) \dots\dots\dots 4.27$$

För η_{Ct} har sålunda korrigerings skett till kyleffekt eller värmeupptagning utan underkylning och överhettning, medan eleffektbehovet \dot{E}_K är det vid proven aktuella. \dot{E}_K är ju dock oberoende av underkylningen och varierar obetydligt med överhettningen, se FIG 4.10, 4.11 och 4.30. För värmepumpar erhålls dock normalt en "nyttig" överhettning i förångaren på 5 à 10 °C och en "nyttig" underkylning på c:a 5 °C, vilket sålunda skulle ge ett något högre η_{Ct} än FIG 4.22 - 4.29 visar för beräkning av värmefaktorn enligt EKV 4.1. Vid användning av särskild underkylare för t.ex ventilationsluftvärmning kan en avsevärd underkylning och ökning av η_{Ct} erhållas.

Såsom jämförelse har kurvor för η_s och η_{Ct} tagits ur [1] och visas i FIG 4.7 och 4.8. FIG 4.30 och 4.31 visar inflytandet av inloppstillståndet till kompressorn på värmeupptagning eller kyleffekt \dot{Q}_2 , eleffektbehov till kompressor \dot{E}_K , η_s och η_{Ct} . I detta fall har dock η_{Ct} beräknats för provets inloppstillstånd, se FIG 4.14. För R502 är det uppenbarligen fördelaktigt med stor överhettning från förångaren, jämför också FIG 4.10, förutsatt att förångningstemperaturen på grund härav ej nämnvärt sänks, se avsnitt 6.6.

Slutligen visas i FIG 4.32 - 4.35 hetgasttemperaturen t_{Ku} som funktion av förångningstemperaturen t_{2K} med kondenseringstemperaturen t_{1K} som parameter.

4.2.2 Prov hos KTH

4.2.2.1 Provens omfattning

Här redogörs för resultatet från provningar av 7 olika typer av hermetiska kompressorer. Proven ingår i Anders Göranssons examensarbete "Undersökning avseende hermetiska kompressorerers prestanda vid kyl- och värmepumpförhållanden" [5], som utförts vid Institutionen för Mekanisk värmeteori och kylteknik KTH 1978/79 samt kompressorprov utförd för IP:s räkning av Anders Göransson. För samtliga prov har R22 använts. Resultaten har dock bearbetats så att direkt jämförelse med SRM-proven kan ske. Kyleffekt \dot{Q}_2 och totala Carnotska verkningsgraden η_{Ct} har därför definierats enligt FIG 4.13.

4.2.2.2 Kompressordata

Kompressor	Nominell elmotor- effekt kW	Slagvolym, \dot{V}_s m^3/h	Nominellt varvtal n r/min
MH2	ca 3	ca 15	ca 2950
NH2	ca 3	ca 15	ca 2950
DH2	ca 3	ca 15	ca 2950
PH2	ca 2,5	ca 13	ca 2950
QH2	ca 2,5	ca 13	ca 2950
RH2	ca 3,5	ca 18	ca 2950
SH2	ca 2	ca 12	ca 2950

Alla kompressorer hade elmotorer för 380 V, 3-fas och 50 Hz.

4.2.2.3 Provutrustning

Bestämning av driftdata skedde genom anslutning av respektive kompressor till institutionens kalorimeter. Denna kalorimeter framtogs i samband med ett examensarbete av Hugo Johansson, där en detaljerad redogörelse för dess funktion ges. Kalorimetern innehåller en förångare, innesluten i en köldbärarekrets och en vattenkyld kondensator. Förångaren, köldbärarekretsen inklusive pumpen och elvärmepatronerna är inbyggda i en isolerad aluminiumlåda. Alstrad kyleffekt är lika med pumpens och elvärmepatronernas eleffektförbrukning plus värmeinläckningen genom aluminiumlådan, sedan stationära driftförhållanden inträtt.

4.2.2.4 Provresultat

I FIG 4.36 - 4.42 visas \dot{Q}_2 och \dot{E}_K som funktion av t_{2K} . I FIG 4.36 har även fabrikantdata lagts in. FIG 4.43 - 4.44 visar η_{Ct} som funktion av tryckförhållandet. Medelvärde av η_{Ct} för BH5 - GH5 och LS5 har inritats i figurerna. R22 proven från KTH uppvisar betydligt högre verkningsgrader än SRM-proven samt därmed en bättre överensstämmelse med [1]. I FIG 4.45 - 4.46 visas t_{Ku} som funktion av t_{2K} och t_{1K} .

4.2.3 Provdata från värmväxlarkapacitetsprov

Vid förångarproven och kondensatorproven, vilkas resultat senare redovisas i denna rapport, användes kompressor TH5a respektive TH5b. Köldmedieflödet \dot{m}_K och totala Carnotska verkningsgraden η_{Ct} har beräknats med hjälp av mätdata från dessa prov.

Kondensatorproven med kompressor TH5 b är utförda med en modifierad värmepump av typ TA

3001, vilken före proven haft några tusen timmars gångtid. Dessutom finns här en fyrvägsventil med placering som i FIG 5.5. Denna ventil kan ha ett visst läckage mellan hög- och lågtryckssida, vilket i så fall medfört lägre kyleffekt \dot{Q}_2 och lägre η_{Ct} .

I FIG. 4.47 redovisas \dot{E}_K och \dot{m}_K som funktion av t_{2K} . FIG 4.48 visar η_{Ct} som funktion av p_{1K}/p_{2K} . Kompressor TH5 b ger lägre η_{Ct} än TH5a. Detta kan bero på ovannämnt läckage i fyrvägsventilen. Om läckageflödet i kg/s är konstant minskar η_{Ct} mera vid lägre förångningstemperaturer på grund av minskande kompressorkapacitet mätt som \dot{m}_K . Högre kondenseringstryck ger också större läckage på grund av lägre volymitet hos gasen i läckagespalten. Genom spalten kan man förvänta sig att ljudhastighet för gasen inträffar på grund det stora aktuella tryckförhållandet p_{1K}/p_{2K} .

4.2.4 Kompressorlångtidsprov.

I avsikt att få en indikering på kompressorlivslängden hos en värmepump utfördes hos SRM prov vid långtidsdrift med hög arbetstemperatur. De provade kompressorerna var en hermetisk, DH5, med R502 och en semihermetisk, IS1, med R12.

Kompressorerna provades i en apparatur enligt FIG 4.50. Med hjälp av värmebalans för kondensorn och en flödesmätare av turbintyp i sugledningen fastställdes köldmedieflödet, se FIG 4.50, med två av varandra oberoende metoder. Dock visade sig turbinmätaren otillförlitlig, varför redovisade η_s - och η_{ct} -värden baserar sig på kondensorerberäkningen. Eleffektbehovet mättes såsom för ovannämnda kapacitetsprov hos SRM. Med hjälp av tryckmätning vid kompressorinlopp och utlopp har sedan den volymetriska verkningsgraden η_s och Carnot-verkningsgraden η_{ct} fortlöpande beräknats efter driftperioder på 100 till 200 timmar. En gång i månaden har en mindre mängd olja och köldmedium urtappats kompressorn och sänts till Danfoss A/S, Nordborg, Danmark för analys av halten sönderdelningsprodukter. Danfoss har utvecklat ett avancerat kunnande på detta område för kontroll av effekten från olika driftbetingelser på kompressorlivslängden. Denna påverkas väsentligt av smörjoljans och köldmediets kondition. Ökande halt av sönderdelningsprodukter från olja och köldmedium antyder för rimlig livslängd oacceptabla driftförhållanden. De ur proven beräknade värdena för η_s och η_{ct} lämnar en direkt information om kompressorns kondition. Påtagligt slitage och otäta ventiler sänker η_s - och η_{ct} -värdena.

Kompressorfabrikanter varnar för en väsentlig risk för livslängdsförkortning på grund av smörjolje- och köldmediesönderdelning vid drifttemperaturer mätt på tryckrör vid kompressorutlopp överstigande +140°C. Normalt bör temperaturen ej överstiga ca +120°C för maximal livslängd. Detta gör, att köldmedierna R12 och R502 är att föredra framför R22, åtminstone vid uteluft-vattenvärmepumpar i svenska bostäder, se FIG 4.35, 4.45, 4.46 och 4.49.

Provresultat för kompressor IS1 med R12

Under långtidsprovets första del, 2935 timmar, hölls följande driftvärden praktiskt taget konstanta

$$\begin{aligned} t_{1K} &= +65^{\circ}\text{C} \\ t_{2K} &= -4^{\circ}\text{C} \\ t_{Ku} &= +120^{\circ}\text{C} \\ p_{1K} / p_{2K} &= 6,2 \end{aligned}$$

Under provets sista del, 2746 timmar, ändrades driftvärdena till

$$\begin{aligned} t_{1K} &= +65^{\circ}\text{C} \\ t_{2K} &= -22^{\circ}\text{C} \\ t_{Ku} &= +140^{\circ}\text{C} \\ p_{1K}/p_{2K} &= 12,4 \end{aligned}$$

En viktig sönderdelningsprodukt i köldmediet R12 diklordifluormetan är R22, monoklordifluormetan. FIG 4.51 visar hur η_s , η_{Ct} och halten av R22 förlöpt under hela provtiden. Danfoss omdöme om R22-halten är, att den ej ligger på riskabel nivå. Den snabba stegringen av halten i början av driftperioden bedöms som beroende på "inkörning" av kompressorn. Oljans kvalitet var under 5000 timmar av drifttiden enligt Danfoss utan anmärkning. Strax efter 5000 timmar noteras dock en lätt oxidation av smörjoljan, vilket kan tas som en indikation på att driftförhållandet ligger på gränsen till de acceptabla. Tillsammans med de praktiskt taget oförändrade värdena på η_s och η_{Ct} tyder långtidsprovet på att tryckrörstemperaturer t_{Ku} upp till ca $+140^{\circ}\text{C}$ ej är kraftigt livslängdsförkortande vid användning av R12. Det skall observeras, att temperaturerna vid tryckventilerna då är väsentligt högre.

Kapacitetsproven har, se FIG 4.26 till 4.29, praktiskt taget samma värden för η_{Ct} och η_s vid lika tryckförhållande p_{1K}/p_{2K} som långtidsproven.

Provresultat för kompressor DH5 med R502

För denna kompressor var den totala provtiden 2810 timmar med kontinuerlig drift. Under denna tid gällde

$$\begin{aligned} t_{1K} &= +49^{\circ}\text{C} \\ t_{2K} &= -25^{\circ}\text{C} \\ t_{Ku} &= +120 \text{ till } +130^{\circ}\text{C} \\ p_{1K}/p_{2K} &= 8,5 \end{aligned}$$

Vid samma driftförhållanden gav kapacitetsproven enligt FIG 4.23 och 4.25

$\eta_{Ct} = 0,25$ och $\eta_s = 0,33$, vilka värden ligger något högre än långtidsprovets, se FIG 4.52. I denna har också halter av sönderdelningsprodukter och främmande gaser i köldmediegasprovet presenterats. Observera att kvävgas och syrgas kan

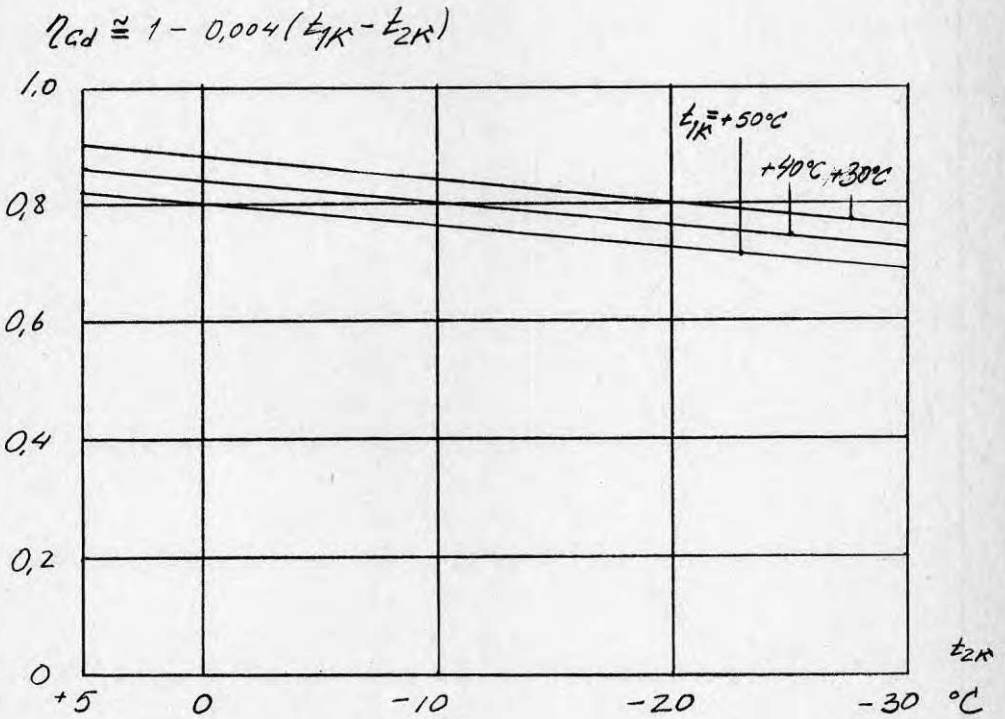
häröra från initialmängder i provtagningsbehållare, och i kalorimeter. En nedgång av O_2 - och N_2 -halter till ca en fjärdedel inträffade efter analysprov vid 580 drifttimmar. Då bortföll kylvattnet till kondensorn, varvid åtföljande kondensortryckstegring från kompressordriften fick kondensorns säkerhetsventil att öppnas. Härvid utblåstes ungefärligt halva köldmediemängden i systemet. Eftersom också inertgaser i köldmediesystemet i huvudsak utskiljs och koncentreras i en tubpannekondensorns övre, gasfyllda del, utblåstes med stor sannolikhet merparten av i kalorimeter befintlig inertgas vid nämnda tillfälle.

Liksom för IS1-kompressorn har η_s , η_{ct} och halter av sönderdelningsprodukter ej signifikant förändrats under proven. Danfoss har också bedömt oljeproven som varande fria från nedbrytningsprodukter. Driftförhållandena skulle med ledning härav bedömas som ej nämnvärt livslängdsförkortande och därför acceptabla.

Litteraturreferenser till avsnitt 4

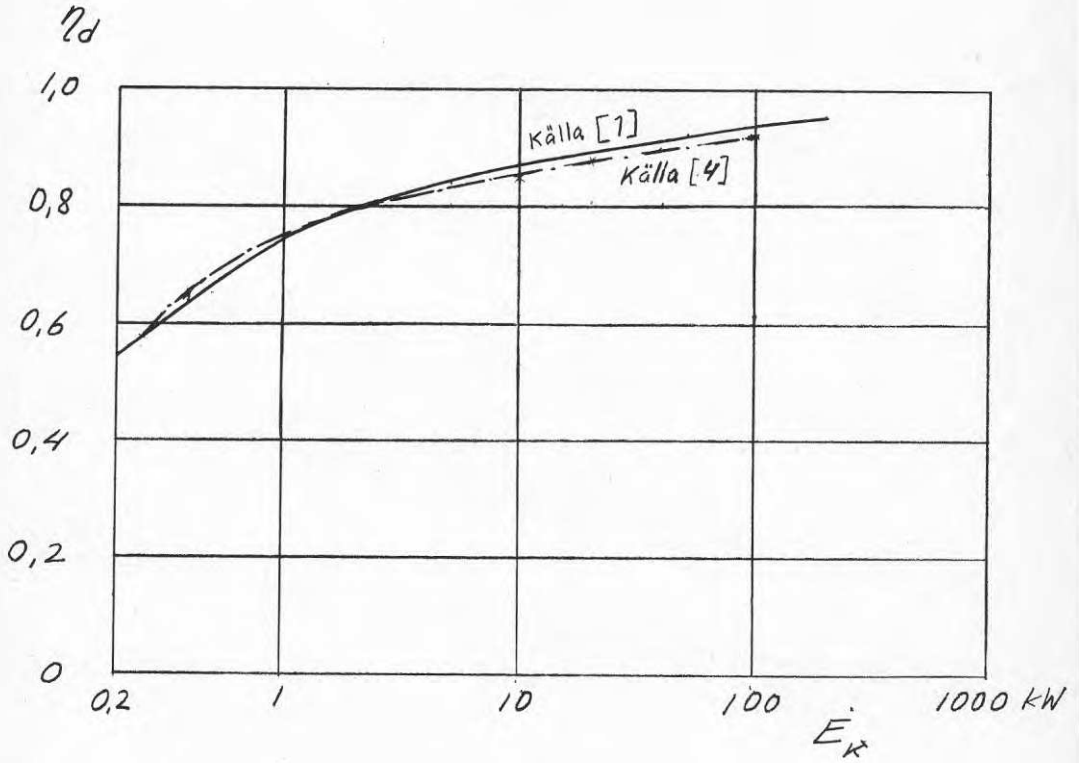
- [1] Pierre, B: Kompendium i Kylteknik AK, Inst Mekanisk värmeteri och kylteknik, KTH, Stockholm 1972
- [2] Ekroth, I: "Termodynamiska data för köldmedier". Inst Mekanisk värmeteri och kylteknik, KTH 1979
- [3] Glas, L-O: "Värmepumpboken" Ingenjörsläroverket, 1978
- [4] Bäckström, M: "Kylteknikern" Almqvist & Wiksell, Stockholm 1970
- [5] Göransson, A: "Undersökning avseende hermetiska kompressorers prestanda vid kyl- och värmepumpförhållanden". Examensarbete, Inst Mekanisk värmeteri och kylteknik, KTH, 1978/79.

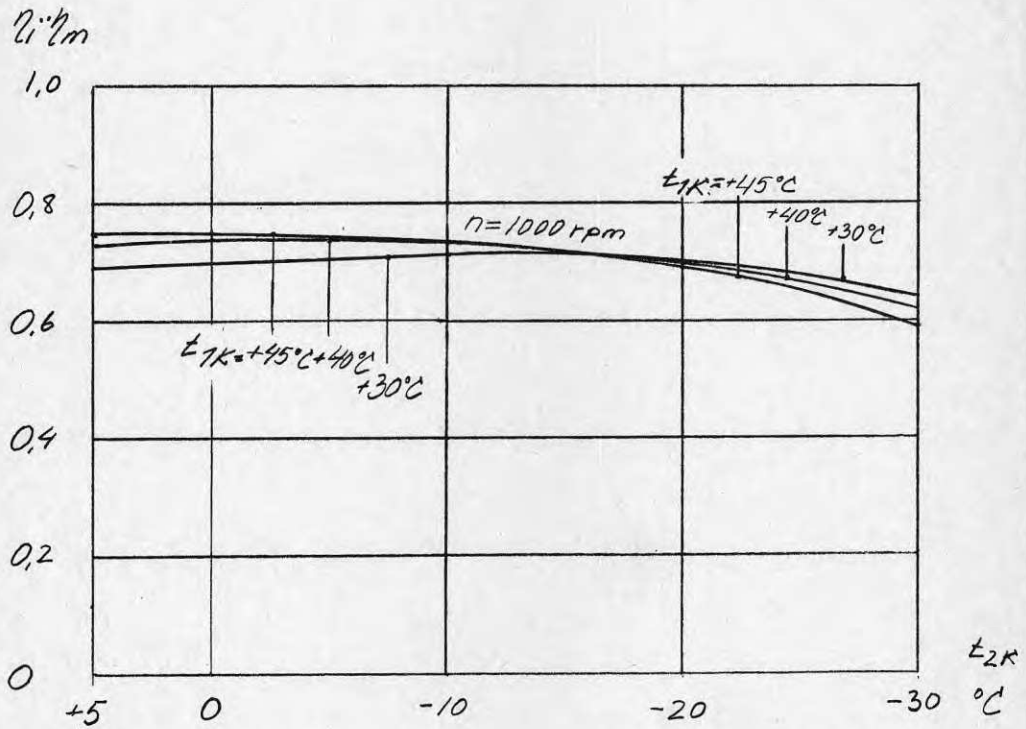
Litt.ref. [3]



Litt.ref.
[1], [4]

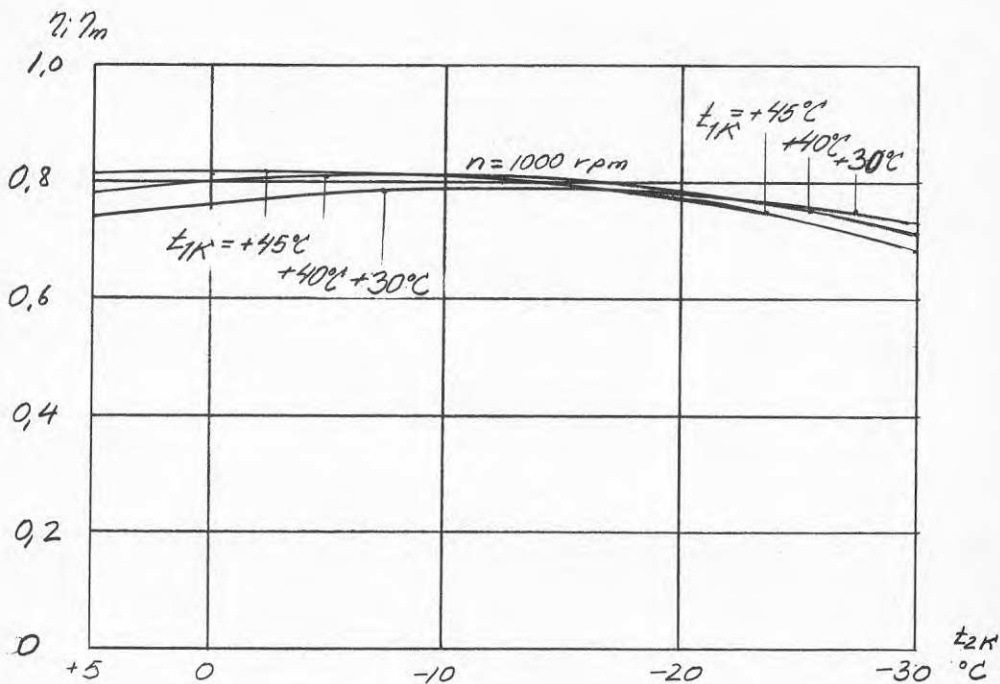
η_d som funktion av motorstorlek \dot{E}_K vid
nominellt effektuttag



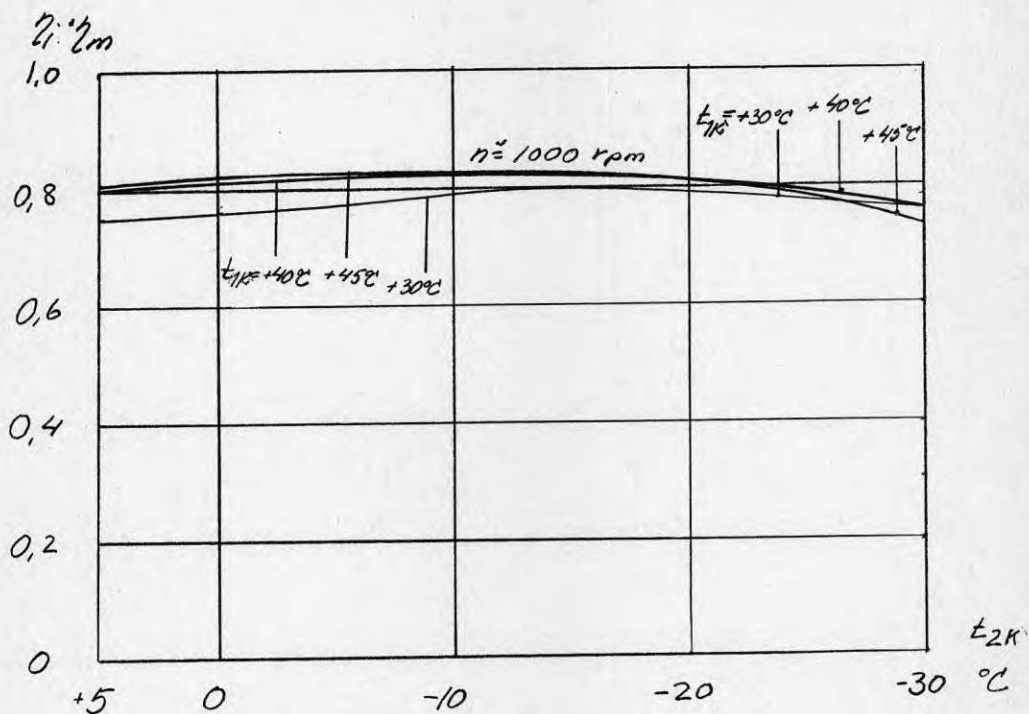


För kompressorer med $n \approx 1500 - 1800 \text{ v/min}$ kan man förvänta sig $\eta_i \cdot \eta_m$ som är 85-90 % av ovan angivna värden.

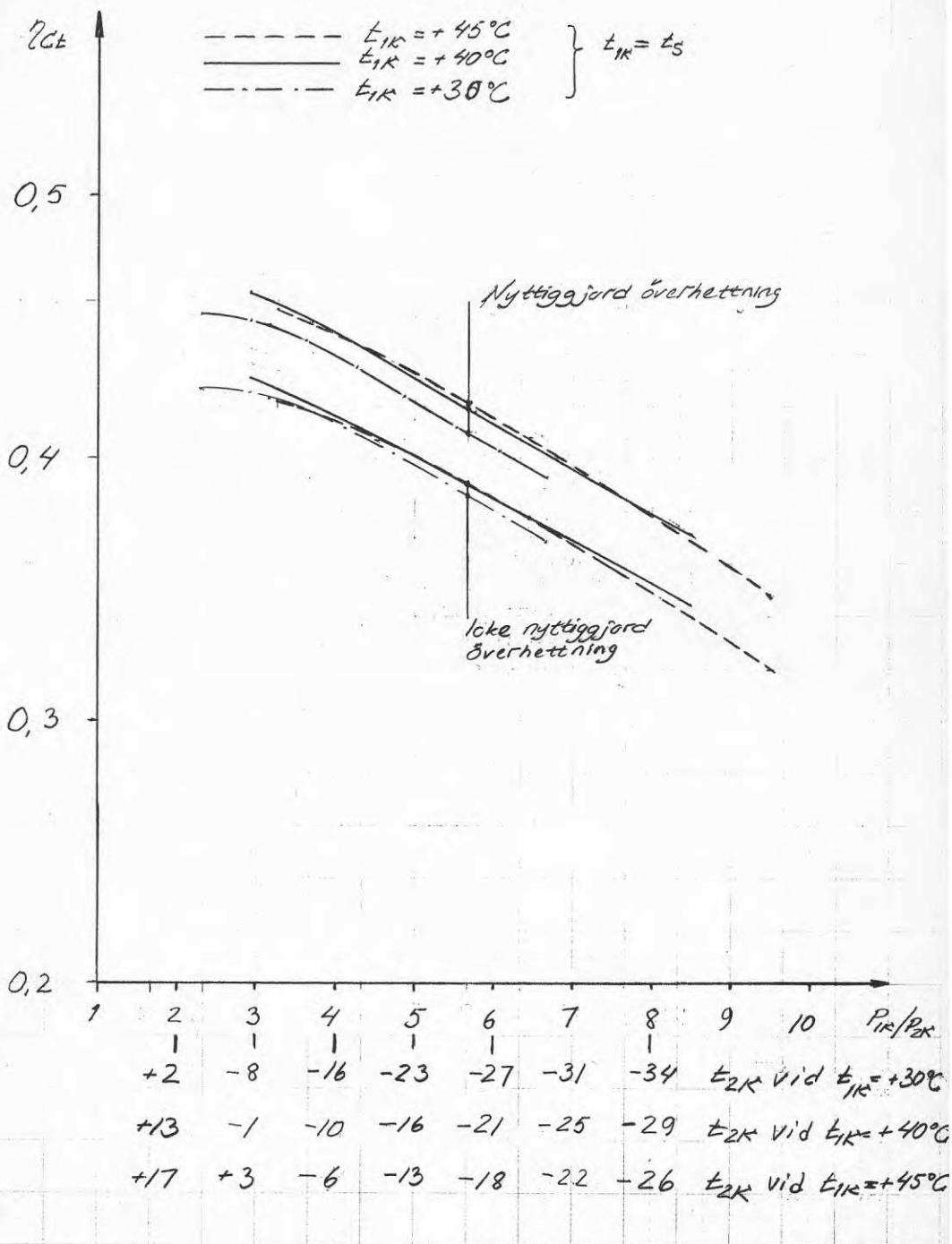
Litt.ref. [1]



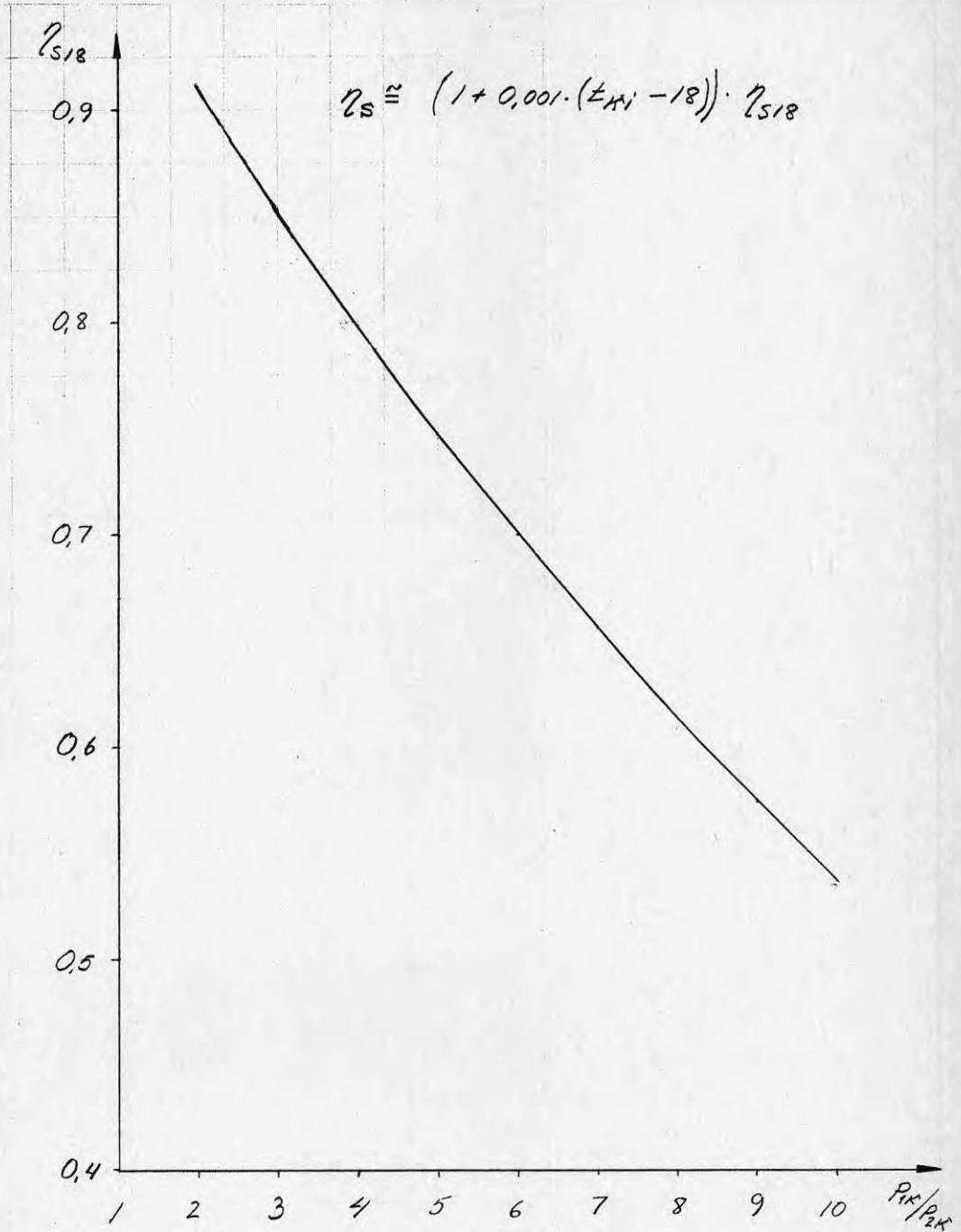
För kompressorer med $n \approx 1500 - 1800 \text{ r/min}$ kan man förvänta sig $\eta_i \eta_m$ som är 85-90% av ovan angivna värden.

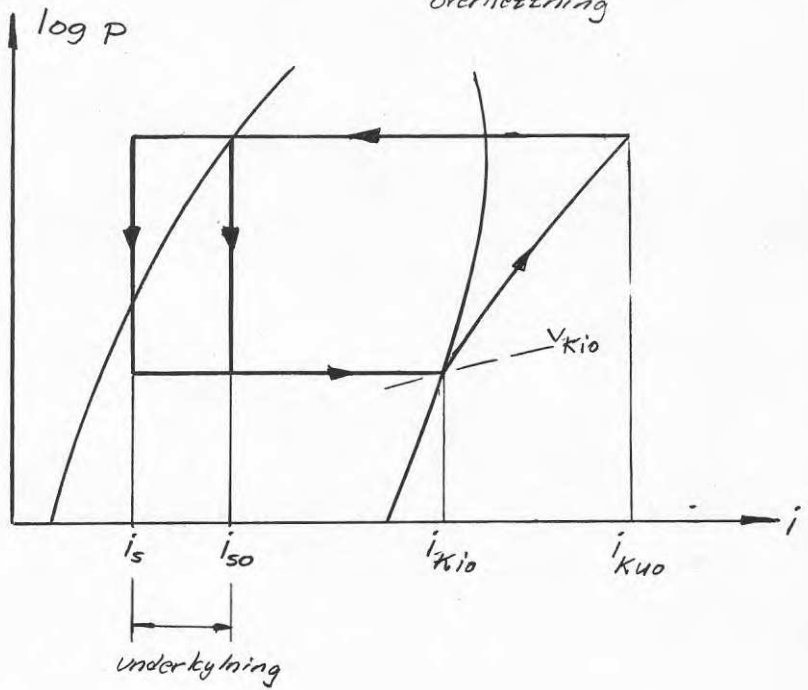
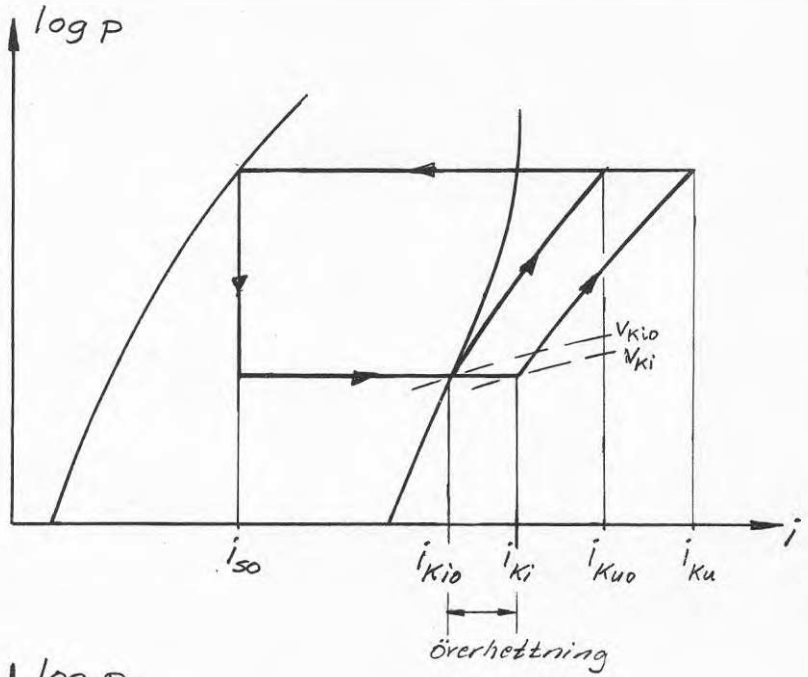


För kompressorer med $n \approx 1500 - 1800 \text{ r/min}$
 kan man förvänta sig $\eta_i \cdot \eta_{mk}$ som är 85-
 90% av ovan angivna värden.



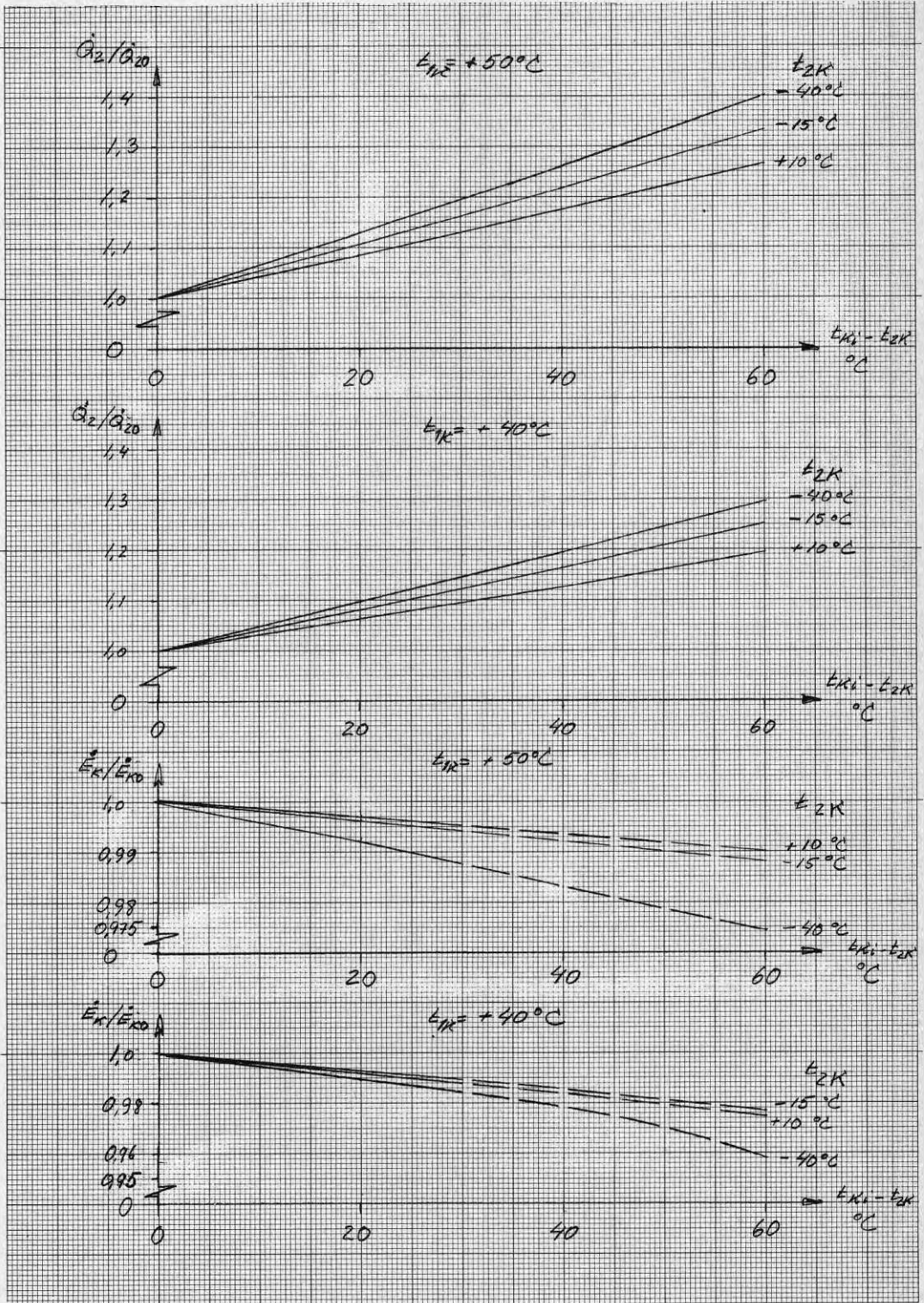
Litt.ref. [1]



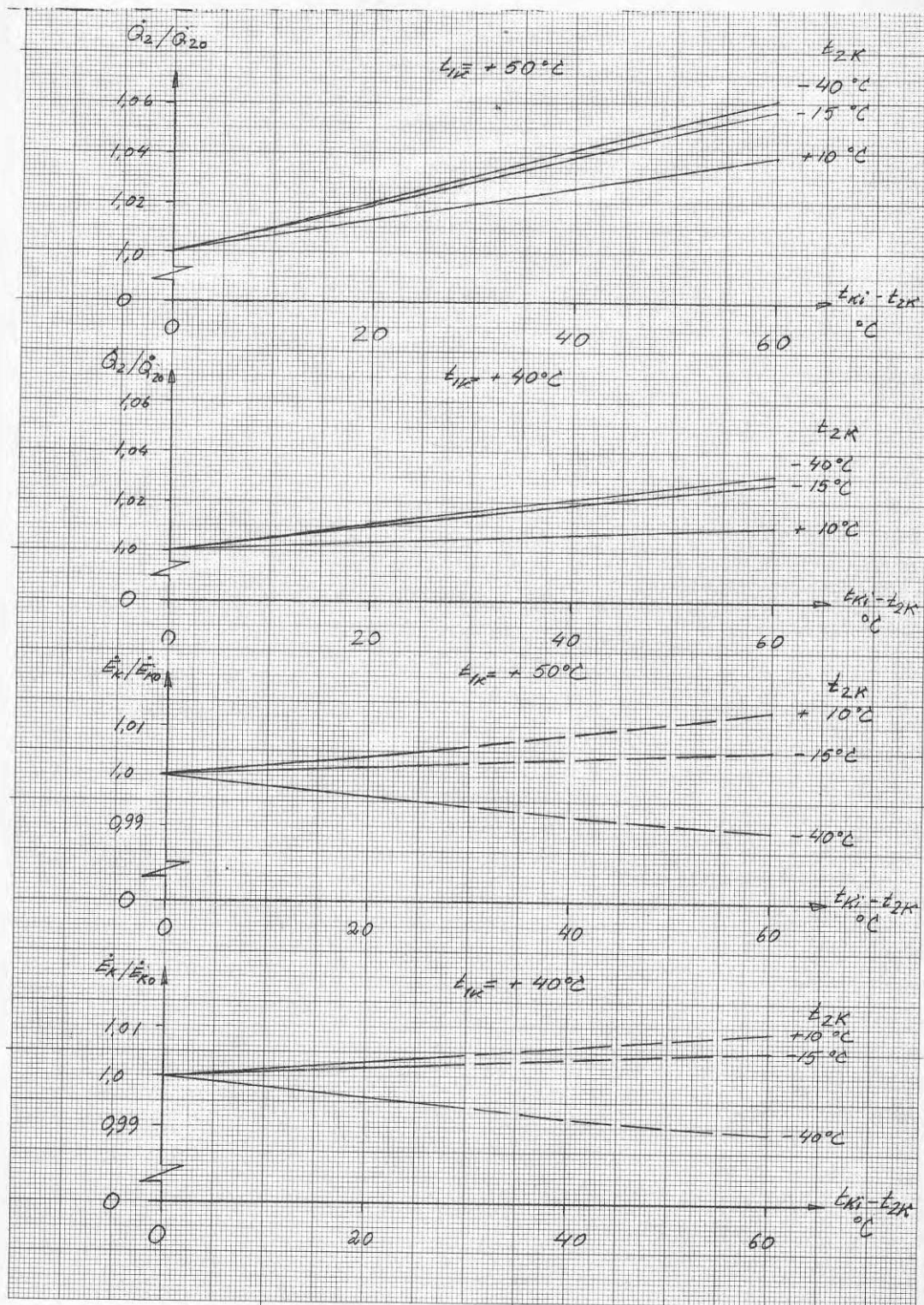


Litt.ref.

[1], [2]



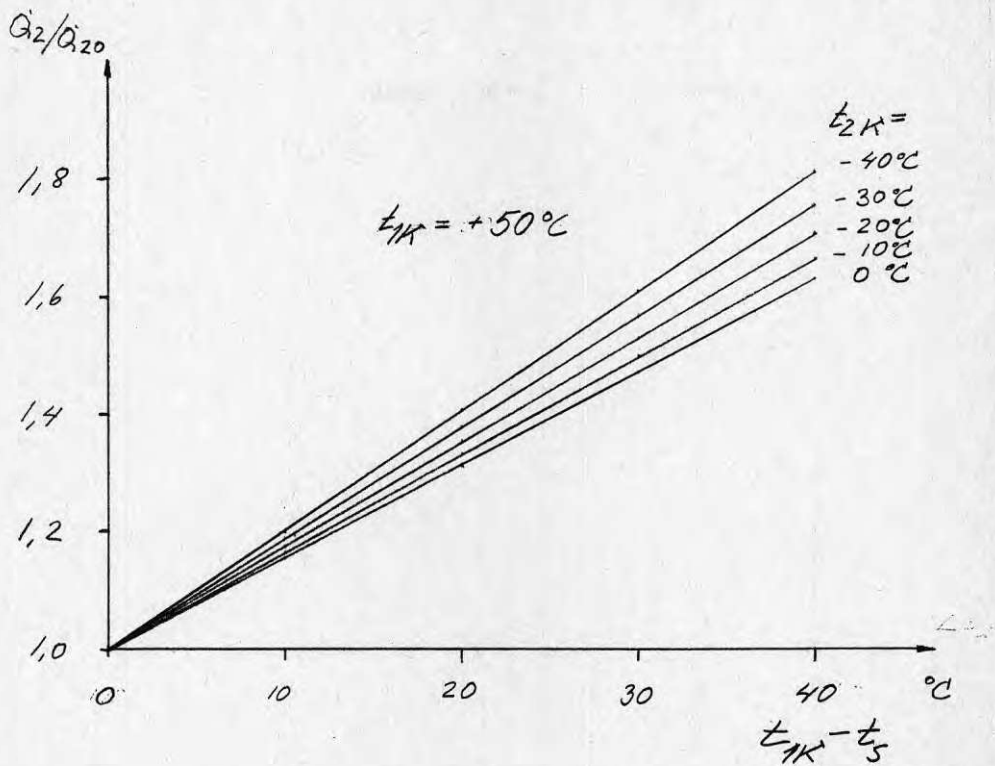
Litt.ref.
[1], [2]

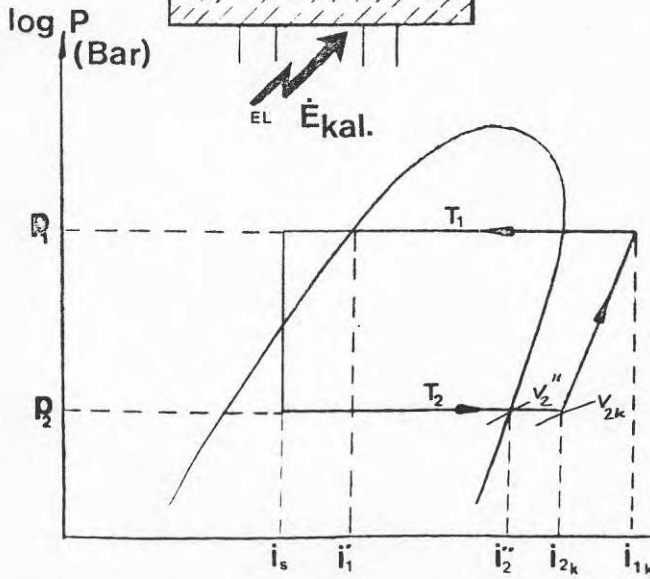
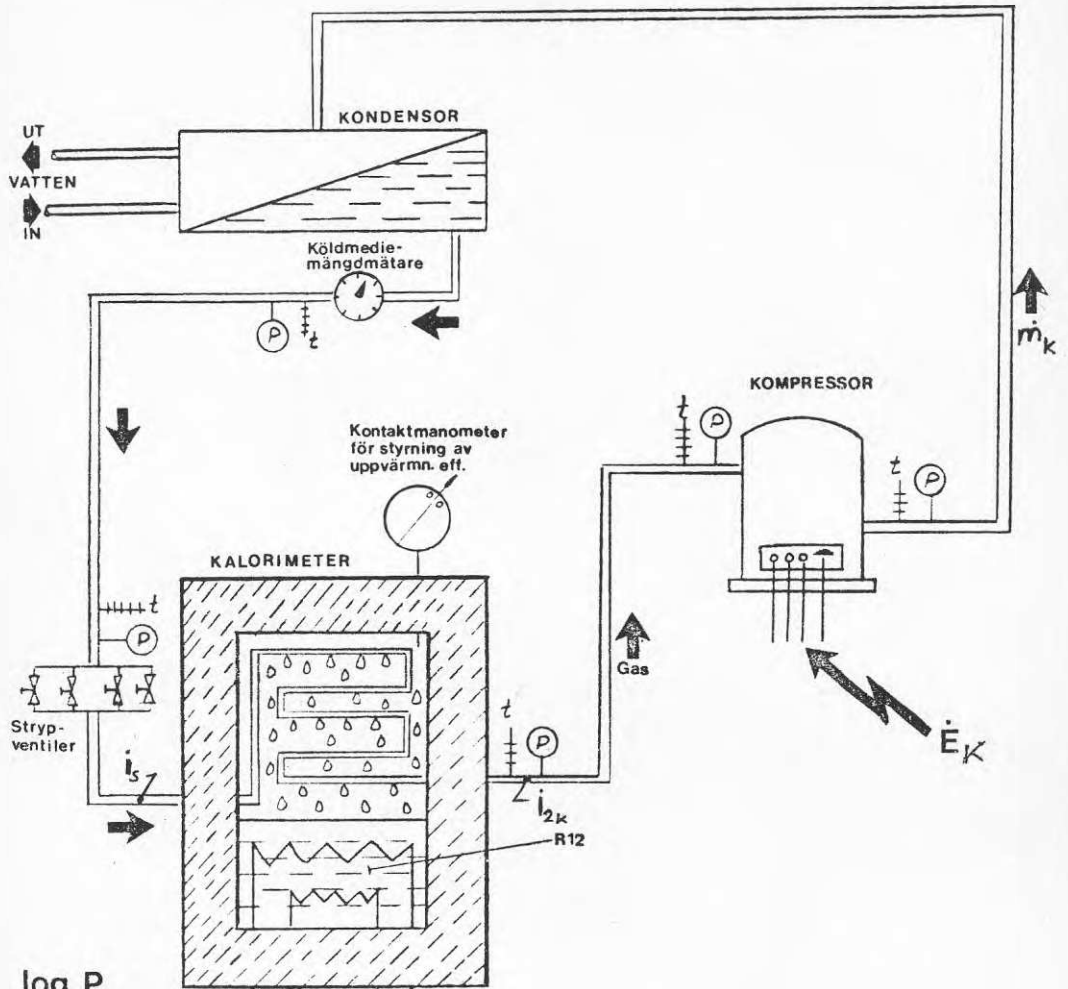


Litt.ref.

R502

[1], [2]





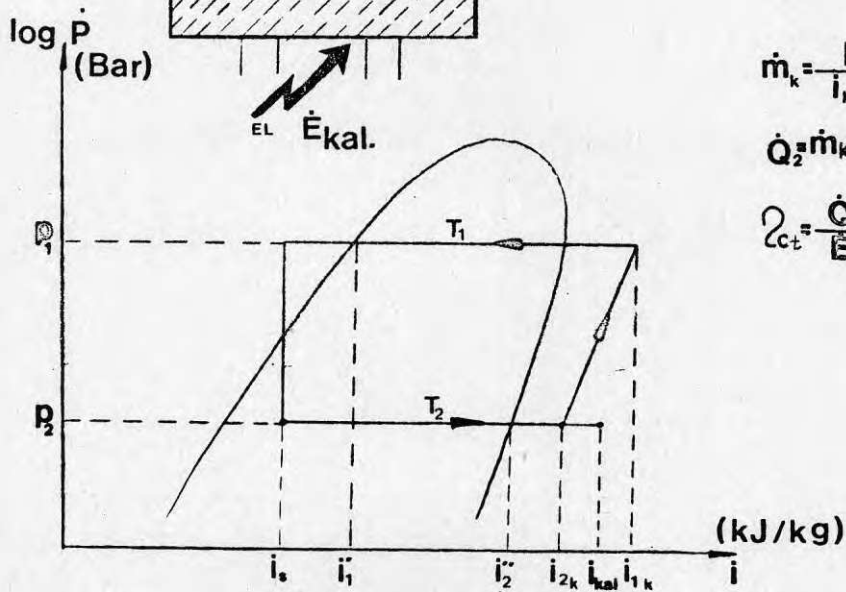
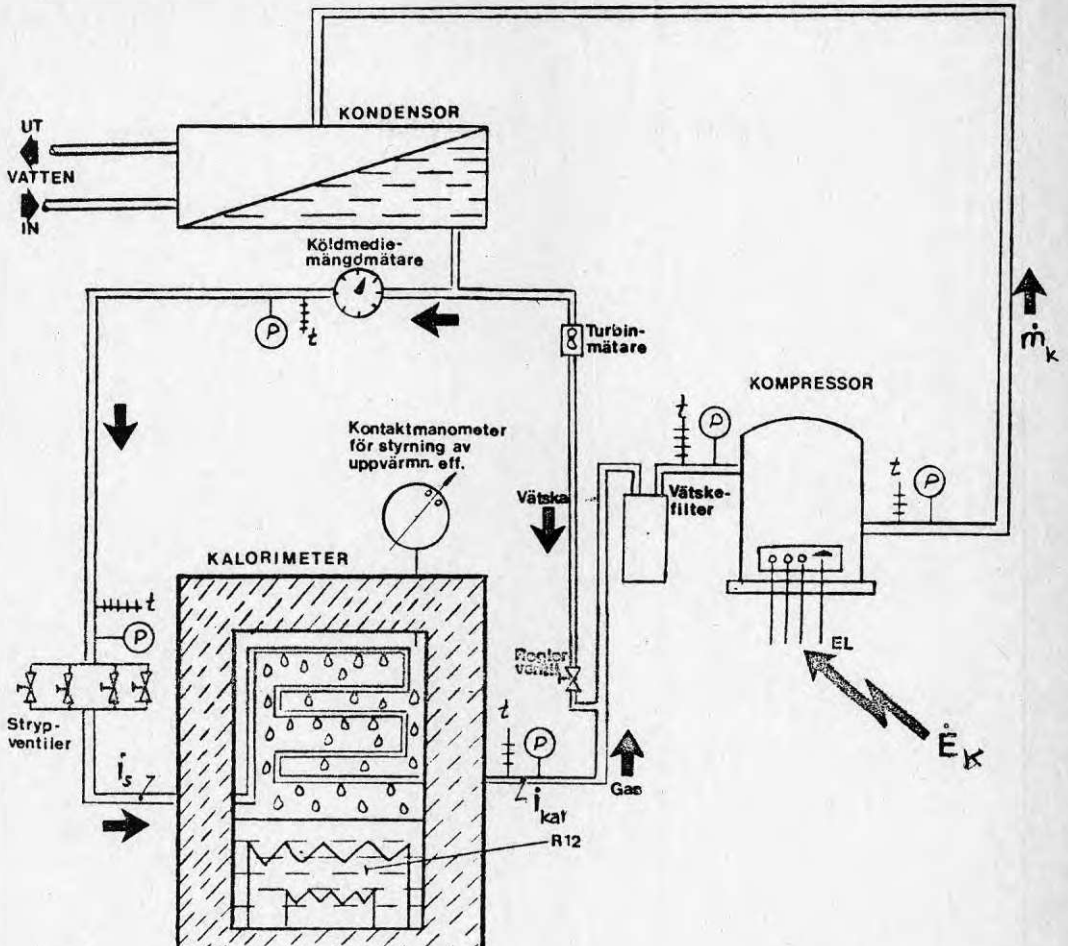
$$\dot{E}_L = V_1 \cdot n \cdot \rho_s \cdot \frac{i_{2k} - i_s}{v_{2k}}$$

$$\dot{Q}_2 = V_2 \cdot n \cdot \rho_s \cdot \frac{i_2' - i_1'}{v_2'}$$

$$= \dot{m}_K \cdot (i_2'' - i_1')$$

$$\rho_{ct} \cdot \frac{\dot{Q}_2}{\dot{E}_K} \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_2}$$

(kJ/kg)



$$\dot{m}_k = \frac{\dot{E}_{kal}}{i_{kal} - i_s} + \frac{\dot{V}_s}{v_s}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_k (i_{2k} - i_1)$$

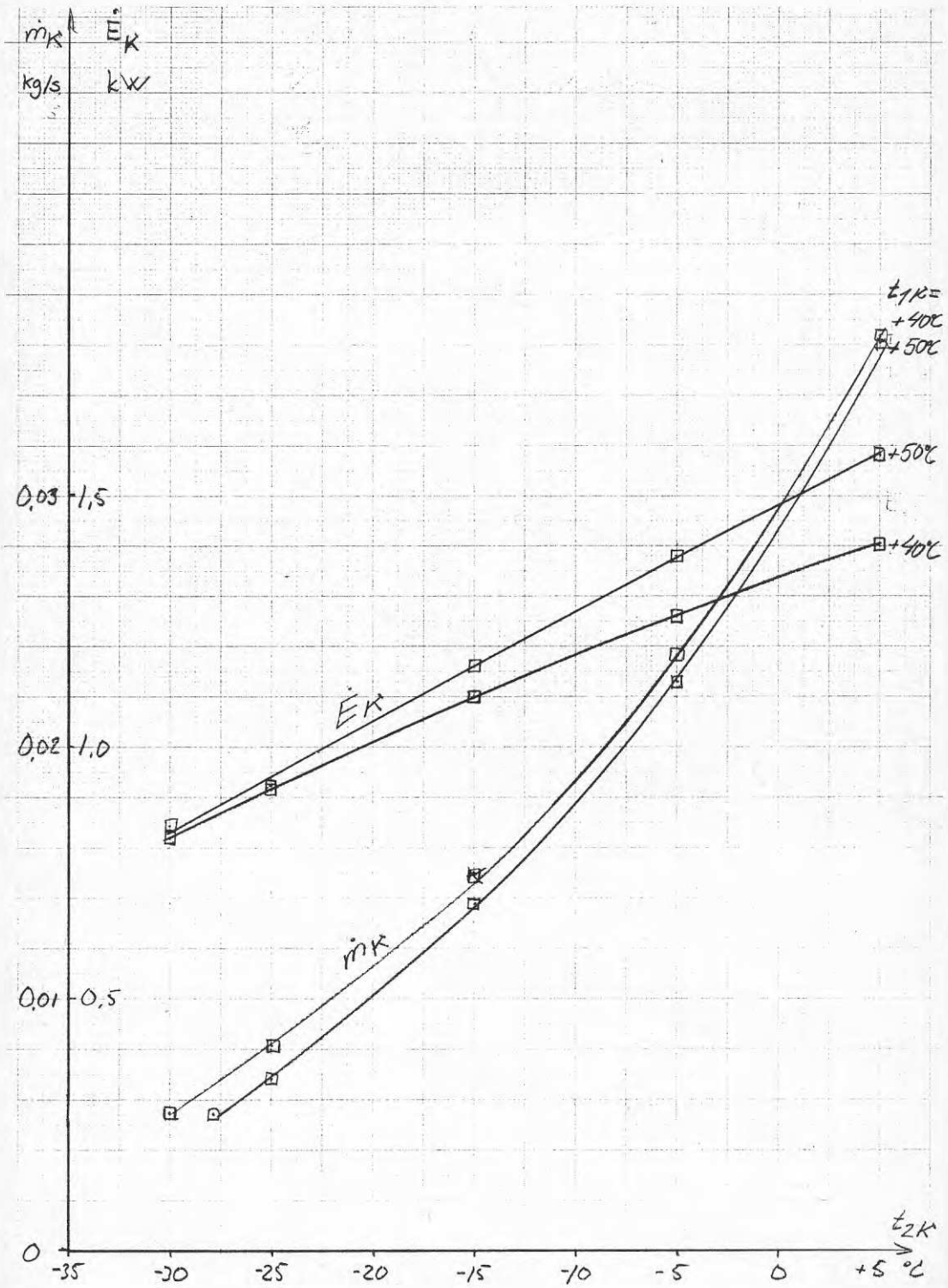
$$\dot{Q}_{ct} = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{E}_K} \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_2}$$

FIGUR 4.15

SRM-prov.

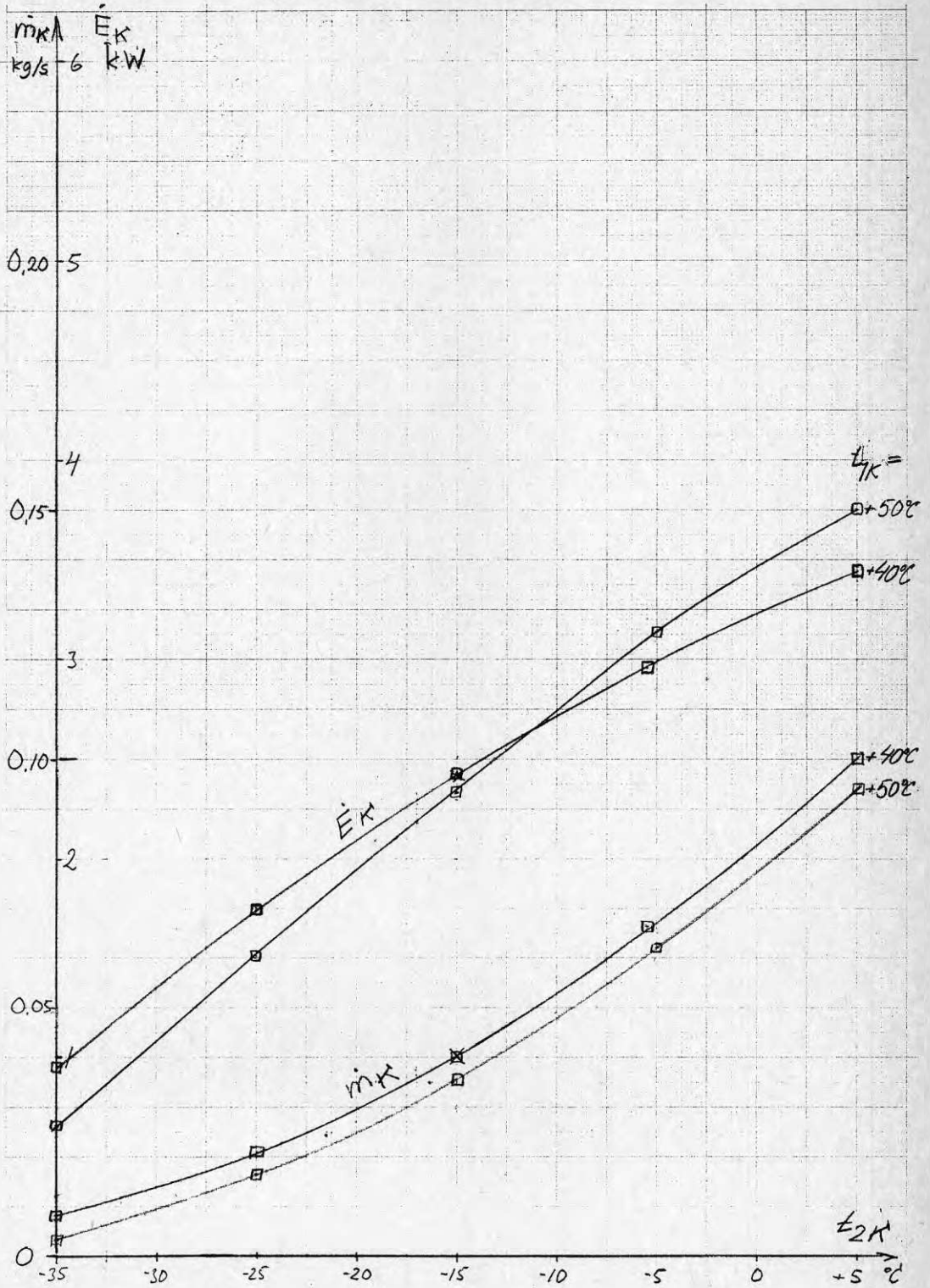
Kölmmedium: R502. $t_{K1} - t_{2K} = 10^{\circ}\text{C}$

Kompressor: AH5



Køldmedium: R502. $t_{K1} - t_{2K} = 10^{\circ}\text{C}$

Kompressor: BH5

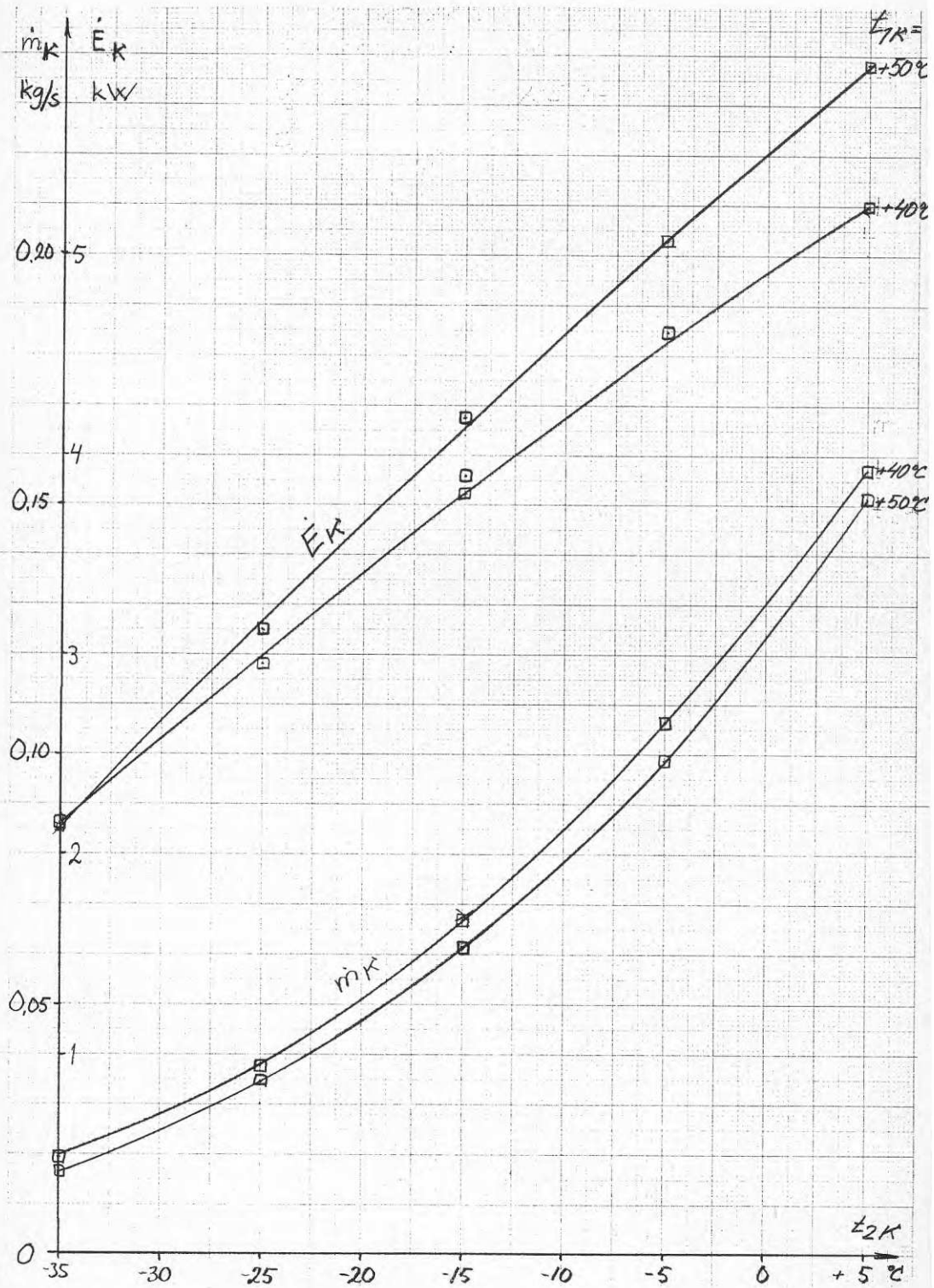


FIGUR 4.17

SRM-prov.

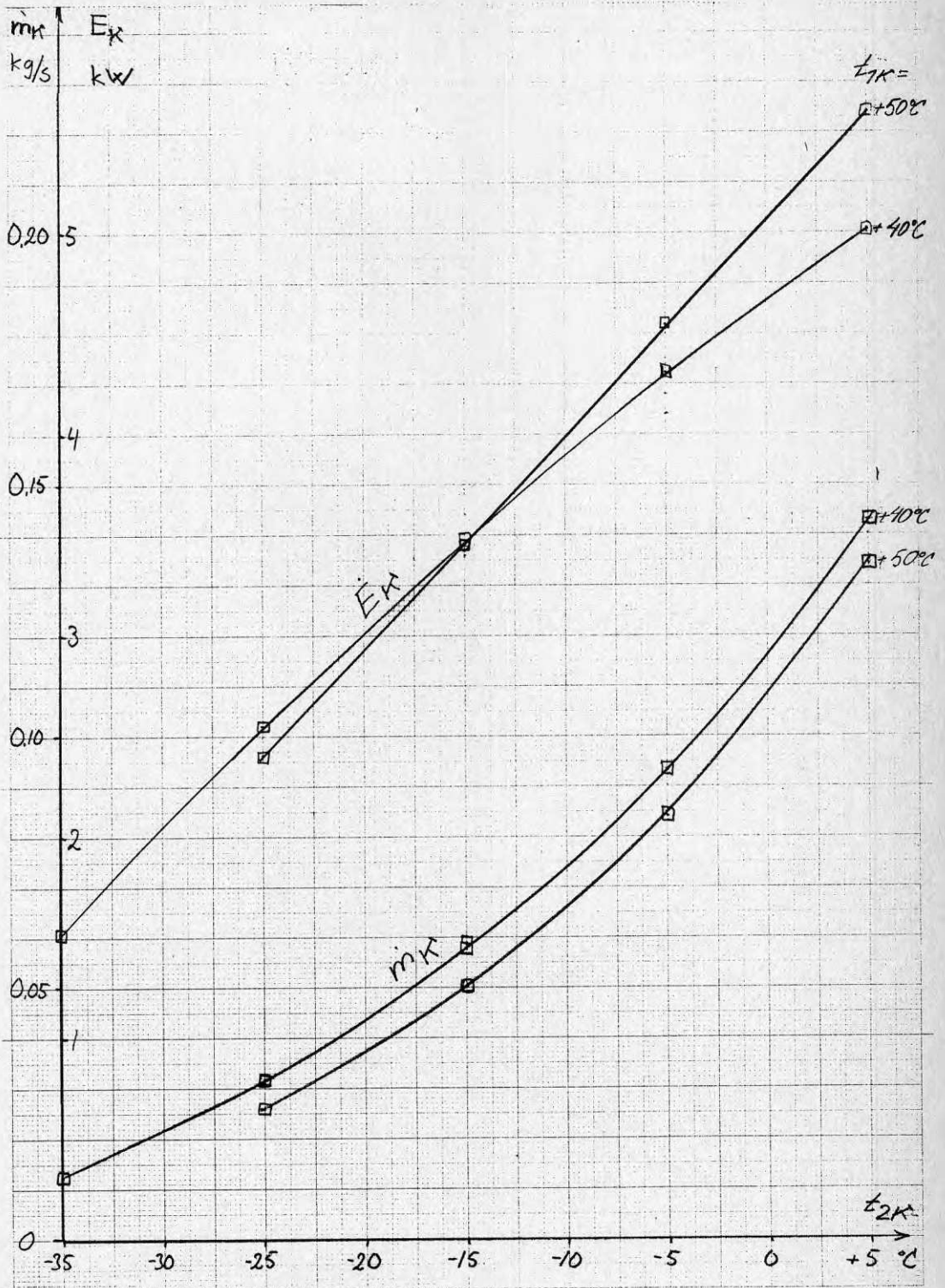
Køldmedium: R502. $t_{K1} - t_{2K} = 10^{\circ}\text{C}$

Kompressor: CH5



Köldmedium: R502. $t_{K1} - t_{2K} = 10^{\circ}\text{C}$

Kompressor: DH5

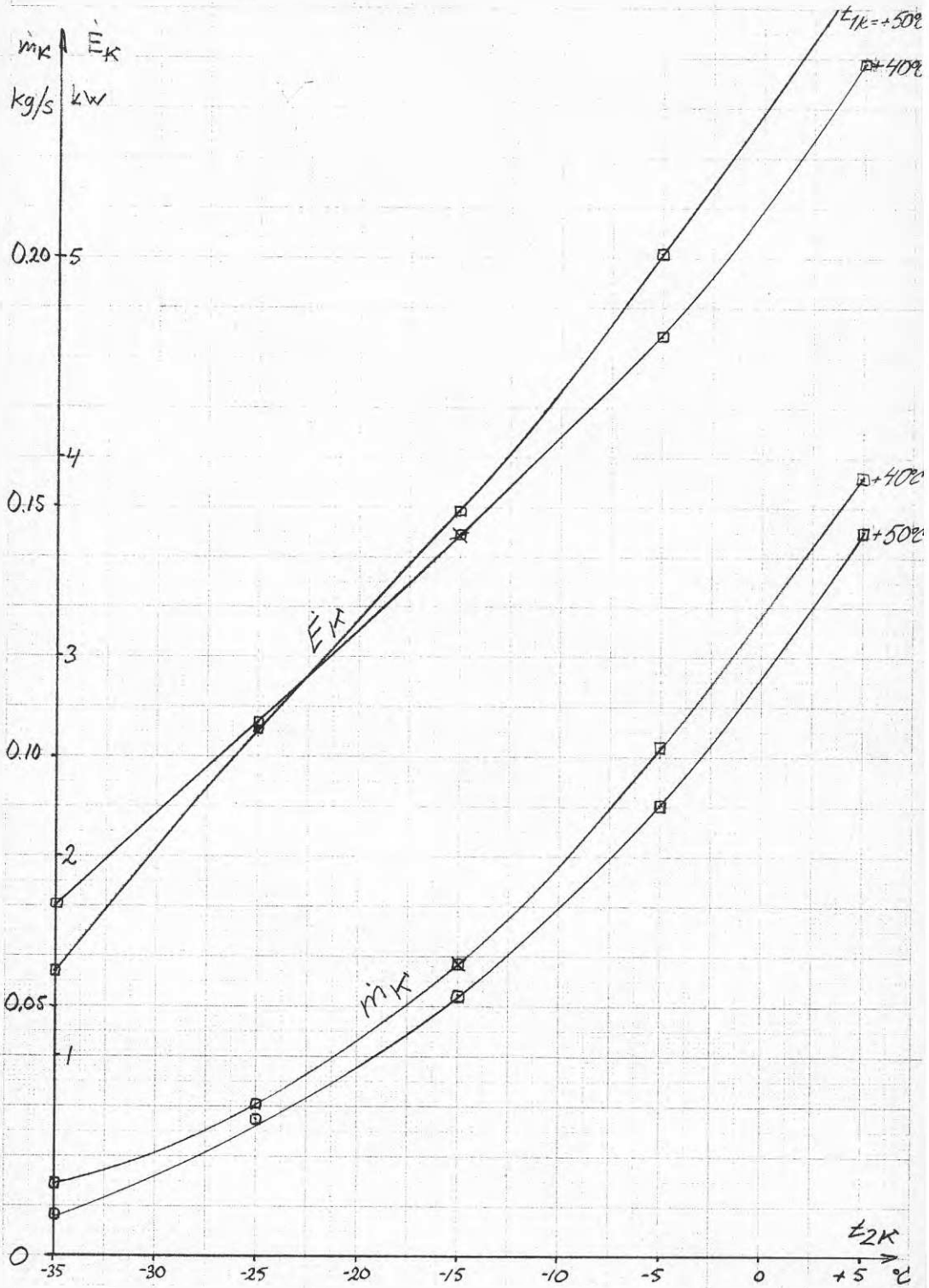


FIGUR 4.19

SRM-prov.

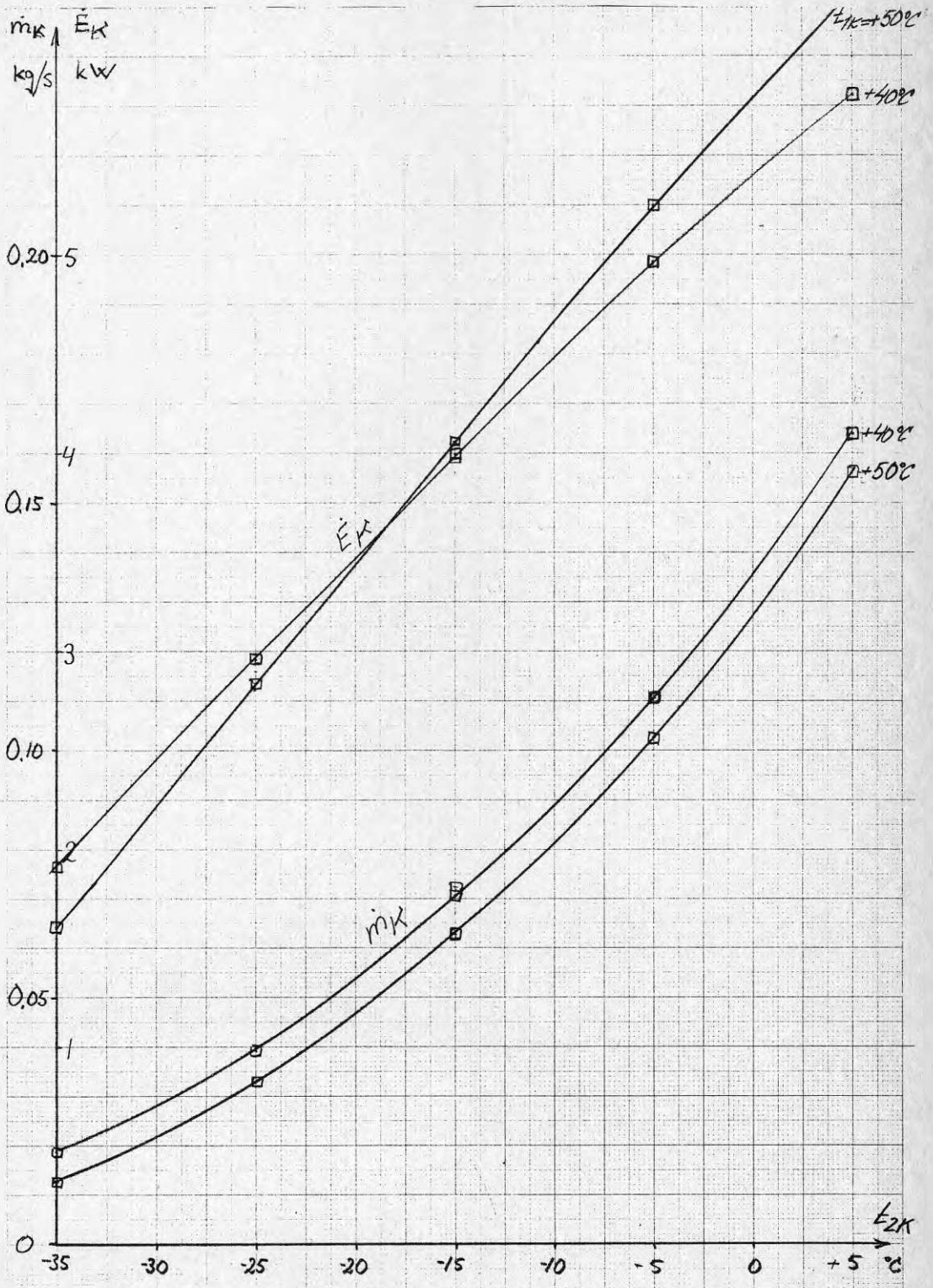
Köldmedium: R502. $t_{K1} - t_{2K} = 10^{\circ}\text{C}$

Kompressor: EH5



Kølmædium: R502. $t_{Ki} - t_{2K} = 10^{\circ}\text{C}$

Kompressor: FH5

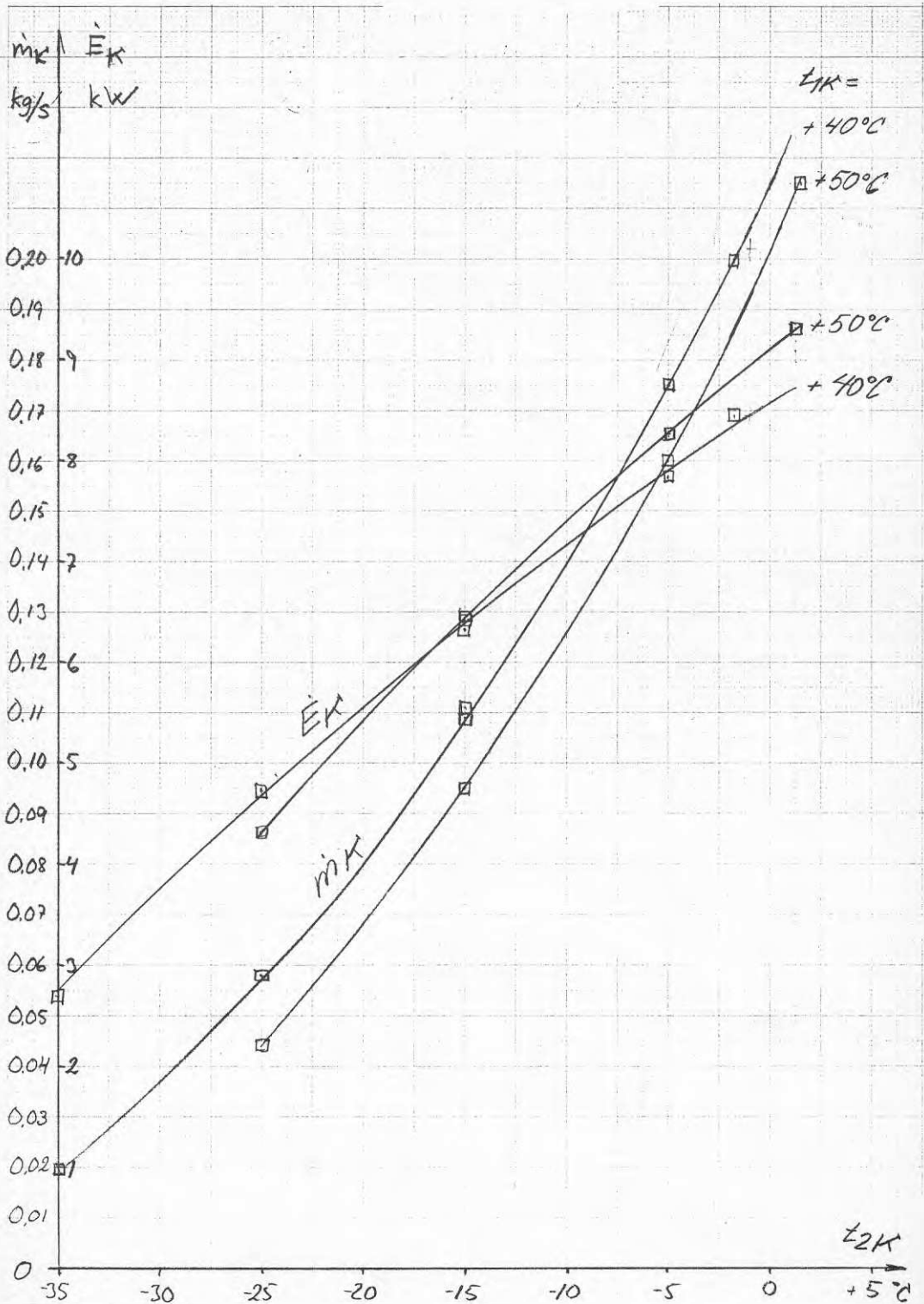


FIGUR 4.21

SRM-prov.

Köldmedium: R502. $t_{K1} - t_{2K} = 10^{\circ}\text{C}$

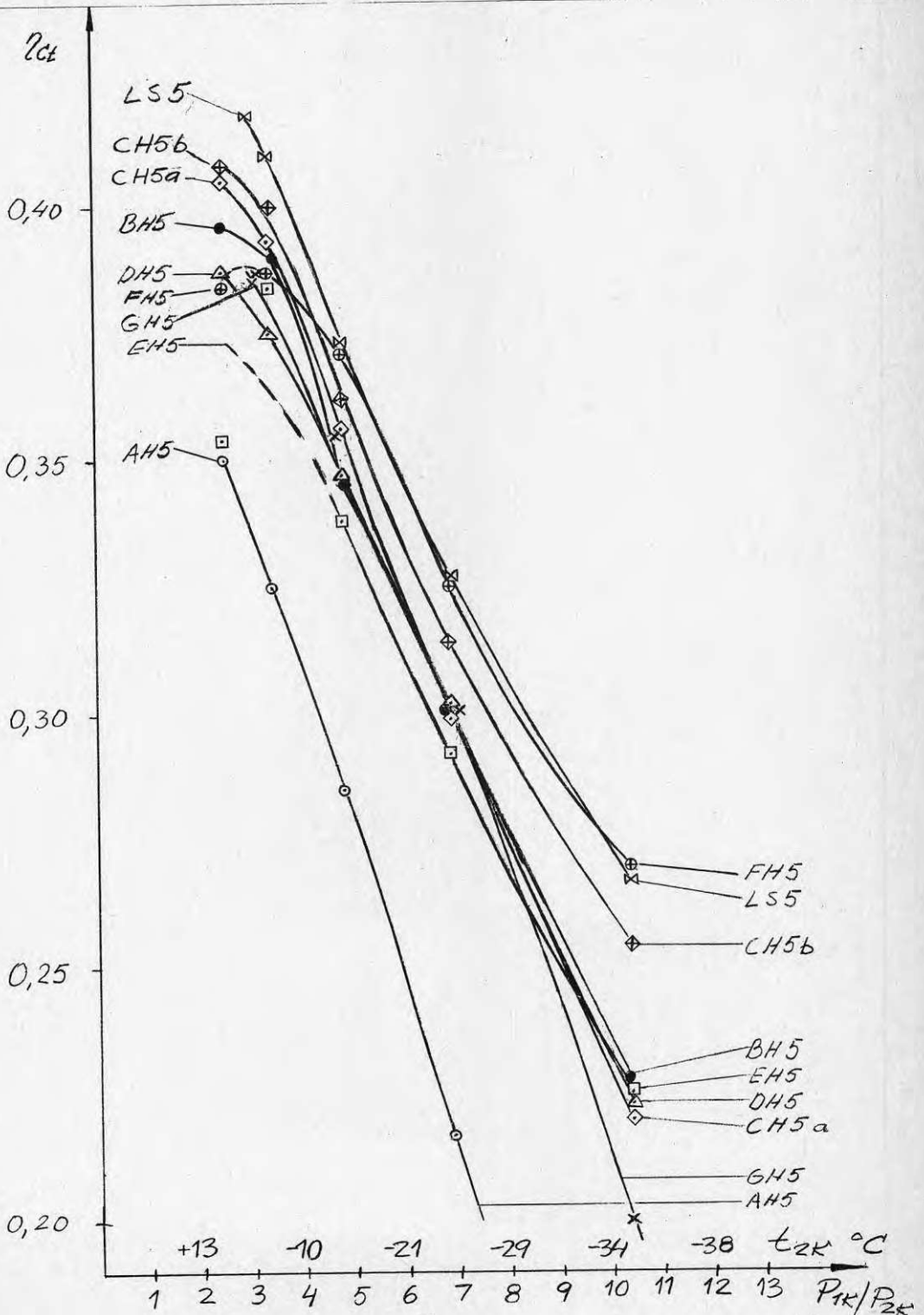
Kompressor: GH5



Köldmedium: R502. $t_{1K} = +40^{\circ}\text{C}$

$t_{K1} - t_{2K} = 10^{\circ}\text{C}$

η_{Ct} enligt ekvation 4.27



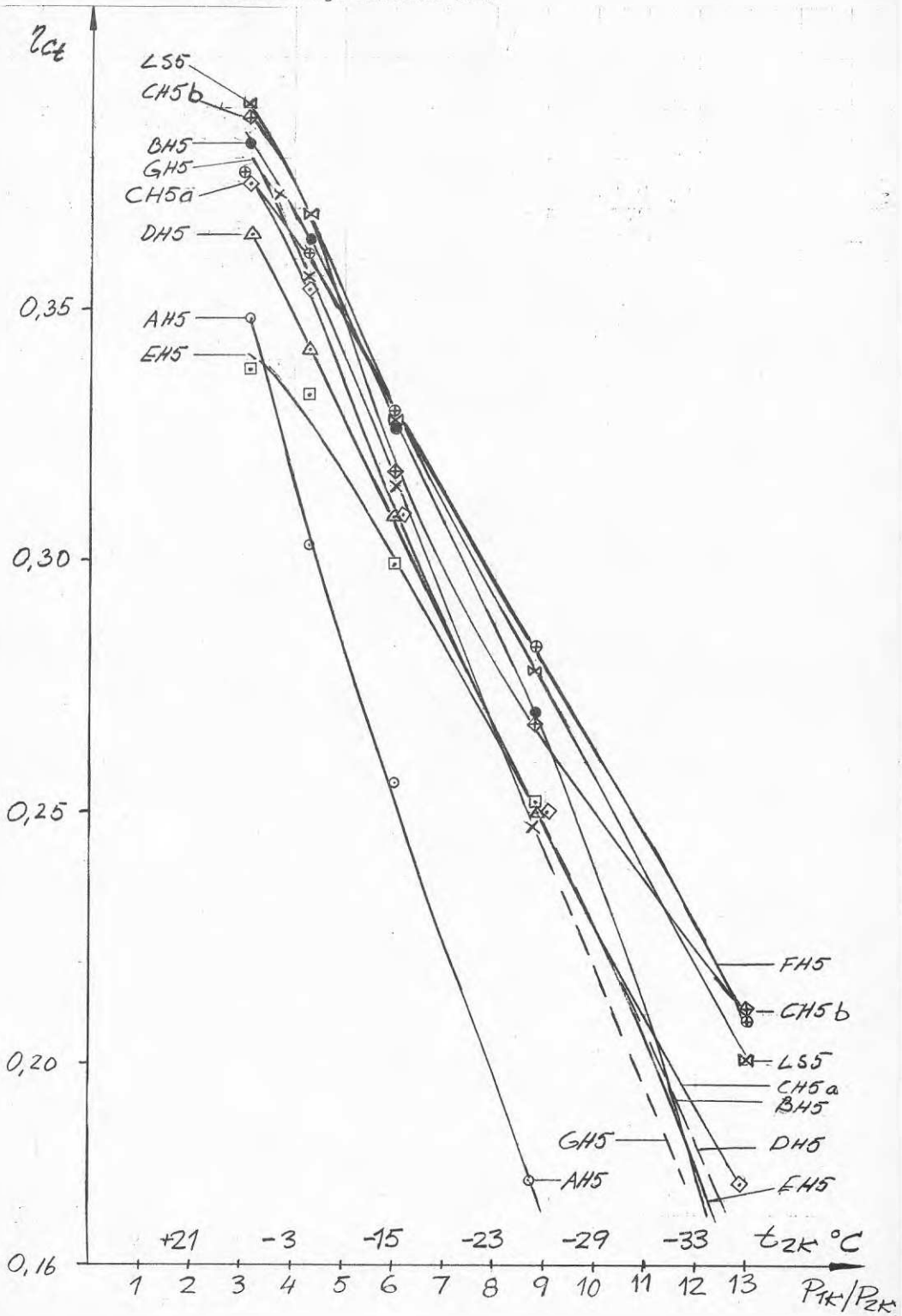
FIGUR 4.23

SRM-prov.

Köldmedium: R502. $t_{1K} = +50^{\circ}\text{C}$

$t_{K1} - t_{2K} = 10^{\circ}\text{C}$

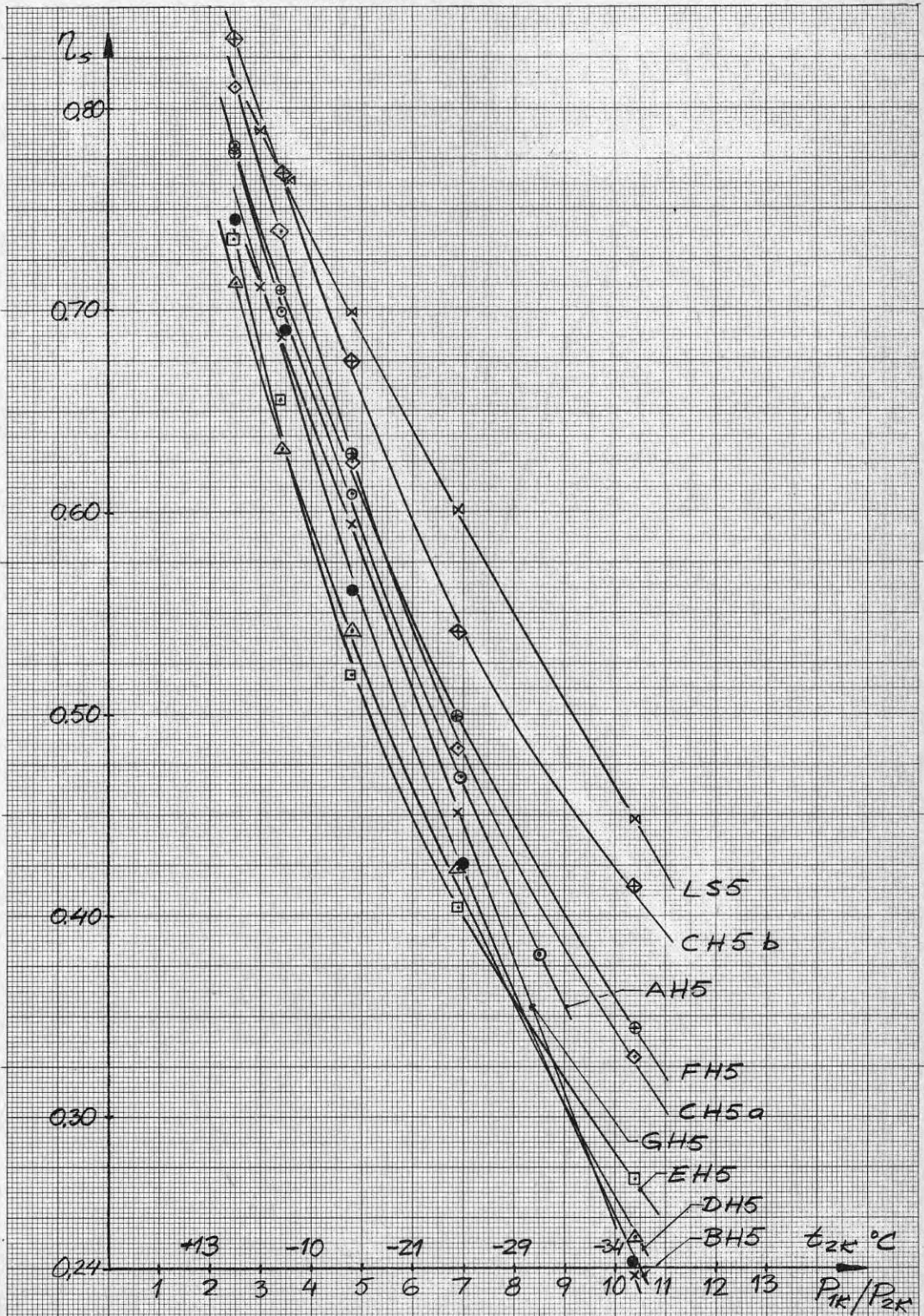
η_{Ct} enligt ekvation 4.27



Köldmedium: R502. $t_{1K} = +40^{\circ}\text{C}$

$t_{K1} - t_{2K} = 10^{\circ}\text{C}$.

ζ_s enligt ekvation 4.26.



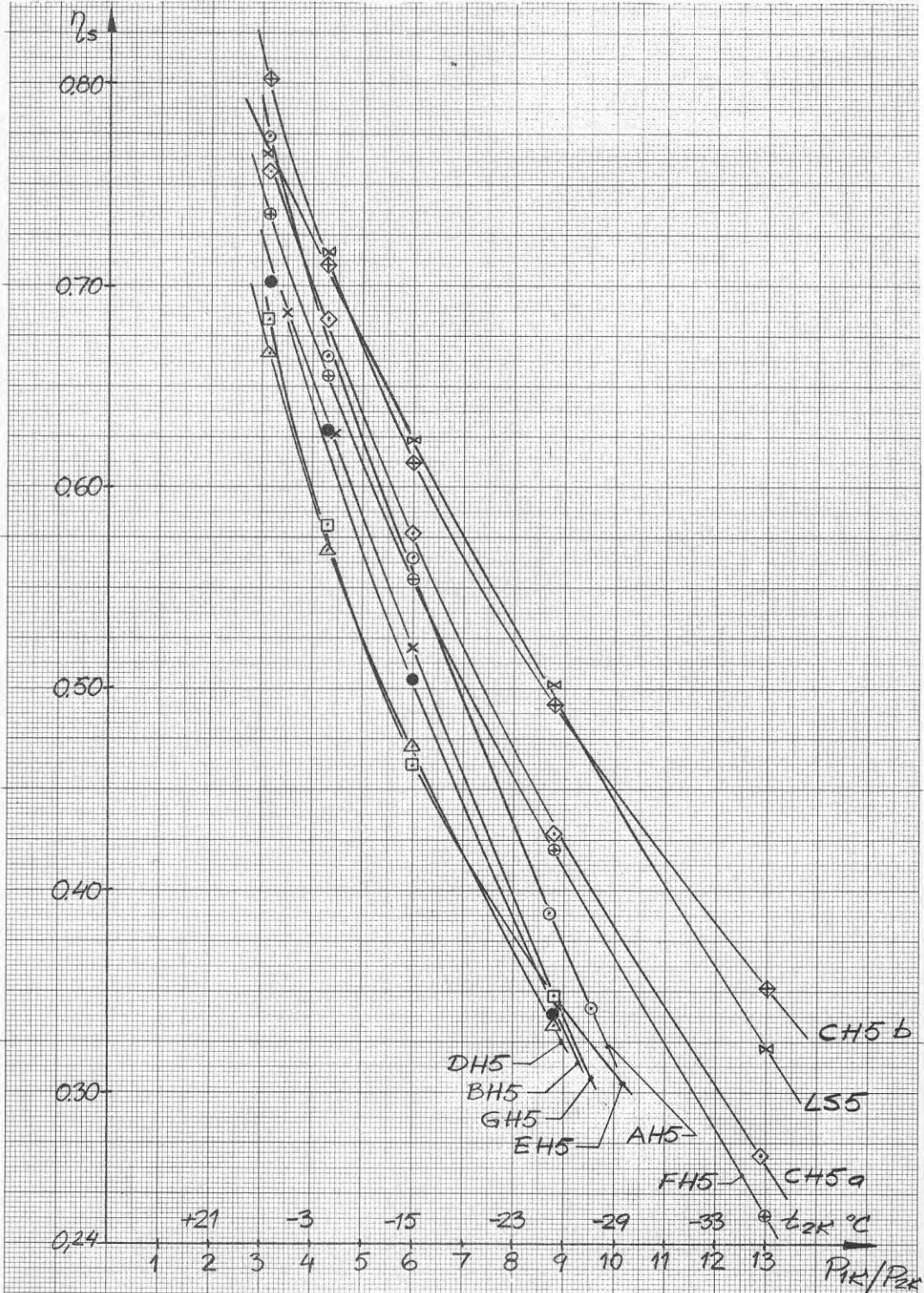
FIGUR 4.25

SRM-prov.

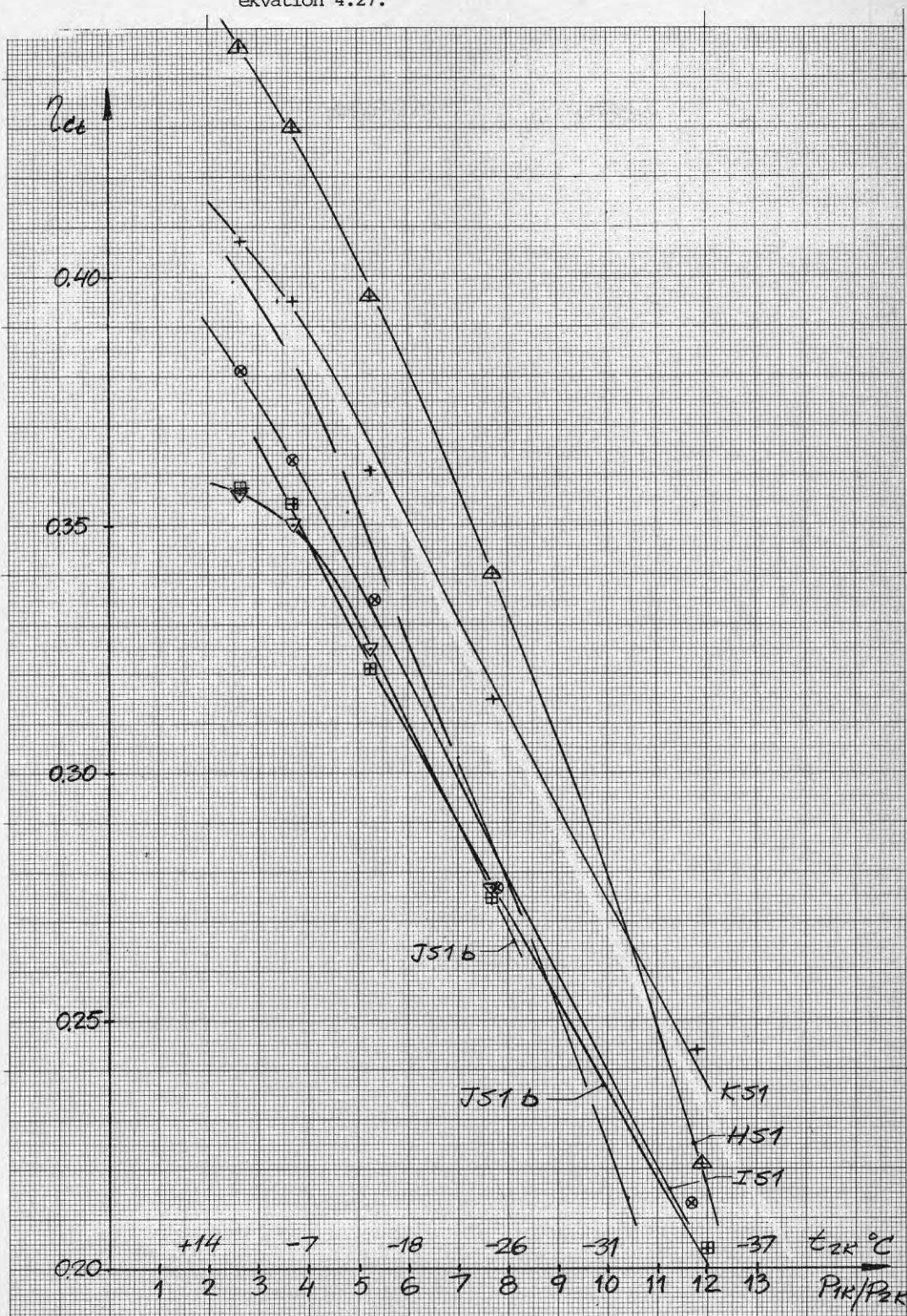
Köldmedium: R502. $t_{1K} = +50^{\circ}\text{C}$

$t_{K1} - t_{2K} = 10^{\circ}\text{C}$.

η_s enligt ekvation 4.26.



Köldmedium: R12. $t_{1K} = +40^{\circ}\text{C}$
 $t_{Ki} - t_{2K} = 15 - 20^{\circ}\text{C}$. η_{ct} enligt
 ekvation 4.27.



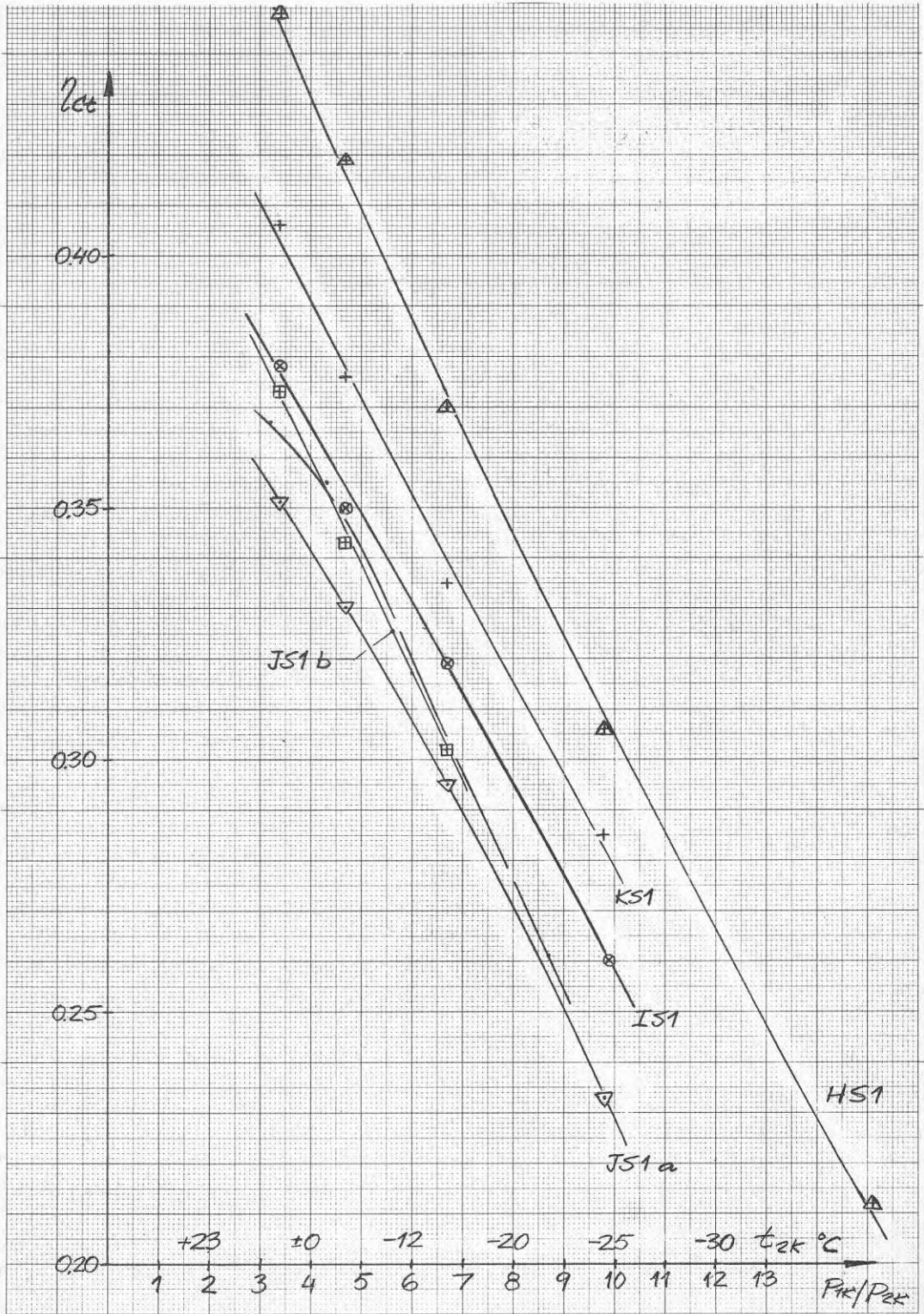
FIGUR 4.27

SRM-prov.

Köldmedium: R12. $t_{LK} = + 50^{\circ}\text{C}$

$t_{Ki} - t_{2K} = 15 - 20^{\circ}\text{C}$. η_{ct} enligt ekvation

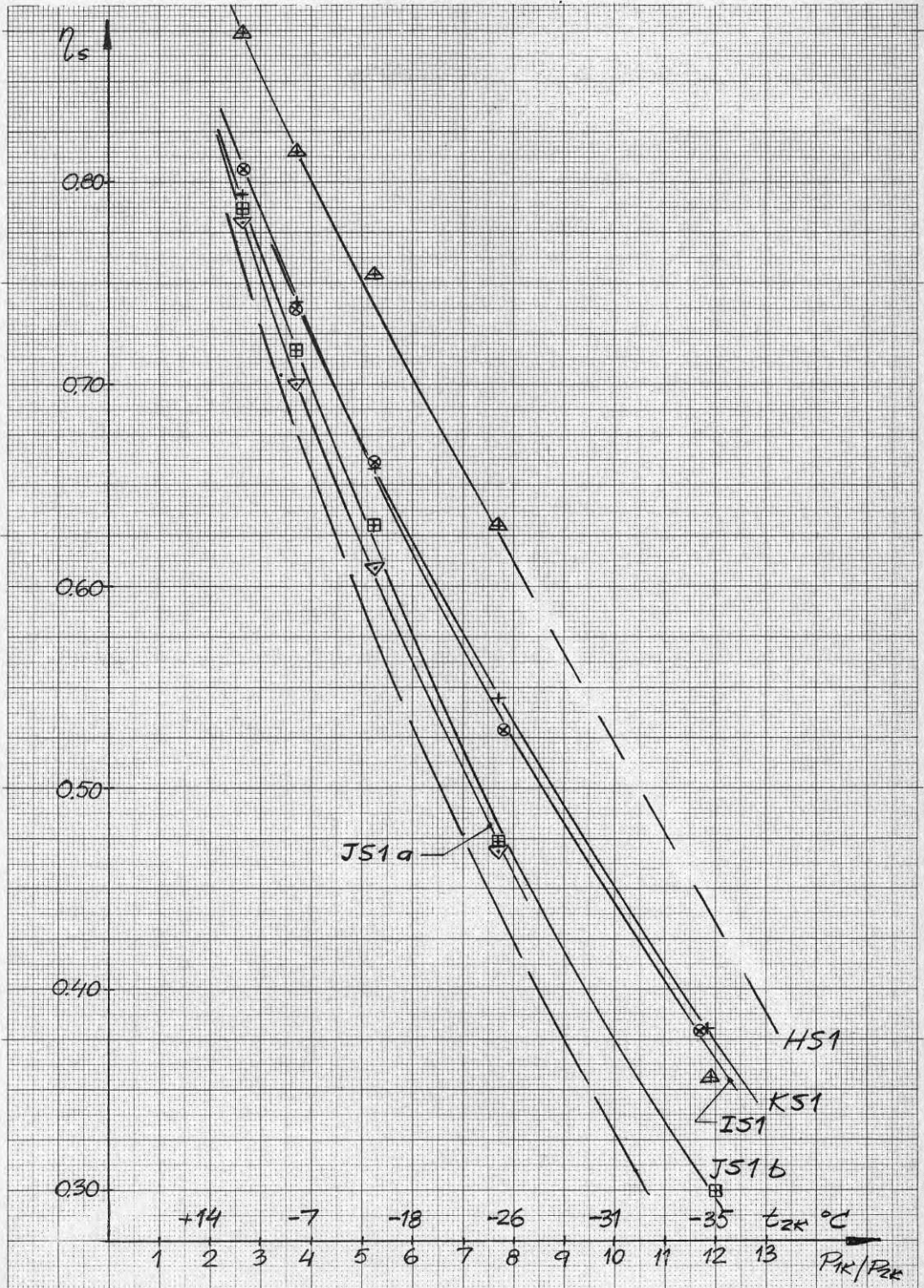
4.27.



Köldmedium: R12. $t_{LK} = +40^{\circ}\text{C}$

$t_{Ki} - t_{2K} = 15 - 20^{\circ}\text{C}$. η_s enligt ekvation

4.26.



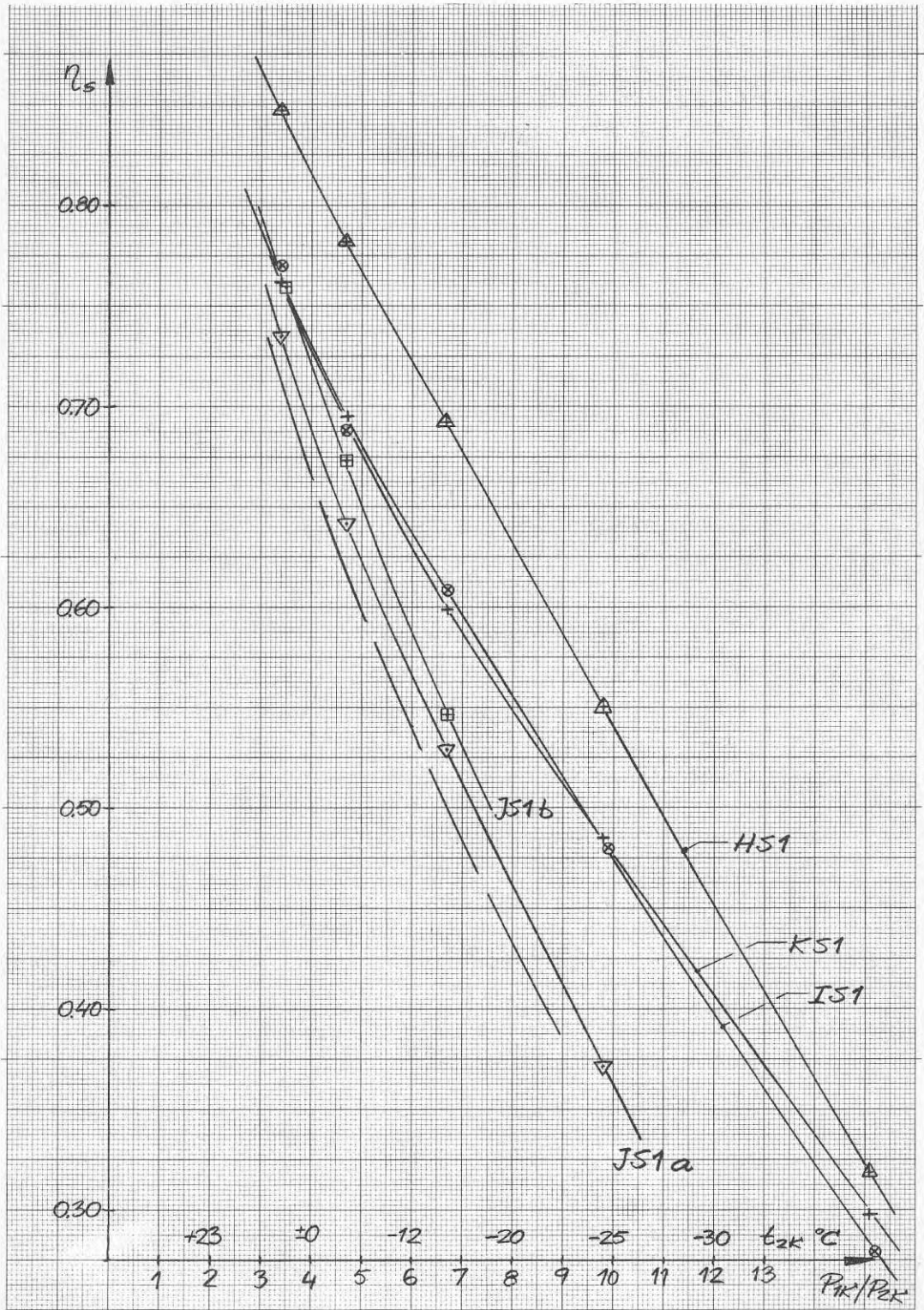
FIGUR 4.29

SRM-prov.

Kölmmedium: R12. $t_{LK} = +50^{\circ}\text{C}$

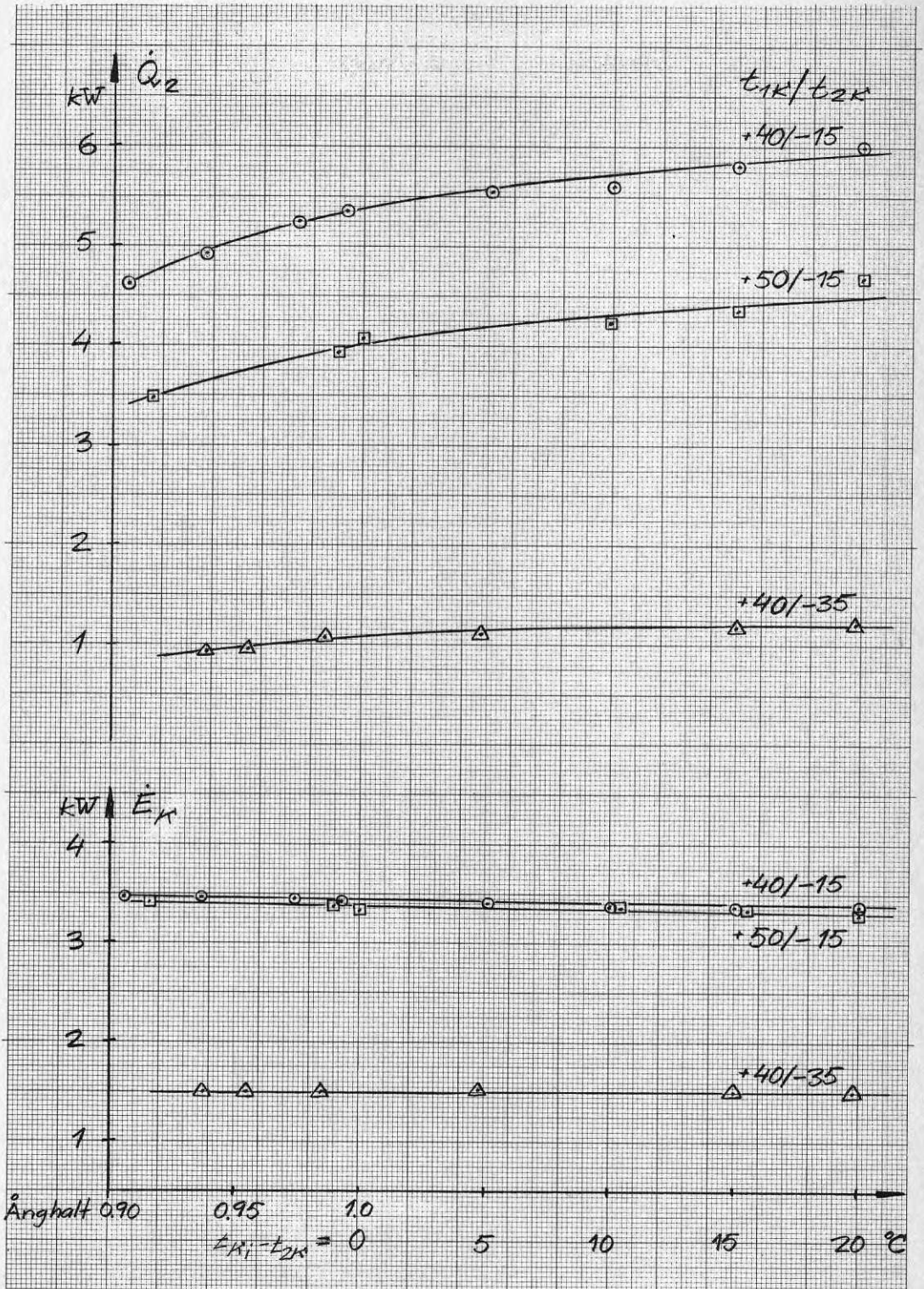
$t_{Ki} - t_{2K} = 15 - 20^{\circ}\text{C}$. η s enligt ekvation

4.26.



Köldmedium: R502. Kompressor: DH5.

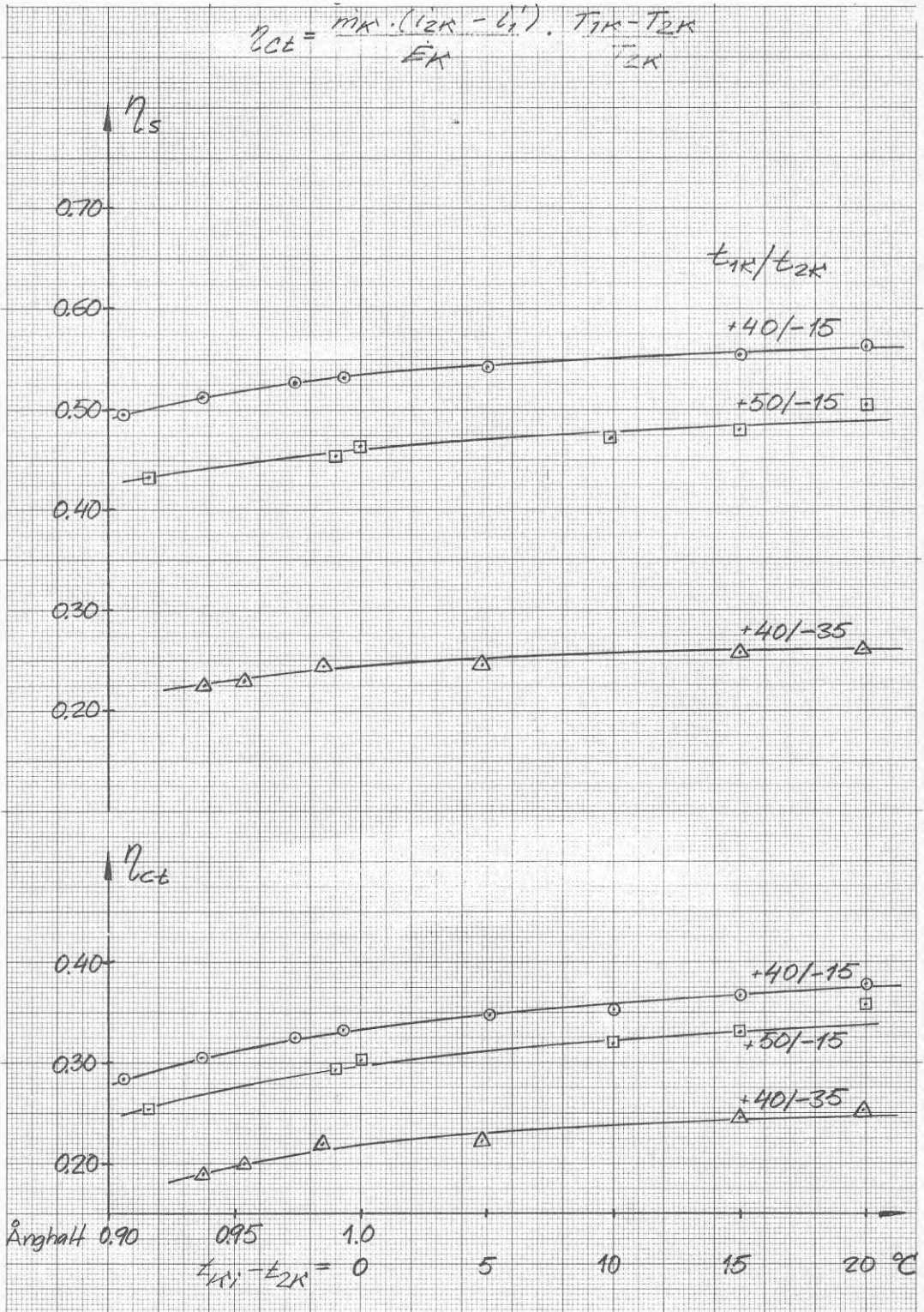
$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_K (i_{2K} - i_1')$$



Köldmedium: R502. Kompressor: DH5.

η_s enligt ekvation 4.26.

$$\eta_{ct} = \frac{m_K \cdot (i_{2K} - i_1')}{E_K} \cdot \frac{T_{1K} - T_{2K}}{T_{2K}}$$

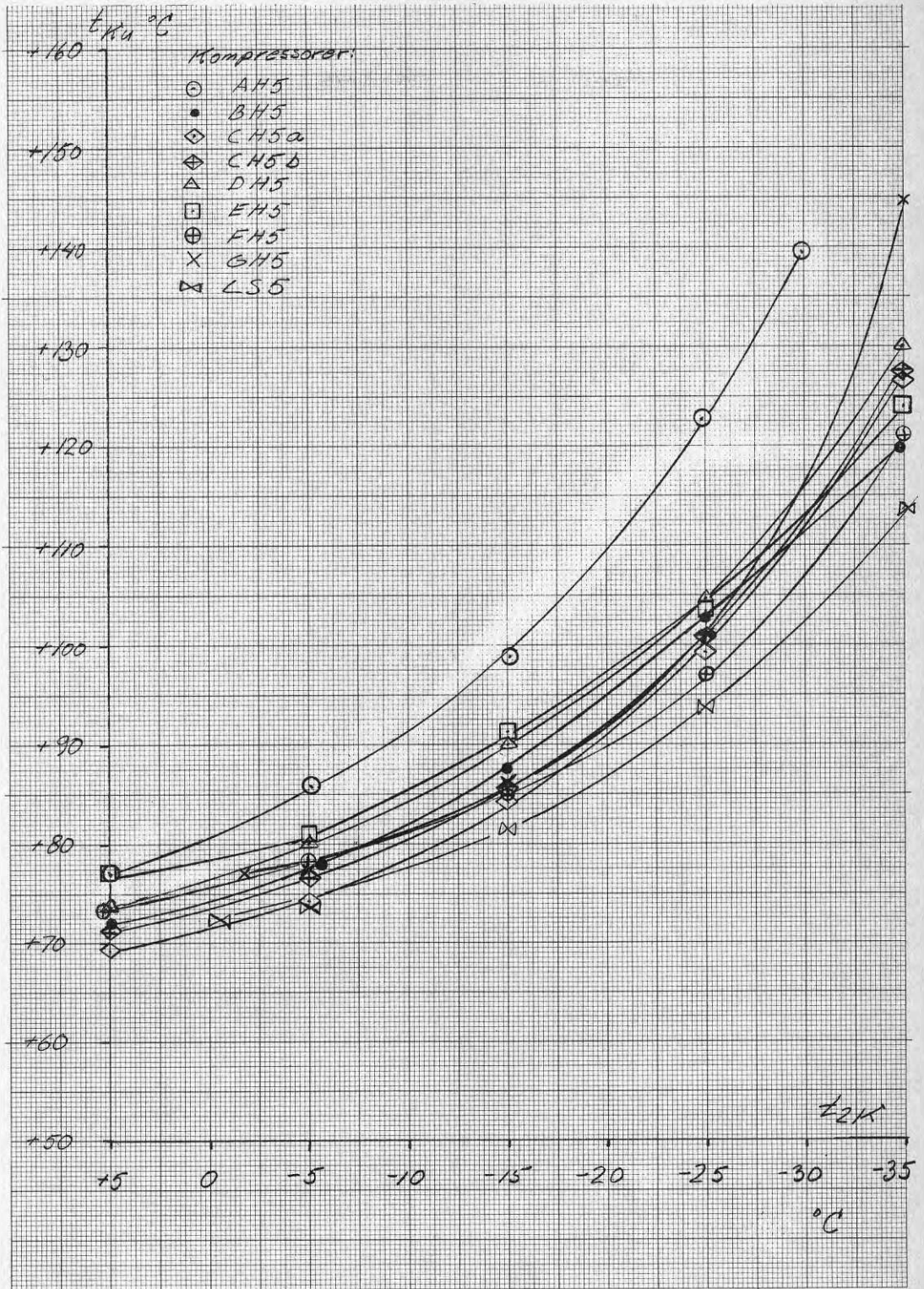


FIGUR 4.32

SRM-prov.

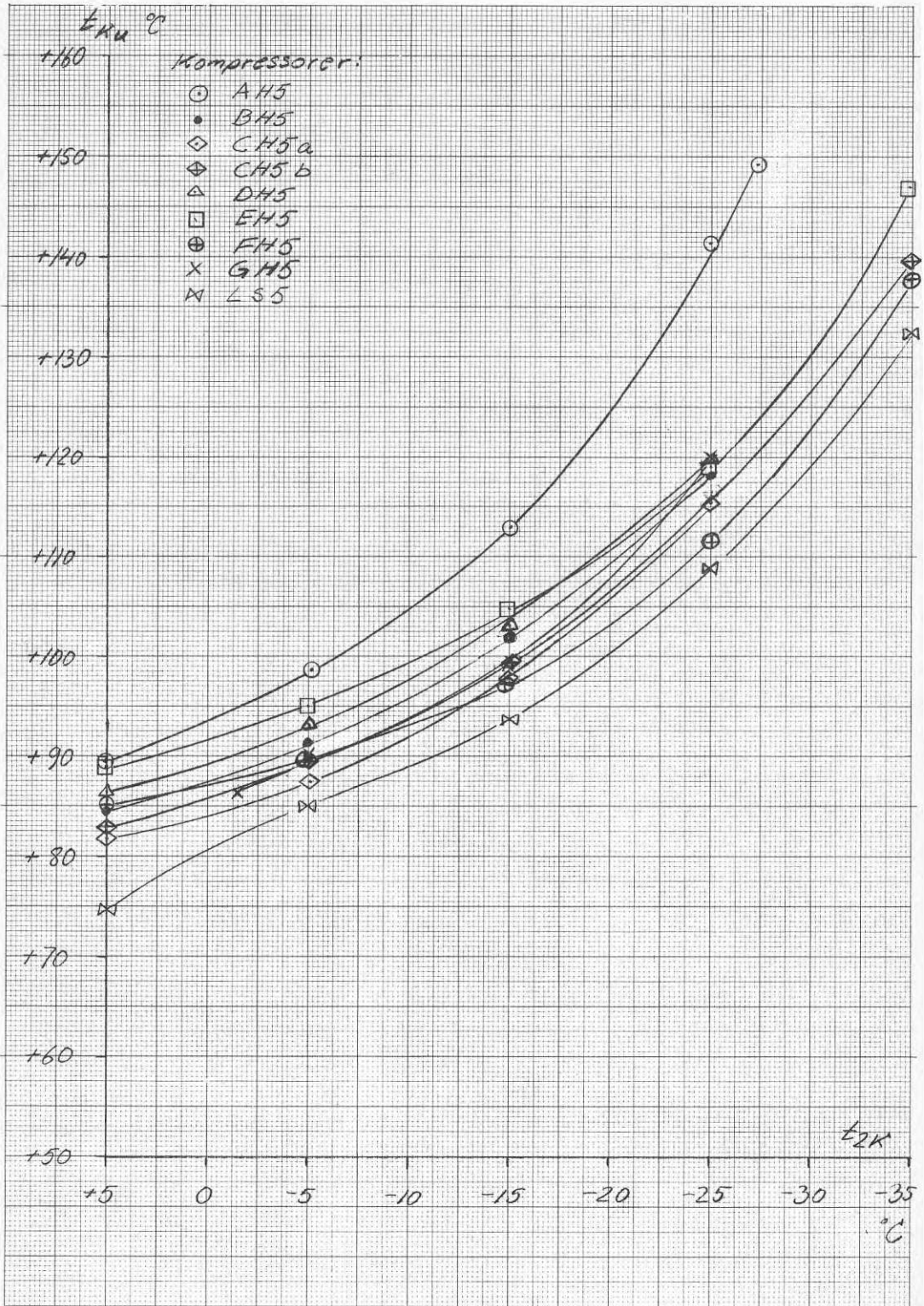
Köldmedium: R502. $t_{1K} = +40^{\circ}\text{C}$

$t_{K1} - t_{2K} = 10^{\circ}\text{C}$



Köldmedium: R502. $t_{1K} = +50^{\circ}\text{C}$

$t_{K1} - t_{2K} = 10^{\circ}\text{C}$

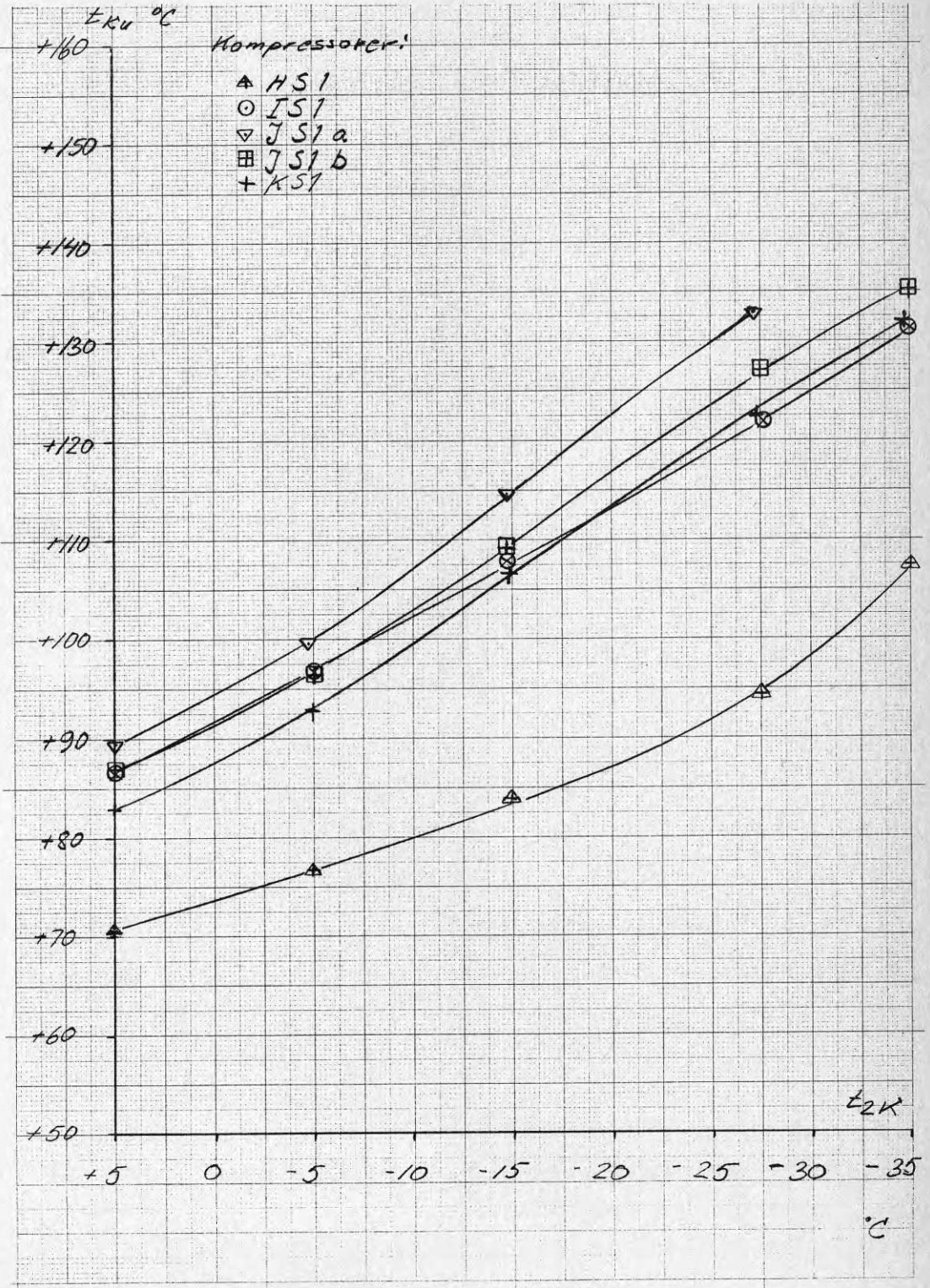


FIGUR 4.34

SRM-prov.

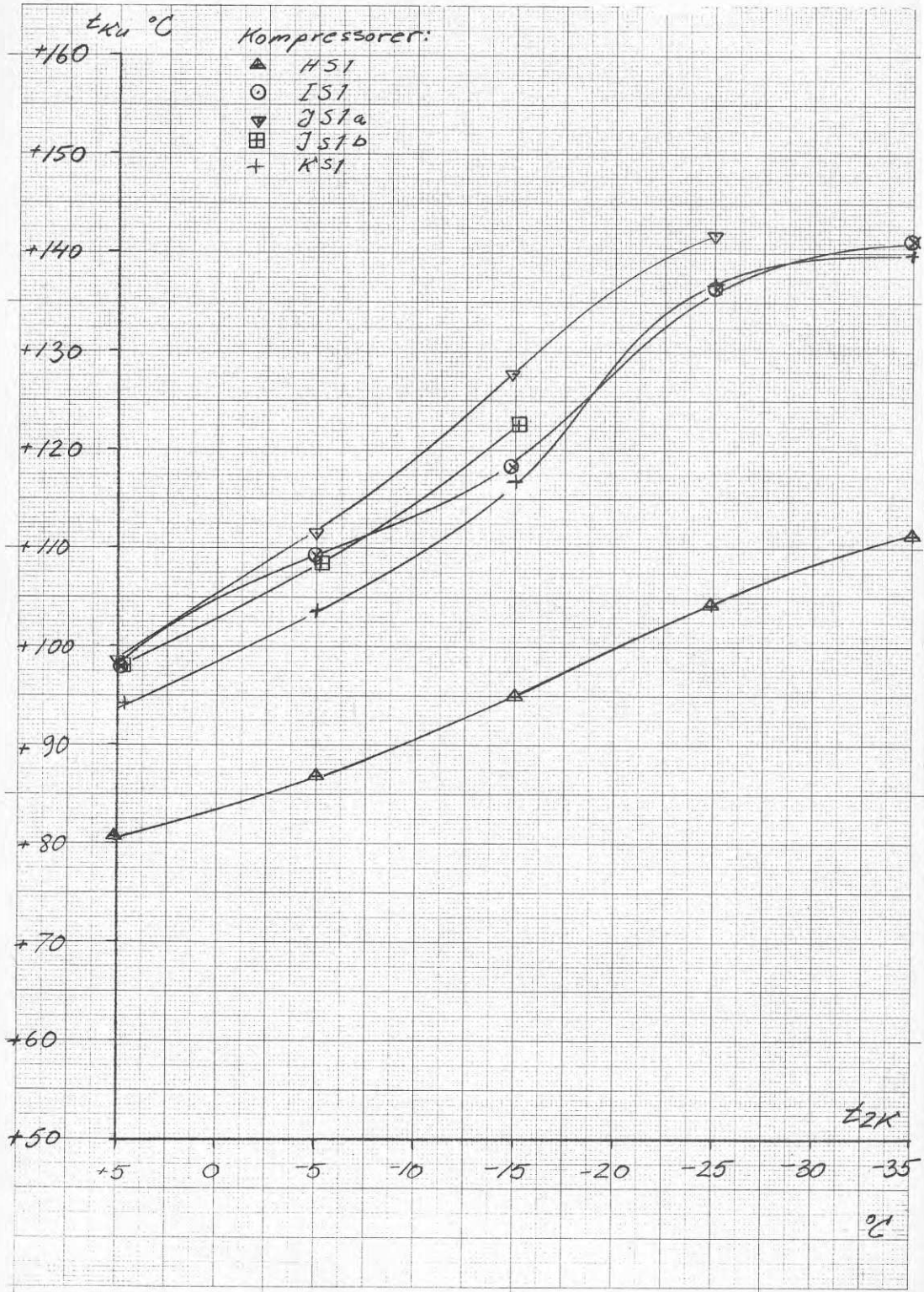
Köldmedium: R12. $t_{1K} = +40^{\circ}\text{C}$

$t_{K1} - t_{2K} = 15 - 20^{\circ}\text{C}$



Köldmedium: R12. $t_{1K} = +50^{\circ}\text{C}$

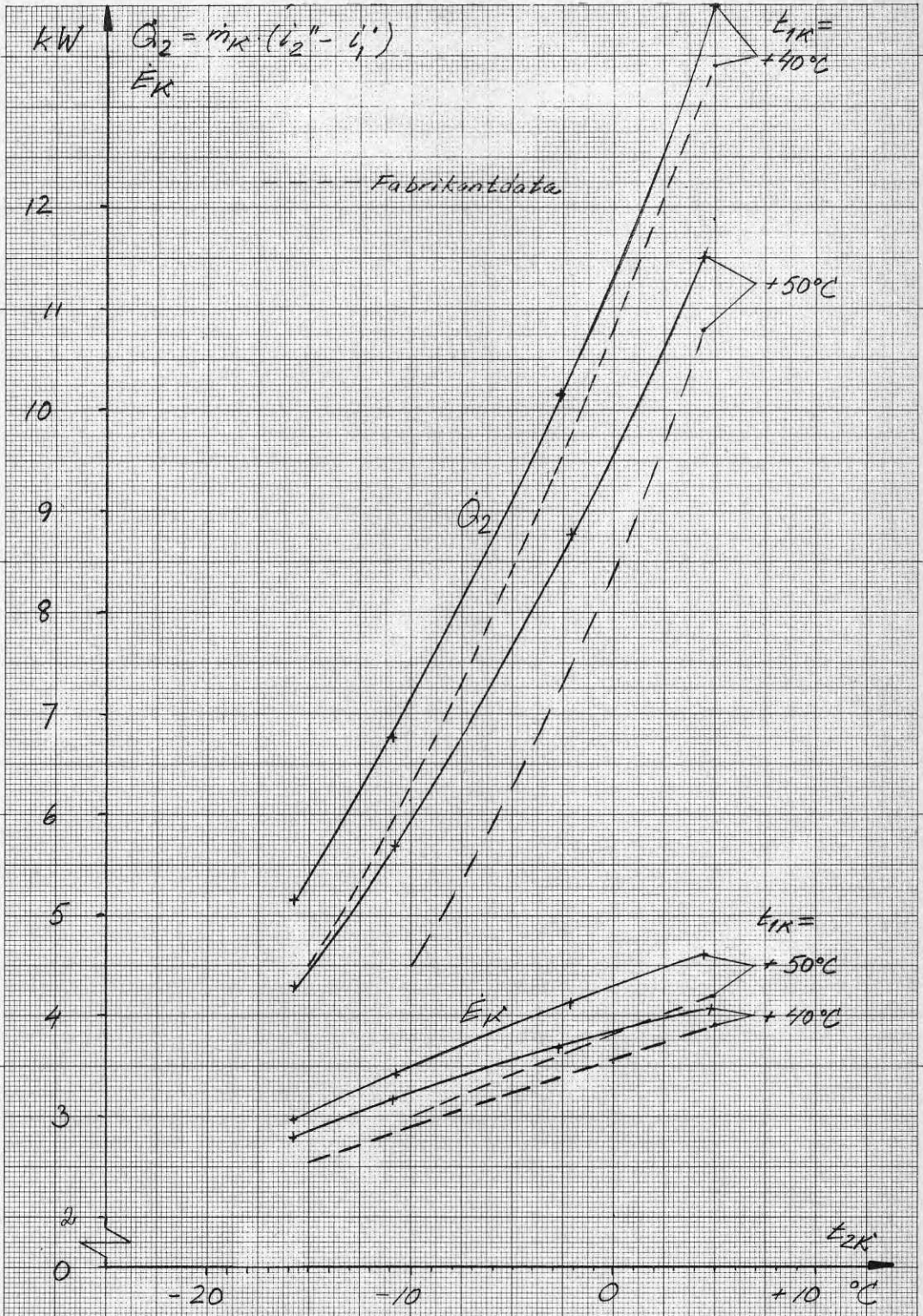
$t_{Ki} - t_{2K} = 15 - 20^{\circ}$



Litt.ref. [5]

Köldmedium: R22. $t_{K1} - t_{2K} = 10 - 18^{\circ}\text{C}$

Kompressor: MH2



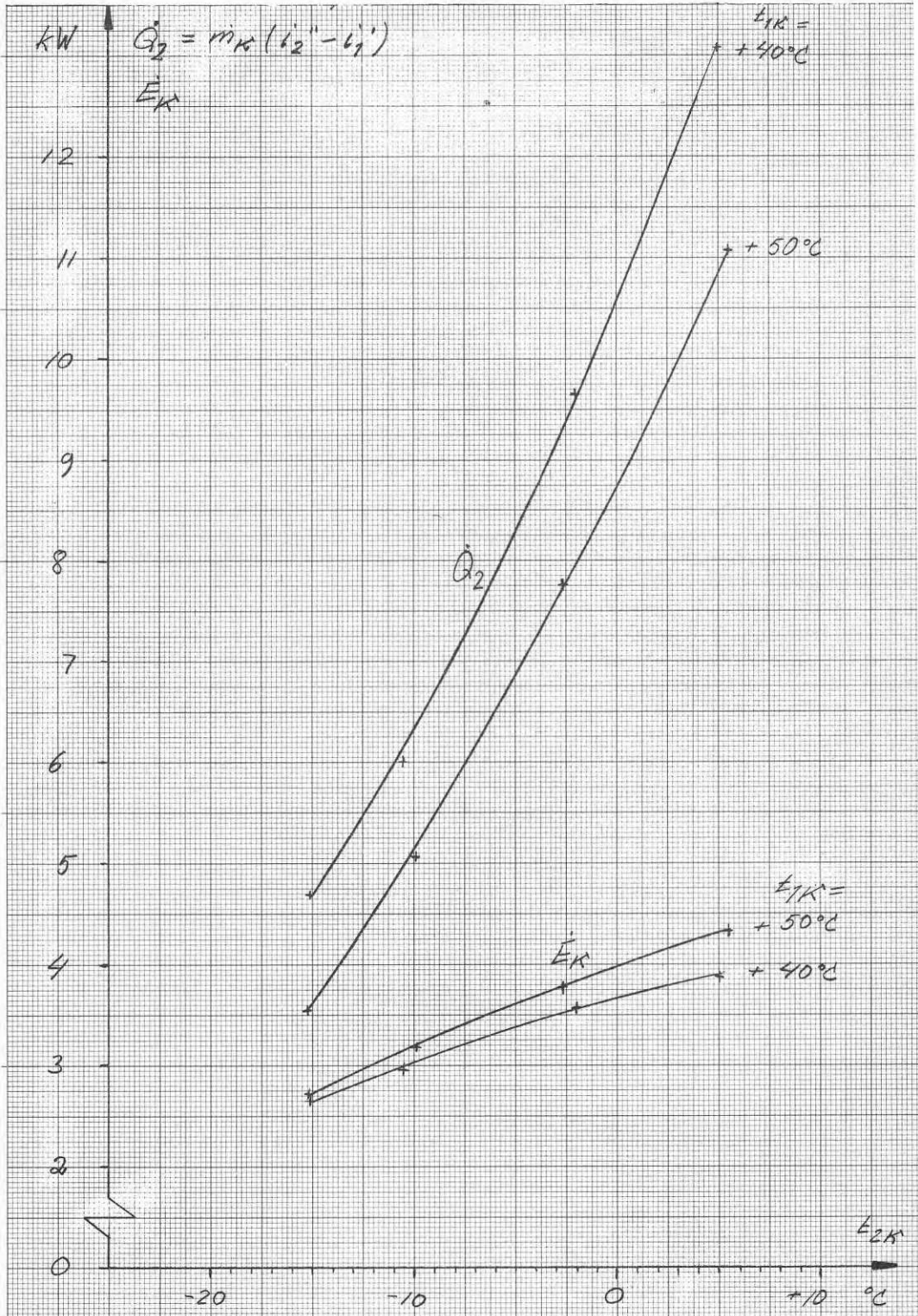
FIGUR 4.37

KTH-prov.

Litt.ref. [5]

Kölmmedium: R22. $t_{Ki} - t_{2K} = 10 - 18^{\circ}\text{C}$

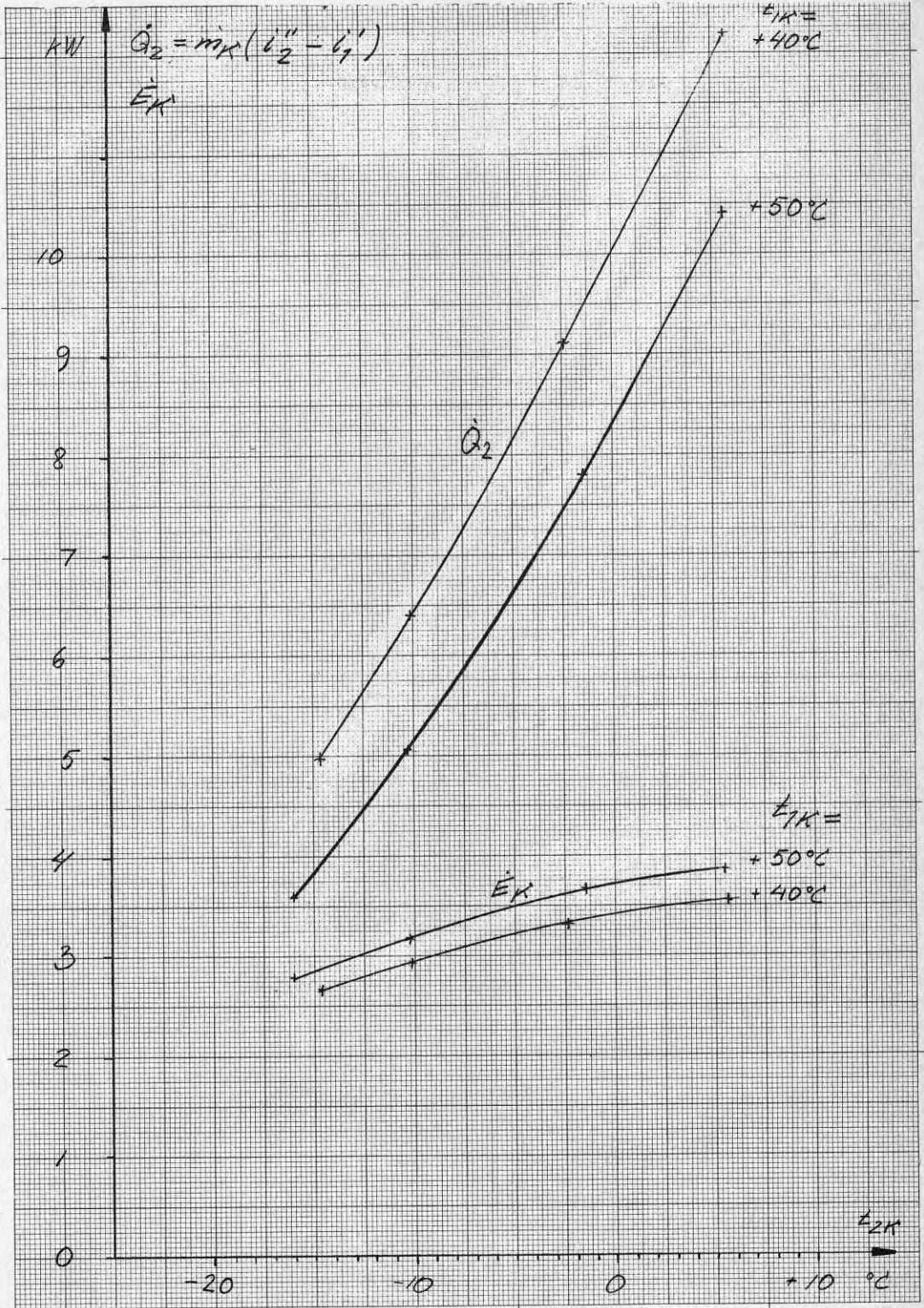
Kompressor: NH2



Kölmmedium: R22. $t_{Ki} - t_{2K} = 10 - 18^{\circ}\text{C}$

Litt.ref. [5]

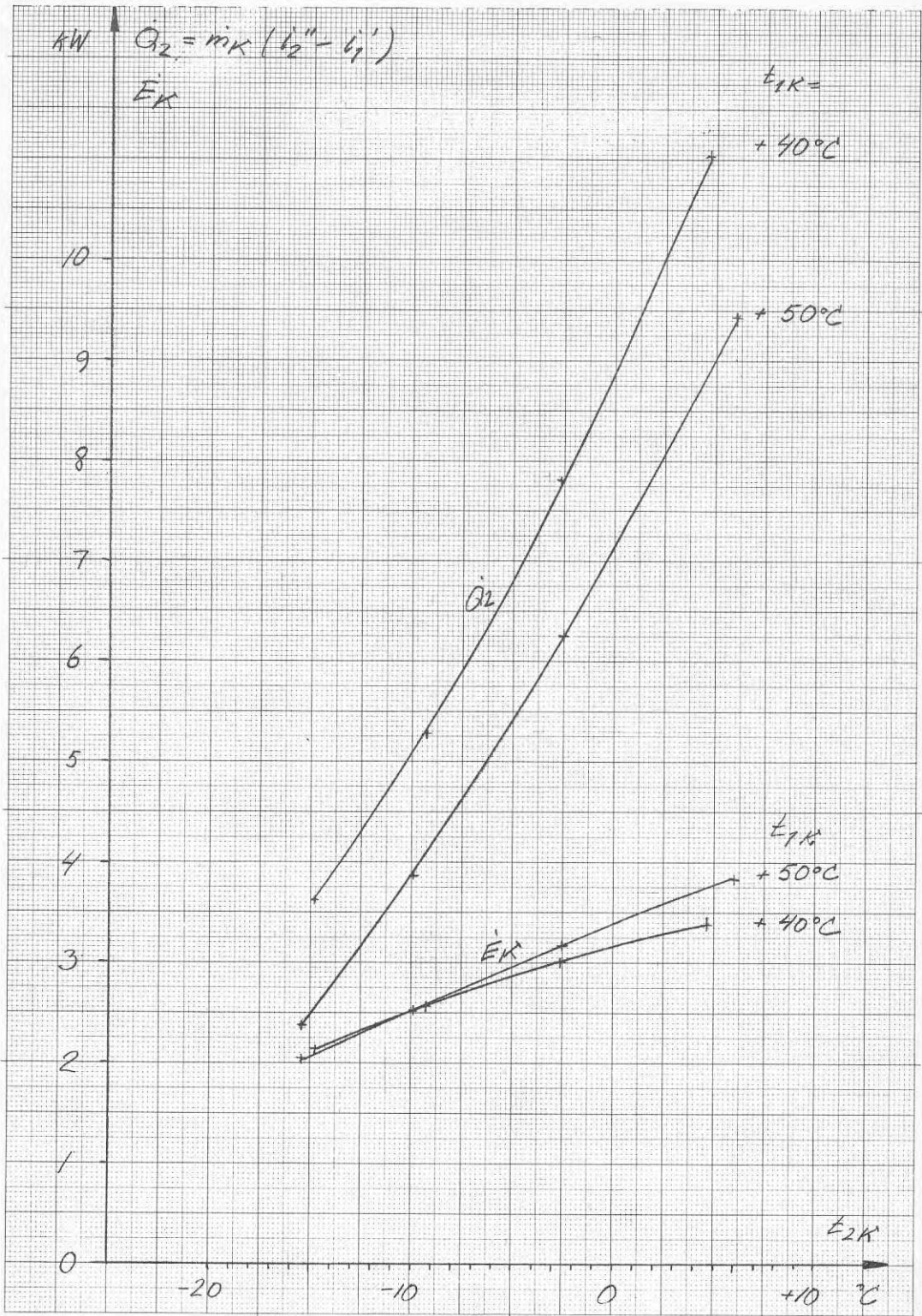
Kompressor: OH2



Köldmedium: R22. $t_{K1} - t_{2K} = 10 - 18^{\circ}\text{C}$

Litt.ref. [5]

Kompressor: PH2

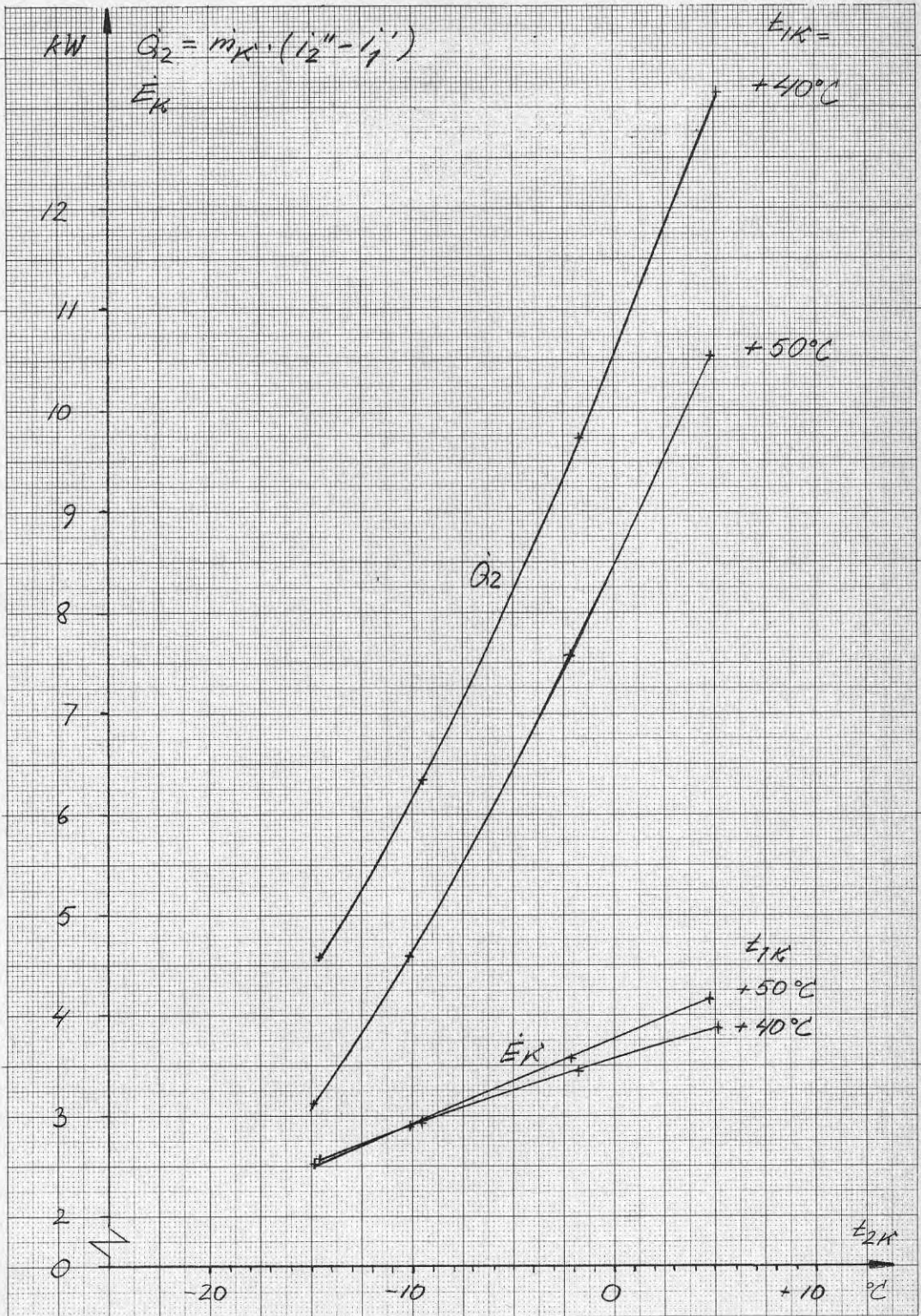


FIGUR 4.40

KTH-prov.

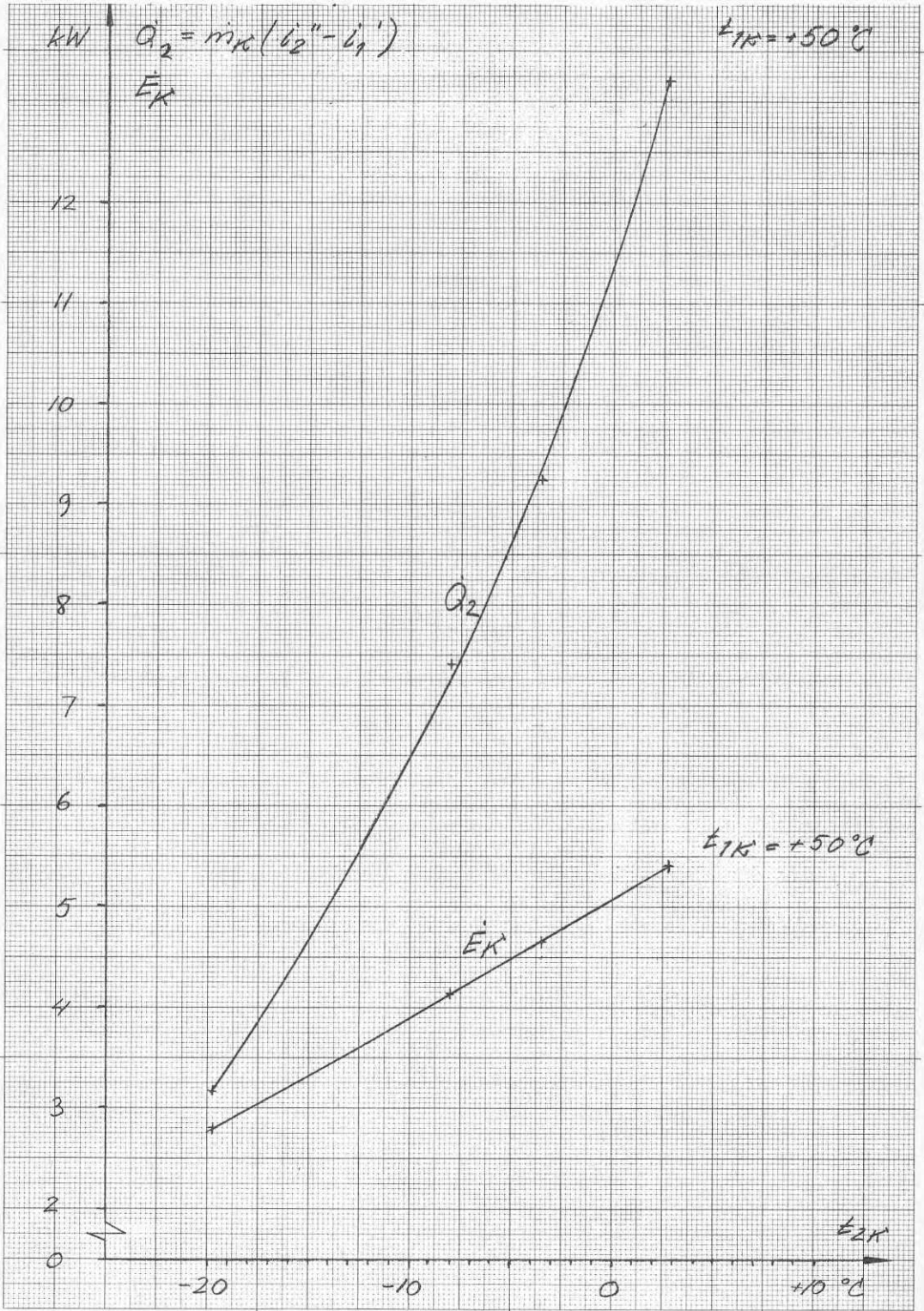
Kölmmedium: R22. $t_{Ki} - t_{2K} = 10 - 18^\circ\text{C}$

Kompressor: QH2



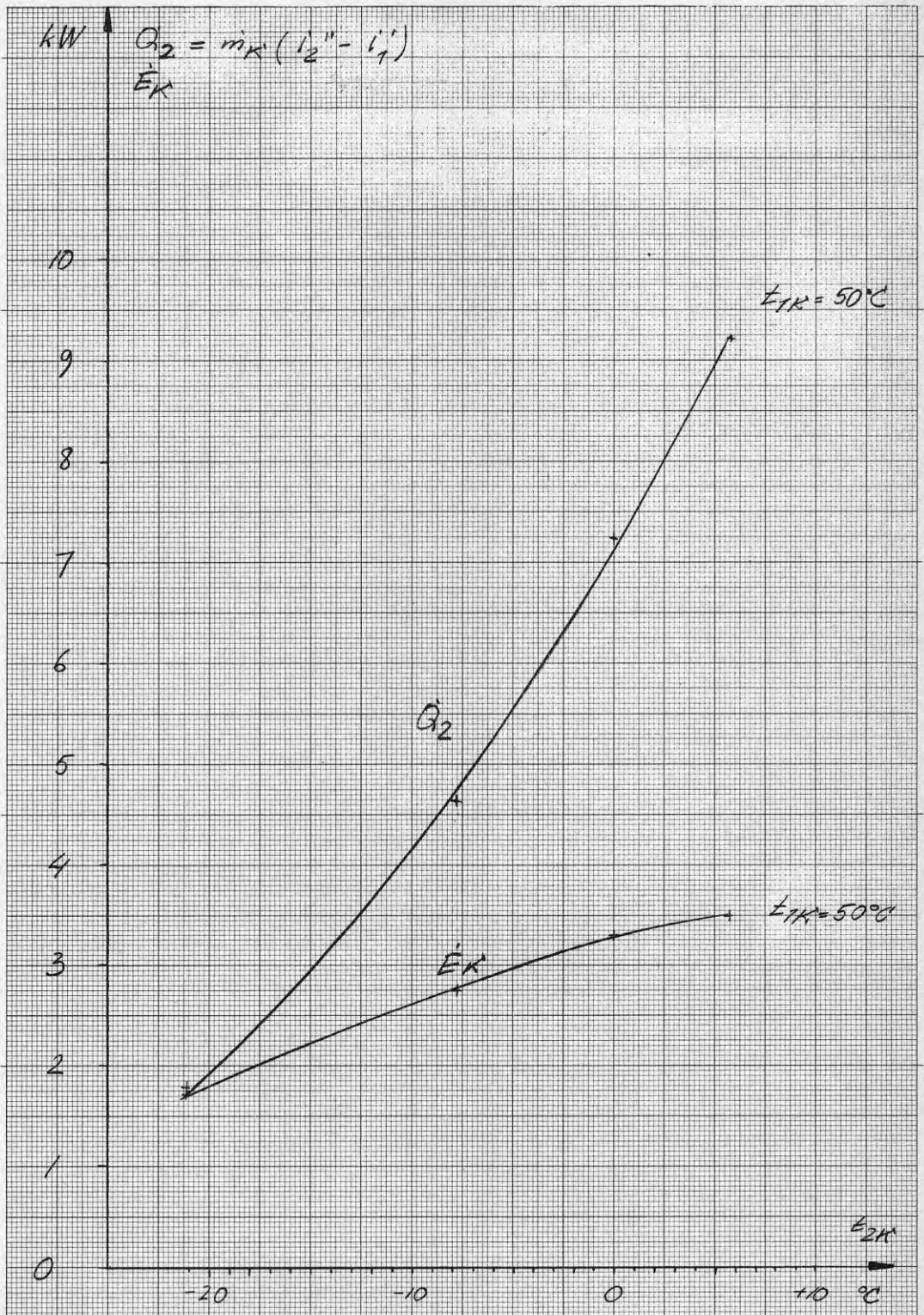
Köldmedium: R22. $t_{K1} - t_{2K} = 10 - 18^\circ\text{C}$

Kompressor: RH2.



Kölmemedium: R22. $t_{Ki} - t_{2K} = 10 - 18^{\circ}\text{C}$

Kompressor: SH2.



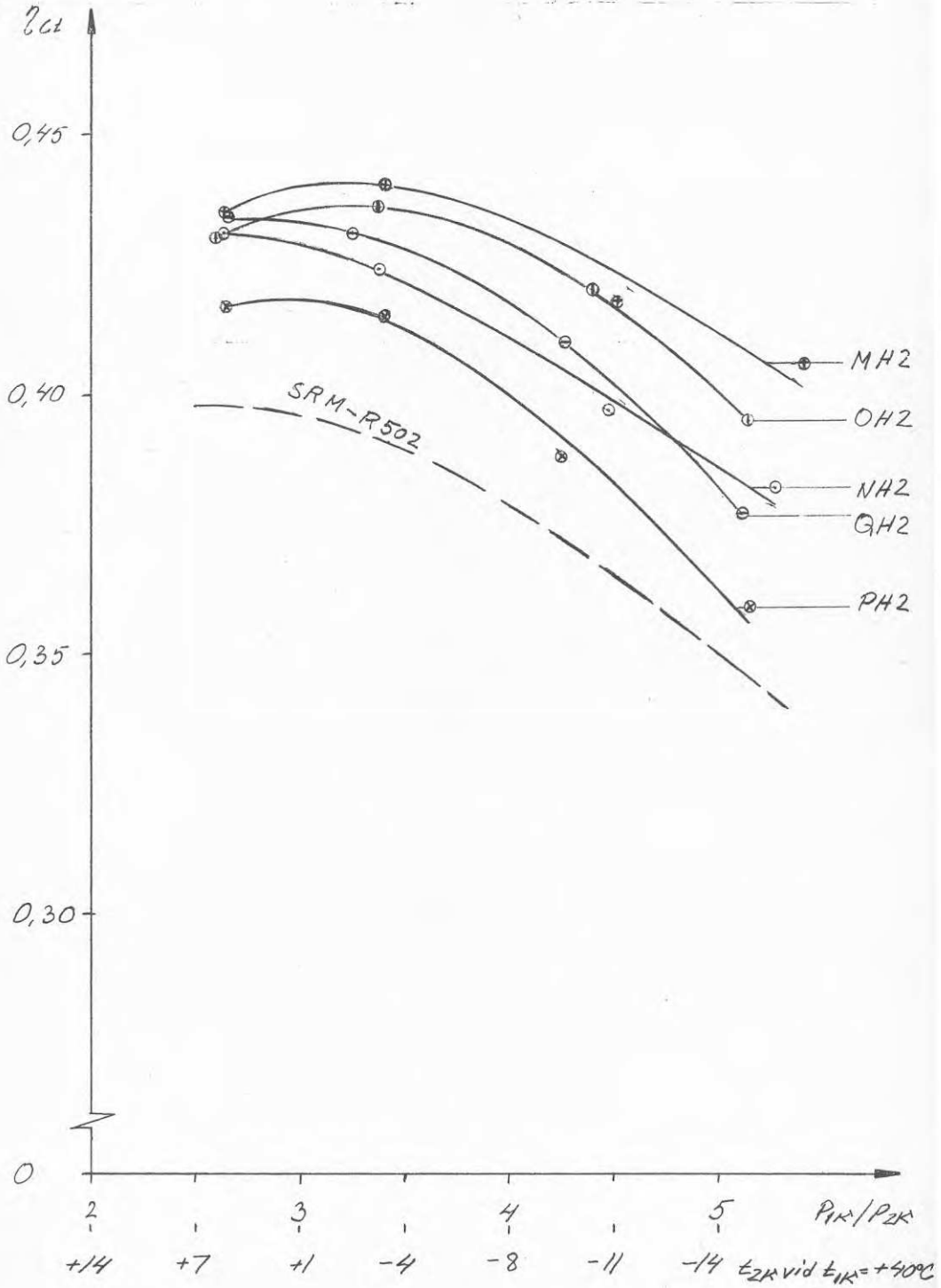
FIGUR 4.43

KTH-prov.
 Köldmedium: R22. $t_{1K} = +40^{\circ}\text{C}$

Litt.ref. [5]

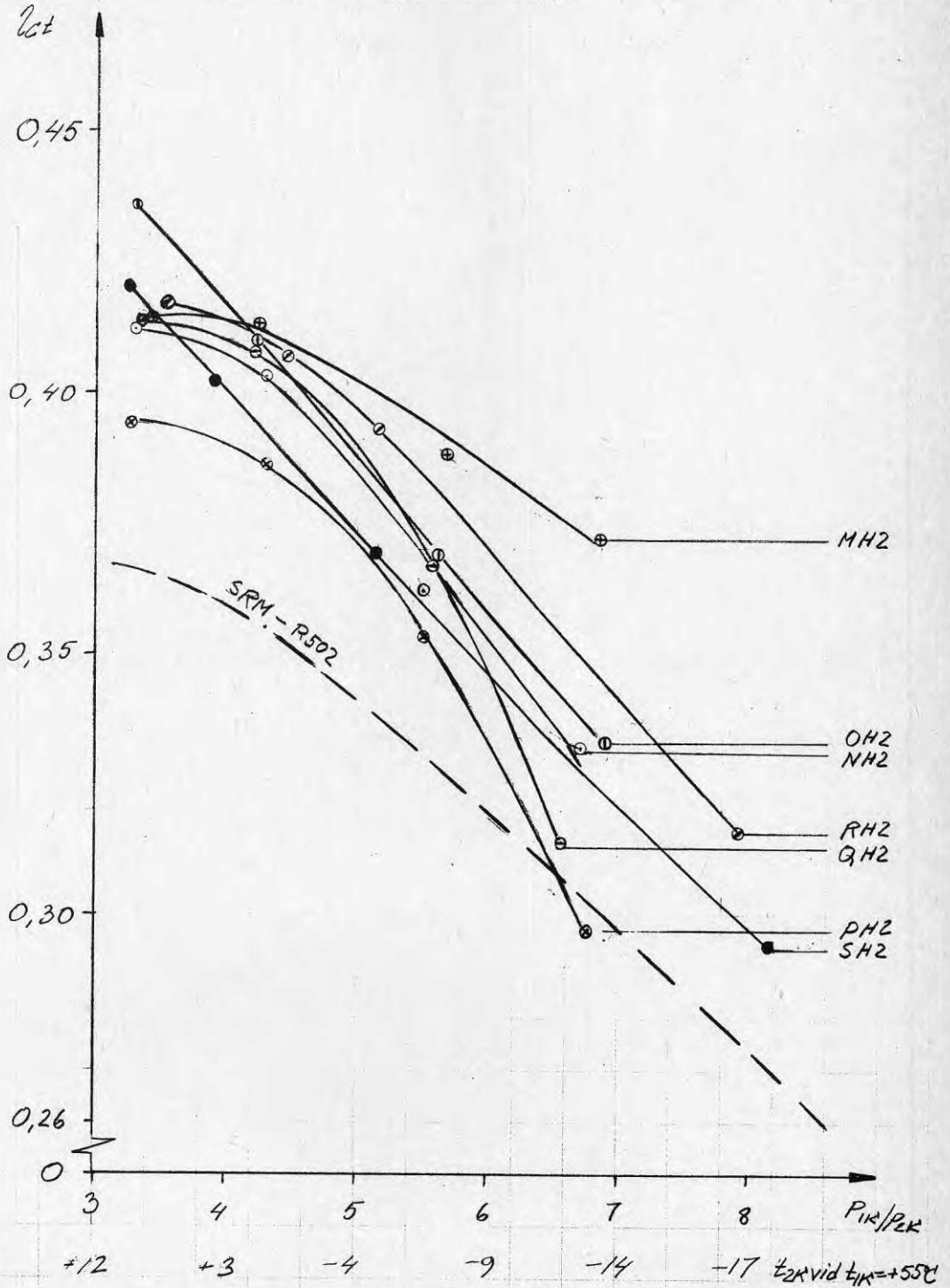
$$t_{Ki} - t_{2K} = 10 - 18^{\circ}\text{C}$$

$$\eta_{Ct} = \frac{\dot{m}_K \cdot (i_2'' - i_1')}{\dot{E}_K} \cdot \frac{T_{1K} - T_{2K}}{T_{2K}}$$



Litt.ref. [5]

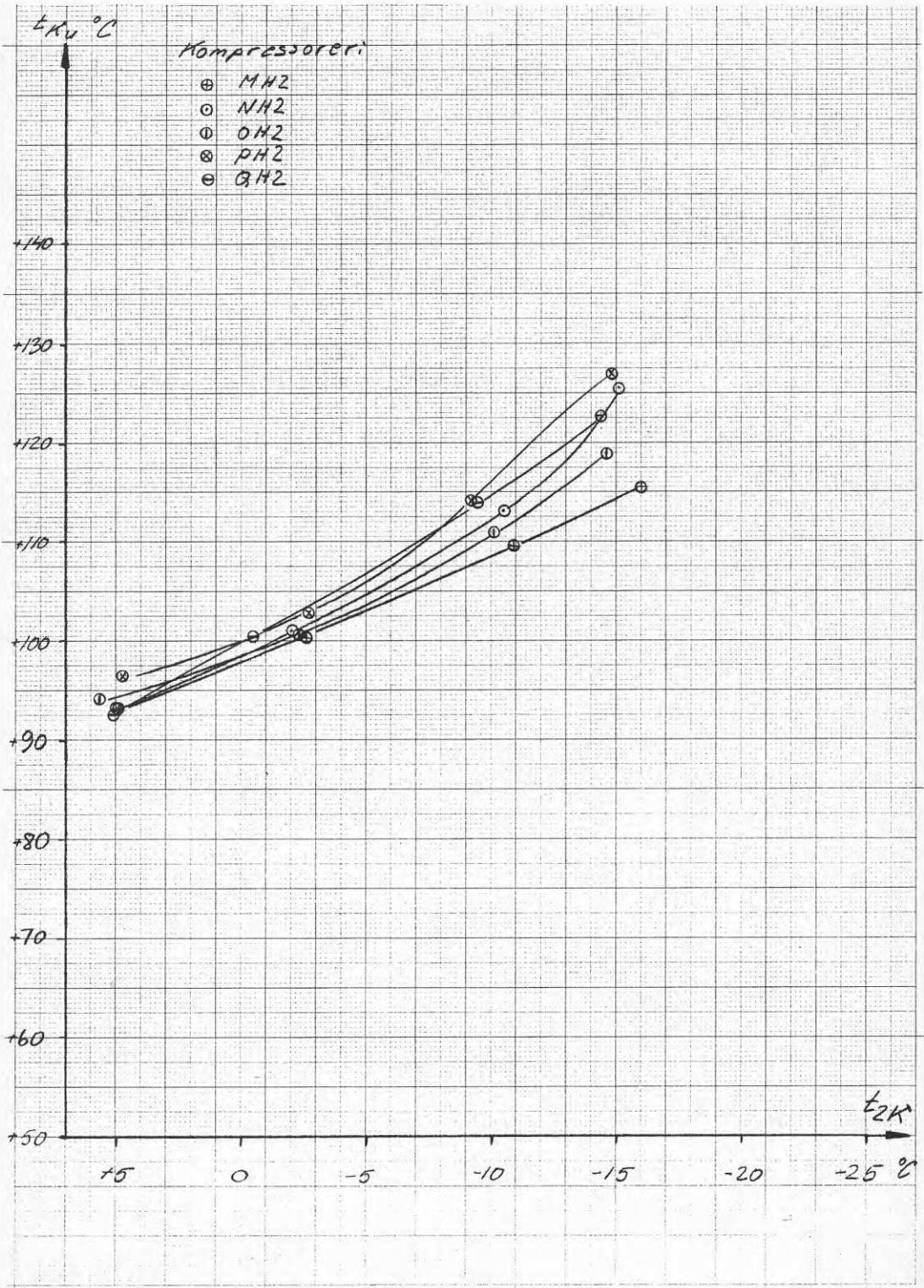
$$\eta_{ct} = \frac{\dot{m}_K \cdot (i_2'' - i_1')}{\dot{E}_K} \cdot \frac{T_{LK} - T_{2K}}{T_{2K}}$$



Kölmmedium: R22. $t_{LK} = + 40^{\circ}\text{C}$

Litt.ref. [5]

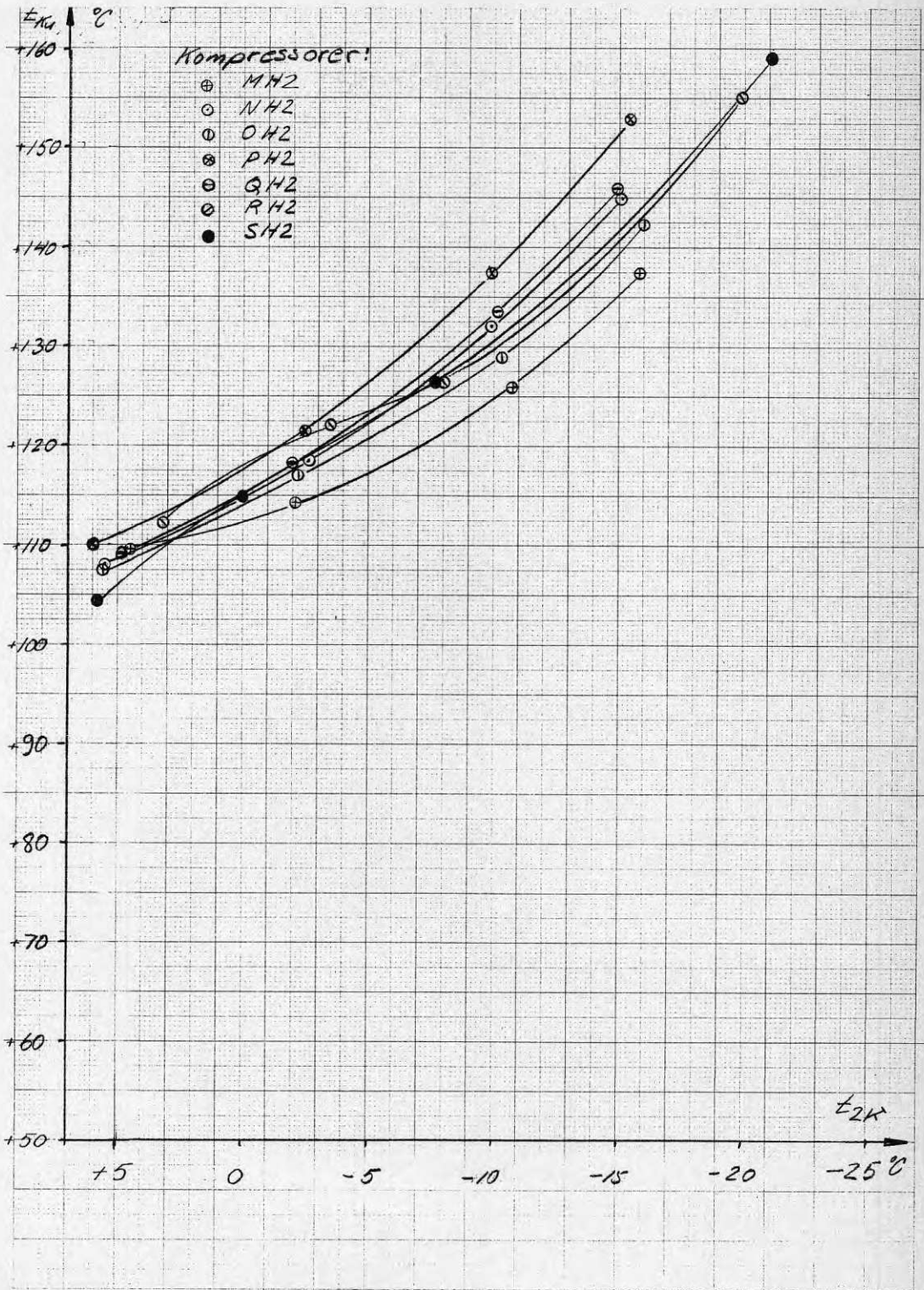
$t_{Ki} - t_{2K} = 10 - 18^{\circ}\text{C}$



Köldmedium: R22. $t_{LK} = +50^{\circ}\text{C}$

Litt.ref. [5]

$t_{Ki} - t_{2K} = 10 - 18^{\circ}\text{C}$

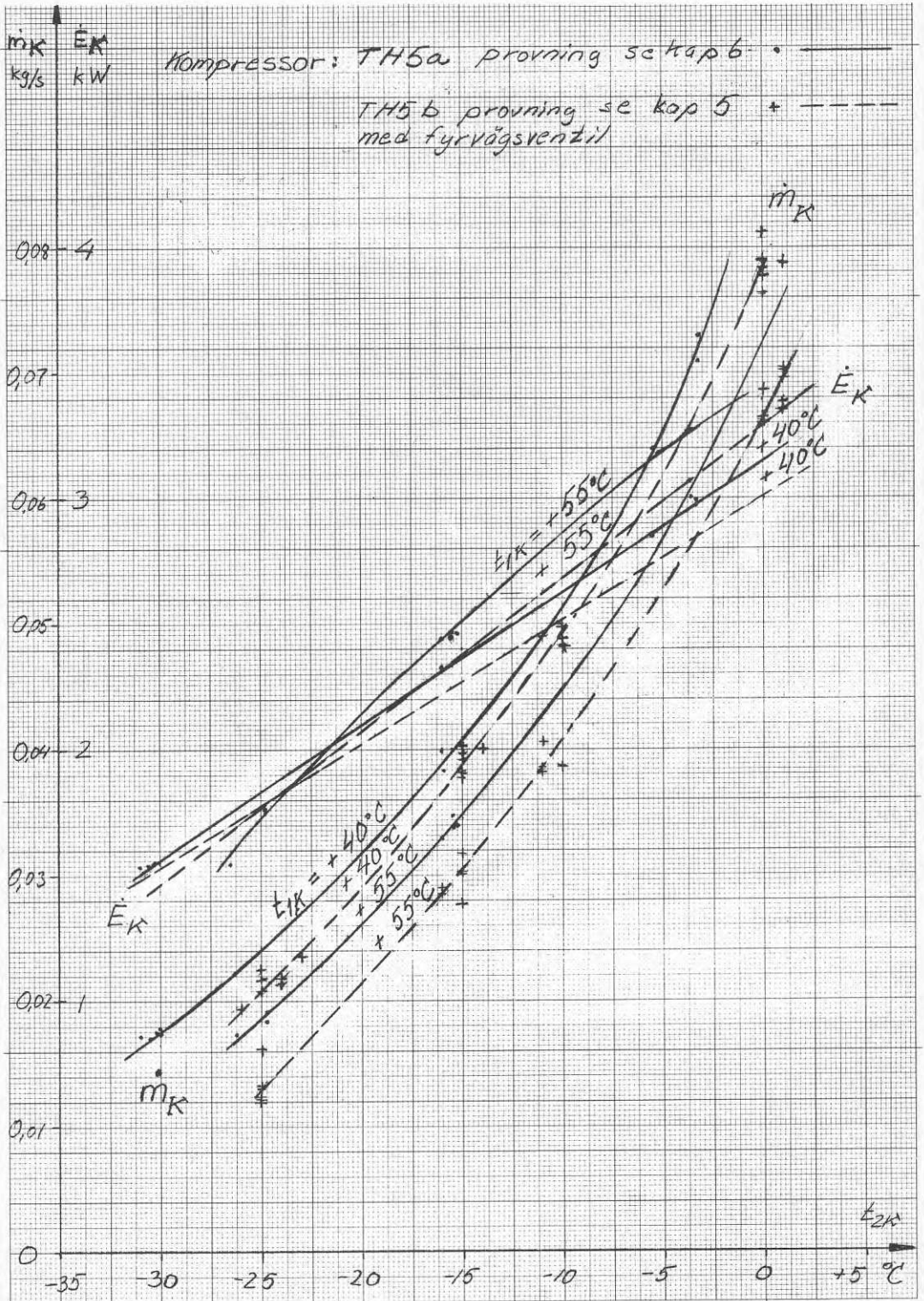


FIGUR 4.47

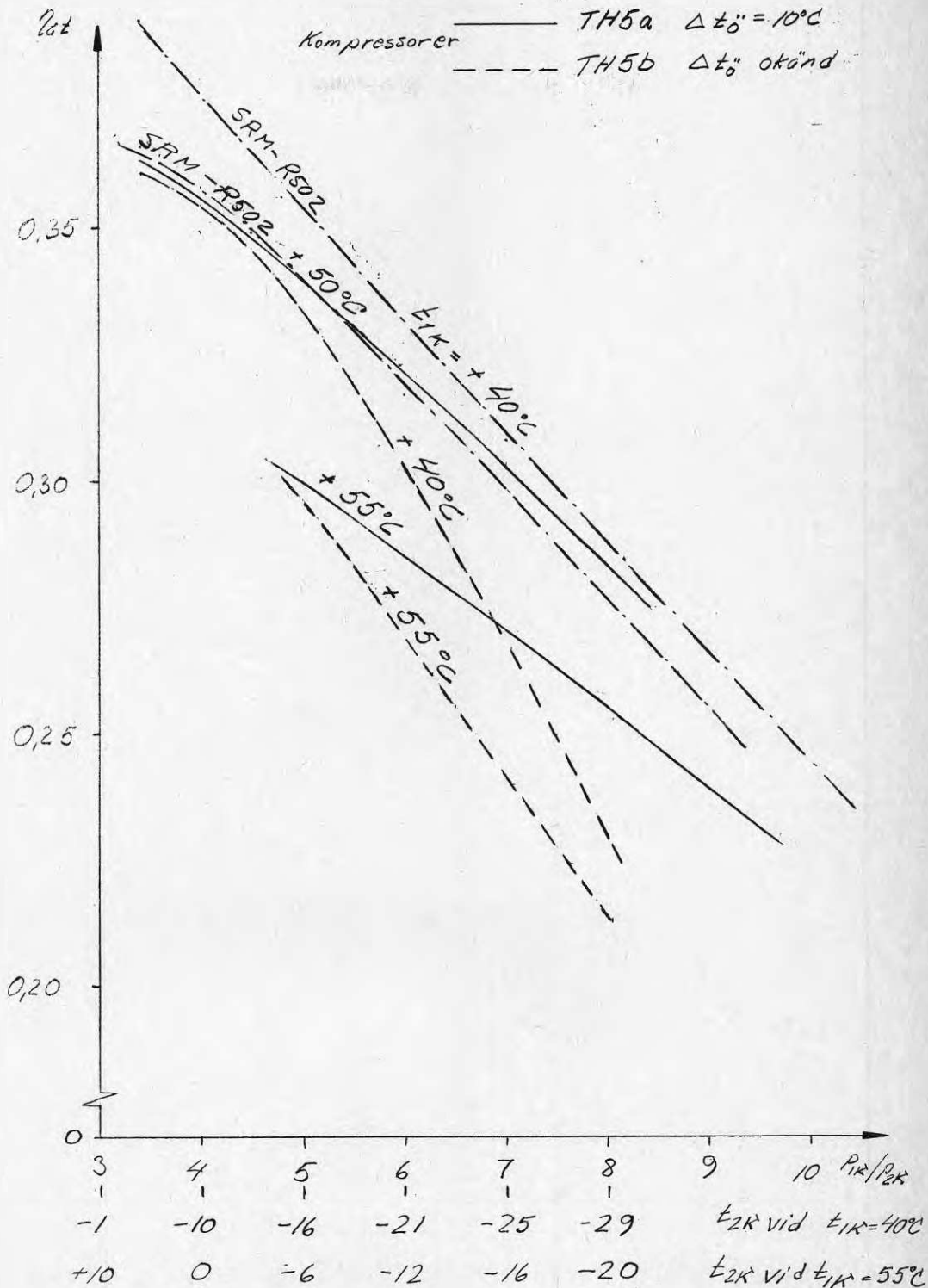
Kompressorkapaciteter från värmväxlarproven.

Köldmedium: R502.

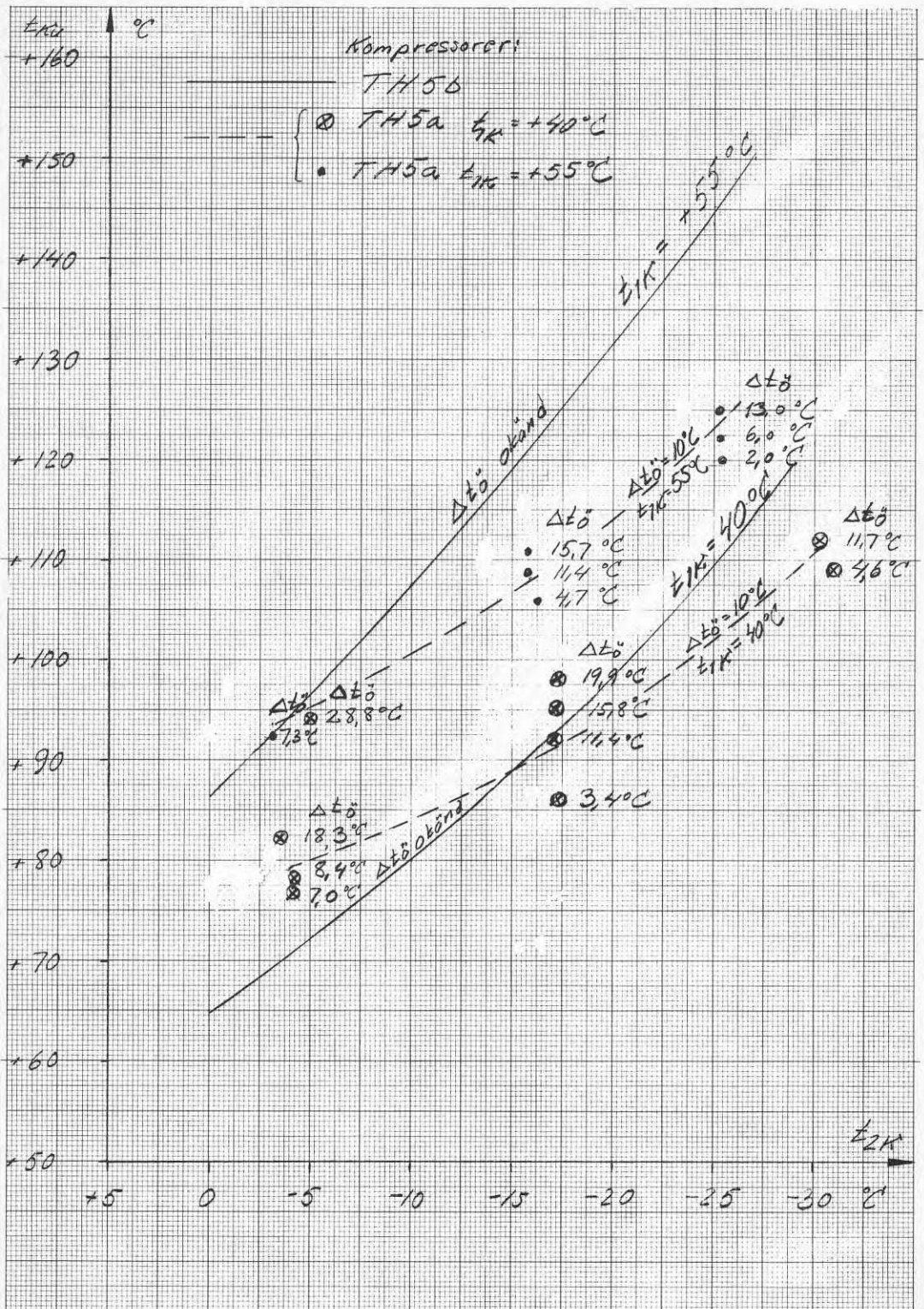
$$\Delta t_{\text{ö}} = 10^{\circ}\text{C}$$

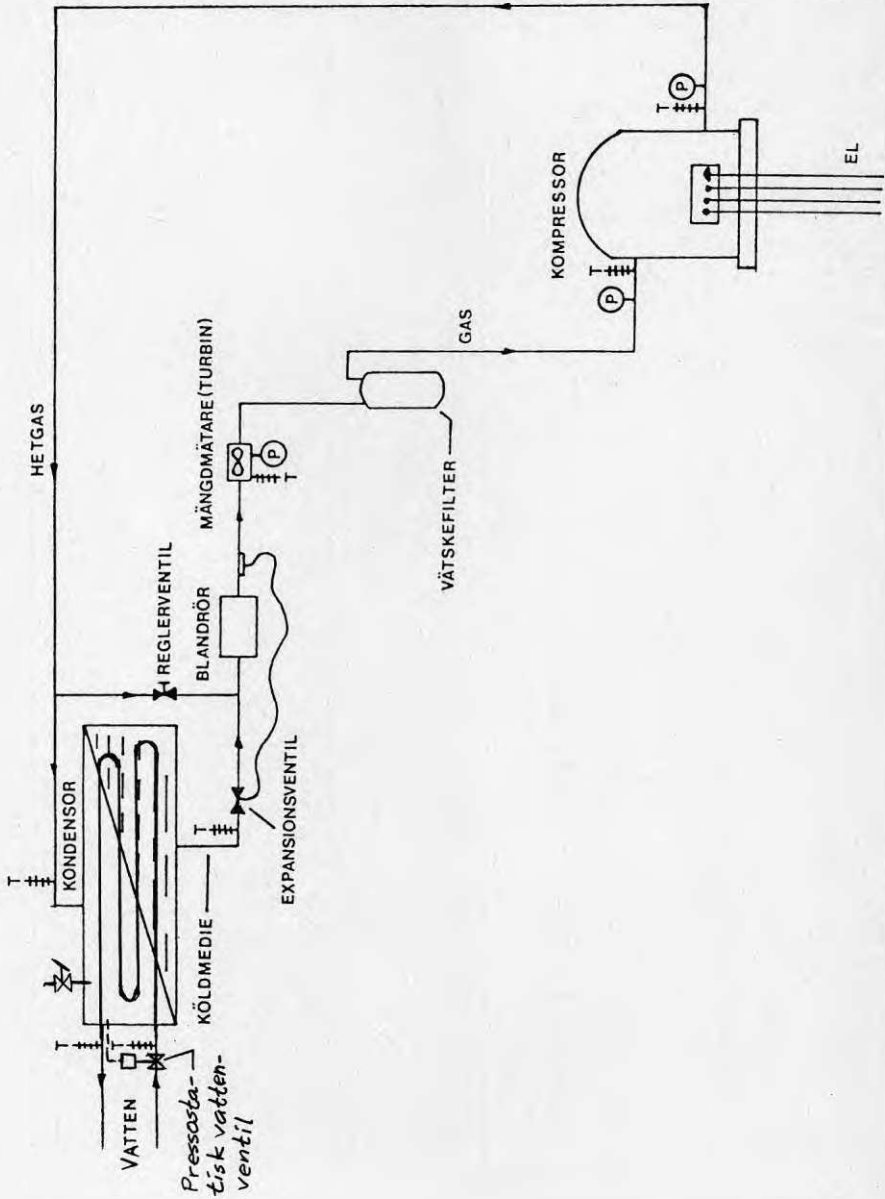


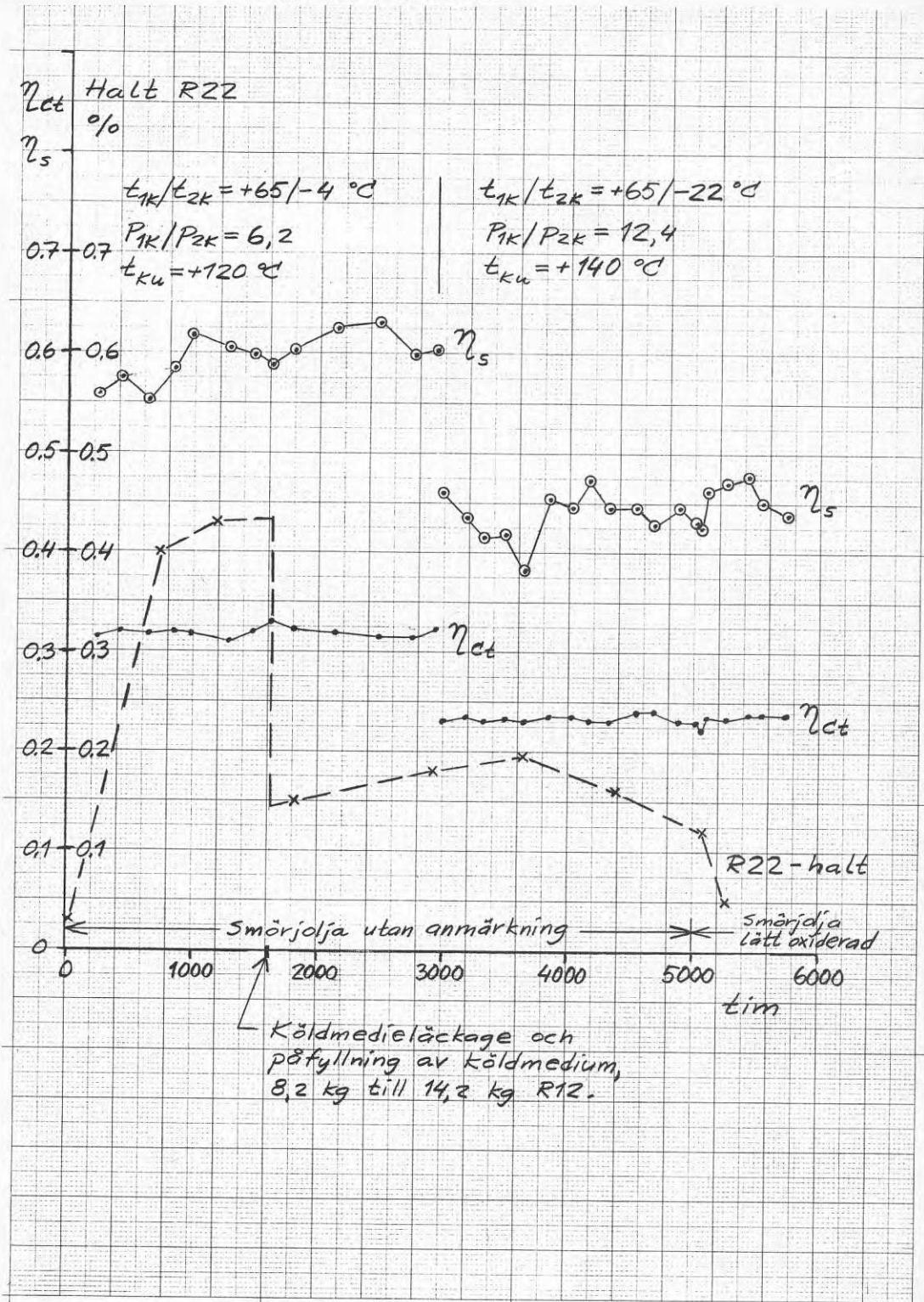
$$\eta_{ct} = \frac{\dot{m}_K \cdot (i_2'' - i_1')}{\dot{E}_K} \cdot \frac{T_{1K} - T_{2K}}{T_{2K}}$$

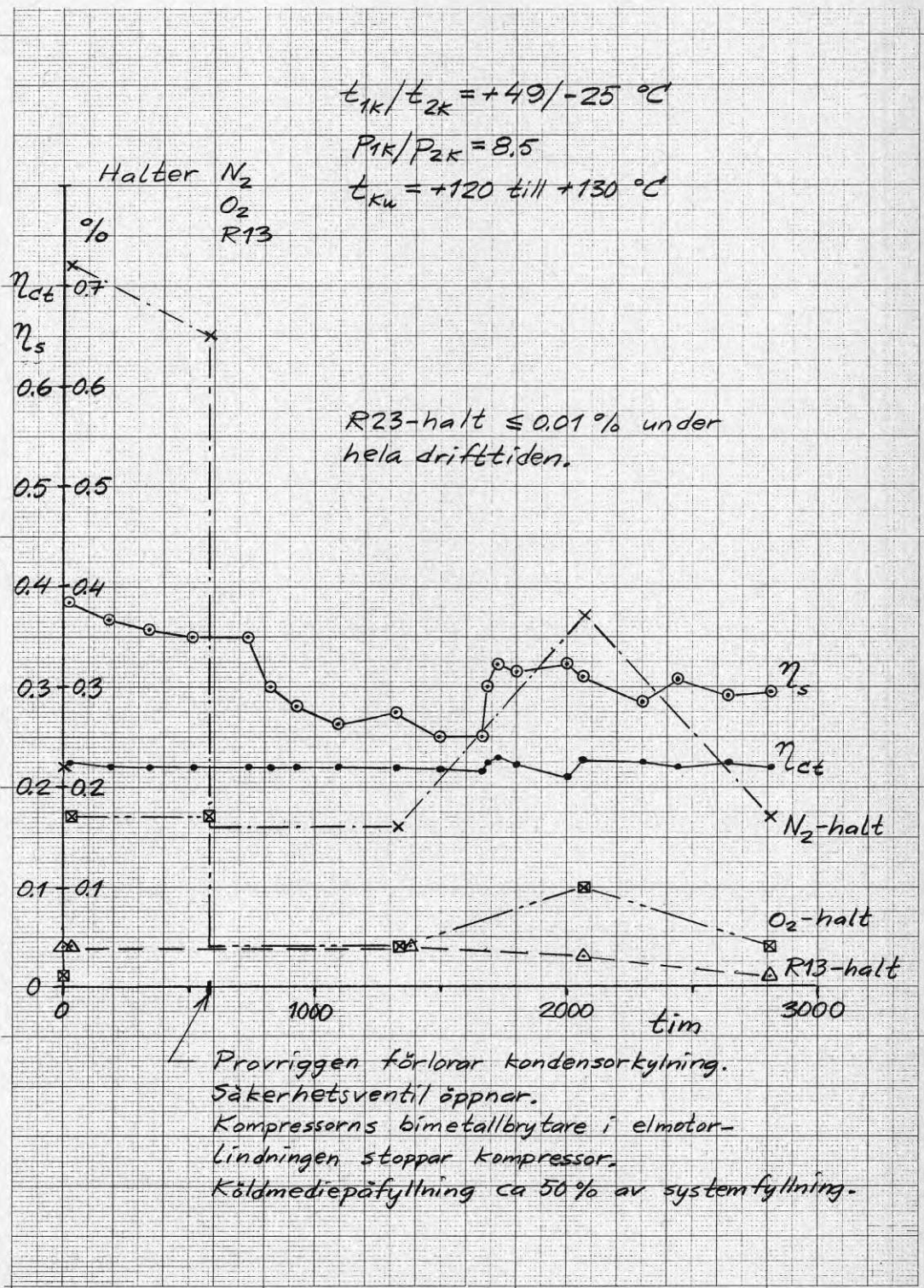


Köldmedium: R502.









5. VÄRMEVÄXLARE FÖR VATTEN OCH KÖLDMEDIUM

5.1 Teori

5.1.1 Värmeöverföring

För värmeöverföringen vid vattenkylda värmeväxlare gäller

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta t_m = \dot{m}_v \cdot c_v \cdot (t_{vu} - t_{vi}) \dots\dots\dots 5.1$$

Oberoende av om köldmediet genomgår fasändring eller ej vid värmväxlingen, gäller också för överförd effekt

$$\dot{Q} = \dot{m}_k \cdot \Delta i \dots\dots\dots 5.2$$

Om köldmediet genom hela värmeväxlaren bibehåller fastillståndet från inloppet blir

$$\dot{Q} = \dot{m}_k \cdot c_k \cdot (t_i - t_u) \dots\dots\dots 5.3$$

FIG 5.1 visar de principiella temperaturförloppen för köldmedium och vatten i en kondensator och i en hetgasvärmeväxlare. För båda värmeväxlarna erhålles ett medelvärde på temperaturdifferensen mellan köldmedium och vatten genom den logaritmiska medeltemperaturdifferensen beräknad enligt, se FIG 5.1

$$\Delta t_m = \frac{v_I^2 - v_{II}^2}{\ln v_I^2 / v_{II}^2} \dots\dots\dots 5.4$$

I kondensatorvärmeväxlaren är v_I^2 och v_{II}^2 temperaturdifferenserna mellan kondenserings-temperaturen t_1 , vilken oftast kan betraktas som konstant, och kylmediets temperatur vid in- resp utlopp. I hetgasvärmeväxlaren är v_I^2 och v_{II}^2 temperaturdifferenserna mellan de värmeutbytande medierna vid värmeväxlarens bägge ändar.

För en värmeväxlarens totala värmegenomgångsfaktor gäller

$$\frac{1}{k \cdot A} = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} + \frac{\delta_r}{\lambda_r \cdot A_m} + \frac{1}{\alpha_u \cdot A_u} \dots\dots\dots 5.5$$

5.1.2 Värmeövergångstal vid köldmediekondensation

Vid kondensation av köldmedium kan förutsättas, att detta sker i filmform. Därvid gäller oberoende av om kondensationen sker i eller på ett horisontellt rör, att värmeövergångster kan uttryckas dimensionslöst med ekvationen

$$Nu = C \cdot \left(\frac{d^3 \cdot r \cdot g \cdot S'}{\lambda' \cdot \nu' \cdot \Delta t} \right)^{1/4} \dots\dots\dots 5.6$$

Varvid Δt är temperaturdifferensen mellan kondenseringstemperaturen t_1 , svarande mot trycket i kondensorn, och rörväggens temperatur och ämneskonstanterna gäller vätskefasen. Sker kondensationen utanpå ett rör, där den bildade kondensatfilmen fritt kan rinna längs rörets periferi och droppa av från underkanten blir $C = 0,725$, [1]. Vid kondensation inuti rör fås enligt [3] $C = 0,64$ då $L/d < 350$, och $C = 0,54$ då $L/d \approx 1000$. Är flera rör placerade över varandra kommer vid kondensation utanpå dessa medelvärde av värmeövergångstalet att bli lägre än vid kondensation på endast ett rör. Det beror på att kondensatet från de högre belägna rören droppar ned på de lägre varvid kondensatfilmtjockleken på dessa ökar. Enligt Nusselt är värmeövergångstalets medelvärde vid n rör över varandra, $1/n^{0,25}$ gånger mindre än vad EKV 5.6 anger.

5.1.3 Värmeövergångstal för vatten och köldmediegas

Vid strömning av vatten och köldmediegas i rör blir enligt [1]

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \dots\dots\dots 5.7$$

under förutsättning att vid vatten $Re > 10000$ och vid köldmediegas $Re > 2300$. Ämneskonstanterna ingående i Re och Pr skall här tas vid mediets medeltemperatur.

5.2 Försöksutrustning

5.2.1 Data för undersökta värmeväxlare

I avsnitt 5.3 - 5.6 redovisas resultaten från prov med tre olika värmeväxlare för vatten och köldmedium. Alla tre värmeväxlare har därvid provats både som hetgas- och kondensorvärmeväxlare. Nedan redovisas värmeväxlarnas viktigaste geometriska data, för värmeväxlare A och B uppmätta i [4] och för C från fabrikanten, samt fabrikantuppgifter på kapacitet och kylvattentryckfall. Enligt fabrikanterna är värmeväxlare B avsedd för hetgaskylning medan A och C är avsedda för kondensering av köldmedium. Värmeväxlartyperna har dock utvalts för att vara lämpliga för båda dessa driftsförhållanden.

Värmeväxlare A

är av typen dubbelrörvärmeväxlare med åtta rör på höjden och två på djupet, se FIG 5.2. De tre översta rörraderna är på den köldmedieberörda sidan flänsade. Växlaren är uppdelad på två parallella kretsar för såväl vatten som köldmedium.

Kylvattentrörens är raka och rensbara genom losskrivning av gavlarna. Detta är en väsentlig fördel, om vattnet ger utfällning på rörytorna.

Geometriska data:	Ytterrör	7/8"
	Oflänsat innerrör;	ytterdiameter 15,9 mm innerdiameter 14,1 mm total rörlängd 5,4 m
	Flänsat innerrör;	ytterdiameter vid flänsrot 16,1 mm innerdiameter 14,1 mm flänsdelning 1,4 mm flänsdjup 1,2 mm flänstjocklek 0,5 mm total rörlängd 3,2 m
	Värmeutbytande yta,	vattensida $0,38 \text{ m}^2$ köldmediesida $0,72 \text{ m}^2$

Fabrikantuppgifter på kapacitet och kylvattentryckfall:

Kapacitet vid kondensering av köldmedium R22 $k \cdot A = 1090 \text{ W/}^\circ\text{C}$, när $t_1 = + 40,6 \text{ }^\circ\text{C}$,
 $t_{vi} = + 29,4 \text{ }^\circ\text{C}$ och $\dot{V}_v = 1350 \text{ l/tim}$. Tryckfall för kylvatten enligt FIG 5.3.

Värmeväxlare B

är av typen rörslingevärmeväxlare, se FIG 5.2. Det flänsade röret, i vilket vattnet strömmar, är lindat 16 3/4 varv i spiral med en innerdiameter på 110 mm.

Geometriska data:	Flänsat rör;	ytterdiameter vid flänsrot 13,7 mm innerdiameter 12,7 mm flänsdelning 1,4 mm flänsdjup 1,3 mm flänstjocklek 0,3 mm
	Värmeutbytande yta,	vattensida $0,21 \text{ m}^2$ köldmediesida $0,65 \text{ m}^2$

Fabrikantuppgifter på kapacitet och kylvattentryckfall: Kapacitet vid hetgaskylning
 $k \cdot A = 46 \text{ W/}^\circ\text{C}$, när $\dot{V}_v = 81 \text{ l/tim}$.

Tryckfall för kylvatten enligt FIG 5.3.

Värmeväxlare C

är en dubbelrörsvärmeväxlare. Innerröret har på den köldmedieberörda sidan yt-
förstoring, se FIG 5.2 visande tvärsnitt genom ett dubbelrör. Dubbelröret utgörs av
en slinga med längden 6,71 m lindad sex varv i spiral.

Geometriska data: Ytterrörs innerdiameter 26,2 mm
 Innerrörs ytterdiameter 19,1 mm
 -"- innerdiameter 17,2 mm

Fri strömningsarea på köldmediesida $223 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$. Värmeutbytande yta på vattensida
 $0,36 \text{ m}^2$. Fabrikantuppgifter för kapacitet vid kondensering av köldmedium samt kyl-
vattentryckfall redovisas i FIG 5.3.

5.2.2 Provrigg och mätutrustning

För värmeväxlarproven har använts värmepump av typ TA 3001, vilken har luft som värme-
källa och vatten som värmebärare. För att kunna simulera olika driftsförhållanden modi-
fierades värmepumpen enligt FIG 5.4. På luftsidan arrangerades en returkanal för luften
genom förångaren. I kanalen placerades ett värmebatteri för injustering av förångnings-
temperaturen. På vattensidan erhöll de två värmeväxlarna varsin vattenkrets. Variation
av effektuttagen från värmeväxlarna möjliggjordes genom spädning med kallt vatten och
recirkulation av uppvärmt vatten. För injustering av olika vattenflöden placerades en
strypventil i vardera vattenkrets.

FIG 5.4 visar principiellt köldmediekretsen. En detaljerad beskrivning av köldmedie-
kretsen ges i FIG 5.5. Vid proven som alla körts med köldmedium R502 har använts den
kompressor som i avsnitt 4 betecknas TH5b, i vilket kapacitetsdata återfinns. Efter-
som lufttillförseln till underkylaren varit avstängd vid proven har ingen värmeeffekt
uttagits ur denna.

De för utvärdering av proven erforderliga vatten- och köldmedietemperaturerna har upp-
mätts med kopparkonstanten termoelement kopplade till en potentiometerskrivare.

Köldmedietrycken har registrerats med kylmanometrar. Kylvattenflödet genom värmeväxlarna
har bestämts med flödesmätare av typ Aquametro.

5.3 Prov vid kondensordrift

5.3.1 Temperaturdifferenser

Av primärt intresse vid bedömandet av en kondensorvärmväxlare är den temperaturdifferens, mellan köldmediet och kylvattnet, som krävs för att överföra en viss värmeeffekt vid ett givet vattenflöde. Stor betydelse har därvid också kylvattentryckfallet, se nedan. För de tre värmväxlare som provats som kondensorer redovisas i FIG 5.6 - 5.14 överförd effekt \dot{Q}_R som funktion av temperaturdifferenserna ΔT_1 och ΔT_2 , se FIG 5.1 vid fem olika vattenflöden.

Värmväxlare A och B har vid proven körts motströms, dvs köldmedium och vatten har haft motsatt strömningsriktning, medan C körts medströms. Fyllda mätpunkter i FIG 5.6 5.14 anger, att provförhållandena givit en väsentlig underkylning.

5.3.2 Tryckfall för vatten.

För vätskas strömning i rör, aktuellt för samtliga provade värmväxlartyperna, kan för beräkning av friktionstryckfallet användas ekvationen

$$\Delta p = f_1 \cdot S \cdot \frac{w^2}{d_h} \cdot L \dots\dots\dots 5.9$$

där $w = 4 \dot{V} / \pi \cdot d^2$.

Vid tekniskt släta rör, t.ex dragna rör av koppar, kan friktionsfaktorn f_1 bestämmas med Blasius samband:

$$f_1 = 0,158 \cdot Re^{-1/4} \dots\dots\dots 5.10$$

I böjar tillkommer en tryckförlust beroende på mediets omlänkning. Denna kan skrivas

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{S \cdot w^2}{2} \dots\dots\dots 5.11$$

Motståndskoefficienten ζ kan normalt anses beroende av endast rörböjens krökningsvinkel och förhållande mellan rörets krökningsradie R och diameter d. För böjar med 90° krökningsvinkel och R/d = 2 - 8 ligger ζ i området 0,2 - 0,3. Vid 90° - böj utan krökningsradie, dvs ett skarpt knä, är $\zeta \approx 1$.

Enligt EKV 5.9 - 5.11 har med aktuella data för värmväxlarna A, B och C, tryckfallet som funktion av vattenflödet beräknats och inlagts i FIG 5.15. För B och C med vattenröret lindat i spiral har vid bestämmandet av omlänkingsförlusten ett varv betraktats som fyra stycken 90° - böjar med vardera motståndskoefficienten 0,30 respektive 0,20.

I FIG 5.15 återfinns även tryckfallet registrerat vid här utförda prov på värmväxlarn

A och C. Det kan konstateras, att det beräknade tryckfallet för A och B är lägre än vad prov respektive fabrikant, FIG 5.3, uppger. Denna skillnad ligger sannolikt i att det beräknade tryckfallet baserats på en något för stor diameter. De geometriska data som redovisas i avsnitt 5.2 är nämligen, i brist på fabrikantuppgifter, uppmätta värden, vilka kan innehålla vissa mätfel. Som kan ses av EKV 5.9 är friktionstryckfallets beroende av diametern stort, $\Delta p \sim 1/d^5$. För värmeväxlare A och B medför t.ex en reduktion av diametern med 0,5 mm att friktionstryckfallet ökar med 20 - 25 %. För värmeväxlare C stämmer beräknat och uppmätt tryckfall väl överens.

5.3.3 Tryckfall för köldmedium

Några mätningar av tryckfallet på köldmediesidan har ej utförts. Teoretiskt kan dock friktionstryckfallet, vid fasövergång som det här är frågan om, ungefärligt beräknas enligt

$$\Delta p = \frac{L}{d_h} \cdot f_l \cdot \left(\frac{m_k}{A_k} \right)^2 \cdot x_m \cdot v \quad \dots\dots\dots 5.12$$

där A_k står för köldmediekanalens tvärsnittsarea. Approximativt gäller för medelånghalten

$$x_m = \frac{x_i + x_u}{2} \quad \dots\dots\dots 5.13$$

där vid kondensation $x_i = 1$ och $x_u = 0$. Vid förångning, aktuell i avsnitt 5.8, är $x_i = (t_s - t_{2i}) \cdot d/r$ och $x_u = 1$. Friktionsfaktorn kan vid denna något överslagsmässiga beräkning, sättas till 0,015.

Köldmedietryckfall i en värmeväxlare på en värmepumps högtryckssida innebär, att kompressorns effektbehov ökar på grund av högre behövt utloppstryck. Vid värmväxling från köldmediegas har detta tryckfall en större negativ effekt än vid kondensering av köldmediet. I det senare fallet medför tryckfallet en högre kondenseringstemperatur vid värmeväxlarens inlopp än dess utlopp. För en given värmeväxlare och överförd värmeeffekt blir då, om tryckfallets inverkan på värmeövergångstalet ej beaktas, överslagsvis endast hälften av tryckfallet en förlust, jämför FIG 5.16, enär medeltemperaturdifferens en Δt_m mellan köldmedium och kylmedel då är given. Samma princip gäller förångning i en värmeväxlare, se avsnitt 6.3. Nu ökar dock även värmeövergångstalet α mellan köldmedium och värmeväxlaryta med köldmediets strömningshastighet och tryckfall. Detta minskar i sin tur behövt Δt_m och därmed avtar också ytterligare det negativa inflytandet av tryckfallet.

En optimerad värmeväxlare kräver sålunda en beräkning av kostnadsminimum för summa av värmeväxlarens anskaffningskostnad och kompressorns drivenergi, jämför avsnitt 6.3.

Normalt erhålls en sådan minimikostnad för tryckfall motsvarande några graders ändring av kondenserings- eller förångningstemperatur.

5.3.4 Val av kondensortyp med hänsyn till kylvattentryckfall

För att korrekt kunna jämföra olika kondensorvärmeväxlare krävs, att detta görs vid det vattenflöde som blir aktuellt med hänsyn till tryckfallet i värmeväxlaren och det yttre rörsystemet samt tillgänglig pumpkapacitet.

I detta system har i FIG 5.17 inritats de systemtryckfall som erhålls med värmeväxlarna A, B och C i ett rörsystem med tryckfallet $\Delta p_y = 0,0174 \cdot \dot{V}_v^2$ representerande ett normalt villavärmesystem. Tryckfallen har därvid hämtats från FIG 5.3. I figuren har även inlagts kapacitetskurvor för tre olika pumpar L, M och S.

Vidare har med hjälp av FIG 5.6 - 5.14 i FIG. 5.18 och 5.19, värmeväxlarnas temperaturdifferenser ΔT_1 och ΔT_2 uppritats som funktion av vattenflödet vid avgivna värmeeffekter $\dot{Q} = 3$ och 8 kW. Med \dot{V}_v bestämt av skärningspunkten mellan systemkurva och pumpkurva i FIG 5.17, har nu värmeväxlarnas temperaturdifferenser kunnat fastläggas i ovan beskrivna värmesystem. Dessa redovisas i FIG 5.20 och 5.21. Där kan konstateras att värmeväxlare C ger den minsta temperaturdifferens mellan vatteninlopp och köldmedium för de större pumparna L och M, om värmeeffekten \dot{Q} överstiger c:a 3 kW.

För den minsta pumpen S är denna effekt c:a 2kW. Slingrörsvärmeväxlarna B har en annan karakteristik än dubbelrörsvärmeväxlarna A och C vad beträffar kapaciteten som funktion av temperaturdifferensen. Detta torde bero på de principiellt annorlunda strömningsförhållandena. I B blir köldmedieångans strömningshastighet relativt låg. Ökande värmeeffekt motsvaras av ökad kondensatmängd, vilken då ger allt tjockare kondensatfilm på de kylande rören och mellan dessas flänsar. Värmegenomgångstalet k försämras också för denna värmeväxlare med ökad effekt \dot{Q} . Den relativt höga köldmedieånghastigheten i A och C ger kraftig turbulens hos kondensatet och minskad "effektiv" kondensatfilmtjocklek med ökat köldmedieflöde och \dot{Q} , när dessa värmeväxlars k -värde då ökar.

För att undersöka inverkan av det yttre systemets tryckfall har ovanstående figurtyper också konstruerats för värmesystem med tryckfall på $0,5 \cdot \Delta p_y$ och $2 \cdot \Delta p_y$, där $\Delta p_y = 0,0174 \cdot \dot{V}_v^2$. I FIG 5.22 har dessa systemkurvor uppritats tillsammans med kapacitetskurvan för pump M. De genom FIG 5.18 och 5.19 erhållna temperaturdifferenserna redovisas i FIG 5.23.

På grund av pumpkurvans ganska flacka och linjära förlopp i det aktuella flödesområdet påverkas inte det inbördes förhållandet mellan värmeväxlarna så mycket av variationerna

i det yttre tryckfallet.

Med här uppritade figurer har nu erhållits möjlighet att för ett givet värmesystem kopplat till kondensatorvärmväxlaren bestämma den värmväxlare som värmefaktormässigt bör ge det bästa resultatet. De temperaturförlopp som fås i systemet visas i FIG 5.24. Med där använda beteckningar gäller under förutsättning att stationära driftförhållanden råder, dvs värmeeffektavgivningen \dot{Q} i kondensator och värmesystem är lika vid med tiden oförändrade värden på t_{vi} och t_{vu} .

$$\Delta t_v = t_{vu} - t_{vi} = \dot{Q} / (m \cdot c)_v = v_{RI}^g - v_{RI}^s = v_I^g - v_{II}^s \dots\dots\dots 5.14$$

$$v_{mR}^s = \dot{Q} / (k \cdot A)_R = \Delta t_v / \ln (v_{RI}^g / v_{RI}^s) \dots\dots\dots 5.15$$

$$v_{RI}^g = \Delta t_v / (e^{\Delta t_v} \cdot (k \cdot A)_R / \dot{Q} - 1) \dots\dots\dots 5.16$$

$$t_1 = t_{Rum} + v_I^g + v_{RI}^s \dots\dots\dots 5.17$$

Lägre t_1 ger lägre effektbehov för kompressor. För bästa totalekonomi måste dock bl.a anskaffningskostnaden för kondensatorvärmväxlaren beaktas. I följande exempel skall dessa förhållanden illustreras.

Förutsättningar

Värmepump installerad i villa. Värmepumpen arbetar med uteluft som värmekälla och ger värme till tappvatten, radiatorsystem och via sin kondensatorvärmväxlare också till behövlig uteluftventilation. Värmepumpens förångningstemperatur t_{2K} antas vara -15°C som medelvärde för rumsvärmsäsongen och dess värde för η_{Ot} , se t ex avsnitt 4, är under samma period med hänsyn till underkylaren 0,42.

För radiatorsystemet gäller, jfr ovan: $(k \cdot A)_R = 200 \text{ W}/^\circ\text{C}$

$$\Delta p_v = 0,0174 \cdot \dot{V}_v^2 \text{ (Pa) med } \dot{V}_v \text{ i l/tim.}$$

Pumpkapacitet enligt M i FIG 5.17.

Vid medelförhållanden under uppvärmningssäsong antas radiatorsystemets värmeavgivning $\dot{Q} = 3000 \text{ W}$ vara densamma som värmeeffekten från värmepumpens kondensatorvärmväxlare under stationära förhållanden. Observera att sådana icke råder, om värmepumpen styrs genom till-och frånslag av full effekt, vilket är normalt för villavärmepumpar, och värmepumpens värmeeffekt är större än rumsvärmsystemets. I detta fall kommer t_{vi} och t_{vu} att stiga under kompressorns drifttid, varvid radiatorsystemets $(k \cdot A)$ ej primärt inverkar

på t_1 . Istället blir medelvärdet av t_1 under kompressordriftperioden summan av t_{vi} :s medelvärde under denna samt värmeväxlarens η_I^j vid aktuell kondenseringsvärmeeffekt.

Årsbehovet för rumsvärmning antas vara $Q = 18\ 000$ kWh.

Beräkningar

Med vattenflöden enligt FIG 5.17 ger ekvation 5.14 för värmeväxlaretyp

$$\begin{aligned} A \quad \Delta t_v &= 3000 \cdot 3600 / (910 \cdot 4200) = 2,8 \\ B &= 3000 \cdot 3600 / (535 \cdot 4200) = 4,8 \\ C &= 3000 \cdot 3600 / (1000 \cdot 4200) = 2,6 \end{aligned}$$

EKV 5.16 ger för

$$\begin{aligned} A \quad \eta_{RI}^j &= 2,8 / (e^{2,8} \cdot 200 / 3000 - 1) = 13,6 \\ B &= 4,8 / (e^{4,8} \cdot 200 / 3000 - 1) = 12,7 \\ C &= 2,6 / (e^{2,6} \cdot 200 / 3000 - 1) = 13,7 \end{aligned}$$

FIG 5.20 och EKV 5.17 ger för

$$\begin{aligned} A \quad \eta_I^j &= 8,8 \text{ och därmed } t_1 = 20 + 8,8 + 13,6 = 42,4 \\ B &= 7,4 \quad \quad \quad = 20 + 7,4 + 12,7 = 40,1 \\ C &= 7,1 \quad \quad \quad = 20 + 7,1 + 13,7 = 40,8 \end{aligned}$$

Dessa, olika kondenserings temperaturer ger olika elenergi behov till kompressorn, jämför avsnitt 4. Vattenpumpar av den här aktuella och ringa storleken har ett effektbehov som praktiskt taget är oberoende av arbetsförhållandena, dvs de olika flödena för värmeväxlarna ger ingen ändring i pumpenergi behovet. Ej heller förändras uteluftfläkts och styrutrustnings energi behov, varför värmefaktor ϕ_t enligt ekvation 4.8 kan användas för beräkning av kompressorns elenergi behov E_t för rumsvärmning. Här antas relationen \dot{Q}_{FK} / \dot{E}_t ha värdet 0,05. Sålunda gäller

$$\begin{aligned} E_t = Q / \phi_t &= Q / (\eta_{ct} \cdot T_2 / (T_1 - T_2) + 1 - \dot{Q}_{FK} / \dot{E}_t) = \\ &= 18000 / (0,42 \cdot 258 / (t_1 + 15) + 0,95) \quad \text{kWh/år} \end{aligned}$$

och med de olika värmeväxlarna erhålls:

$$\begin{aligned} A \quad E_t &= 18000 / (108 / 57,4 + 0,95) = 6360 \\ B &= 18000 / (108 / 55,1 + 0,95) = 6190 \\ C &= 18000 / (108 / 55,8 + 0,95) = 6240 \end{aligned}$$

B ger det minsta energibehovet i detta fall, jämfört med A, som har det största, 170 kWh/år lägre. Med ett elenergipris på 0,25 kr/kWh motsvarar detta drygt 40 kr/år lägre driftskostnad, vilket skulle tillåta en merkostnad för B på i storleksordningen 300 kr jämfört med A för samma totalekonomi. Härvid bortses från den eventuella fördel värmewäxlare A har i rensbara kylvattenrör.

Värmewäxlarpriserna varierar kraftigt med typen. Dessutom är kapacitetsstegen relativt stora men prisskillnaden mellan olika storlekar av samma typ väsentligt lägre än proportionella mot kapacitetsskillnaden. Detta gör att optimeringsekvationer för kapacitet blir av mindre värde. Aktuella typer och storlekar bör undersökas till sin ekonomi enligt modellen ovan, när värmewäxlare skall väljas till typ och storlek. Av de ovan exemplifierade typerna är B den billigaste, C är något dyrare, medan A är ungefär dubbelt så dyr som B. Givetvis kan också ytterdimensionerna påverka kostnaderna för inbyggnad i ett värmepumpaggregat och därmed också totalekonomi.

Oavsett om fabrikant ger kapacitetsuppgifter eller ej, måste för en korrekt ekonomisk utvärdering av en värmewäxlartyps ekonomi kapacitetsprov göras vid aktuella driftbetingelser. För typer A och C finns uppgifter, se ovan, men dessa gäller starkt begränsade driftbetingelser och gav vid jämförelse med här utförda prov väsentligt högre kapacitet vid givet v_r^f och \dot{V}_v .

Såsom riktvärde kan anges, att värmewäxlaren vid medeldriftförhållanden bör dimensioneras för v_r^f omkring 7°C . Om värmepumpen utförs så att den värmer ett vattenförråd, avsett som värmekälla för både tappvarmvatten och rumsvärmning, bestämmer normalt tappvarmvattentemperaturen på lägst ca $+40^{\circ}\text{C}$, vilken kondenseringstemperatur som erhålls. Denna kommer då att ligga kring $+50^{\circ}\text{C}$ oavsett behovet för rumsvärmesystemet. Ett sådan värmepump kommer alltså att få sämre driftsekonomi än om tappvatten- och rumsvärmesystem separat värms från värmepumpen, t.ex genom alternativ drift för tappvattenvärmning och rumsvärmning eller genom utnyttjande av i huvudsak köldmediets överhettningvärme i särskilt tappvattenvärmewäxlare.

5.4 Prov vid kylning av köldmediegas

5.4.1 Kapacitet och värmeövergångstal

Vid värmepumpanläggningar eftersträvas en hög värmefaktor, bl.a genom att minimera kondenseringstemperaturen. För tappvattenvärmning krävs dock en relativt hög värmeavgivningstemperatur. Utnyttjas den höga temperatur som köldmediegasen har efter kompressionen att i en sk hetgasvärmewäxlare placerad mellan kompressorn och kondensorn, värma tappvarmvattnet kan behovet av hög kondenseringstemperatur undvikas.

Hetgasvärmväxlaren måste dock under sommarhalvåret, då inget bostadsuppvärmningsbehov finns, fungera som kondensator. Därvid kommer stora värmeeffekter att överföras i värmväxlaren under korta perioder, om ett eller få kapacitetssteg finns hos värmepumpen. För att vid detta driftfall erhålla tappvarmvatten med acceptabelt hög temperatur och utan att kondenseringsstrycket blir för högt, måste hetgasvärmväxlaren vid kondensationsdrift ha hög kapacitet och ge relativt små temperaturdifferenser mellan köldmedium och vatten, jämför FIG 5.6 - 5.14.

Den maximala värmeeffekten som köldmediet kan avge, innan kondensation börjar, är, se FIG 5.25

$$\dot{Q}_T'' = \dot{m}_K \cdot (i_{Ti}'' - i_1'') = \dot{m}_K \cdot c_k \cdot (t_{Ti}'' - t_1'') \quad \dots\dots\dots 5.18$$

Dock inträffar kondensation i hetgasvärmväxlaren, där den köldmedieberörda ytans temperatur understiger kondenseringstemperaturen, även om det genomsnittliga tillståndet för köldmediet från värmeinnehållssynpunkt är överhettad gas. För dessa förhållanden redogörs i avsnitt 5.5.

De tre värmväxlare som provats som kondensatorvärmväxlare enligt avsnitt 5.3 har även provats som hetgasvärmväxlare. Samtliga värmväxlare har vid proven varit motströmskopplade. Resultatet från proven redovisas i FIG 5.25 - 27, där som ett mått på värmväxlarnas kapacitet används faktorn K_i , som definieras

$$K_i = \frac{\dot{Q}_T}{t_{Ti} - t_{vi}} \quad \dots\dots\dots 5.19$$

$$\text{varvid } \dot{Q}_T = K_i \cdot (t_{Ti} - t_{vi}) = \dot{m}_k \cdot c_k \cdot (t_{Ti} - T_{Tu}) = \dot{m}_v \cdot c_v \cdot (t_{vi} - t_{vu}).$$

Skälet till att K_i används som kapacitetsmått är, att vattentemperaturändringen normalt är relativt ringa i hetgasvärmväxlaren och därmed blir K_i en praktisk och tillräckligt noggrann faktor för beräkning av värmeutbytet enligt EKV 5.19. Om kapaciteten från prov beräknas enligt

$$k \cdot A = \frac{\dot{Q}_T}{v_m^s} = \frac{\dot{Q}_T}{(v_I^s - v_{II}^s) / \ln(v_I^s / v_{II}^s)} \quad \dots\dots\dots 5.20$$

där $v_I^s = t_{Ti} - t_{vu}$ och $v_{II}^s = t_{Tu} - t_{vi}$ är uppmätta värden, erhålls visserligen ett mera generellt användbart värde men mer komplicerade räkningar. Då temperaturdifferenser v_{II}^s normalt är ringa, vid vissa värmväxlare mindre 1°C , kan dock mycket små mätfel i t_{Ti} och t_{vi} ge stora fel i beräknat $k \cdot A$ enligt EKV 5.20. FIG 5.28 visar $k \cdot A$ som funktion av köldmedieflödet för värmväxlare A och B vid vattenflödet 800 l/tim och för

C vid 600 l/tim. Provvärdena har beräknats ur [4], där för flertaliga prov $v_{\frac{z}{x}}$ var i storleksordningen 1 °C. Små mätfel i t_{Tu} och t_{vi} förklarar sålunda den relativt stora spridningen av $k \cdot A$ - värdena.

I FIG. 5.25 - 27 kan noteras, att kapaciteten K_i är relativt oberoende av här aktuella vattenflödets storlek. Det beror på att värmeövergångsmotståndet på köldmediesidan är väsentligt högre än på vattensidan. För att belysa detta har i FIG 5.29 och 5.30 uppritats värmeövergångstalet multiplicerat med ytan, $\alpha_g \cdot A_g$ och $\alpha_v \cdot A_v$, för köldmedie- respektive vattensidan. Dessa kurvor har erhållits genom att värmeövergångstalet på vattensidan beräknats med EKV 5.7, se FIG 5.30. Med kapaciteten $k \cdot A$ enligt FIG. 5.28 har sedan med EKV 5.5 värmeövergångstalet på köldmediesidan beräknats, se kurvorna märkta "prov" i FIG 5.29. Då värmeöverföringsytan på köldmediesidan i värmeväxlare C är okänd, har värmeövergångstalet för denna ej kunnat beräknas.

En jämförelse av kurvorna visande $\alpha \cdot A$ som funktion av flödet för respektive mediesida ger, att värmemotståndet, lika med $1/(\alpha \cdot A)$, är ungefär en tiopotens större på köldmedie- än på vattensidan.

I FIG 5.29 har för värmeväxlare A och B även inlagts värmeövergångstalet på köld- mediesidan beräknat med empiriska samband. Sålunda har för värmeväxlare A använts EKV 5.7. Efter som gasen här strömmar i en ringspalt, har använts den hydrauliska diametern, lika med spalttjockleken. De flänsförsedda innerrörens diameter har därvid räknats till halva flänshöjden, dvs $16,1 + 1,2 = 17,3$ mm.

Värmeövergångstalet α_g för hela värmeväxlaren är beräknat som ett ytmedelvärde av värme- övergångstalen för de båda delarna med flänsade och släta rör, dvs dessa har "vägts" med ytandelen för flänsade respektive släta rör, jämför FIG 5.32. För värmeväxlare B har värmeövergångstalet α_g beräknats med ekvationen, [1],

$$Nu = 0,193 \cdot Re^{0,618} \cdot Pr^{0,3} \dots\dots\dots 5.21$$

Denna ekvation gäller egentligen för strömning tvärs ett friliggande rör utan flänsar, därav den mindre goda överensstämmelsen med de från proven beräknade värmeövergångs- talen. I detta fall har Re beräknats med hjälp av hastighet w_m enligt FIG 5.57, dvs som ett "längdmedelvärde" av hastigheten för köldmediegas som passerar rören i spalten mellan värmeväxlarens ytter- och kärnrör. Som d_h har valts slingrörens ytter- diameter exklusive fläns.

Beräknas istället värmeövergångstalet med hjälp av EKV 5.7 för de två ringspalter som

bildas mellan slingrörens periferi och kärn- och ytterrör med w_m såsom ovan och varje ringspalts bredd lika med $s_m/2$ enligt FIG 5.57 erhålls ännu något lägre α -värden än från EKV. 5.21.

I en hetgasvärmeväxlare måste till skillnad från i en kondensator och en förångare, se avsnitt 6., en betydande köldmediegashastighet råda för rimligt stor värmeväxlaryta och kostnad. Sålunda kan praktiskt icke användas värmeväxlare av tubpannetyp med köldmedium i pannan och utvändigt kylmedie- eller köldbärartuberna. Denna värmeväxlare är mycket vanlig som kondensator och förångare, men tvärsnittsarean för köldmedieströmmen är så stor, att vanligen egenkonvektion för köldmediegasen praktiskt taget gäller. Detta ger för R12, R22 och R502 k-värden av storleksordningen $5 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, och alltså 10 till 40 gånger större ytbehov än de ovan provade värmeväxlarna.

Sakans fabrikantdata för en värmeväxlare som hetgaskylare, kan med rimlig noggrannhet beräkning ske enligt ovan angivna principer och ekvationer med beaktande av strömningsförhållanden för val av α_0 - ekvation, 5.7 eller 5.21.

5.4.2 Tryckfall för köldmedium

Det köldmedietryckfall som fås i hetgasvärmeväxlaren höjer kompressorns utloppstryck. Kompressorn får därmed arbeta med ett större tryckförhållande, vilket kräver ett ökat effektbehov. Observera dock att tryckfallet blir en "nödvändig" följd av behovet av relativt hög gashastighet för ekonomiskt optimal storlek hos värmeväxlaren, dennas kostnad ökar med lägre hastighet och kompressordriftskostnad.

Några mätningar av tryckfallet på köldmediesidan har ej utförts. Gastryckfallet kan dock beräknas med hjälp av de i avsnitt 5.3.2 redovisade sambanden för enfasströmning. Därvid omskrives lämpligen EKV 5.9 och 5.11 till

$$\Delta p = f_1 \cdot \dot{m}_k^2 \cdot v \cdot L/A_k^2 \cdot d_n \dots\dots\dots 5.22$$

$$\text{respektive } \Delta p = \sum \cdot \dot{m}_k^2 \cdot v/A_k^2 \cdot 2 \dots\dots\dots 5.23$$

där A_k betecknar köldmediekanalens tvärsnittsarea. För släta rör följer friktionsfaktor f_1 EKV 5.10. Vid rör med större ytråhet kan friktionsfaktorn bestämmas med hjälp av FIG 5.33 a. Ingångsstorheter är där Reynolds tal och relativa ytråheten. För värden på motståndskoefficienten se avsnitt 5.3.2.

Med ovanstående ekvationer har gstryckfallet beräknats för värmeväxlare A och C. Resultatet finns i FIG 5.31, där tryckfallet, omräknat till motsvarande kondenserings-temperaturändring Δt_1 °C, uppritats som funktion av $\dot{m}_k^2 \cdot v$.

I värmeväxlare A strömmar gasen i de tre första rörraderna tvärs flänsar, se FIG 5.32. Då flänsarnas inverkan på strömningsförloppet är okänt har för denna del två betraktelsesätt använts. Därav de två tryckfallskurvor för denna värmeväxlare i FIG 5.31. Den översta kurvan a har erhållits genom att betrakta det flänsade innerröret, som ett slätt rör med innerdiametern lika med flänsperiferins diameter, dvs $d_y = 16,1 + 2 \cdot 1,2 = 18,5$ mm. Därvid har friktionsfaktorn satts konstant och lika med den som erhålles vid minsta köldmedieflödet för vardera av de två slingorna $\dot{m}_k = 0,01$ kg/s.

Genom att betrakta det flänsade innerröret, som ett rör med ytterdiametern vid halva flänshöjden, dvs $d_y = 16,1 + 1,2 = 17,3$ mm, och med en ytråhet $y_s = 1,2$ mm har den undre kurvan b erhållits. På grund av den stora relativa ytråheten som detta betraktelsesätt medför, $y_s/d_h = 0,42$, har friktionsfaktorn ej kunnat erhållas direkt ur FIG 5.33 a. Vid Reynolds tal, ca $2 \cdot 10^4$, har därför med hjälp av FIG 5.33 a friktionsfaktorn uppritats som funktion av relativa ytråheten, se FIG 5.33 b. Genom extrapolering har sedan den sökta friktionsfaktorn kunnat erhållas. Friktionsfaktorn vid ytterröret har beräknats med EKV 5.10. Medelvärde av friktionsfaktorn i den flänsade delen av värmeväxlaren har sedan beräknats som ett ytmedelvärde av friktionsfaktorerna vid ytter- och innerröret.

I den oflänsade delen av värmeväxlaren har friktionsfaktorn ansetts konstant och lika med den som erhålles vid minsta köldmedieflödet enligt EKV 5.10. Övergången mellan rör-raderna har betraktats som två stycken 90°-böjar med $\xi = 1$ och med tvärsnittsarean lika med den som råder i ringspalten. Förmodligen ligger det verkliga tryckfallet någonstans emellan de två kurvor som erhållits med ovanstående betraktelsesätt.

Vid tryckfallsberäkningen för värmeväxlare C har ingen speciell hänsyn tagits till ytförstoringen annat än att den reducerar den fria tvärsnittsarean. Friktionsfaktorn har ansetts konstant och lika med den som erhålles med EKV 5.10 vid $\dot{m}_k = 0,02$ kg/s.

Tryckfallet i värmeväxlare B är på grund av den korta strömlängden och stora tvärsnittsarean försumbart. Beräkning har givit ett tryckfall på i storleksordning 0,1 °C vid $\dot{m}_k^2 \cdot v = 10$ kg m³/s².

5.5 SAMTIDIG GASKYLNING OCH KONDENSERING

Så snart värmeväxlarytans temperatur t_y på köldmediesidan understiger köldmediets kondenseringsstemperatur t_1 vid rådande tryck börjar kondensering på ytan även om

köldmediets medeltemperatur ligger över kondenseringsstemperaturen. Köldmedieången intill rörväggen är nämligen avkyld till dennas temperatur, se FIG 5.34. Enligt denna gäller för värmetransporten \dot{q} från köldmediet med medeltemperaturen t_k till kylmediet, i detta fall vatten, med medeltemperaturen t_v :

$$\dot{q} = \alpha_v \cdot (t_v - t_y) = \alpha_k \cdot (t_y - t_k) \quad \dots\dots\dots 5.24$$

vilket ger

$$t_y = (\alpha_k \cdot t_k + \alpha_v \cdot t_v) / (\alpha_k + \alpha_v) \quad \dots\dots\dots 5.25$$

Om endast en värmeväxlare finns på högtryckssidan mellan kompressor och strypventil, kommer denna värmeväxlare att arbeta praktiskt taget helt som kondensor, jämför FIG 5.34. Ren gaskylning och vätskeunderkylning tar ringa värmeväxlingsyta i anspråk för ett optimalt arbetande eller lämpligt trimmat värmepumpsystem.

Används två värmeväxlare på värmepumpens högtrycks- eller värmeavgivningssida, en för vardera tappvatten- och rumsvärmsystem, kan beräkningen av värmeeffektens fördelning mellan dessa bli mycket komplicerad. Principiellt är förhållandena desamma som för en värmeväxlare i vilken två separata kylmedelkretsar med olika ingångstemperaturer inkopplats i serie från köldmediesidan sett. I [4] redovisas för värmeväxlartyperna A och B med vattenflödet 800 l/h sådana fördelningar vid olika ingångstemperaturer till värmeväxlarna för de båda vattensystemen. FIG 5.35 visar försöksutrustningens princip och definierar använda beteckningar. Med hjälp av de i [4] redovisade mätvärdena har FIG 5.37 - 5.52 framtagits. FIG 5.36 visar de principiella temperatur- och värmefördelningsförhållandena. Med beteckningarna i FIG 5.35 och 5.36 gäller:

$$\dot{Q}_T + \dot{Q}_R = \dot{Q}_t = \dot{m}_k \cdot (i_{Ti} - i_{Ru}) \quad \dots\dots\dots 5.26$$

$$\dot{Q}_T = (k \cdot A)_T \cdot \mathcal{R}_{mT} = \dot{m}_{vT} \cdot c_v \cdot (t_{Tvu} - t_{Tvi}) \quad \dots\dots\dots 5.27$$

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_k \cdot c_k \cdot (t_{Ti} - t_{Tu}) \quad \text{för } t_{Tu} > t_l \quad \dots\dots\dots 5.28$$

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_k \cdot (i_{Ti} - i_{Tu}) \quad \text{för } t_{Tu} = t_l \quad \dots\dots\dots 5.29$$

$$\mathcal{R}_{mT} = \left[(t_{Ti} - t_{Tvu}) - (t_{Tu} - t_{Tvi}) \right] / \ln \frac{t_{Ti} - t_{Tvu}}{t_{Tu} - t_{Tvi}} \quad \text{för } t_{Tu} > t_l \quad \dots\dots\dots 5.30$$

$$\dot{Q}_R = (k \cdot A)_R \cdot \mathcal{V}_{mR} = \dot{m}_{vR} \cdot c_v \cdot (t_{Rvu} - t_{Rvi}) \dots\dots\dots 5.31$$

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_k \cdot (i_{Tu} - i_{Ru})$$

$$\mathcal{V}_{mR} = (t_{Rvu} - t_{Rvi}) / \ln \frac{t_1 - t_{Rvi}}{t_1 - t_{Rvu}} \quad \text{för } t_{Tu} = t_{1Tu} \dots\dots\dots 5.32$$

$$\text{där } t_1 \approx (t_{1Tu} + t_{1Ru}) / 2$$

$$\dot{Q}_{T1} = \dot{m}_k \cdot c_k \cdot (t_{Ti} - t_{1Tu}) \dots\dots\dots 5.33$$

EKV 5.31 och 5.32 ger

$$t_1 = t_{Rvi} + \dot{Q}_R / \left[\dot{m}_{vR} \cdot c_v \cdot (1 - e^{- (k \cdot A)_R / (\dot{m}_{vR} \cdot c_v)}) \right] \dots\dots\dots 5.34$$

\mathcal{V}_{mT} och \mathcal{V}_{mR} för annat t_{Tu} än ovan angivet blir mycket komplicerat att fastställa, eftersom i dessa fall läget i värmeväxlarna, där köldmediet just når kondenserings-temperatur först måste fastställas. Följande allmänna förhållanden kan dock utläsas ur ekvationerna ovan, figurerna och försöksvärdena vid lika vattenflöden genom värmeväxlarna:

1. Om den första värmeväxlaren efter kompressorn har samma vatteningångstemperatur som den andra, sker en större värmeeffektavgivning i den första värmeväxlaren. Detta är påtagligare för värmeväxlare A än B och för lägre förångningstemperaturer, dvs vid mindre köldmedieflöden och högre gastemperaturer efter kompression.

Orsaken till dessa förhållanden torde framförallt vara, att köldmediekondensatmängden i den andra värmeväxlaren är större och därmed försämrar värme genomgångstalet i denna, jfr α_k - och α_{km} - kurvorna i FIG 5.34 samt förlopp av $(k \cdot A)_T$ - och $(k \cdot A)_R$ - kurvor i FIG 5.37 - 5.52. Effekten blir mer märkbar vid lägre förångningstemperatur på grund av lägre köldmedieflöde och "turbulens" i köldmedievätskan. Värmeväxlare B, som är av kondensatdränerande slingrörstyp, blir därför mindre känslig för kondensatmängden än typ A, som är av dubbelrörstyp med horisontella rör och i slutdelen får en väsentlig kapacitetssänkning från kondensatfyllningen, se även FIG 5.53.

Att den första värmeväxlaren har större temperaturdifferens mellan hetgas och vatten än den som gäller vid kondenseringen, torde icke bidra till förbättrat värmeutbyte, enär samtidigt värmeövergångstalet vid gaskylningen är väsentligt lägre, jämför avsnitt 5.3 och 5.4. Dessutom sker kondensering ur den överhettade ångan direkt eller efter en kort sträcka, eftersom vattnet kyler värmeväxlarytan till kondenserings-temperatur.

Man kan alltså icke halvera temperaturskillnaden mellan ingående vatten och kondenserande köldmedium genom att seriekoppla två lika stora värmeväxlare på köldmediesidan.

2. Ingående vattentemperaturer bestämmer fördelningen mellan värmeavgivningarna från köldmediet. Är vattnet till den första värmeväxlaren lika mycket varmare än vattnet till den andra som behövlig temperaturskillnad mellan vatten och köldmedium för fullständig kondensering i den andra värmeväxlaren, sker ingen kondensering i den första. All värmeavgivning i denna är då från gaskylning. Såsom försöken visar, inverkar gaskylningens storlek i ringa grad på behövlig temperaturdifferens mellan medierna i den andra värmeväxlaren. Till en del förklaras detta av att kondensering ur överhettad ånga ej kräver större temperaturskillnad till kondensatytan än ur mättad.

En approximativ metod att bedöma hur värmefördelningen sig mellan värmeväxlarna vid olika kombinationer mellan ingående vattentemperaturer t_{Tvi} och t_{Rvi} kan erhållas med hjälp av försöksvärdena i FIG 5.37 till 5.52 och ekvationerna 5.26 - 5.33. FIG 5.53 definierar använda beteckningar och ger en approximerad karakteristik för försöksvärdena.

För att undvika tidsödande passningsräkningar görs beräkningar för de olika kombinationer av t_{1K} och t_{2K} som är aktuella för värmepumpens eller kylanläggningens kompressor med c:a 10 °C intervaller. Givet måste då också vara köldmedie- och kompressortyp för vilken t_{1K} och t_{2K} fastlägger t_{Ti} , \dot{Q}_{Ti} och \dot{Q}_t enligt avsnitt 4. samt $\dot{m}_{vT} \cdot c_v$, $\dot{m}_{vR} \cdot c_v$, $(k \cdot A)_T$ och $(k \cdot A)_R$ vid drift av de båda värmeväxlare separat med värmeavgivningen \dot{Q}_t , dvs då \dot{Q}_R respektive \dot{Q}_T är noll. Värderna för $(k \cdot A)_T$ och $(k \cdot A)_R$ kan erhållas för de provade värmeväxlartyperna A, B och C ur FIG 5.6 - 5.14 som $(k \cdot A)_{T,R} = \dot{Q}_R / (\nu_I^\beta - \nu_{II}^\beta) / \ln(\nu_I^\beta / \nu_{II}^\beta)$.

För värmeväxlare R blir då enligt EKV. 5.34 och FIG. 5.53

$$\nu_{Ri} = t_1 - t_{Rvi} = \dot{Q}_t / \left[\dot{m}_{vR} \cdot c_v \cdot (1 - e^{-(k \cdot A)_R / (\dot{m}_{vR} \cdot c_v)}) \right] \dots\dots\dots 5.35$$

och analogt för värmeväxlare T

$$\nu_{Ti} = t_1 - t_{Tvi} = \dot{Q}_t / \left[\dot{m}_{vT} \cdot c_v \cdot (1 - e^{-(k \cdot A)_T / (\dot{m}_{vT} \cdot c_v)}) \right] \dots\dots\dots 5.36$$

Värmeväxlartyperna med horisontella köldmedierör såsom A får värdet på faktorn a i FIG 5.53 omkring 0,3 till 0,5, enligt försöken det lägre värdet vid större köld-

medieflöden. Väldränerande värmeväxlare, såsom typ B, får α -värdet mycket nära 0.

För de olika aktuella kombinationerna av t_{1K} och t_{2K} kan nu temperatur- och värmefördelningsförlopp enligt FIG 5.53 upprättas. Observera, att ett antaget värde på t_{Rvi} eller t_{Tvi} låser det andra värdet, t_{Tvi} respektive t_{Rvi} , för den aktuella kombinationen av t_{1K} och t_{2K} . Svagheten med metoden ligger sålunda i att värmefördelningen för godtyckliga kombinationer av t_{Rvi} och t_{Tvi} ej kan avläsas ur ett diagram, utan förutsätter ett flertal diagram enligt FIG 5.53 för olika $t_{1K} - t_{2K}$ kombinationer. t_{Rvi} och t_{Tvi} är ju egentligen två av det flertal faktorer som fastlägger t_{1K} och t_{2K} . Dock torde det praktiska behovet av värmefördelningsbestämningar kunna täckas av högst c:a 10 diagram för en normal anläggningstyp använd för bostadsvärmning. I den beskrivna metoden tas ingen hänsyn till värmeväxlarnas egenskaper vid endast gaskylning. En förutsättning för att kunna bortse från denna egenskap är att värmeväxlaren vid endast gaskylning, såsom provade typer A och B, har ett $(k \cdot A)_T$ - värde, som är minst c:a 1,5 gånger köldmedieflödets värmekapacitet $m_k \cdot c_k$ i gasfas. I detta fall blir köldmediegasens temperatur sänkning minst c:a 80 % av $t_{Ti} - t_{Tvi}$. Ur diagramtypen 5,53 erhålls nämligen \dot{Q}_T som om denna gaskylning skulle vara 100 % av $t_{Ti} - t_{Tvi}$, d v s \dot{Q}_T blir högst 25 % för stort vid avläsningen.

5.6 Prov vid förångardrift

5.6.1 Kapacitet

Vid varmgasavfrostning ändras driftförhållandet i en kondensorvärmväxlare till förångning av köldmedium. För att avfrostningen skall ske snabbt måste denna ha hög värmeöverföringskapacitet också vid förångardrift, dvs förångningstemperaturen skall ligga högt. Som värmekälla vid avfrostning används vanligen värmesystemet. Exempelvis i en villa med normal dimensionering av rumsvärmesystemet erhålls vid slutet av en varmgasavfrostning av en uteluftförångare c:a $+15^\circ\text{C}$ ingående vattentemperatur. Avfrostningen sker då inom c:a 4 minuter. Det är också fördelaktigt om förångningstemperaturen ej understiger 0°C med hänsyn till frysrisk.

Den teoretiska beräkningen av k -värdet för en vattenvärmd förångare är principiellt densamma som för en luftvärmd, se avsnitt 6.1. Värmeövergångstalet för vatten- eller vätskesidan beräknas enligt EKV 5.7 som gäller strömning i rör, vilket är aktuellt för värmväxlartyperna i denna undersökning. På köldmediesidan kan vid punktkokning utvändigt horisontella rör i behållare, t.ex som i värmväxlare B, värmeövergångstalet, enligt [1], beräknas med

$$\alpha_{\text{kok}} = F \cdot \dot{q}^{2/3} \dots\dots\dots 5.37$$

Konstanten F beror av köldmedium och förångningstemperatur. Följande värden, uttryckta i $(W/m^2)^{1/3}/^\circ C$, kan därvid användas för F:

t_2	R12	R22 o R502
0	3,5	4,4
-15	2,9	3,5
-30	2,4	2,9

För kokning i horisontella rör hänvisas till samband redovisade i avsnitt 6.1. Värmeväxlare B och C, har här provats vid förångardrift. Resultaten av dessa prov redovisas i FIG 5.54 och 5.55, där kapaciteten $k \cdot A = \dot{Q}/\nu_m$ uppritats som funktion av köldmedieflödet. Eftersom tryckfallet på köldmediesidan i värmeväxlare C var mycket stort, vid här provade driftfall c:a $11^\circ C$, togs hänsyn till detta vid bestämningen av ν_m . Värmeväxlare B hade betydligt lägre tryckfall, mindre än $1^\circ C$, och någon korrektion härför gjordes därför ej, se temperaturförloppkurvorna i respektive figur. Vid vissa förångardriftfall gav proven mycket låg kapacitet, sannolikt på grund av delvis täppt stryporgan, ett kapillärrör, med åtföljande filmkokning. Detta fenomen har icke erhållits för värmeväxlartyperna vid varmgasavfrostning i värmepumpar i praktiskt drift. Prov-aggregatet har dock vid flertaliga tillfällen öppnats på köldmediesidan, bl.a för värmeväxlarbyten. Varför med stor sannolikhet lödslag, metallspå etc kan ha fastnat i kapillärröret. Om kapillärröret ej förutsätts blockerat, måste överkokning ske vid eventuellt inträffande filmkokning, då ju avkokningen blir mycket ringa, medan kapillärrörets kapacitet är oförändrat hög. För samtliga prov erhöles en mycket kraftig överhettning, se FIG 5.57, vilket måste innebära till ringa del fylld förångare, dvs för låg kapacitet hos kapillärröret.

Erfoderlig temperaturdifferens för filmkokning med R502 återges i FIG 5.56. För mätpunkterna i området märkt "Filmkokning" i FIG. 5.54 och 5.55 har beräkningsmässigt konstaterats, att temperaturdifferensen på köldmediesidan varit ungefär lika med eller högre än den som krävs för filmkokning, i en större eller mindre del av värmeväxlaren. I värmeväxlare C, där kokningen sker i en ringspalt med sådan strömningshastighet, att förloppet ej kan betraktas som kärkokning bör dock erfoderlig temperaturdifferens för filmkokning vara högre än den som anges i FIG 5.56.

I FIG 5.54 har även för värmeväxlare B inlagts den kapacitet som erhålles vid beräkning utnyttjande EKV 5.37, för värmeövergångstalet vid kokning. Hänsyn har därvid tagits till ytbehovet för en mindre överhettning. Värmeövergångstalet för köldmediegasen har

då beräknats såsom för hetgaskylning, se FIG 5.29, dock med korrektion för det nu aktuella tillståndet. Vattensidans värmeövergångstal har bestämts med EKV 5.7 till $6100 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ vid aktuellt flöde. Förklaringen till att de beräknade kapacitetsvärdena så väsentligt överstiger de uppmätta även utanför området med ringa förångarfyllning och sannolik filmkokning, kan ligga i att de mellan flänsarna bildade ångbubblorna "fastnar" och blockerar köldmedievätskans kontakt med rörväggen. Flänsarnas effekt skulle alltså vid förångning snarare kunna vara negativ än positiv.

För värmeväxlare C bör kokförloppet vara likartat med det som sker vid kokning i en kanal med cirkulärt tvärsnitt. Därmed skulle de samband som senare, i avsnitt 6.1, redovisas för kokning i horisontella rör vara tillämpbara.

Med EKV 6.8 gällande för fullständig förångning har värmeövergångstalet på köldmediesidan beräknats för driftfallet $t_{2u} = -6^\circ\text{C}$ och $\dot{m}_k = 0,051 \text{ kg/s}$ varvid med hänsyn till ytförstoringen på köldmediesidan denna betraktats som bestående av 19 stycken parallella rör med diametern lika med spalttjockleken, se FIG 5.2. Med en värmeutbytande yta av halva mantelytan för de 19 rören fås för köldmediesidan $A = 7200 \text{ W/}^\circ\text{C}$ som med ett värmeövergångstal på vattensidan av $3600 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$, beräknat med EKV 5.7, ger $k \cdot A \approx 1100 \text{ W/}^\circ\text{C}$. Räknas på köldmediesidan som om ytförstoringen inte fanns blir $k \cdot A \approx 1000 \text{ W/}^\circ\text{C}$. Oberoende av om hänsyn tas till ytförstoringen på köldmediesidan eller ej ger alltså beräkning med tillämpbara samband en kapacitet på mer än två gånger den uppmätta. Det beror förmodligen till största delen på att fördelningen av köldmediet över tvärsnittsarean varit ojämn. Köldmediekanalerna som bildas av den veckade "flänsplåten" nås sannolikt ej av lika stora köldmedievätskeflöden. Efter strypningen innehåller ju köldmedievätskan en stor mängd ånga. Erfarenhetsmässigt får man en viss separering av ånga och vätska, varför troligen en del kanaler blir nära "torrlagda", motsvarande en ringa förångarfyllning. Det bör också framhållas att EKV 6.8 framtagits från prov med rördiameterar på tre till fyra gånger den som är aktuell för värmeväxlare C.

Jämförs egenskaperna enligt beräkning och prov hos de båda värmeväxlartyperna B och C vid förångardrift blir typ C vid de normala driftfallen med $t_{vi} + 10$ till $+ 20^\circ\text{C}$, dvs som vid lokalkylning och varmgasavfrostning, den något bättre, observera dock den för låga kapaciteten hos kapillärröret. Deras kapacitet som kondensorer vid värmepumpdrift, se avsnitt 5.3, är ungefär jämbördig. I praktisk drift i värmepump har dessa båda värmeväxlare med korrekt fungerande stryporgan såsom förångare givit t_{2u} på c:a 0°C vid $t_{vi} = + 20^\circ\text{C}$ och hermetisk kompressor på $13 \text{ m}^3/\text{h}$ slagvolym med R22 eller R502.

5.6.2 Oljeackumulering

Värmeväxlare av typ B bör ge större ackumulering av olja, cirkulerad i systemet av kompressorn, än typer A och C, eftersom gashastigheten i den är lägre.

Gashastigheten w_m i värmeväxlare B framgår av följande ekvation:

$$w_m = \dot{m}_k \cdot v/A_m \dots\dots\dots 5.3$$

Arean A_m framgår av FIG 5.57. För att kontrollera den ackumulerade mängden mättes köldmediets oljehalt, efter det att köldmediecirkulationen stoppats genom kompressorstopp och olja avtappats från värmeväxlarens köldmedieinlopp, se FIG 5.58.

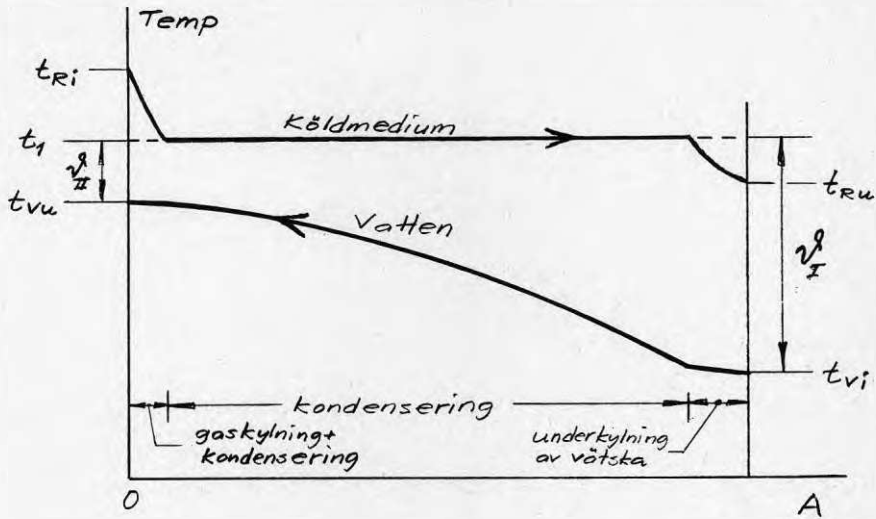
FIG 5.58 visar mängden olja som uppmätts i köldmediet, dels som funktion av köldmedieflödet, dels som funktion av förångningstemperaturen t_{2K} . Dessutom visas hur överhettningen varierat med köldmedieflödet.

Proven visar att värmeväxlartypen ger ringa oljeackumulering, varför någon risk för att den skall förorsaka kompressorhaveri på grund av oljebrist ej föreligger. Separata prov med den i detta prov använda kompressortypen, se FIG 6.19 har givit en cirkulerad oljemängd på 0,4 till 0,8 % viktprocent olja från kompressorn. Oljehalten i värmeväxlaren har vid detta prov varierat mellan 0,2 och 3,4 % med medelvärde omkring 1 %.

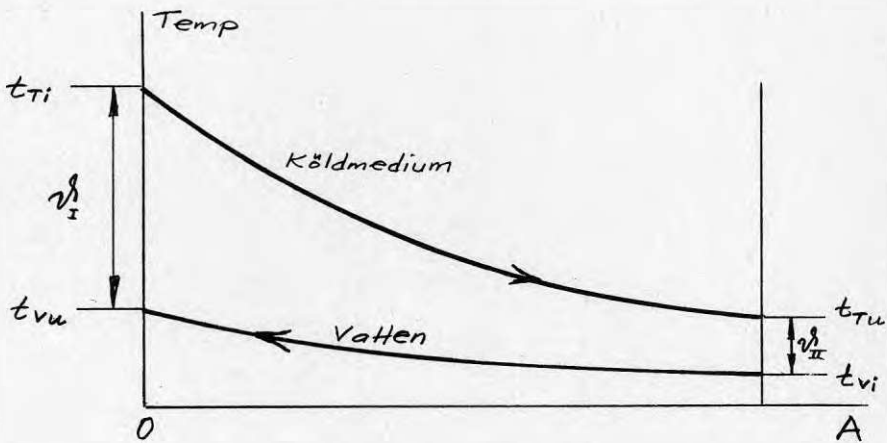
Litteraturreferenser till avsnitt 5

- [1] Pierre, B: Kompendium i Mekanisk Värmeteori FK, Inst. Mekanisk Värmeteori och Kylteknik, KTH, Stockholm 1972.
- [2] Granryd, E: Kompendium i Mekanisk Värmeteori AK, del III, Inst. Mekanisk Värmeteori och Kylteknik, KTH, Stockholm 1974.
- [3] Nilsson, S: "Köldmediers kondensation i horisontella och lutande rör". Scandinavian Refrigeration nr 2 1972.
- [4] Ericsson, J och Ericson, L: Undersökning av värmetransporten vid olika värmeväxlare på högtryckssidan hos en villavärmepump. Examensarbete, Inst Mekanisk Värmeteori och kylteknik, KTH 1979.
- [5] Karlsson, G: Provning av värmeväxlare för vatten och köldmedium till villavärmepump, Tour & Andersson, Västerhaninge 1979.

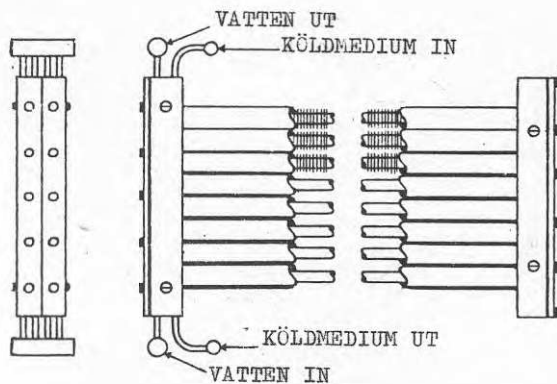
Kondensator



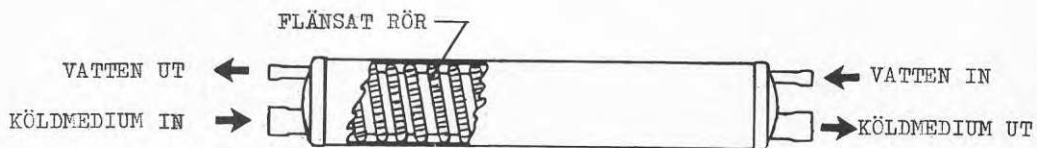
Hetgasvärmväxlare



VÄRMEVÄXLARE A

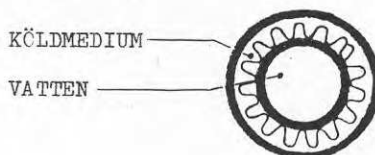


VÄRMEVÄXLARE B

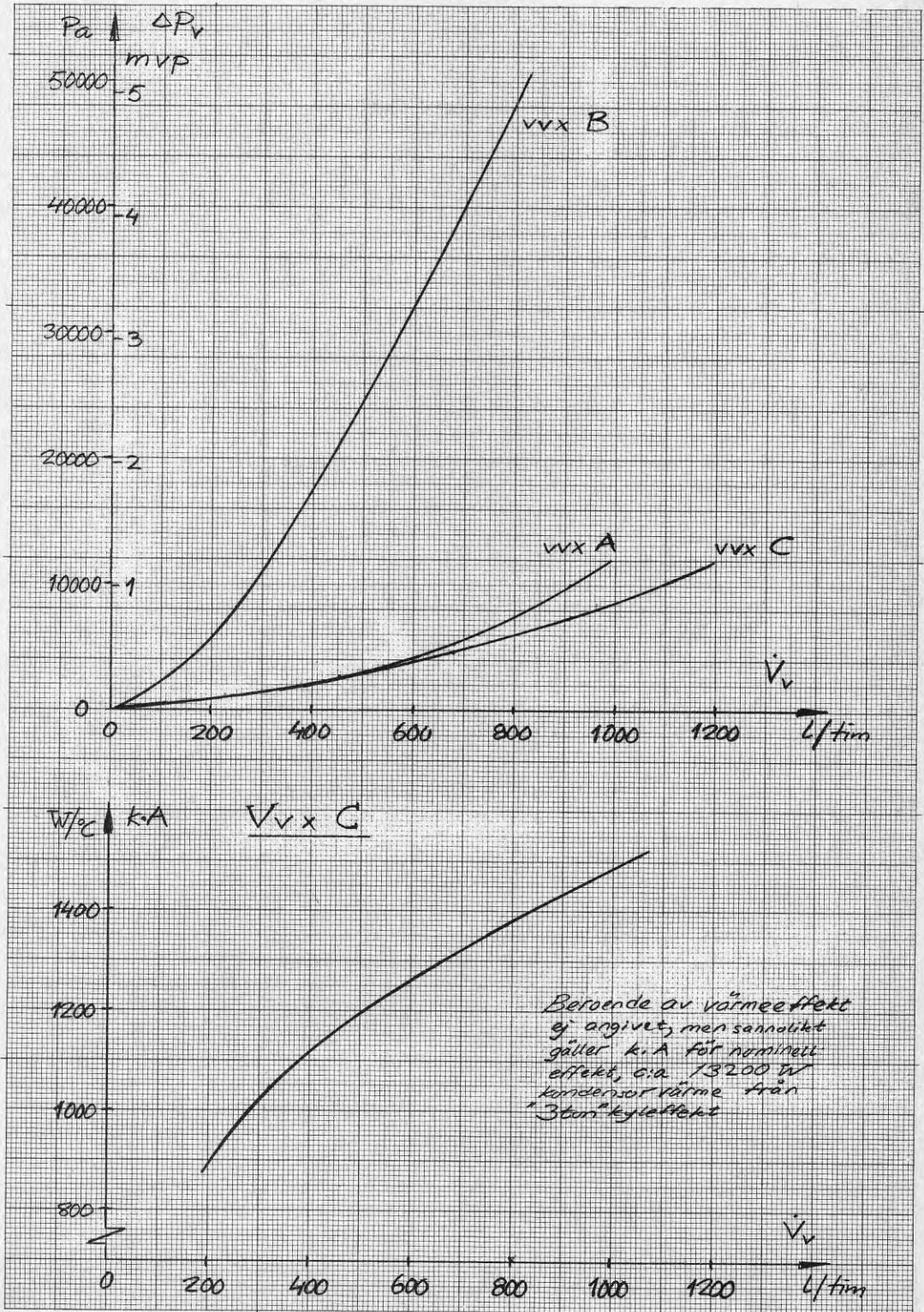


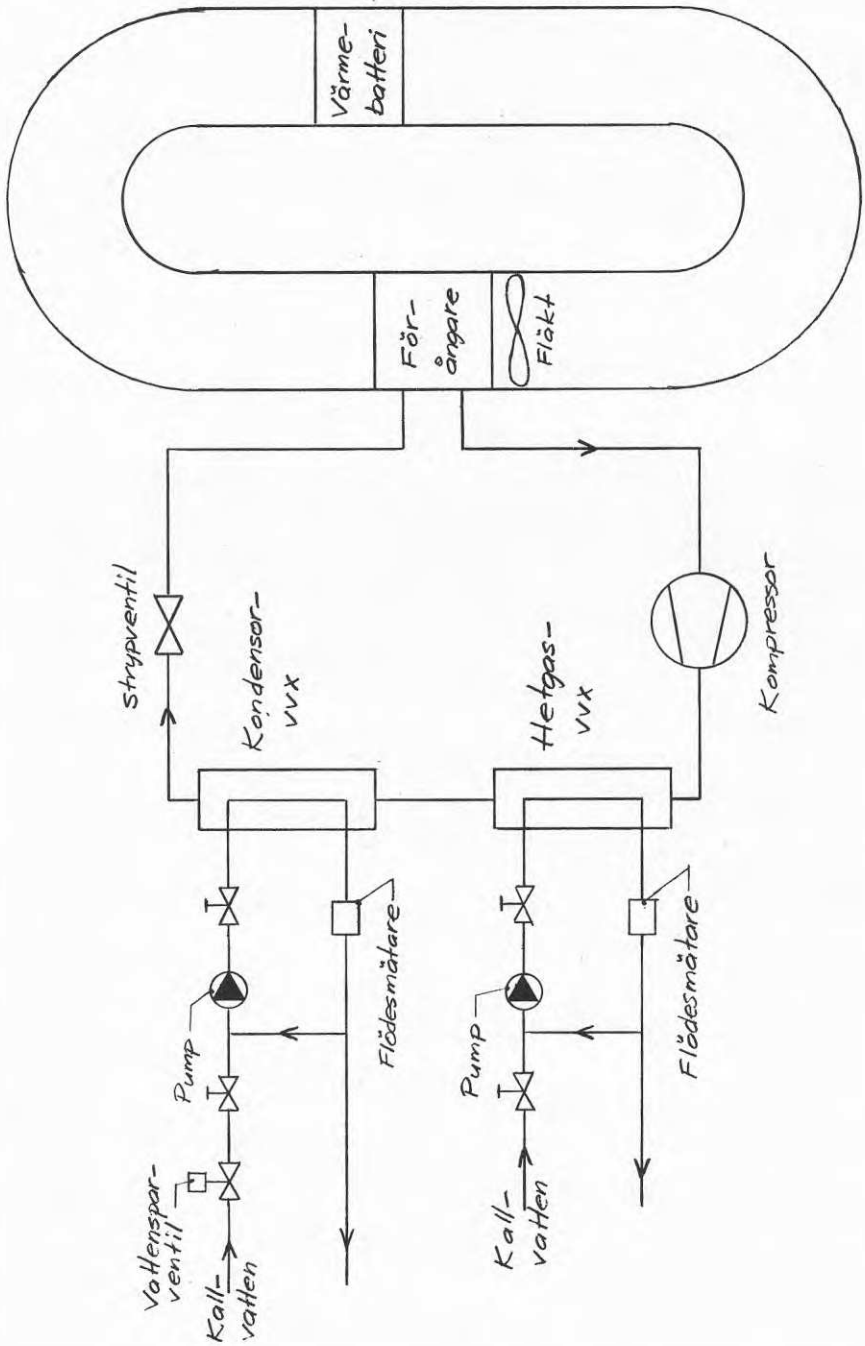
VÄRMEVÄXLARE C

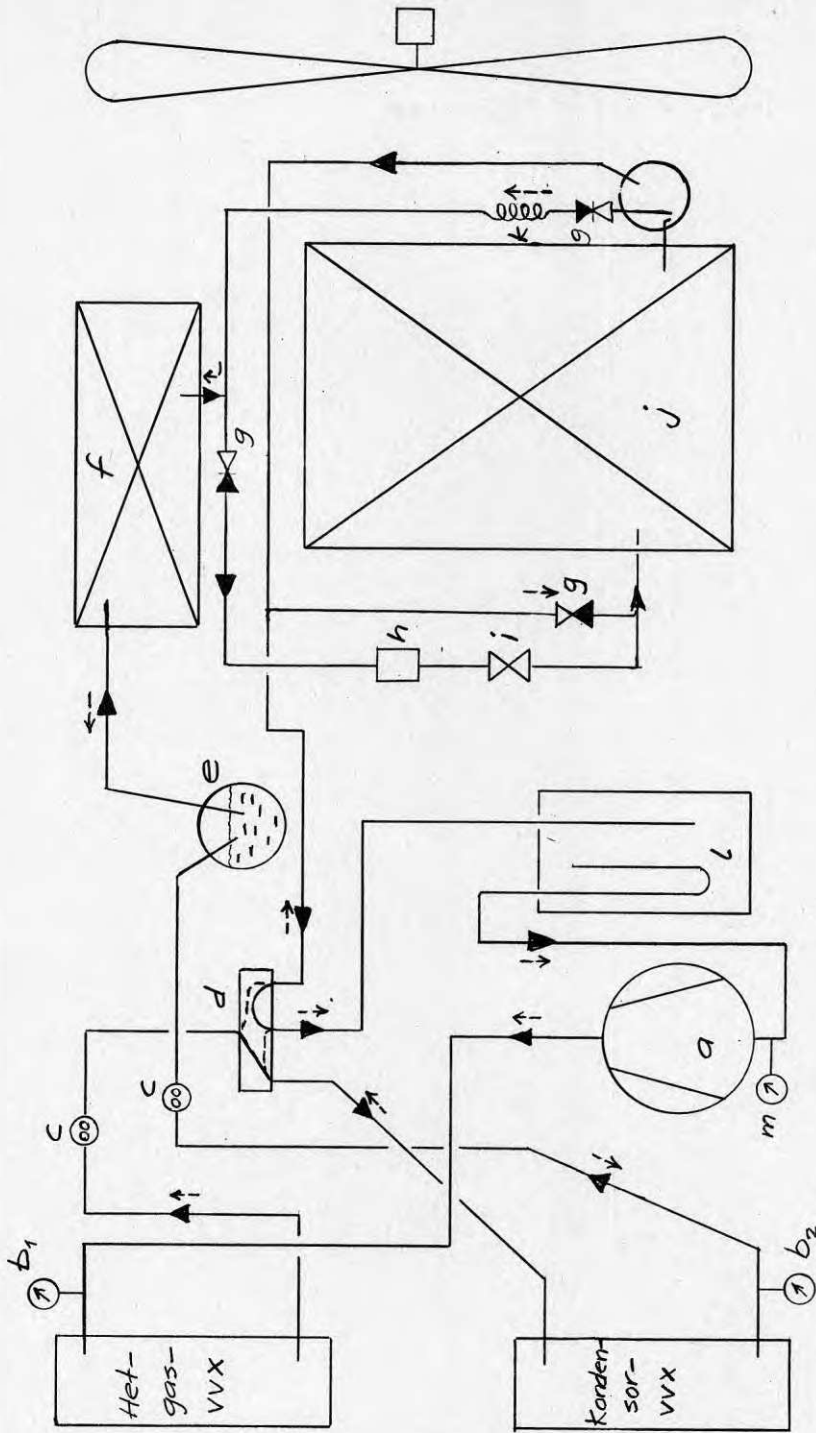
TVÄRSNITT GENOM DUBBELRÖR



Kylvattentryckfall för vvx A, B och kapaciteten vid köldmediekondensation för vvx C.

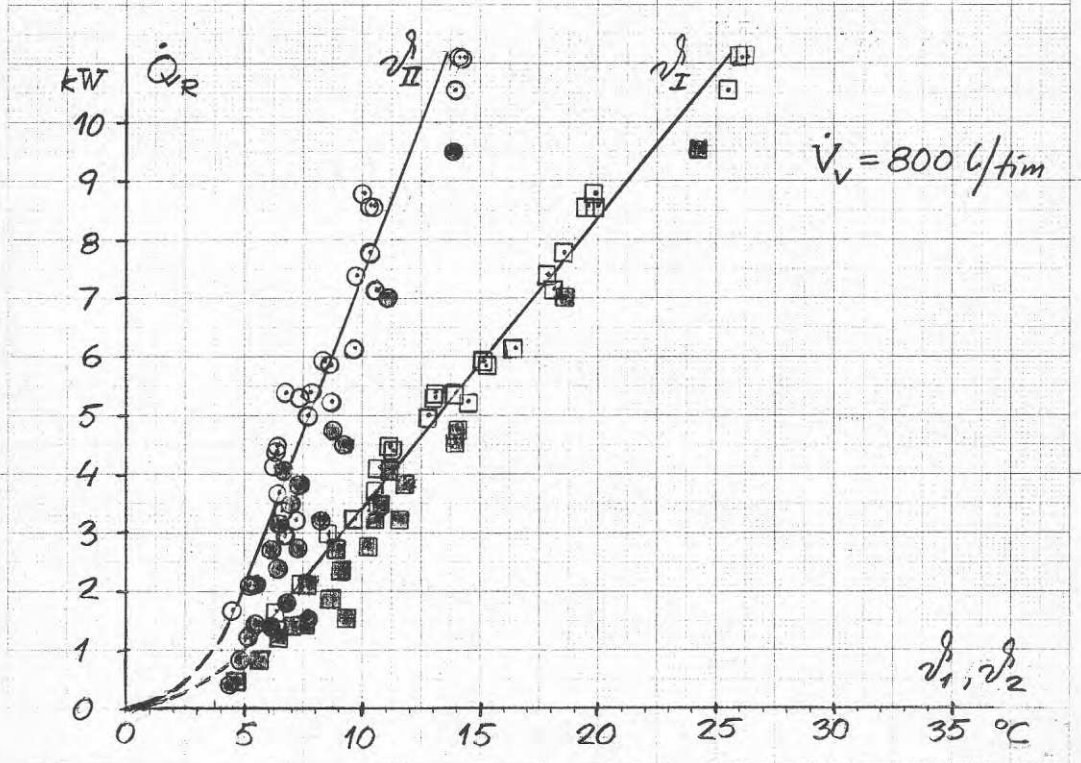
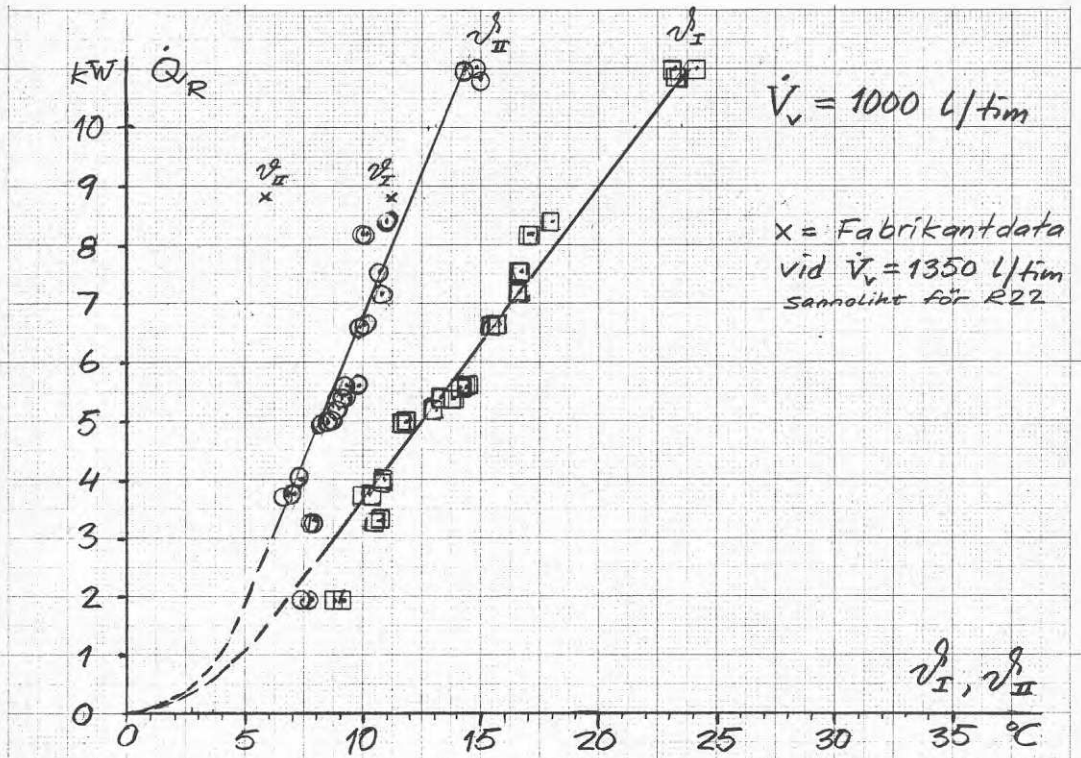




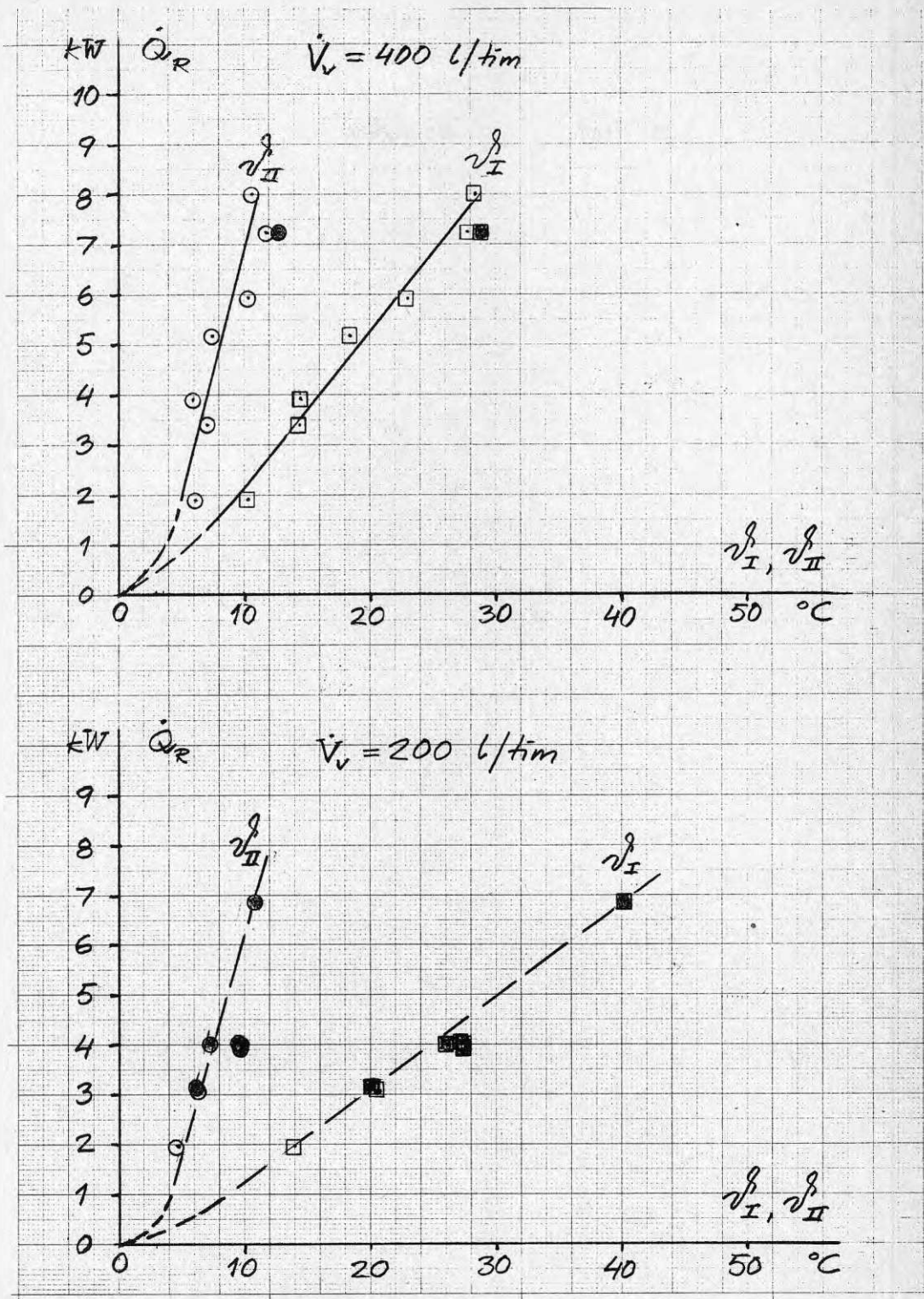


- a) Kompressor
- b₁, b₂) Högtrycksmåtningsrör
- c) Synglas
- d) Fyrvägsventil
- e) Köldmedietank
- f) Underkylare
- g) Backventiler
- h) Torkare
- i) Strypventil
- j) Förlängare
- k) Kapillärstrypning
- l) Vätskeavstängare
- m) Lågtrycksmåtningsrör

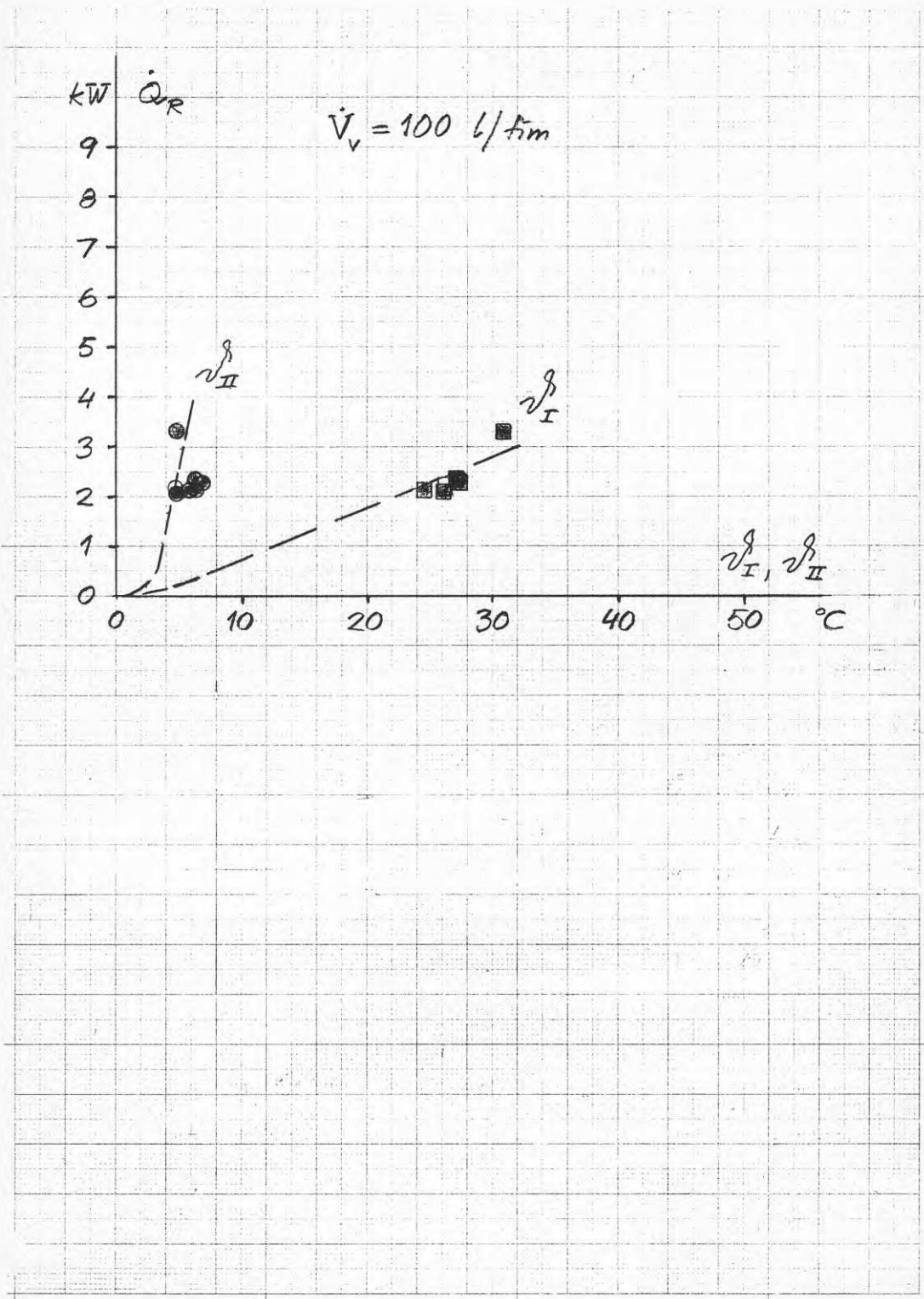
Litt.ref. [4]



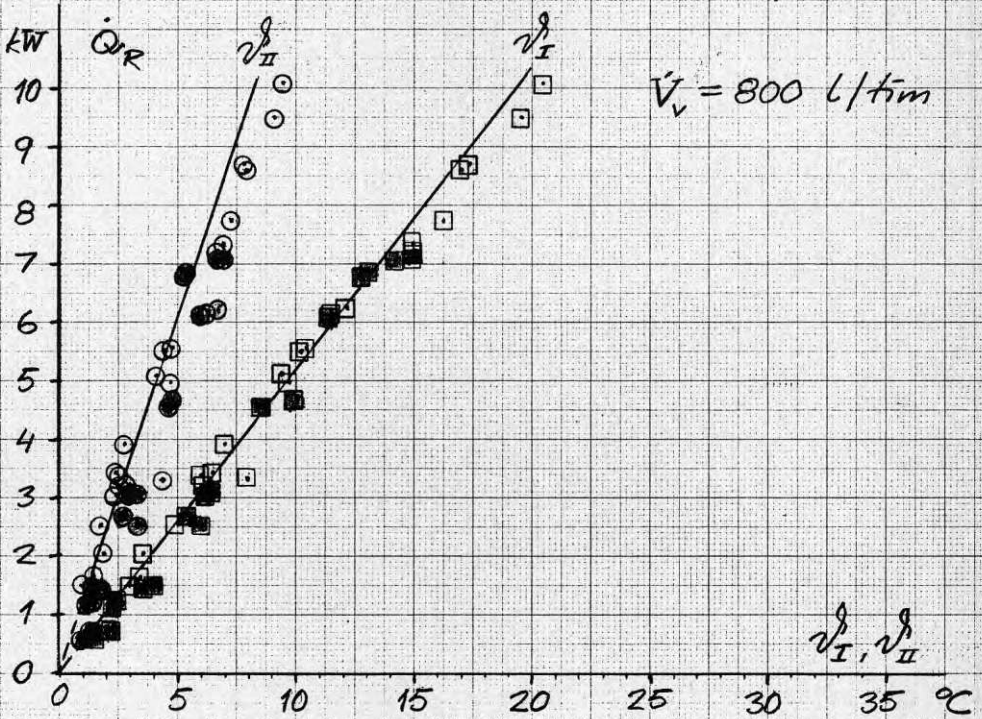
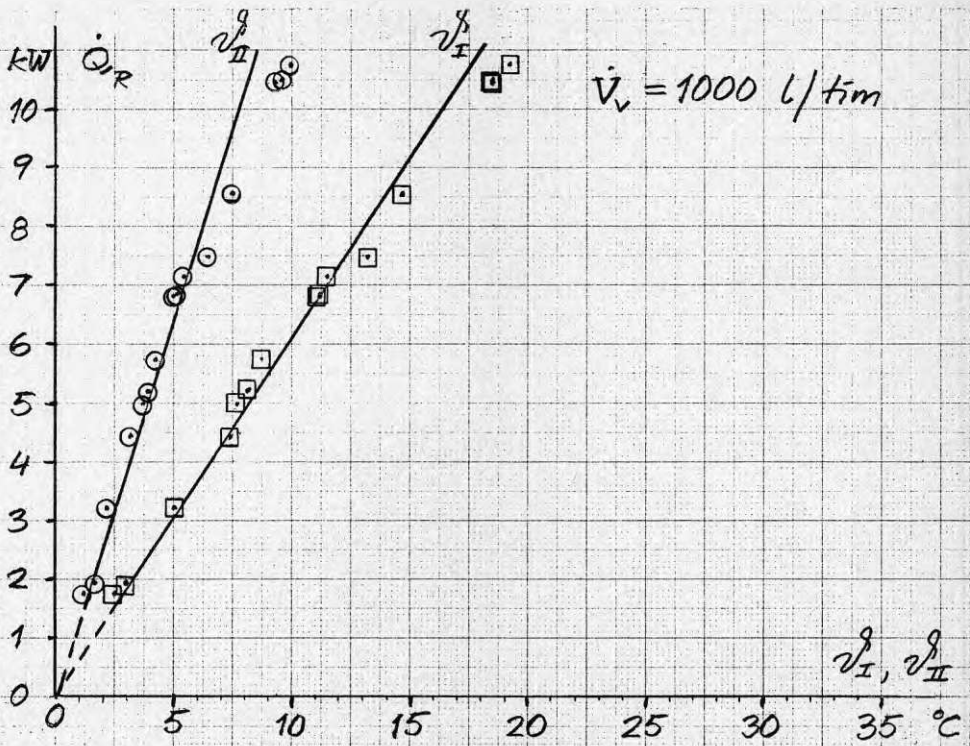
Litt.ref. [4]



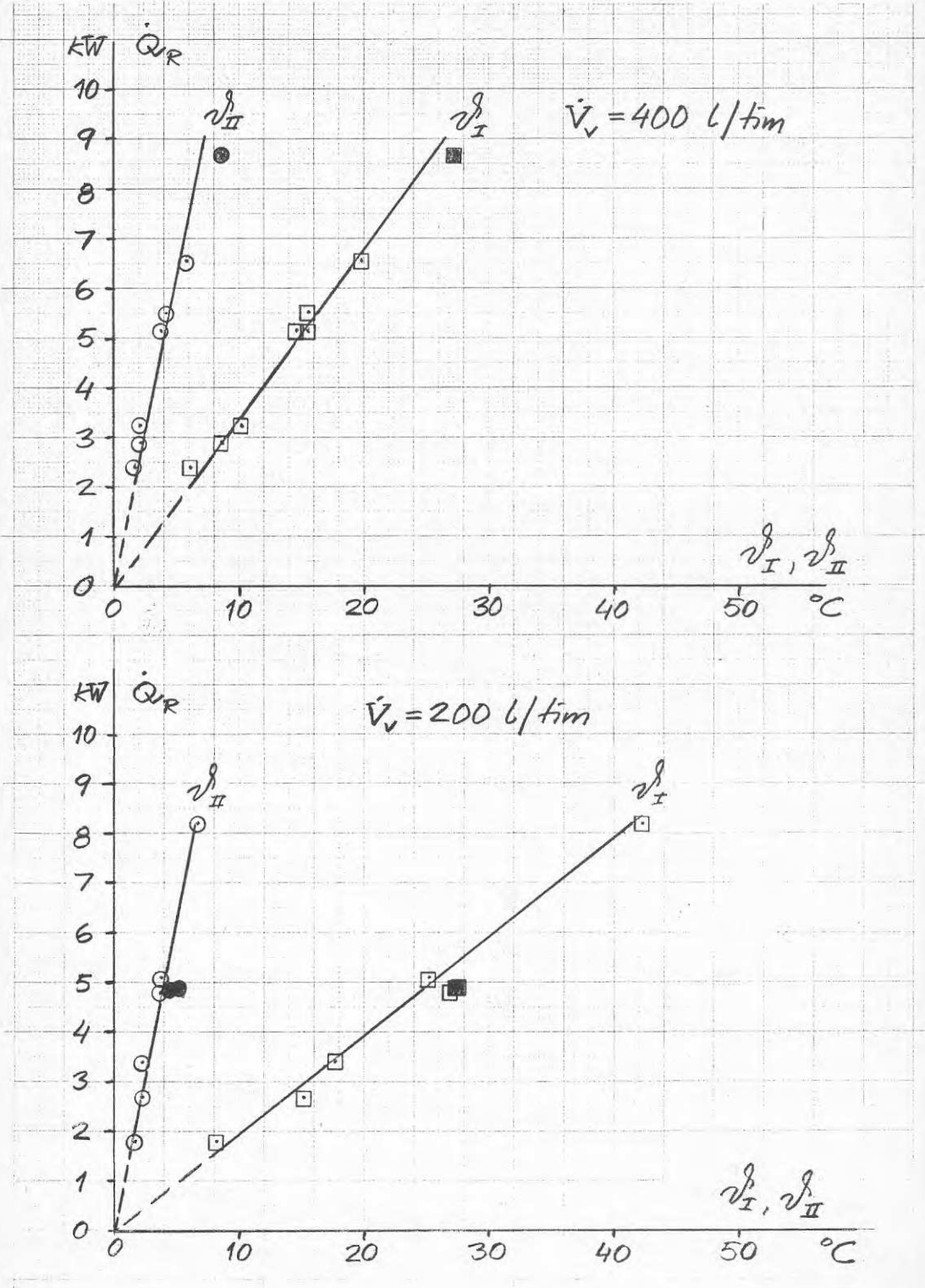
Litt.ref. [4]



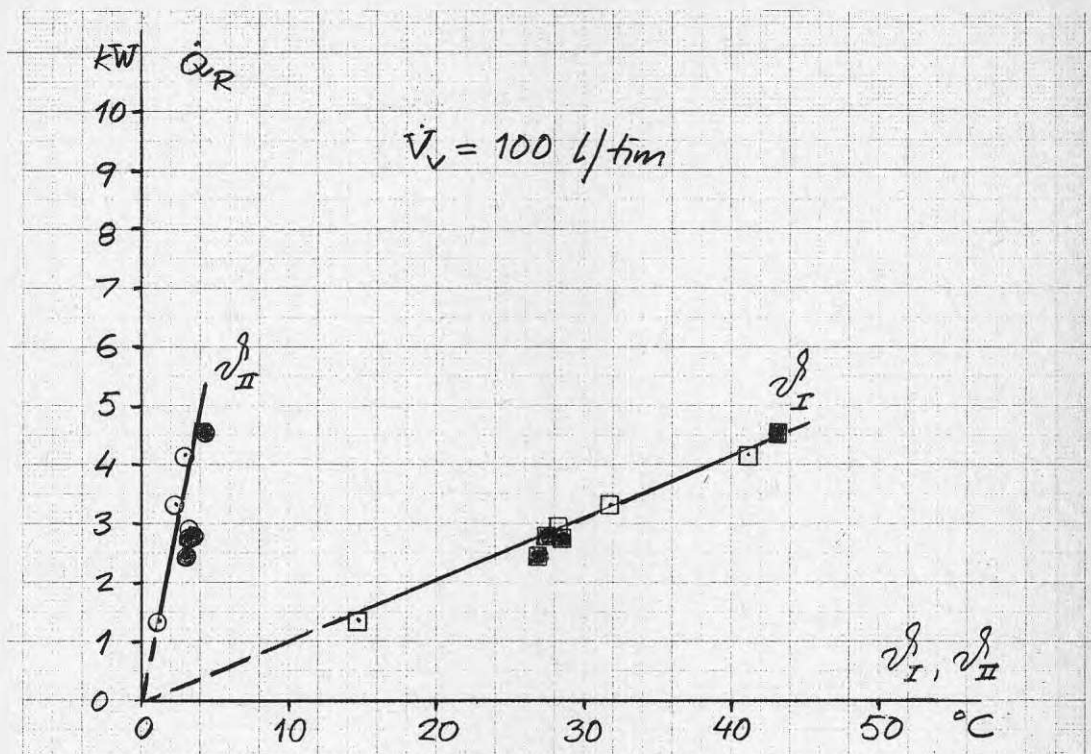
Litt.ref. [4]



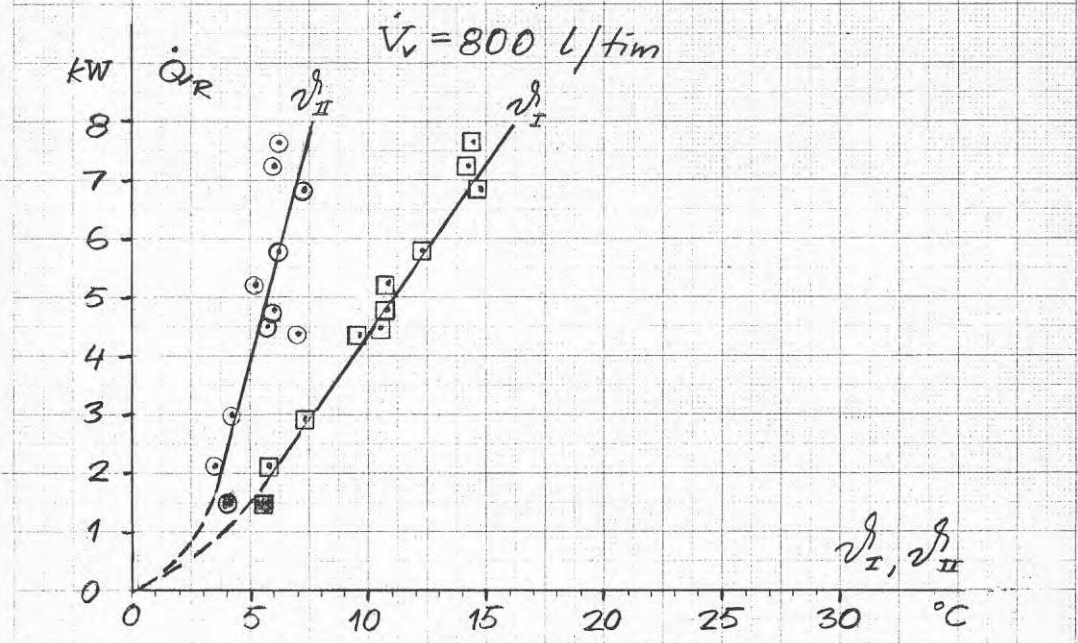
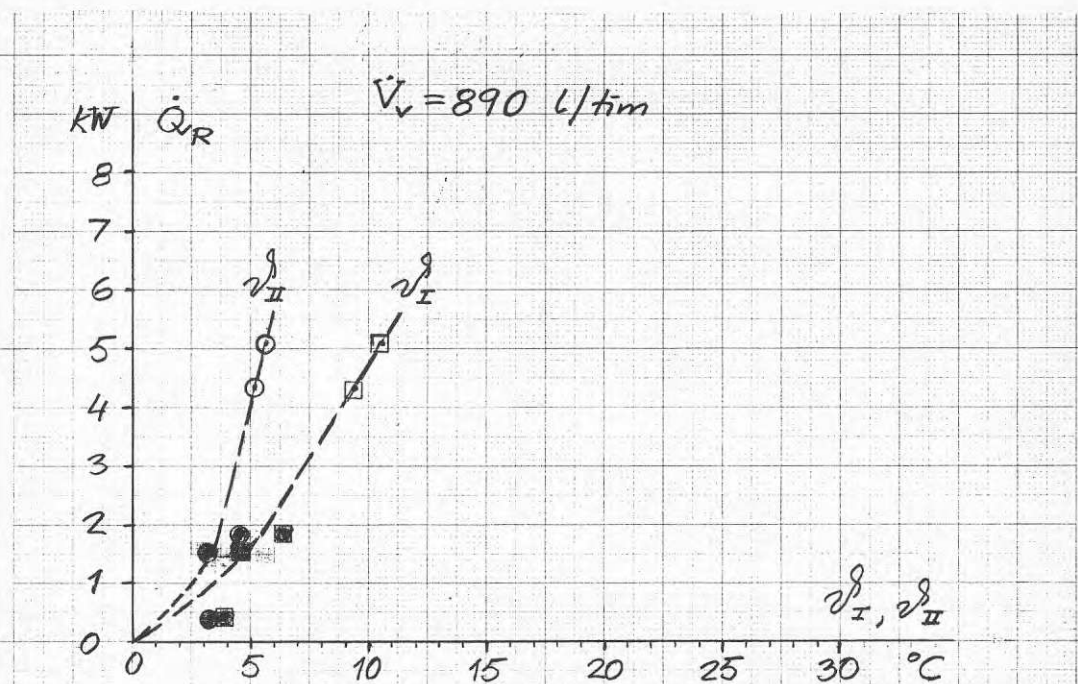
Litt.ref. [4]



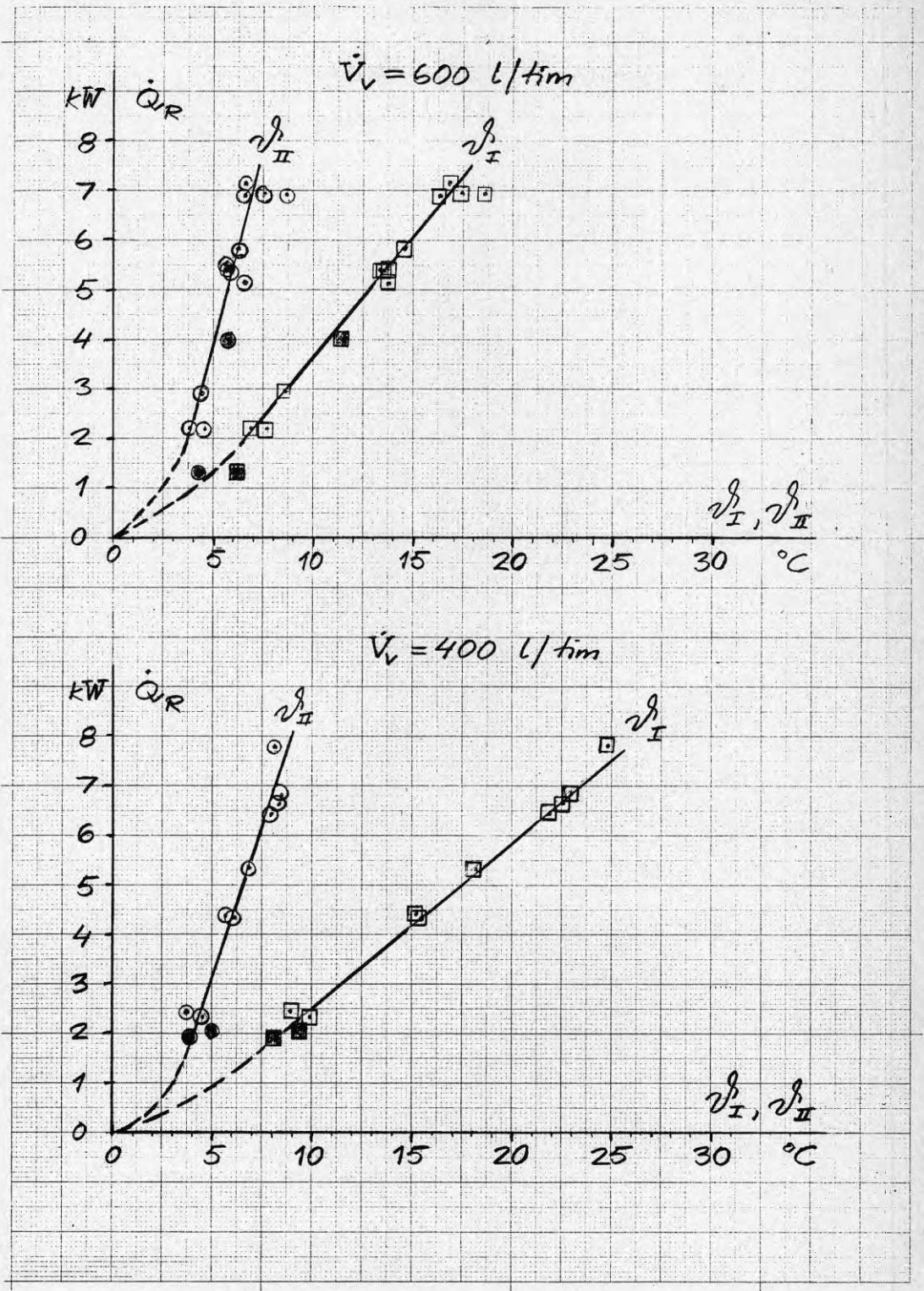
Litt.ref. [4]



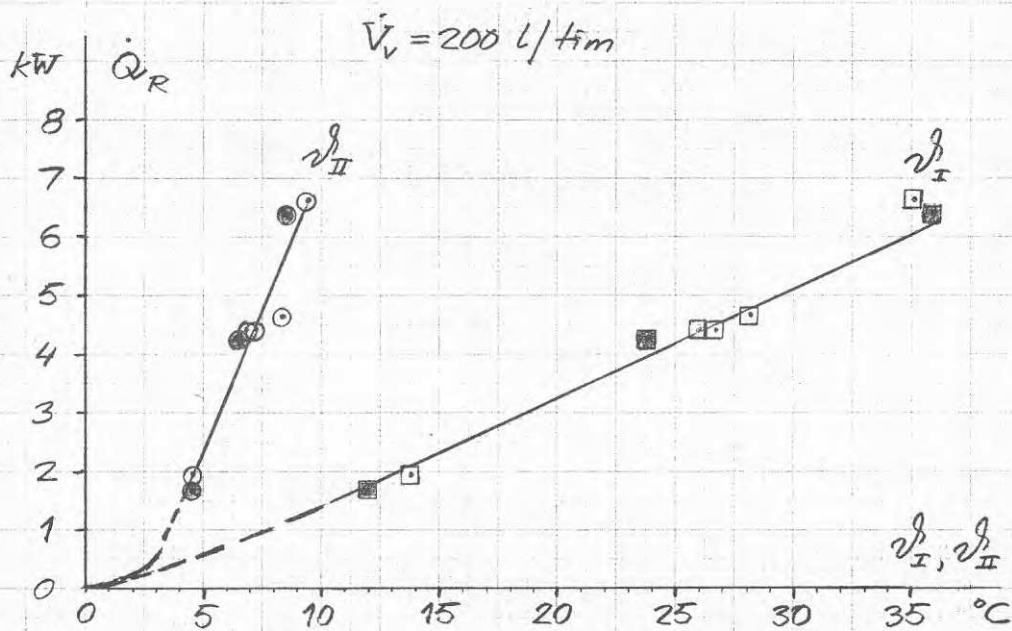
Litt.ref. [3]

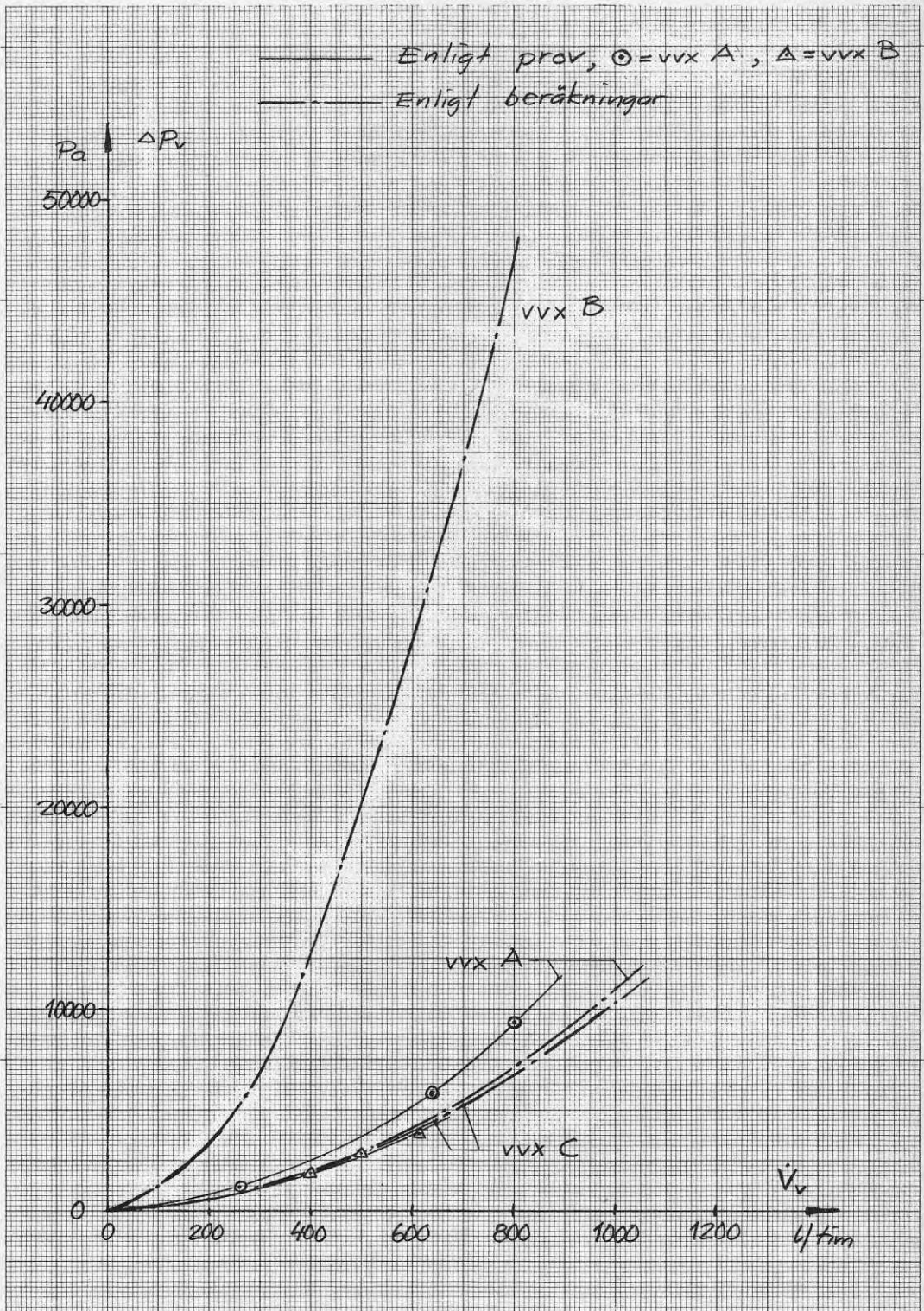


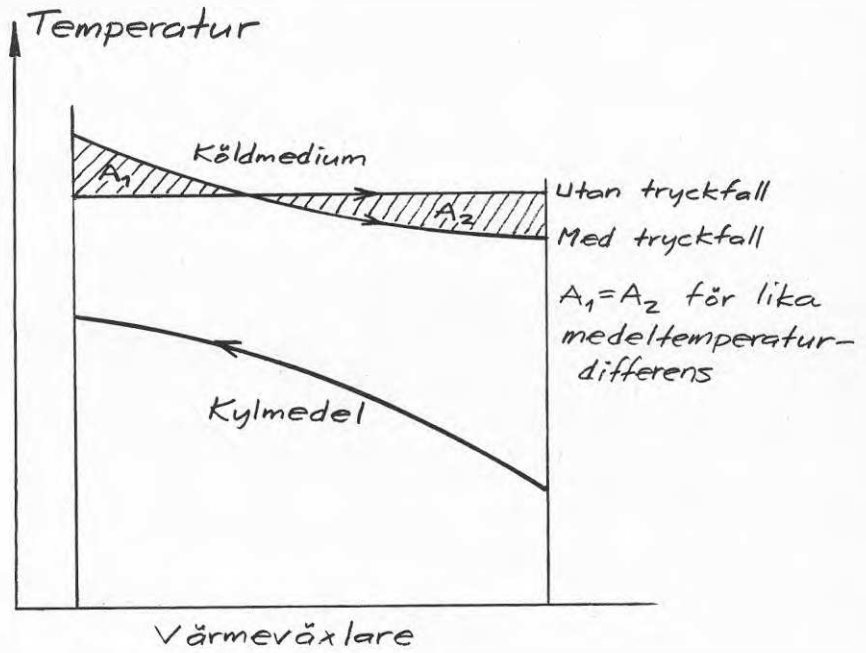
Litt.ref. [3]

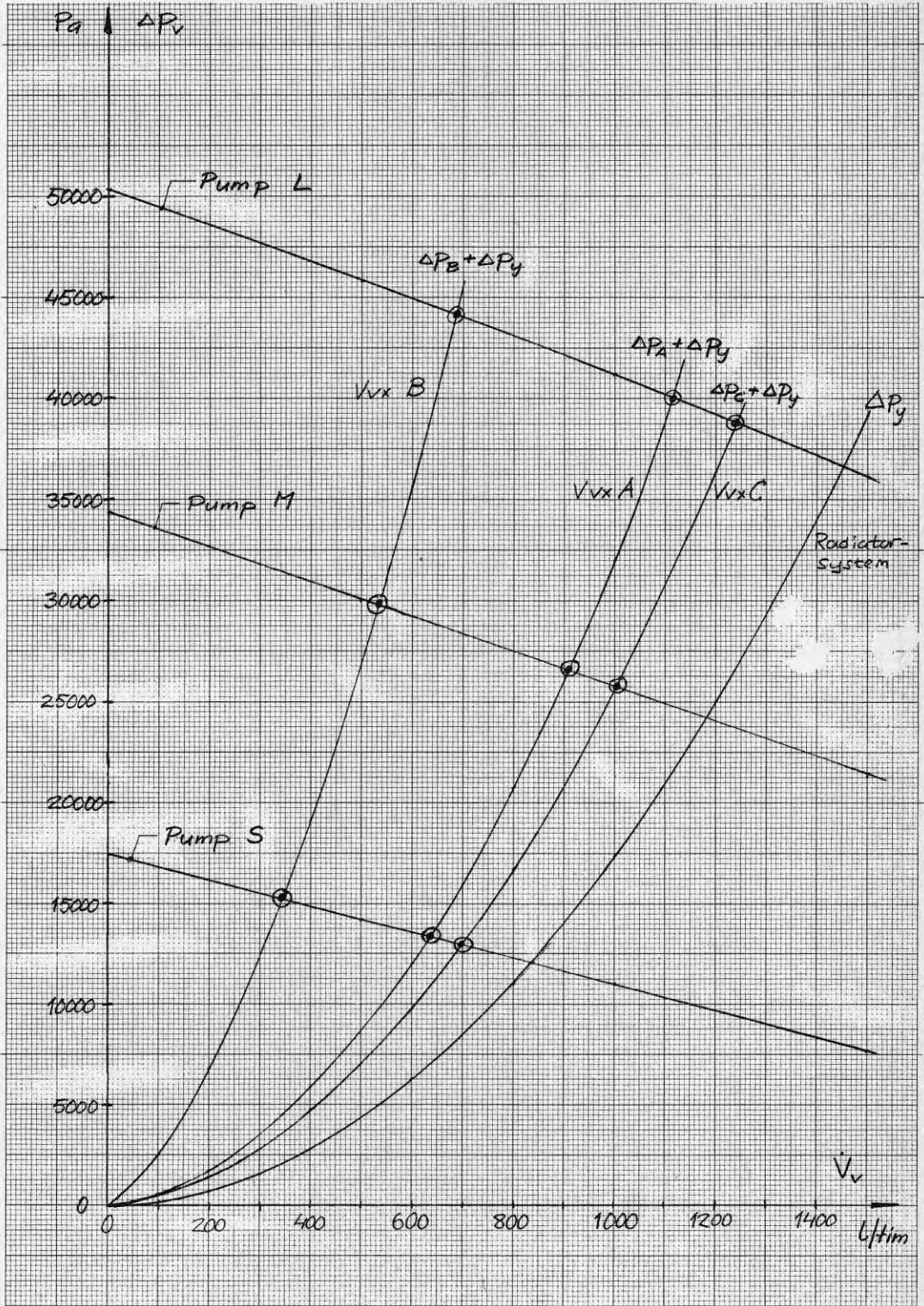


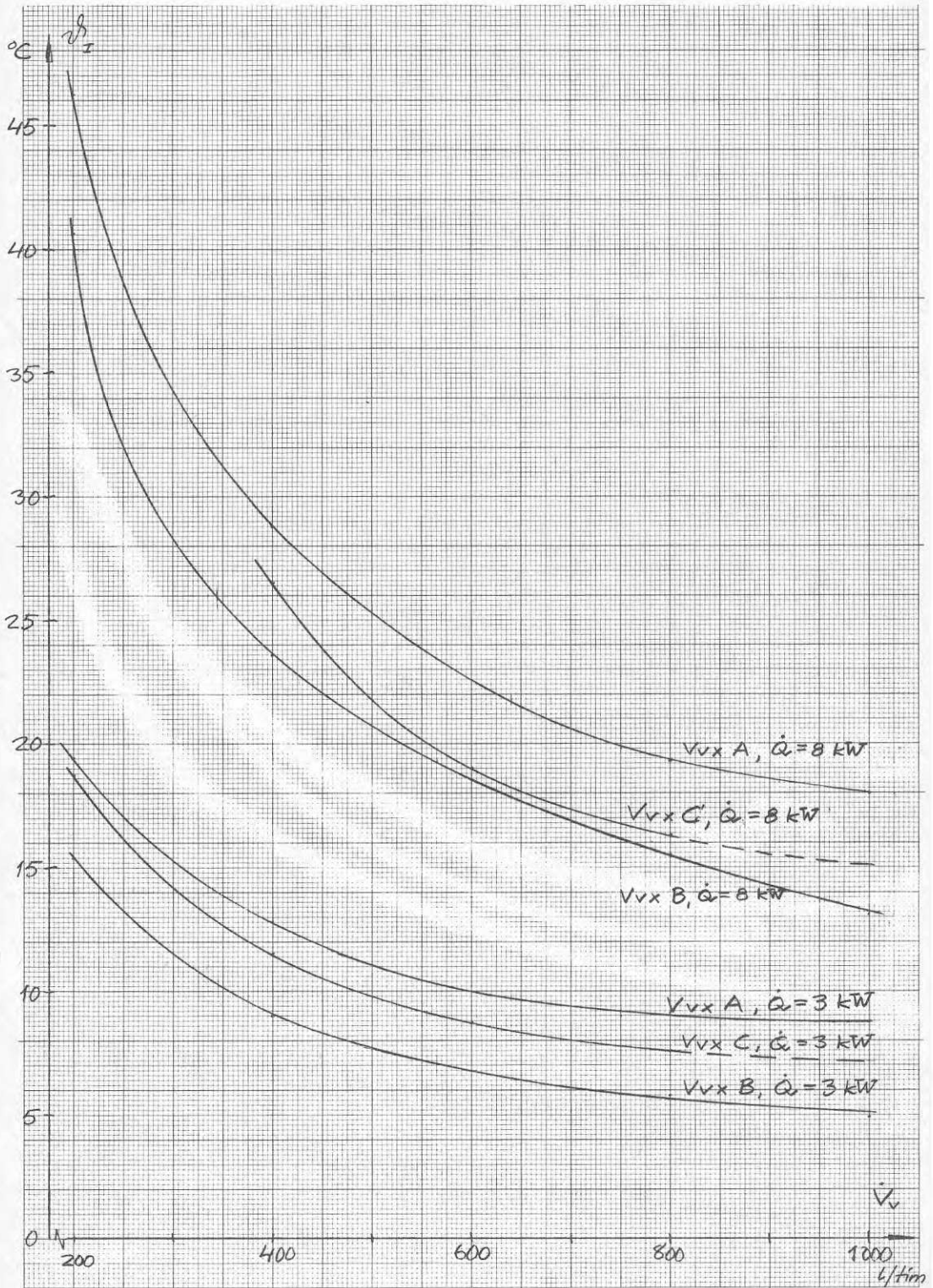
Litt.ref. [3]



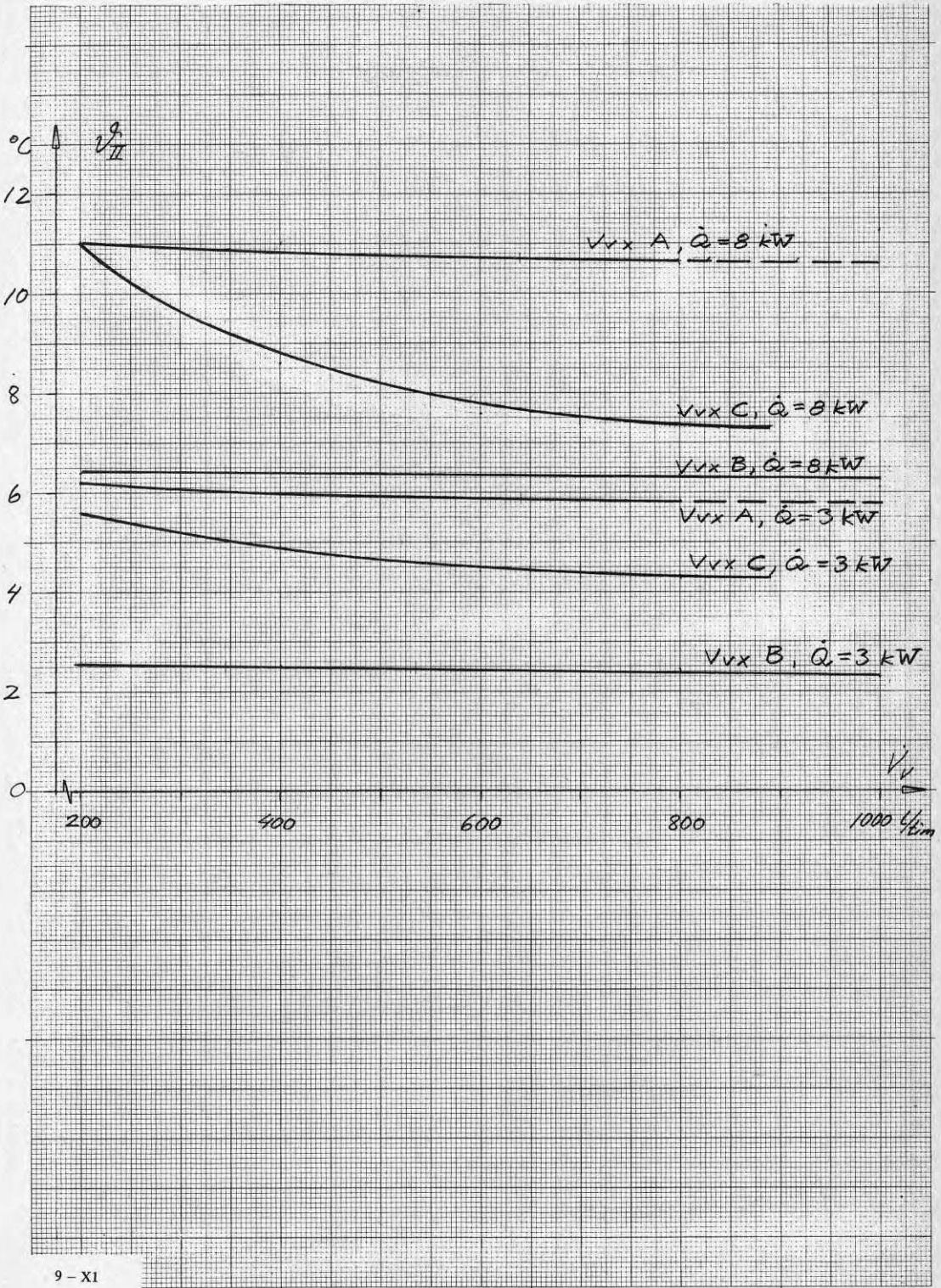


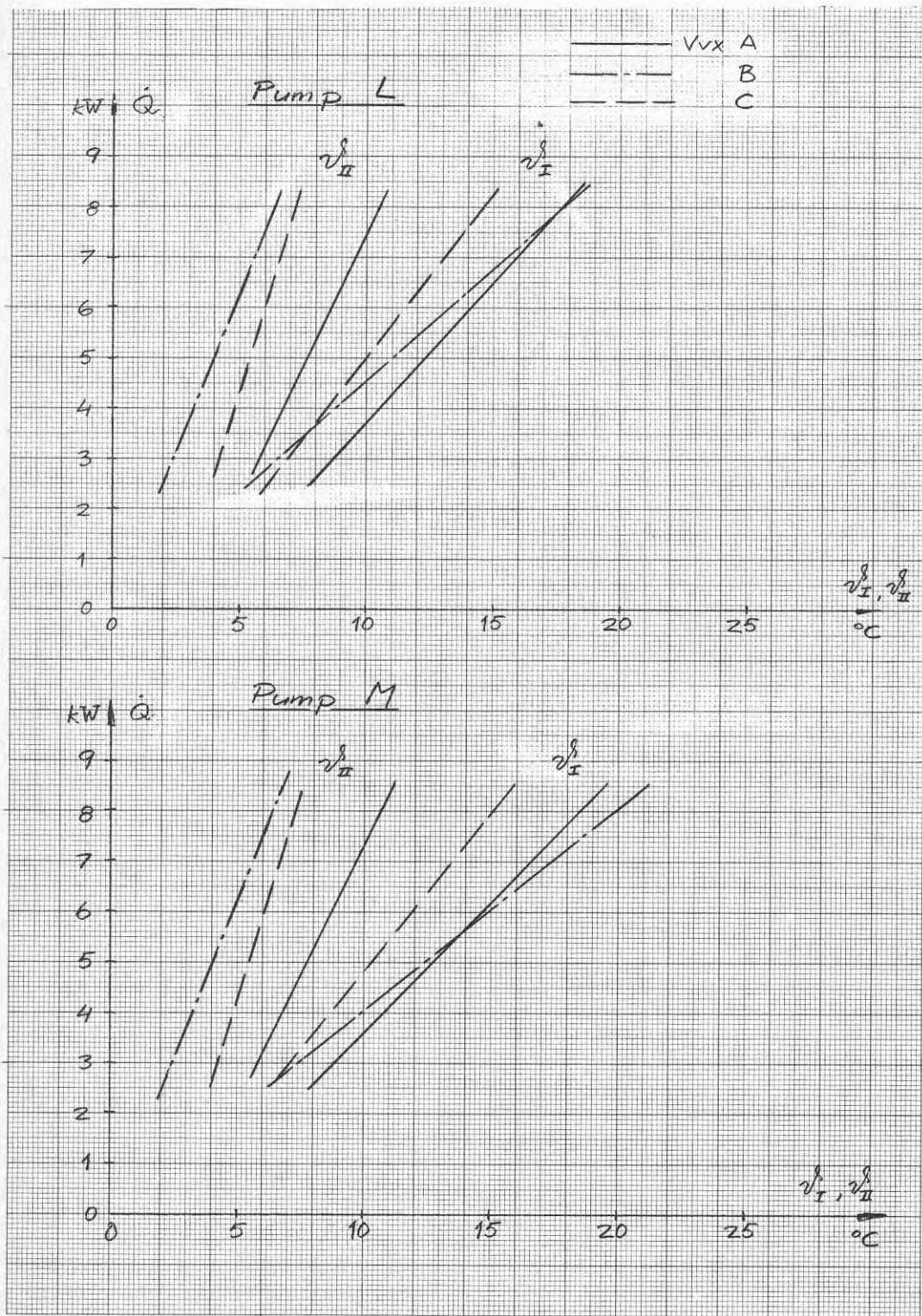


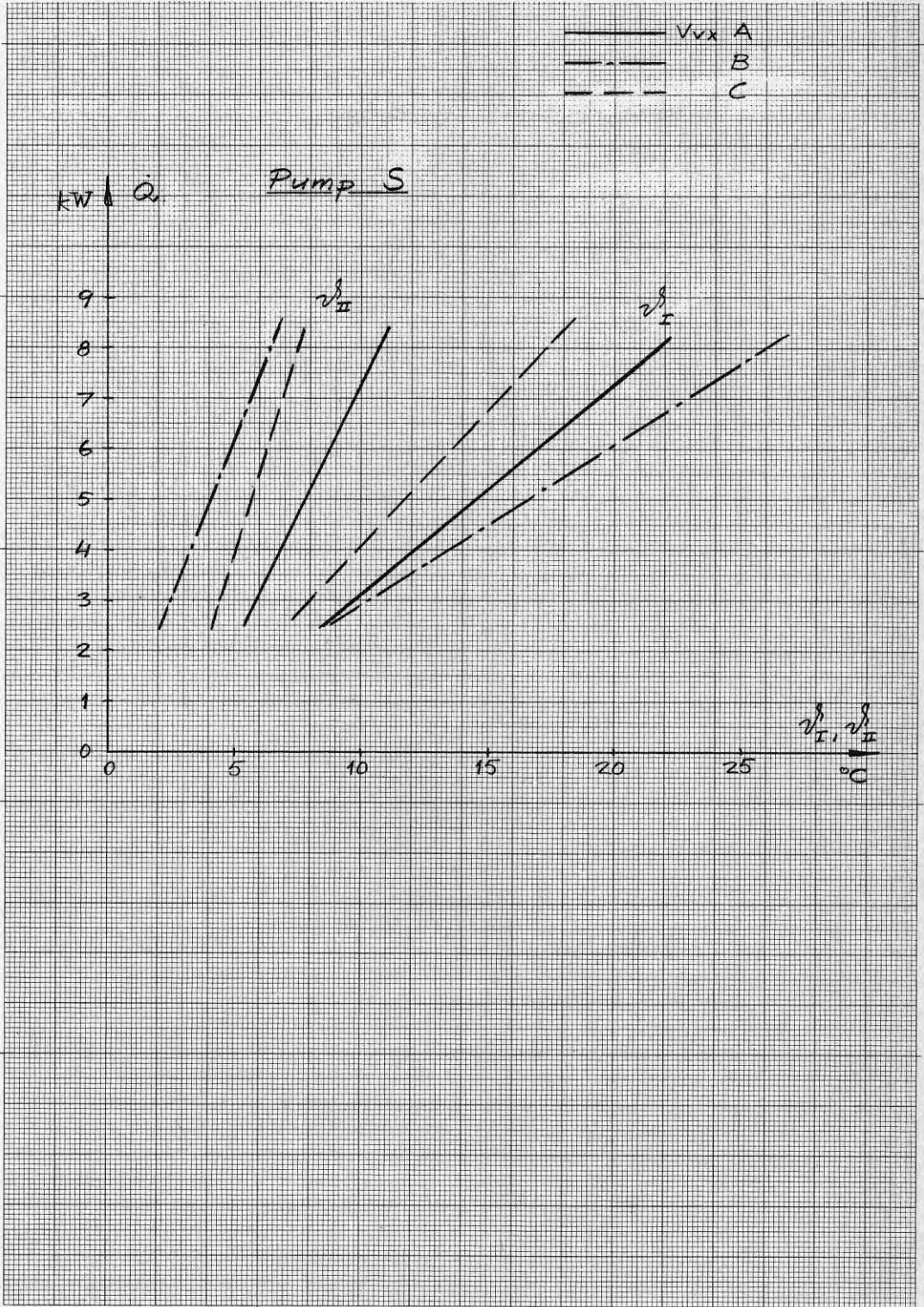


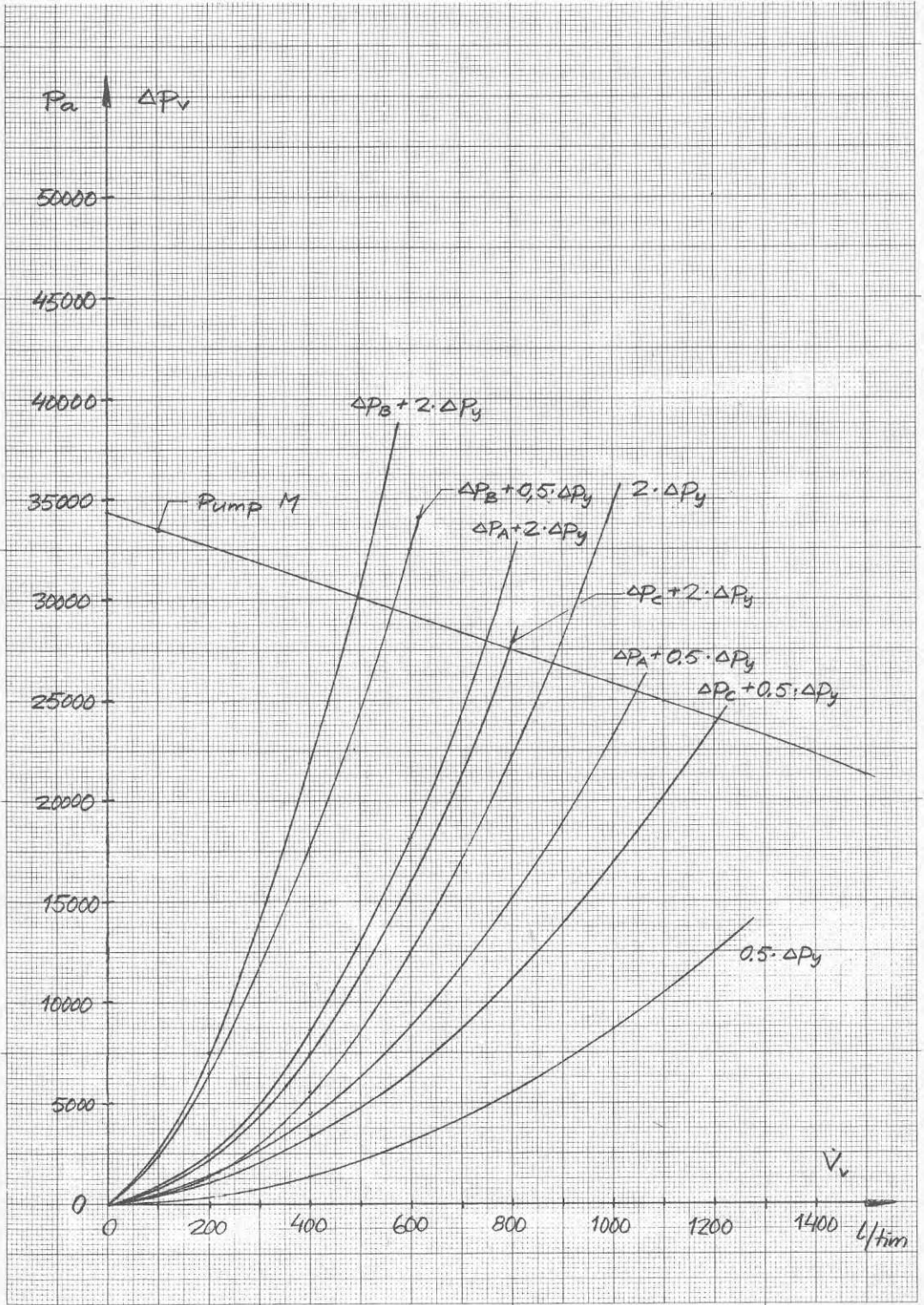


Litt.ref.
[3], [4]

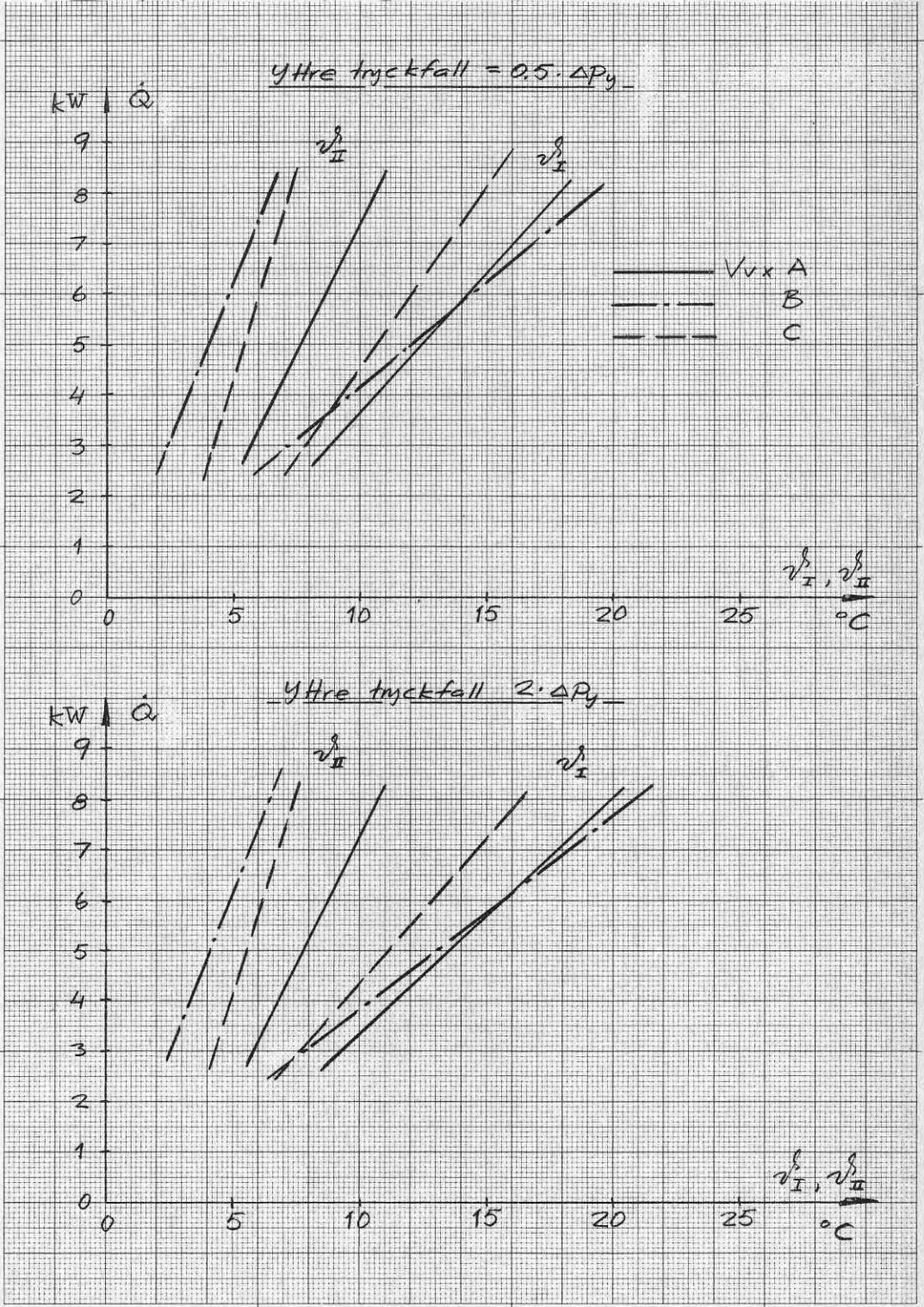


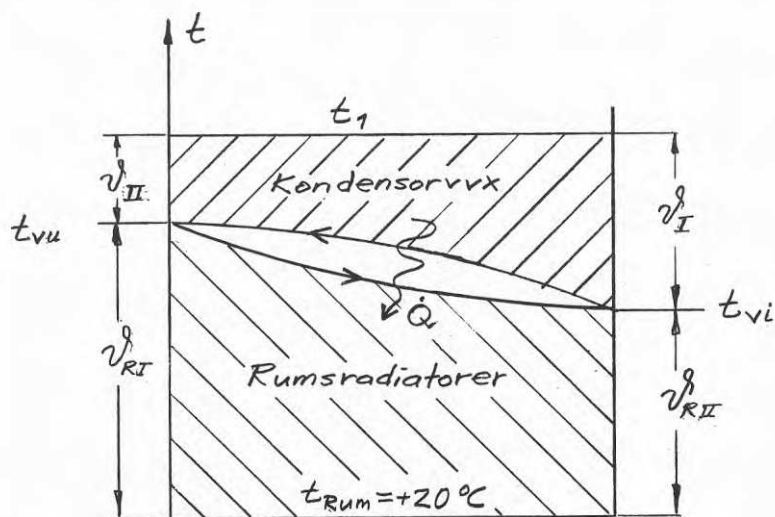
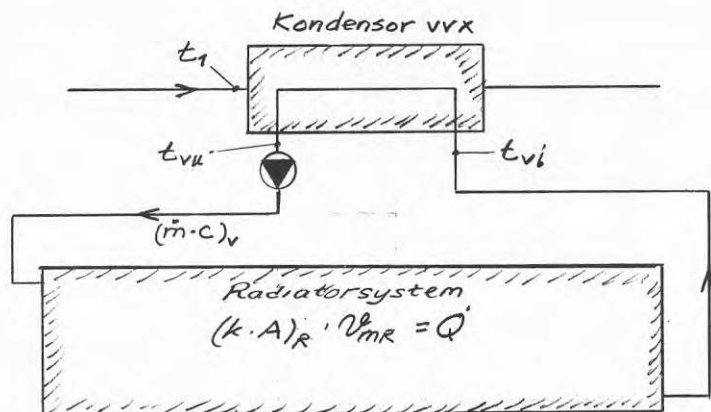


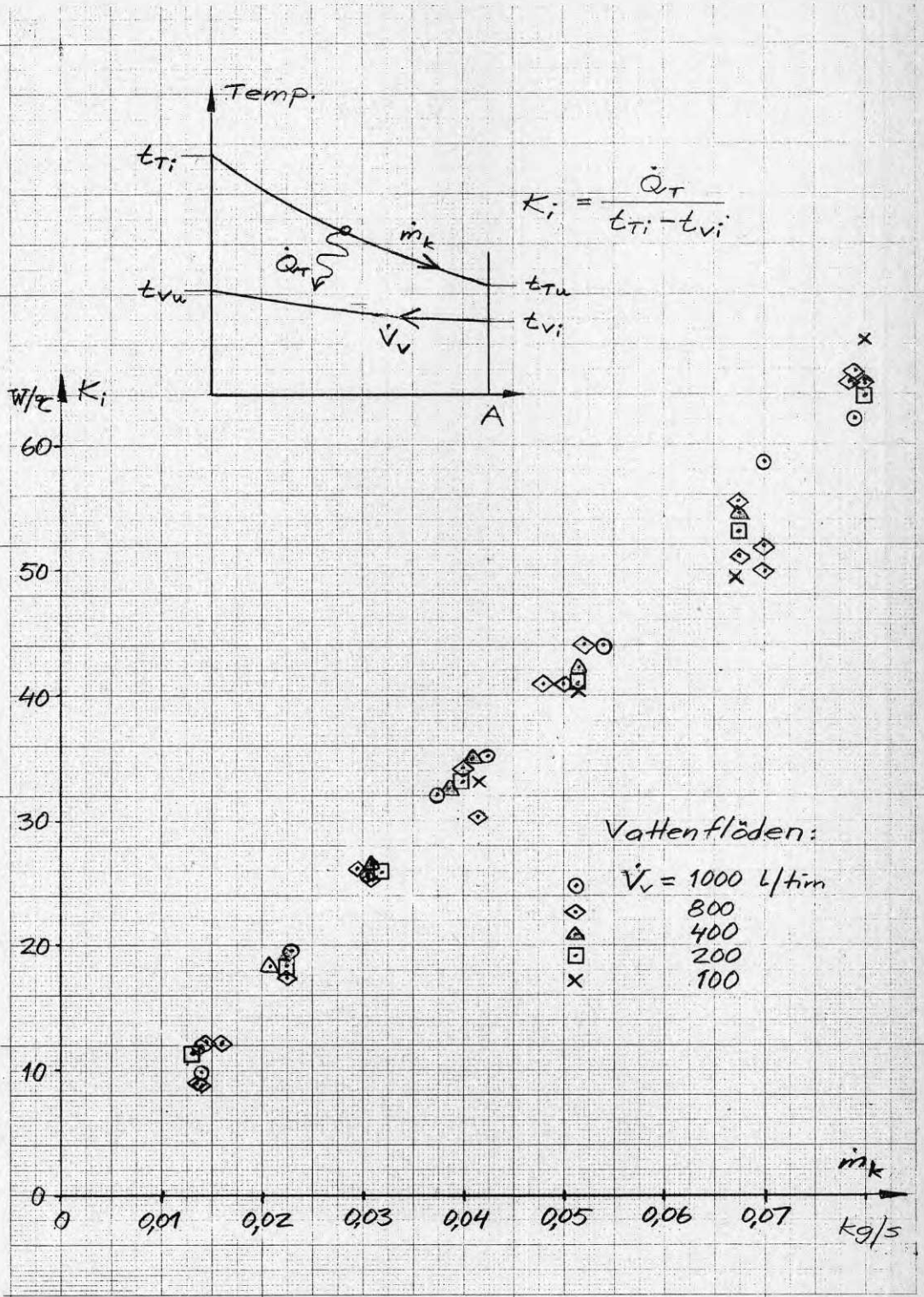


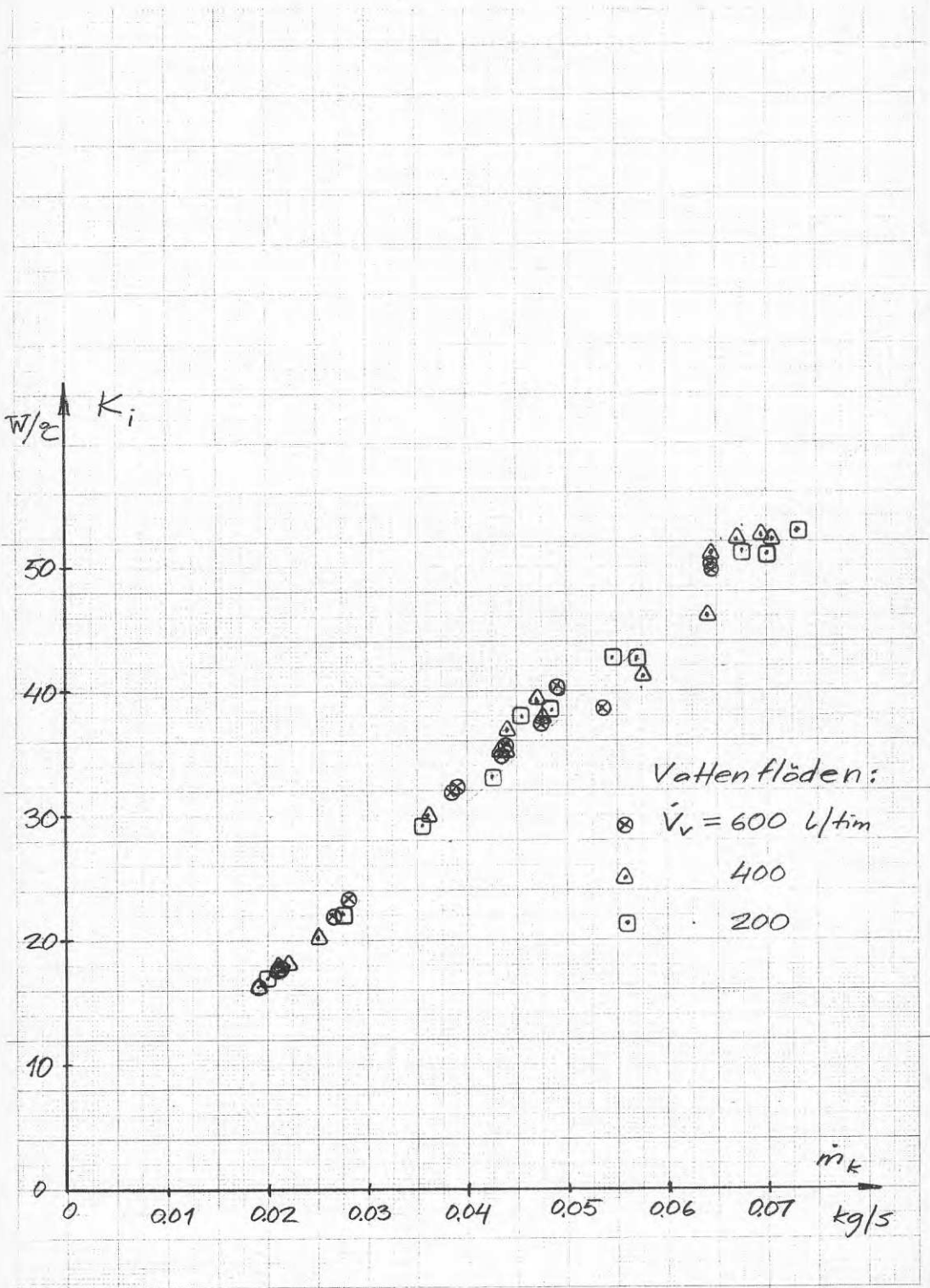


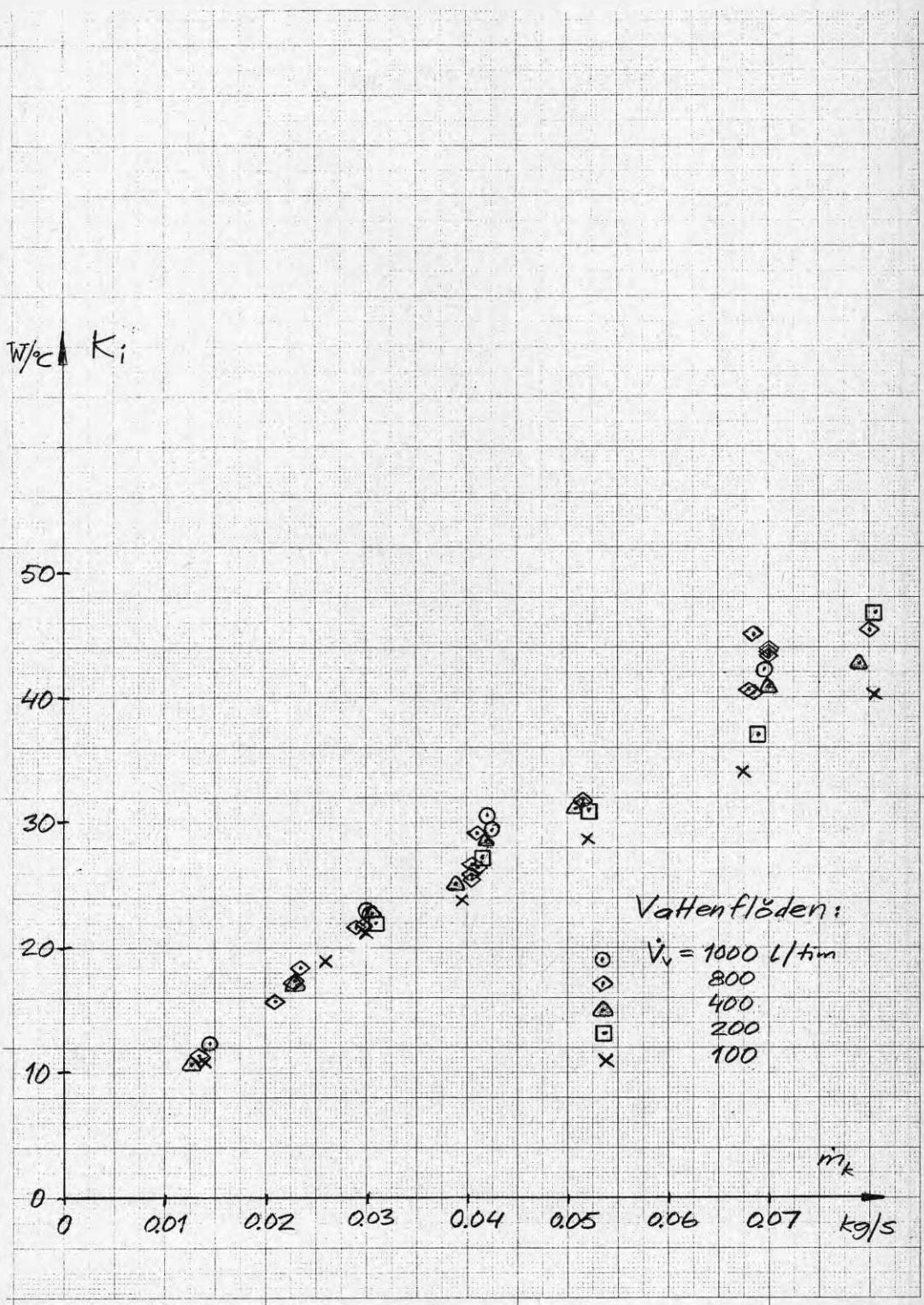
Sambandet mellan \dot{Q} och η_I och η_{II} vid yttre tryckfall $0,5 \cdot \Delta p_Y$ och $2 \cdot \Delta p_Y$. Pump M.

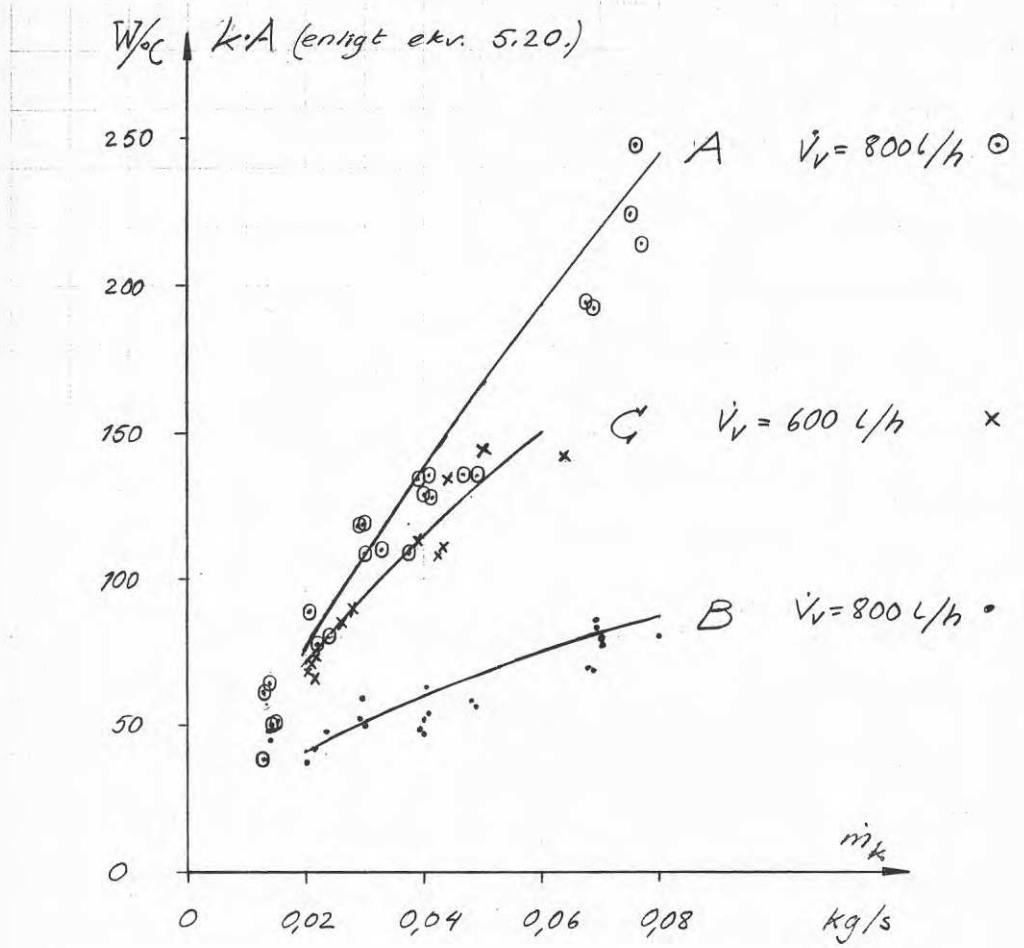


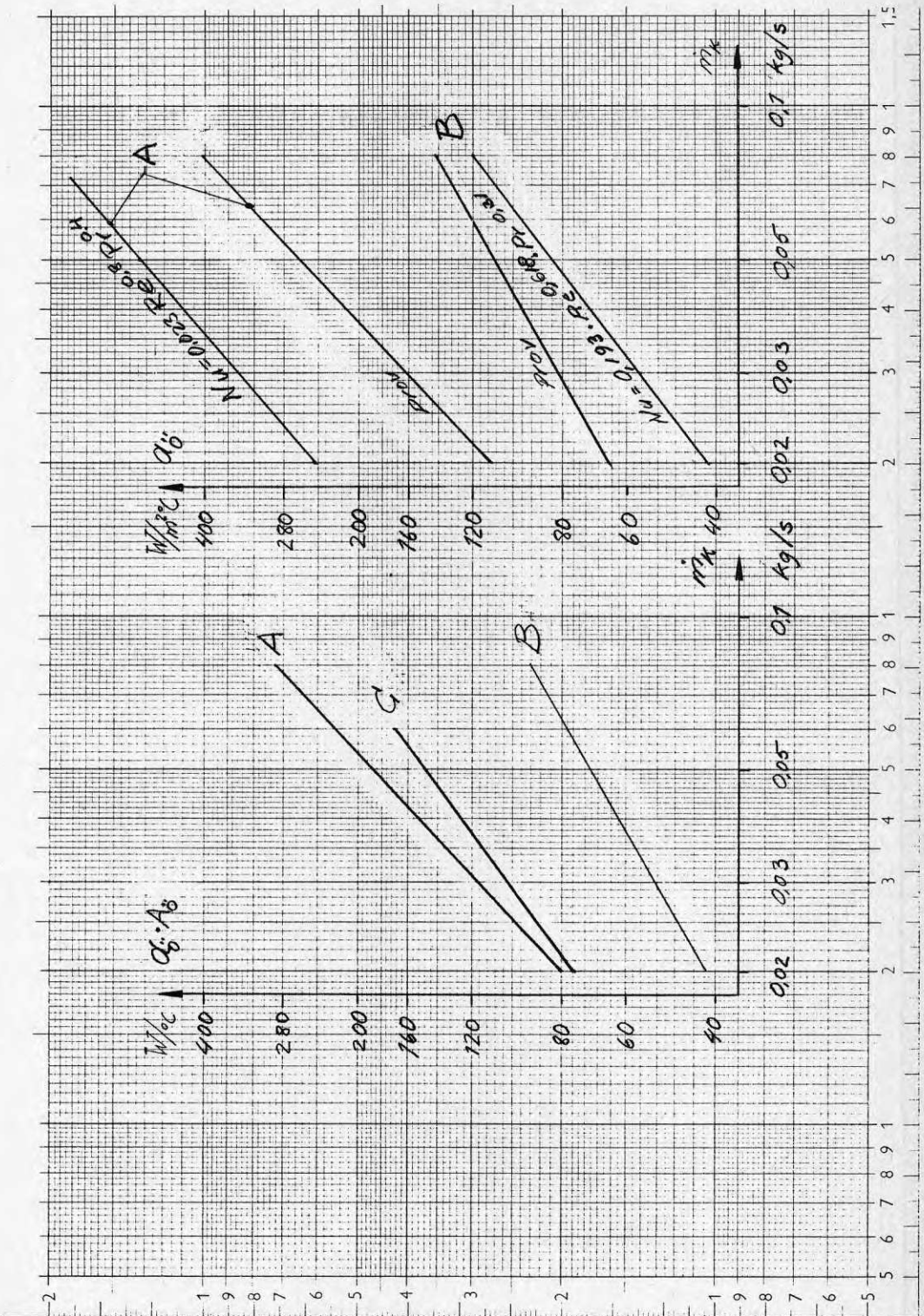


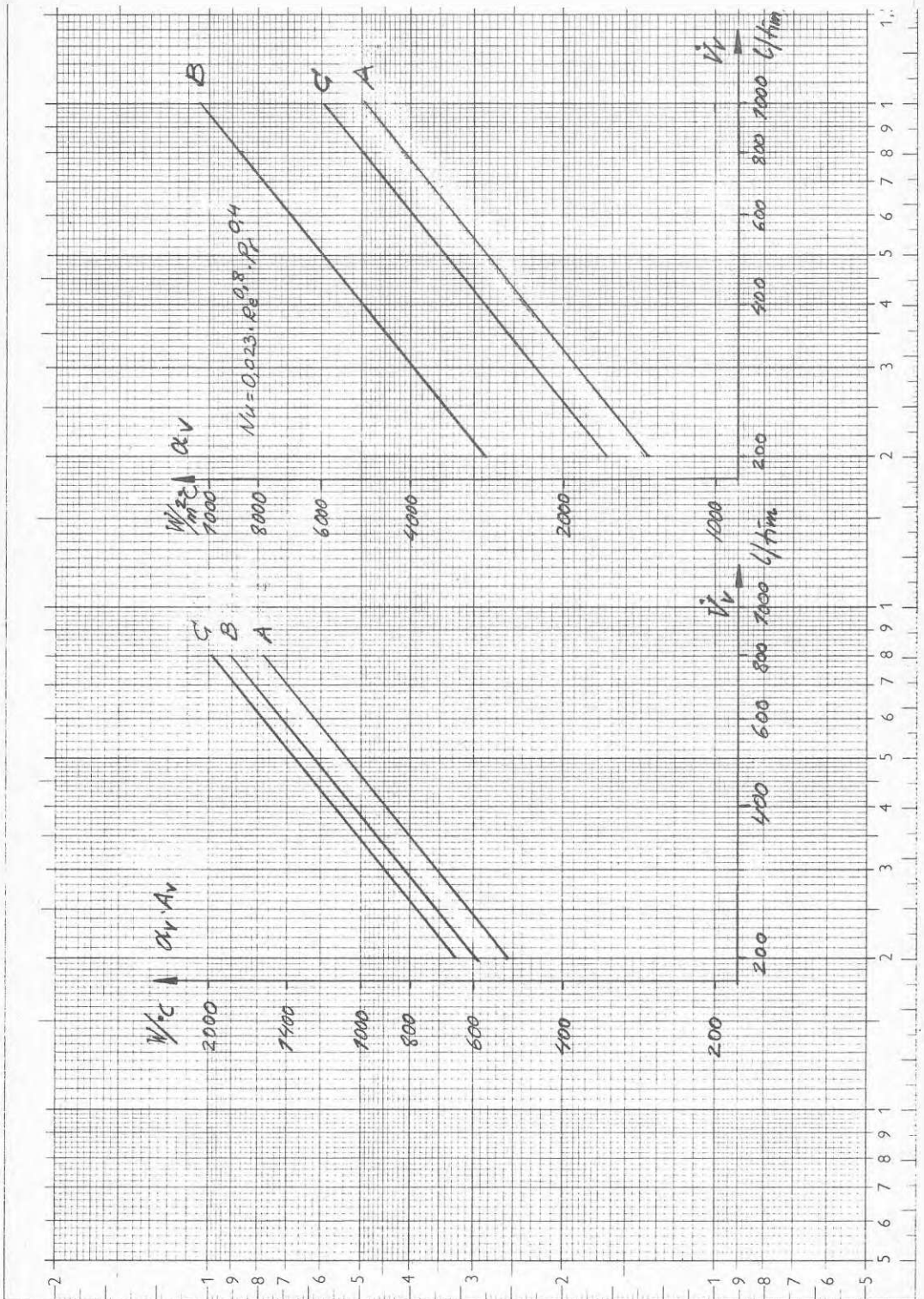


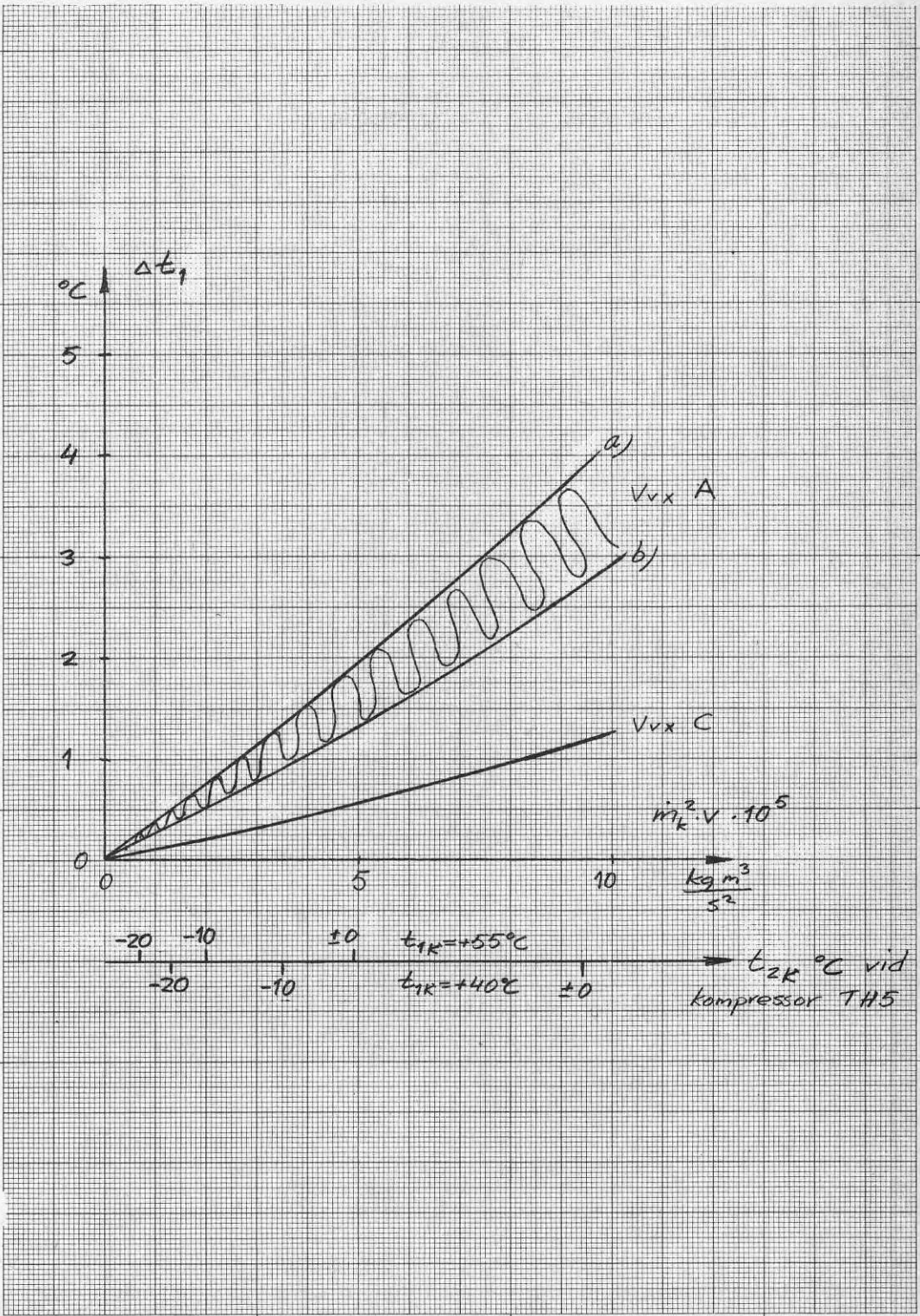


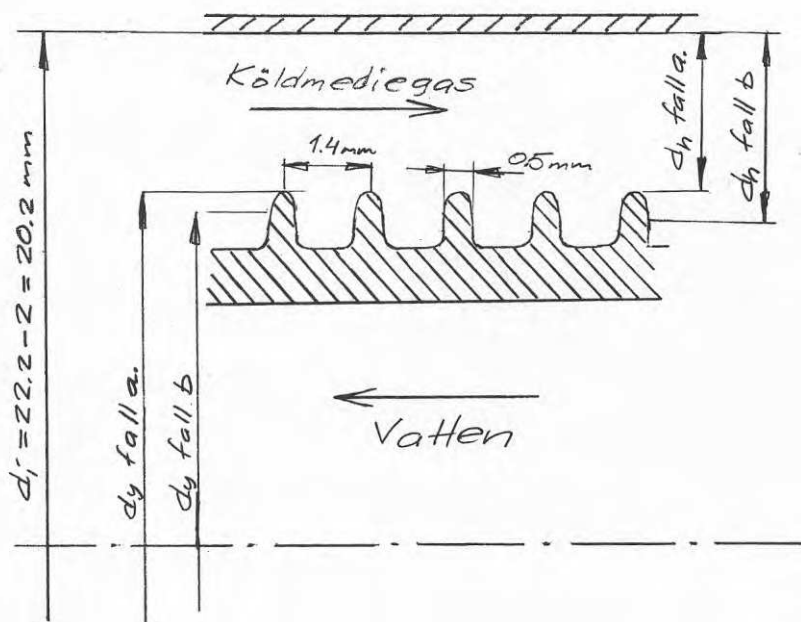






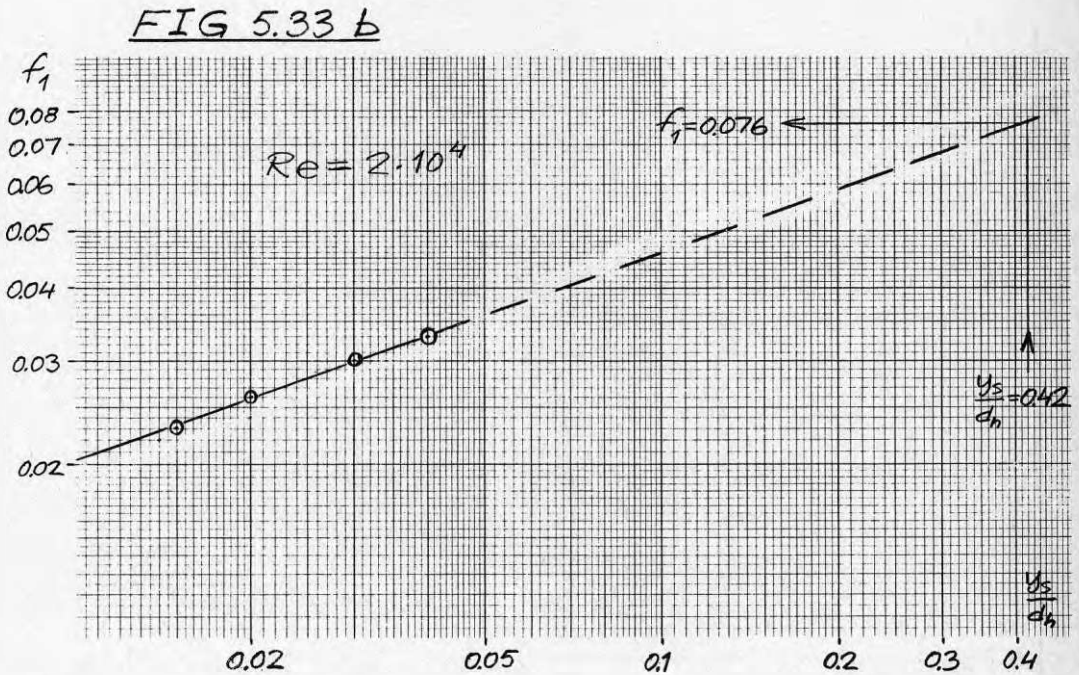
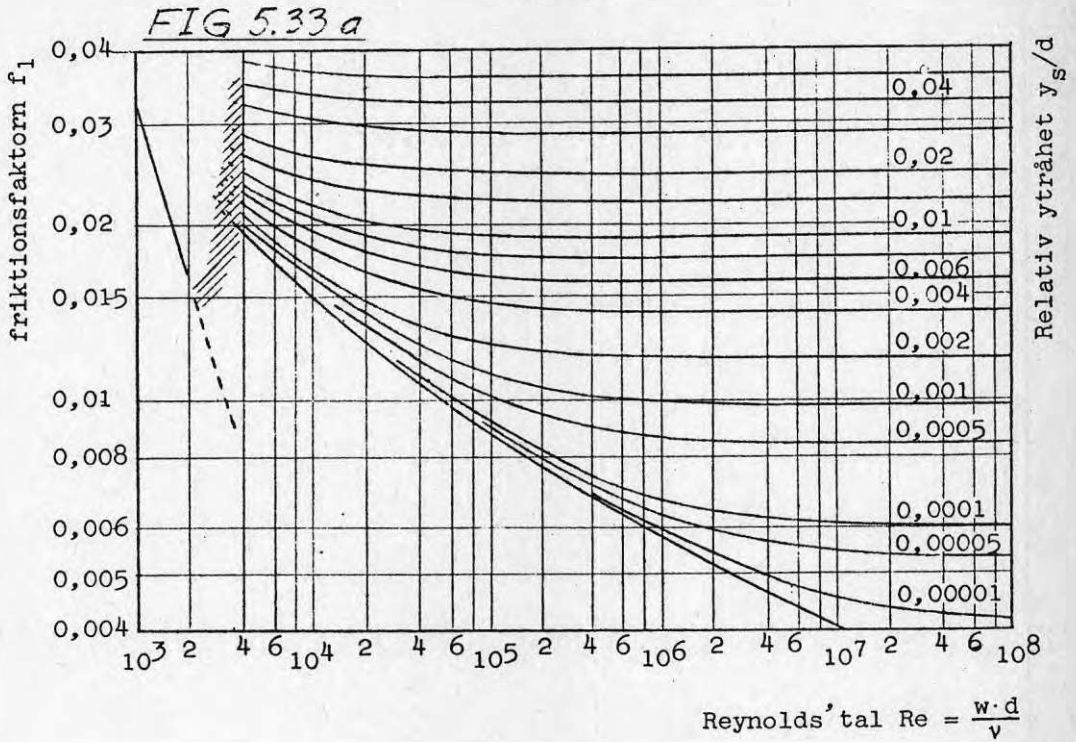


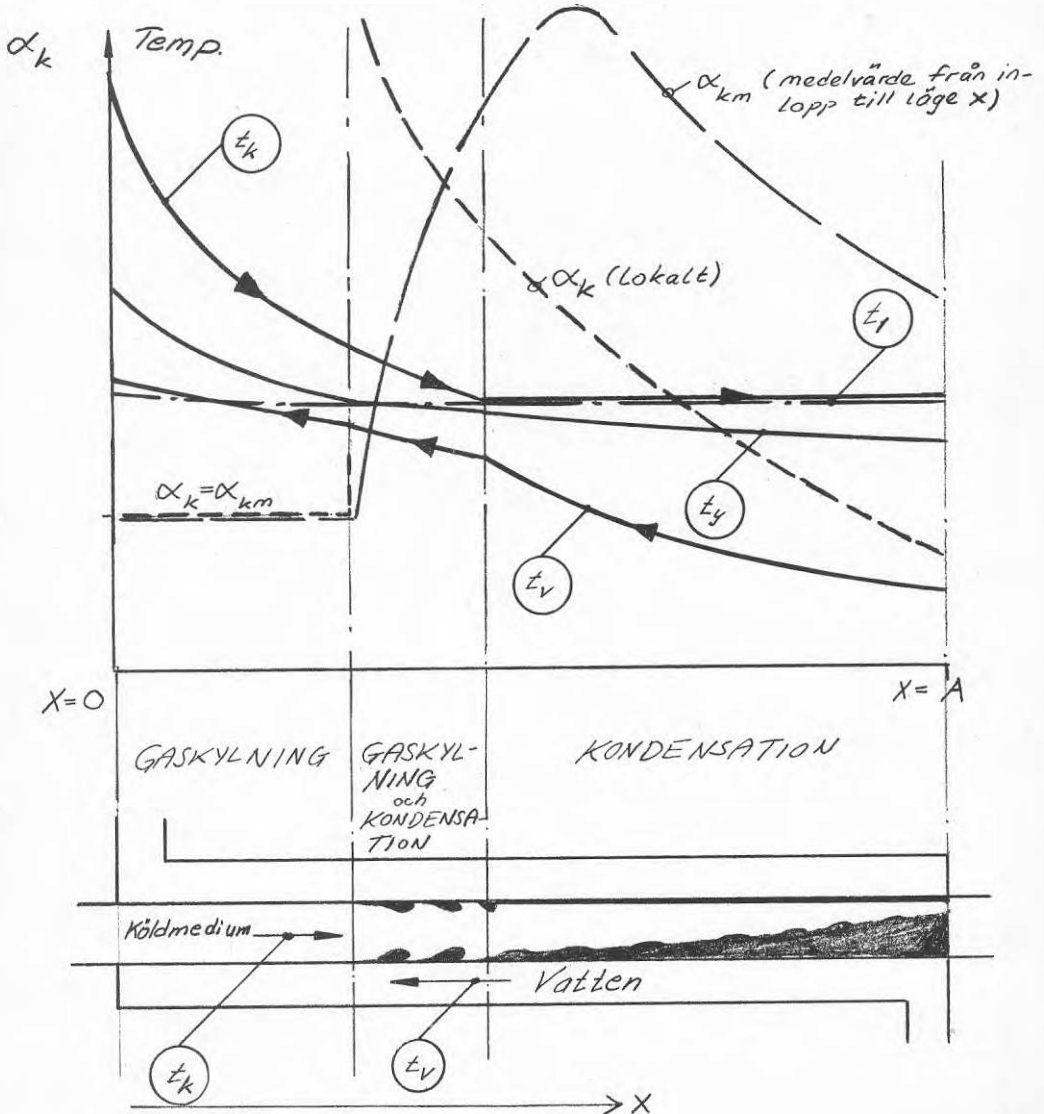
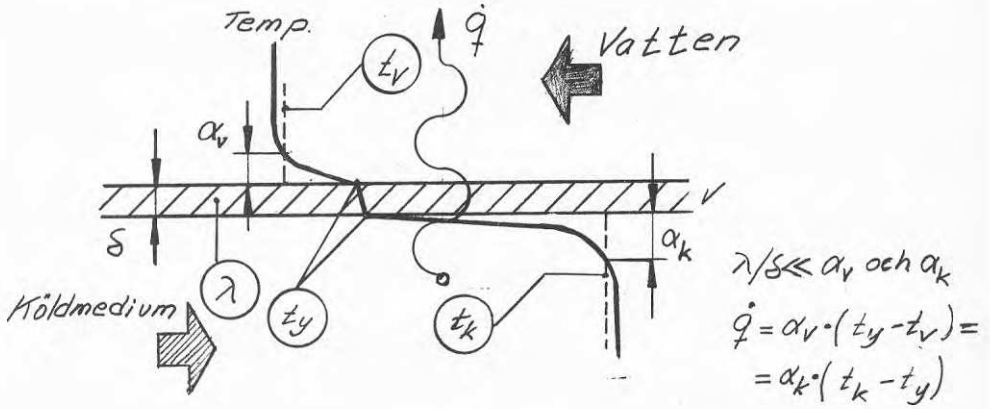


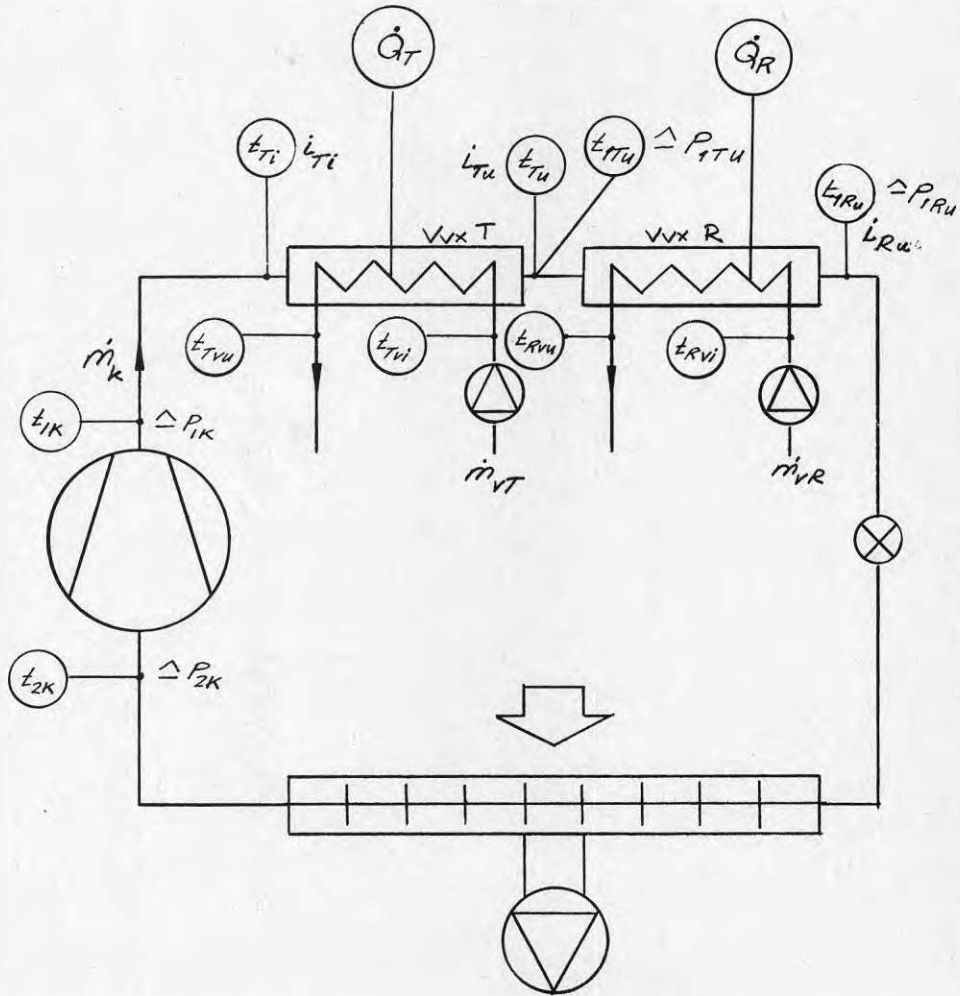


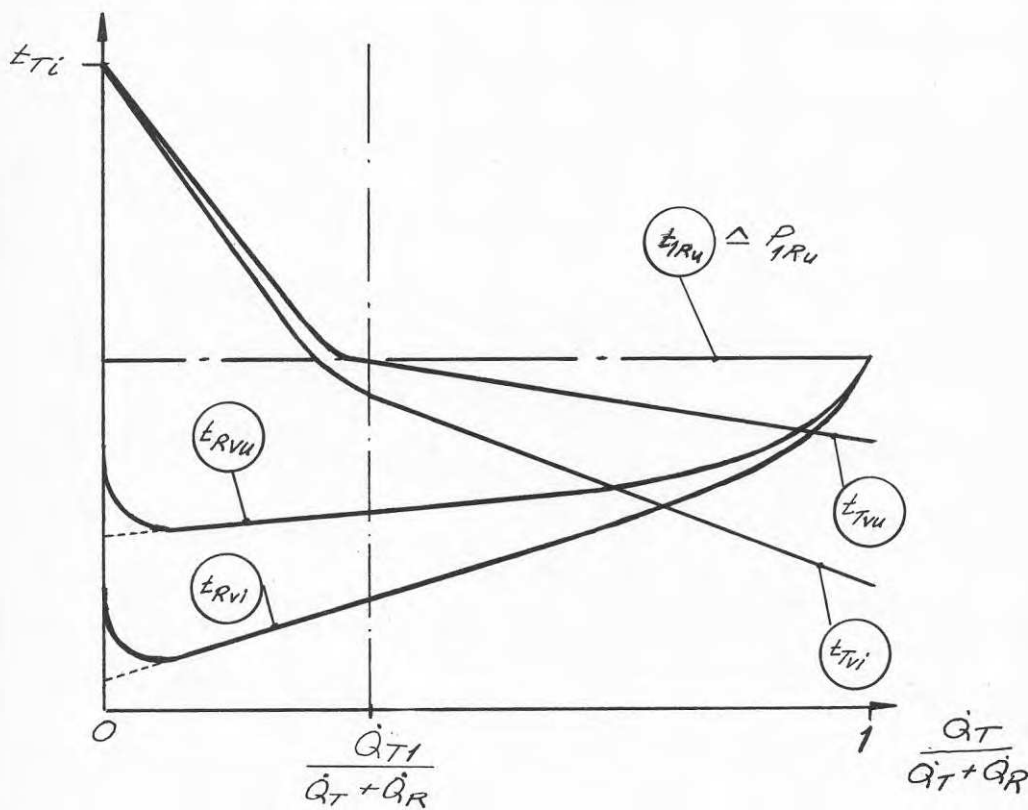
	d_y	$d_n = d_i - d_y$	
a	18.5	1.7	mm
b	17.3	2,9	mm

FIGUR 5.33 a, b Friktionsfaktorn f_1 dels som funktion av Reynolds tal [2] och dels som funktion av relativa ytråheten y_s/d_h vid $Re = 2 \cdot 10^4$

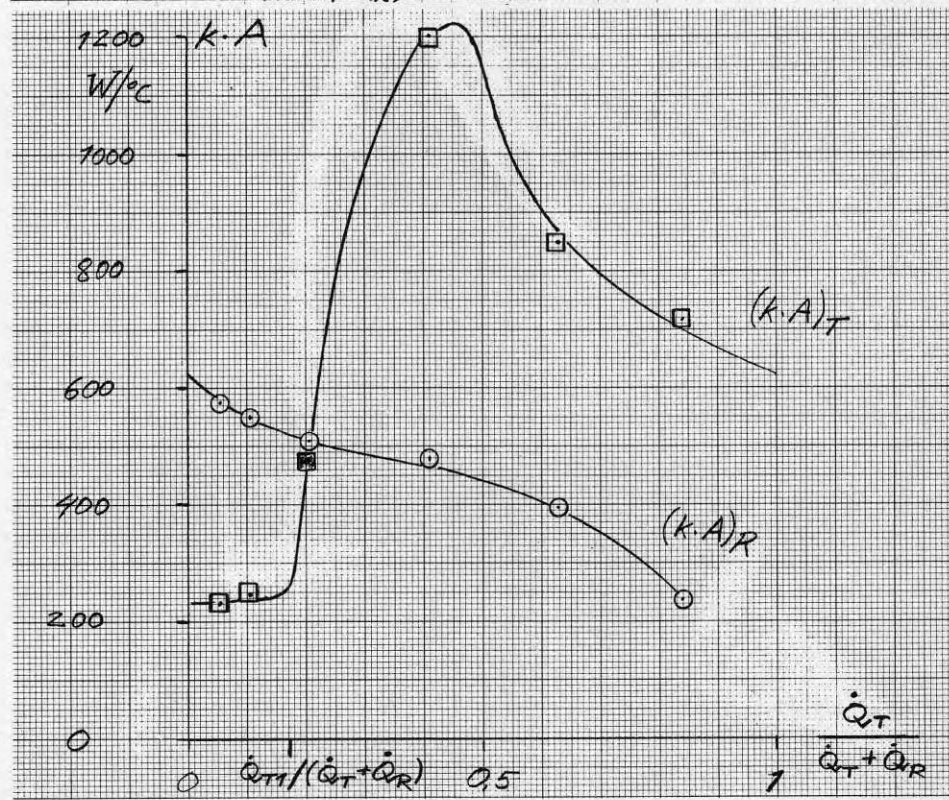
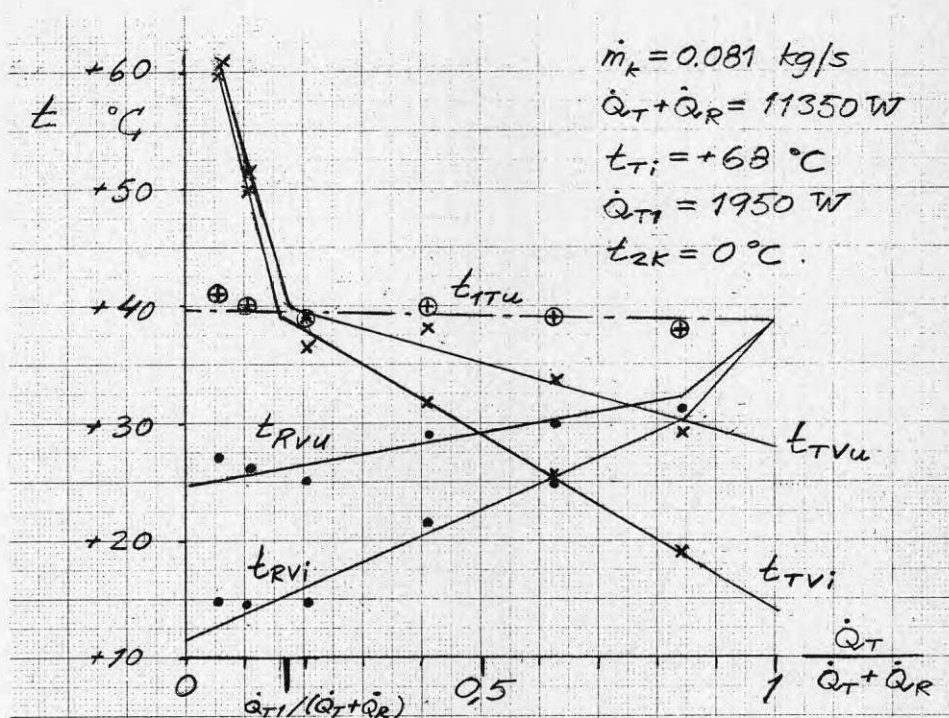


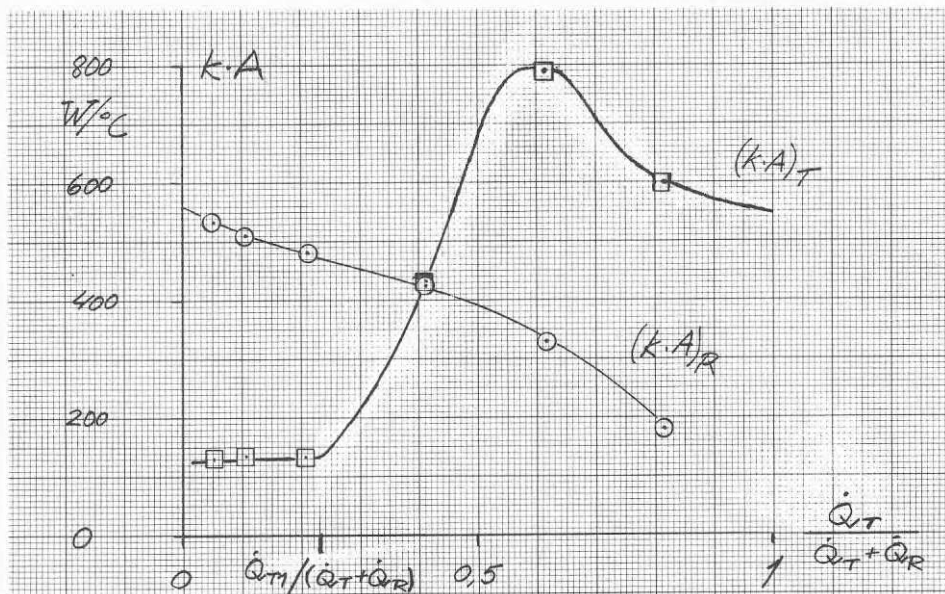
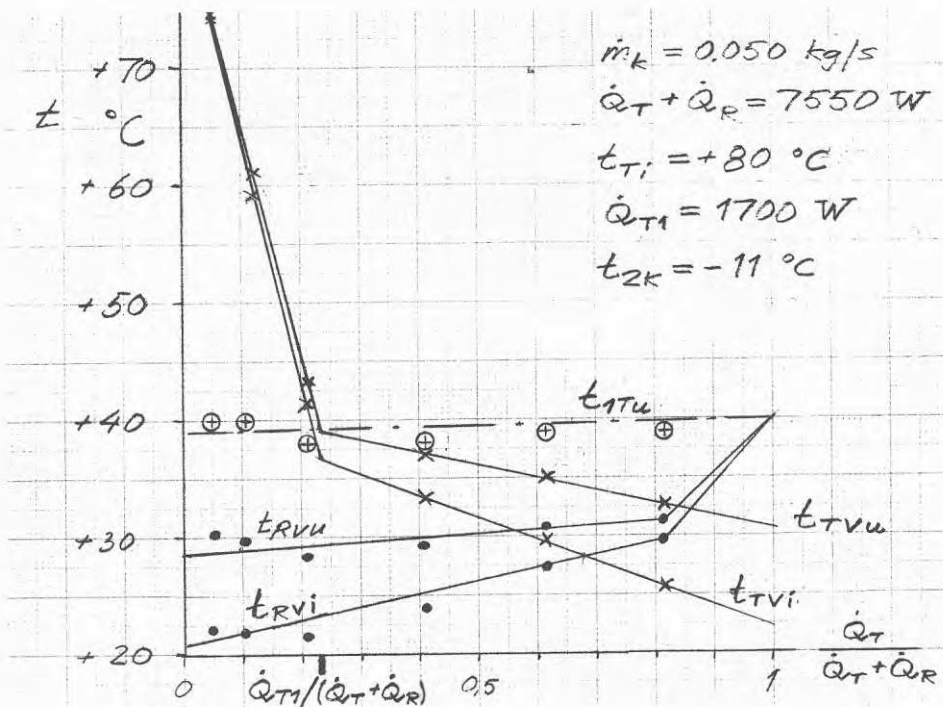






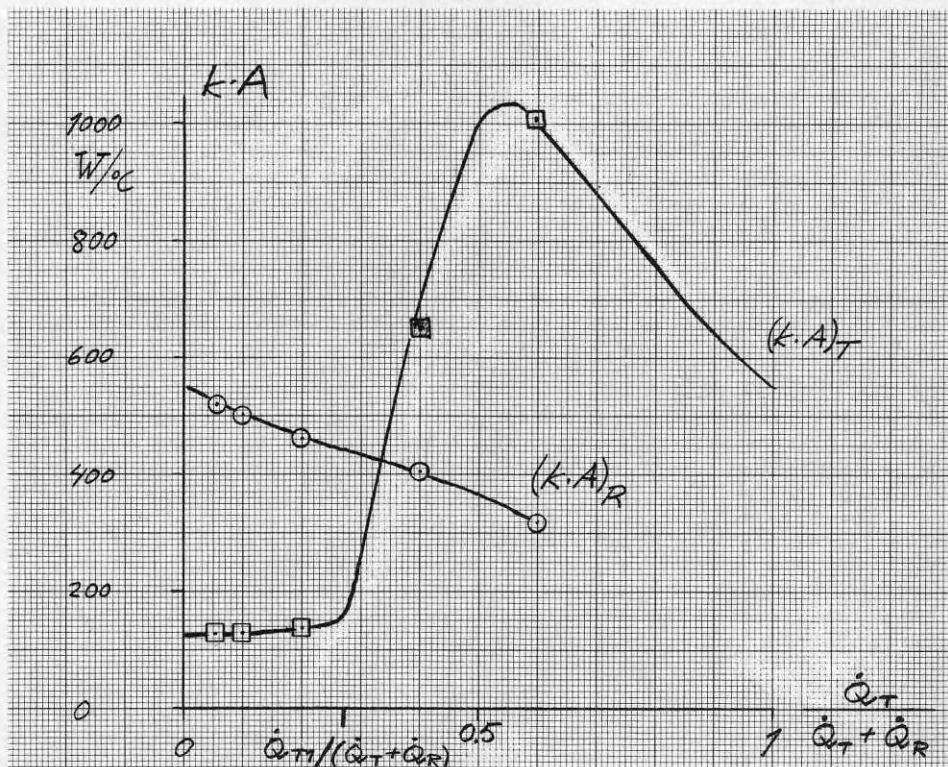
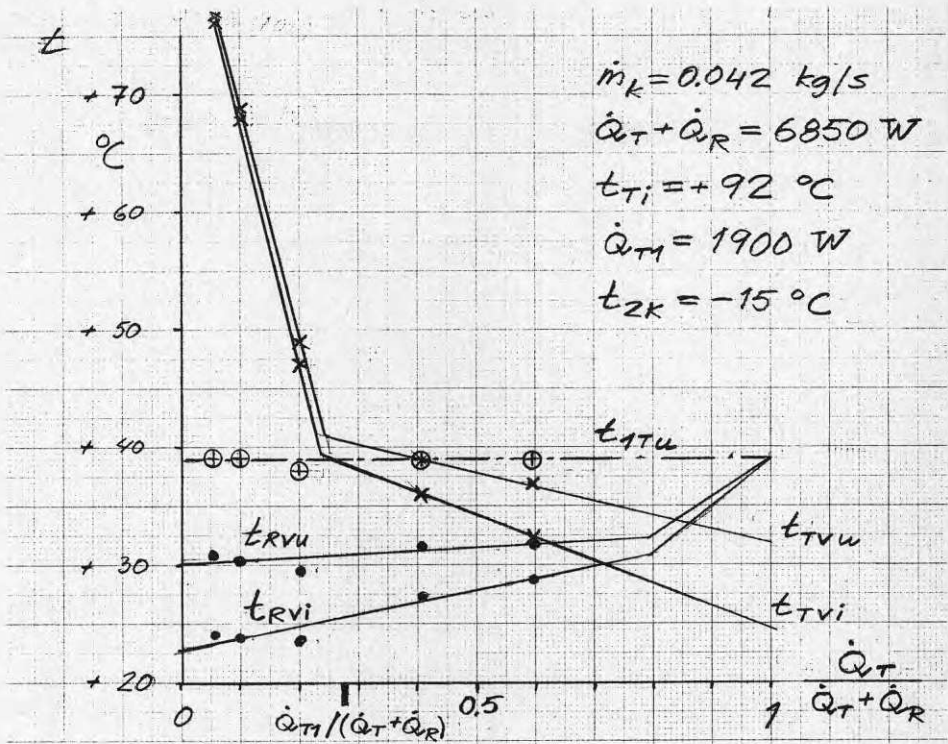
$$\begin{aligned} \dot{Q}_{T1} &= \dot{m}_k \cdot c_k \cdot (t_{Ti} - t_{TVU}) \\ \dot{Q}_T &= \dot{m}_v \cdot c_v \cdot (t_{TVI} - t_{TVU}) \\ \dot{Q}_R &= \dot{m}_v \cdot c_v \cdot (t_{RVI} - t_{RVU}) \end{aligned}$$

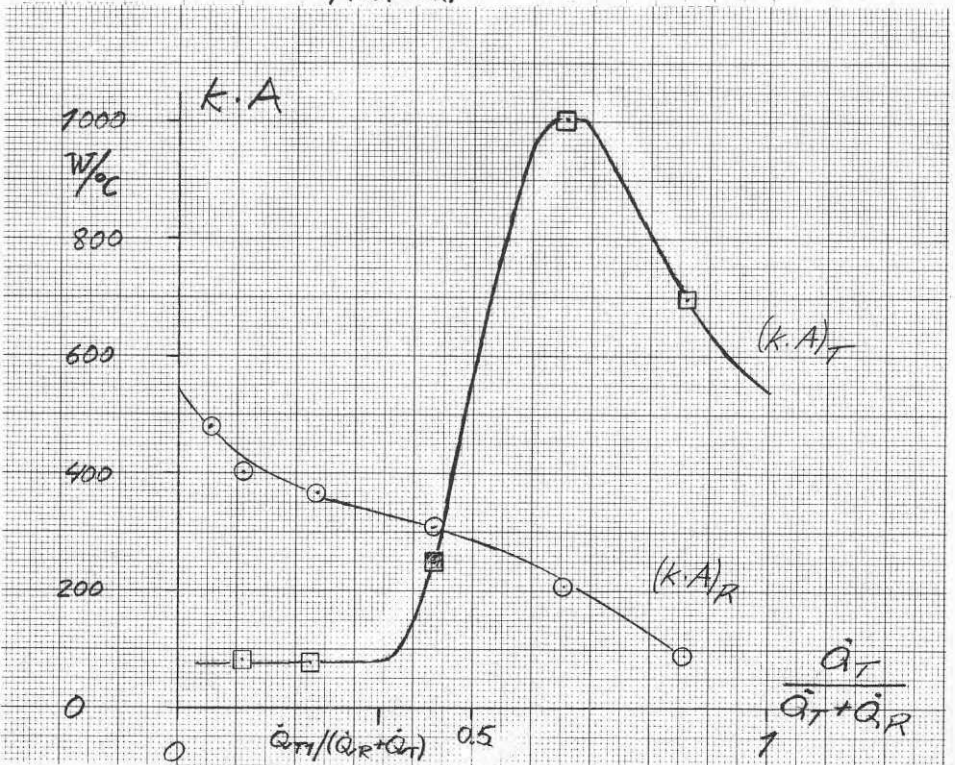
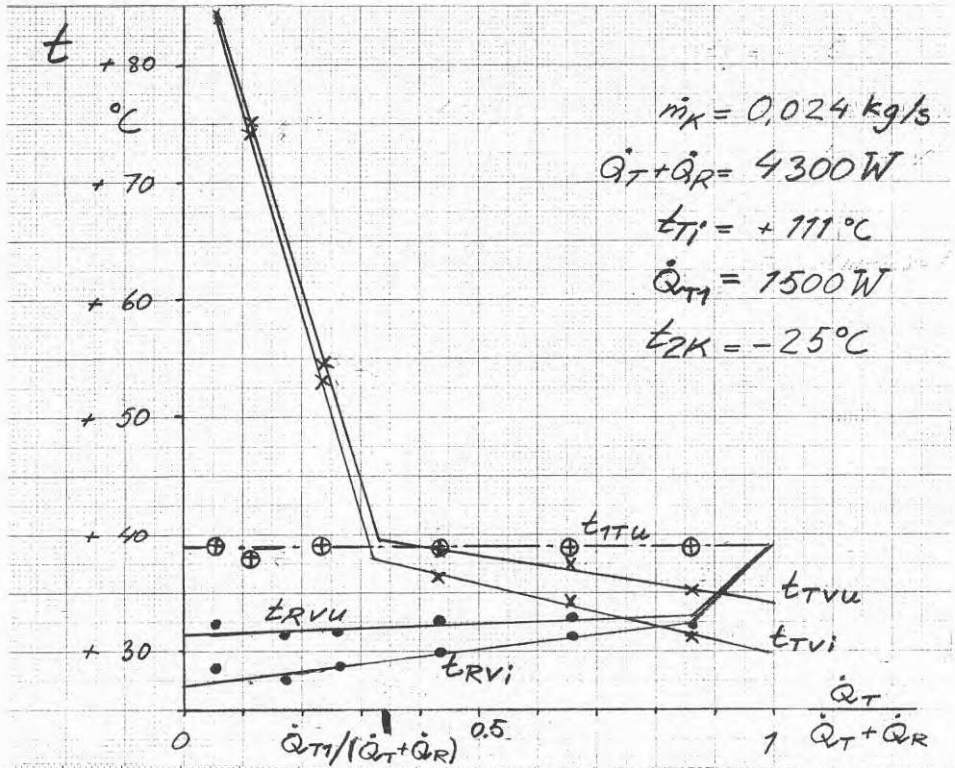


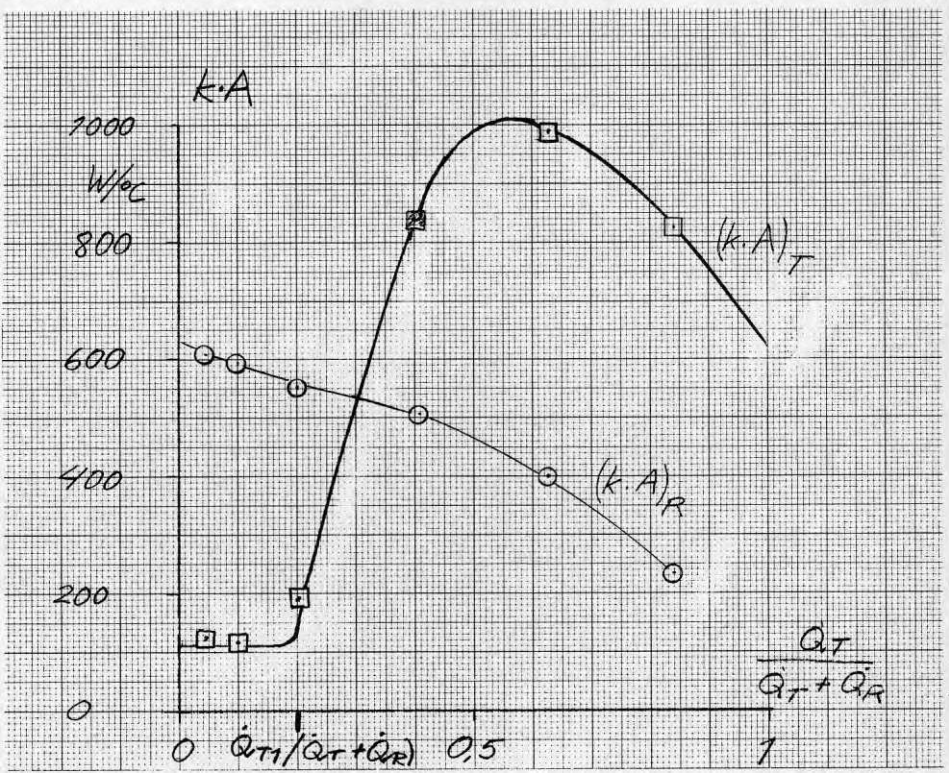
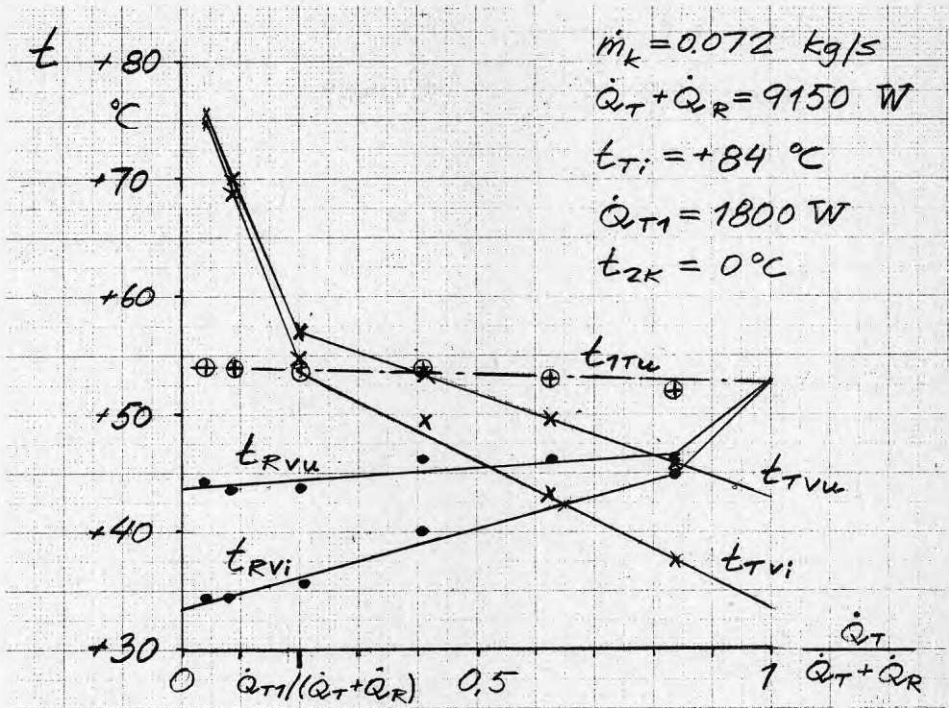


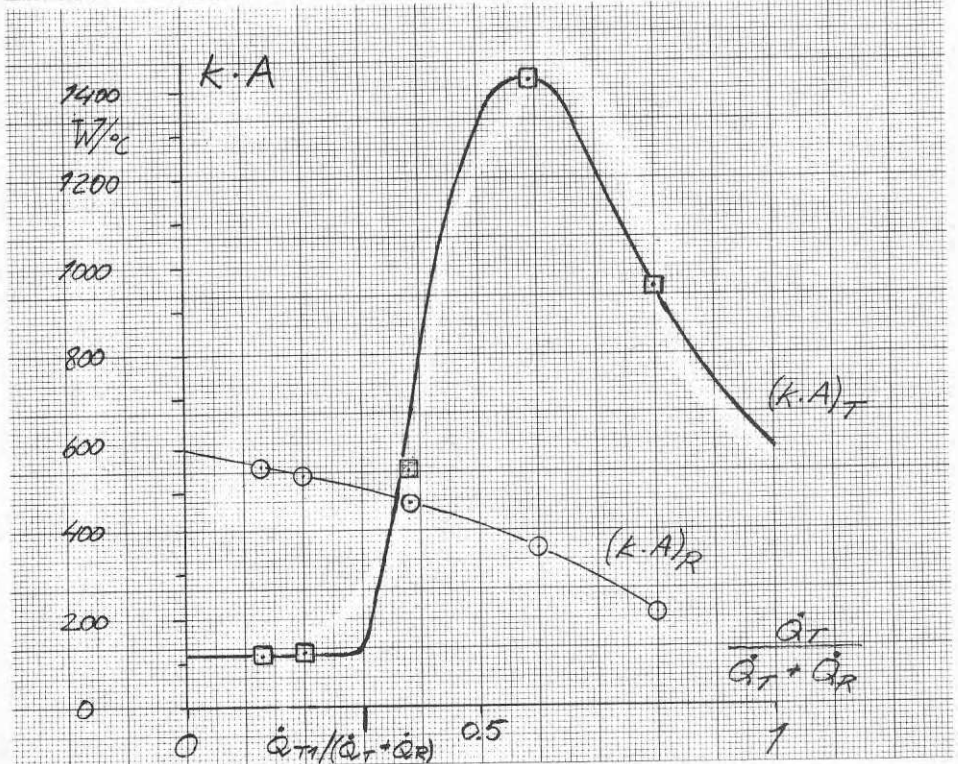
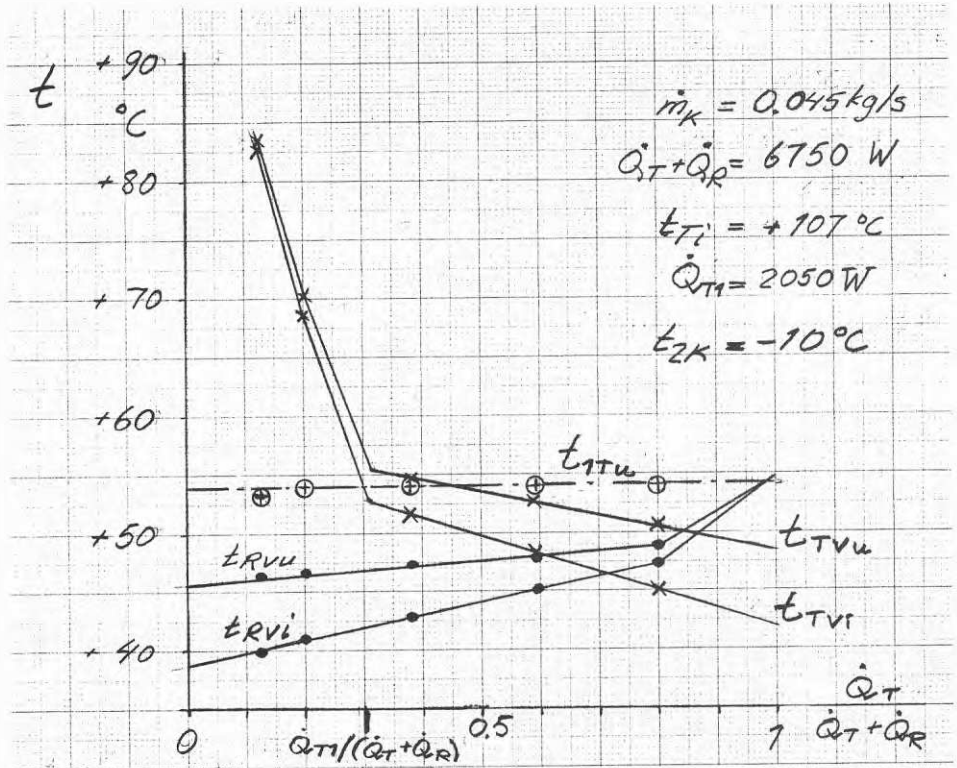
värmeväxlare av typ A som funktion av

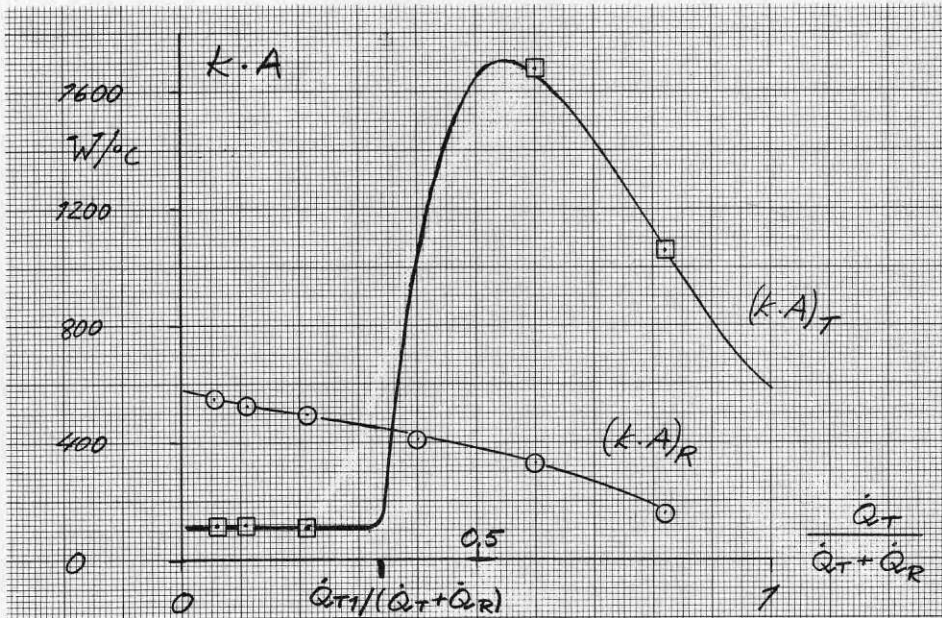
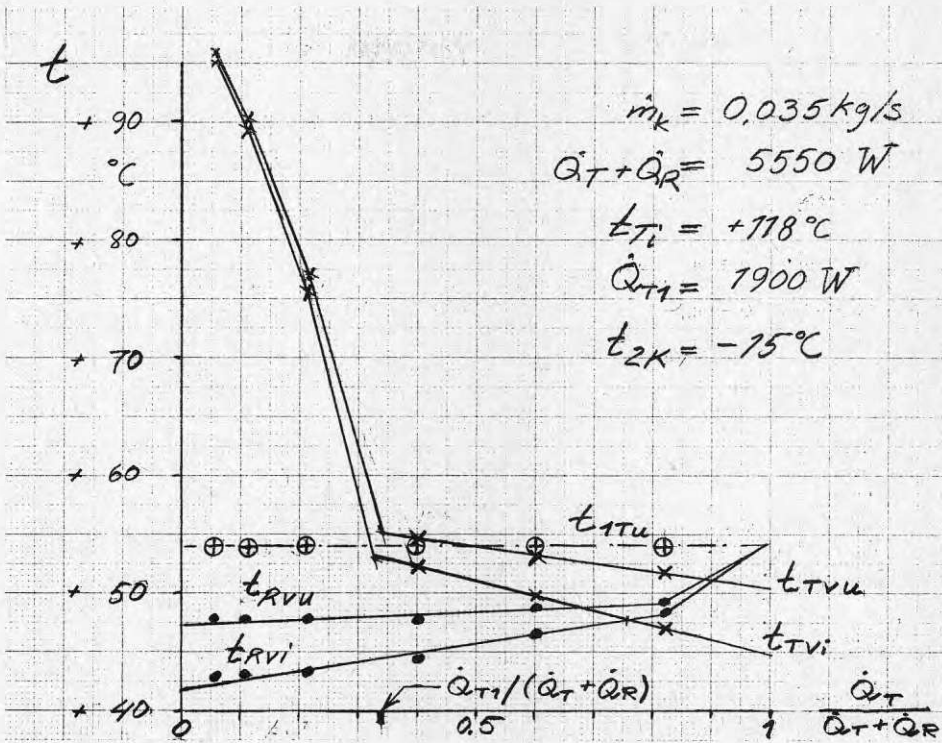
$$\dot{Q}_T / (\dot{Q}_T + \dot{Q}_R)$$

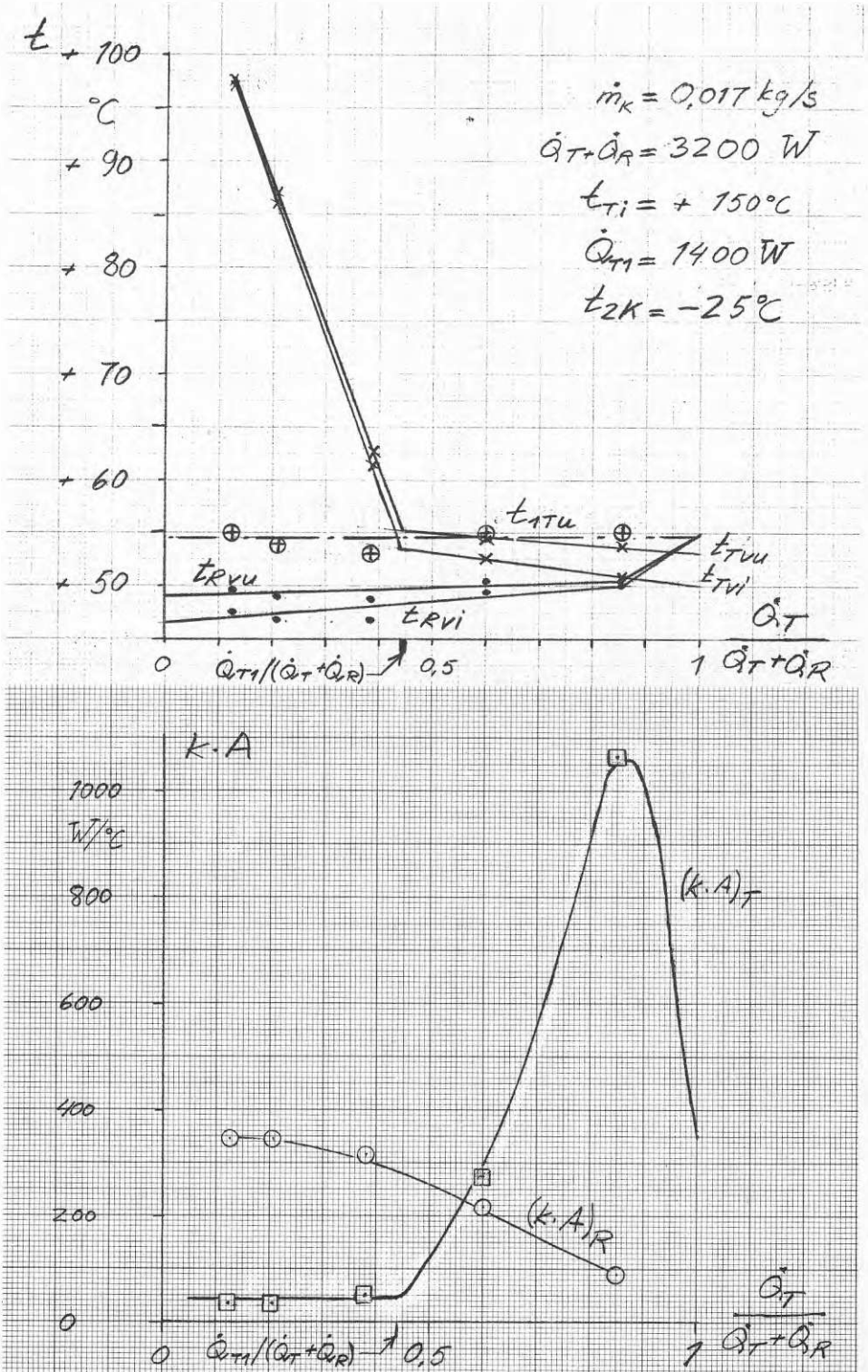


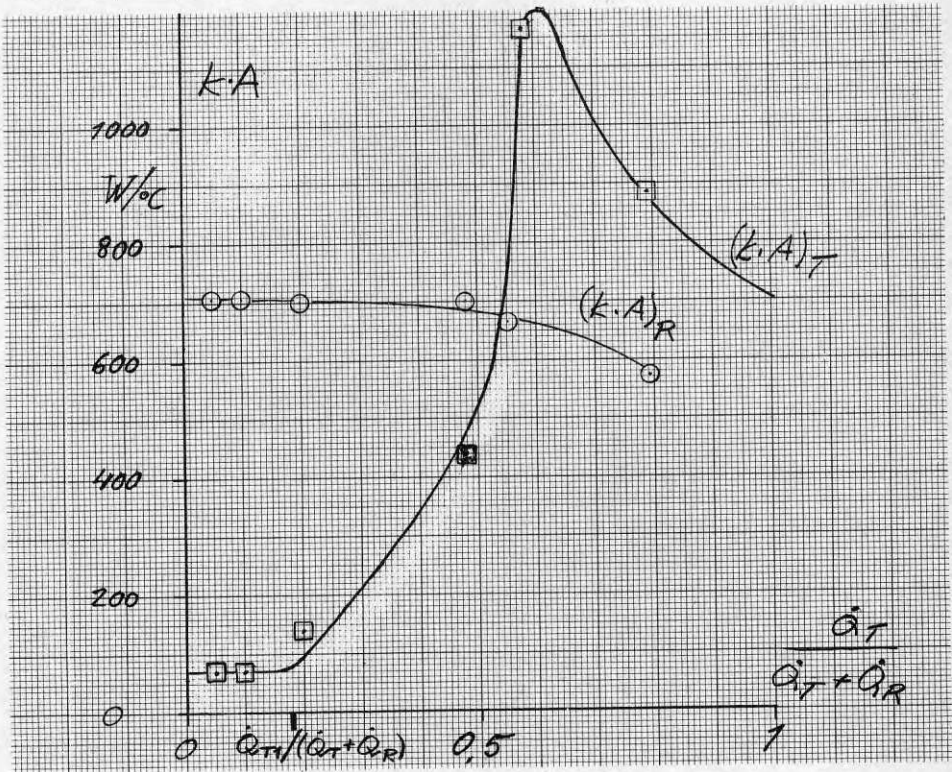
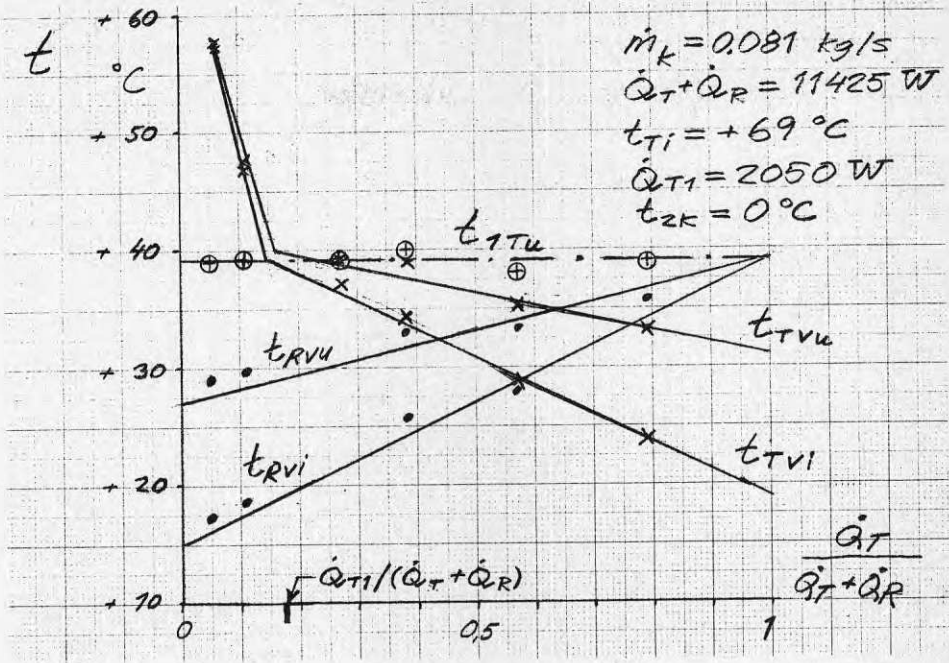


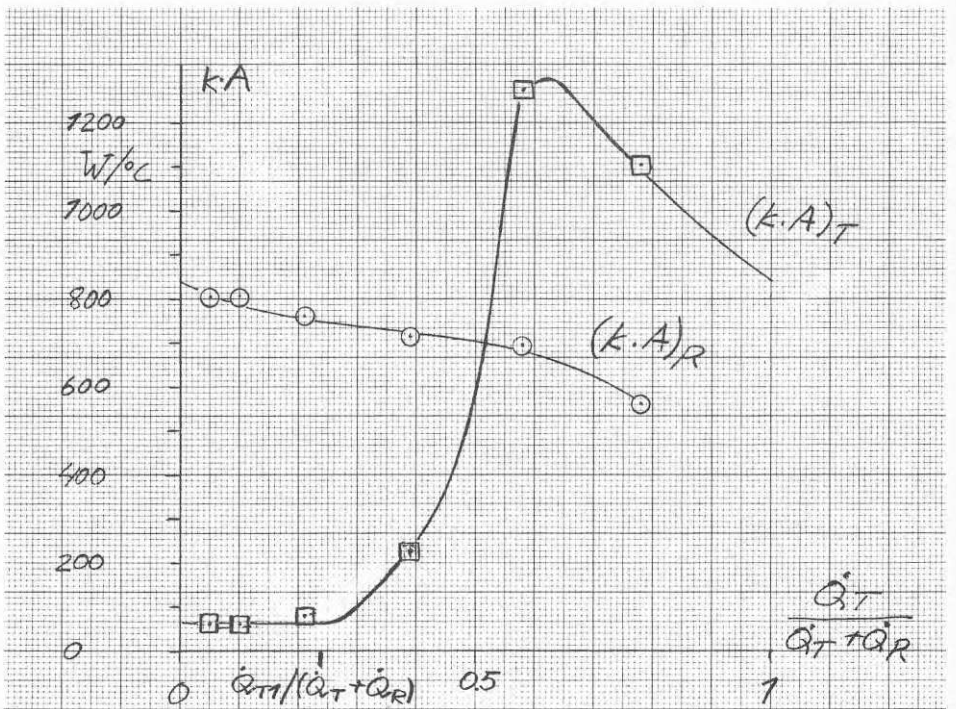
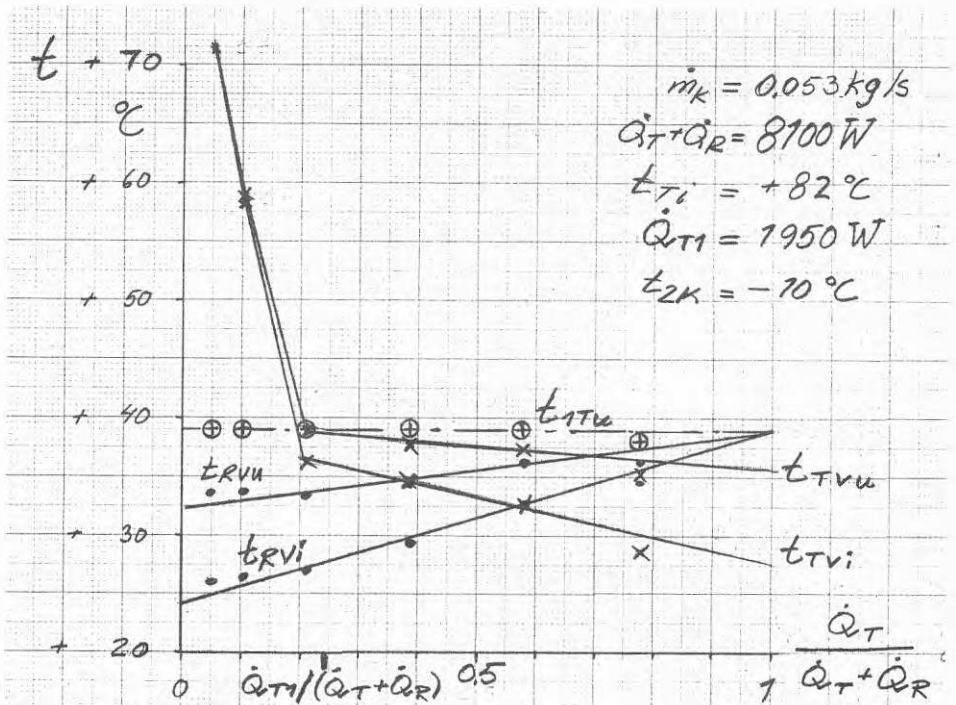


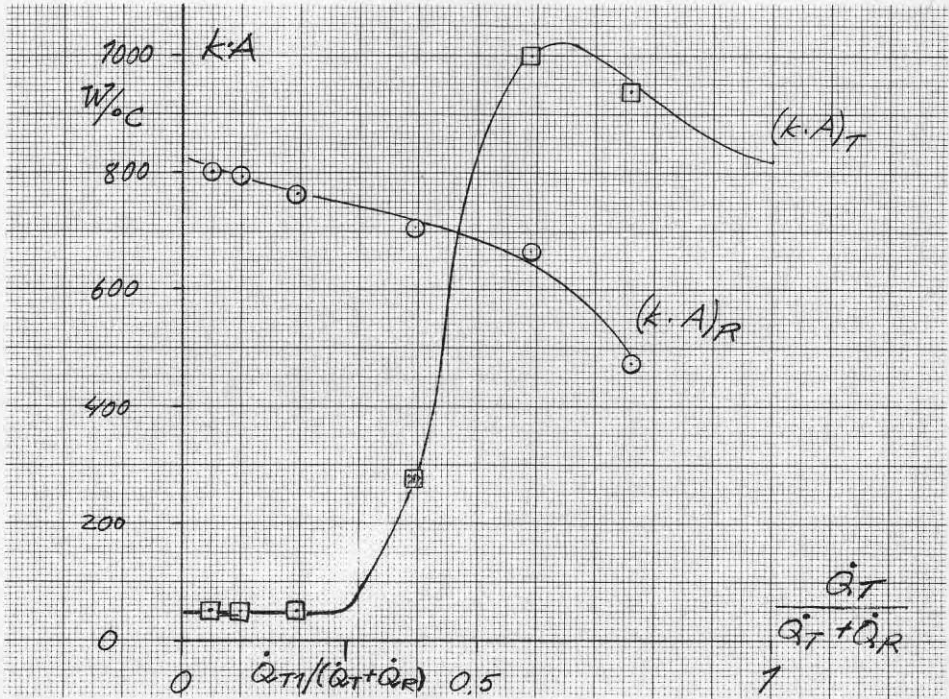
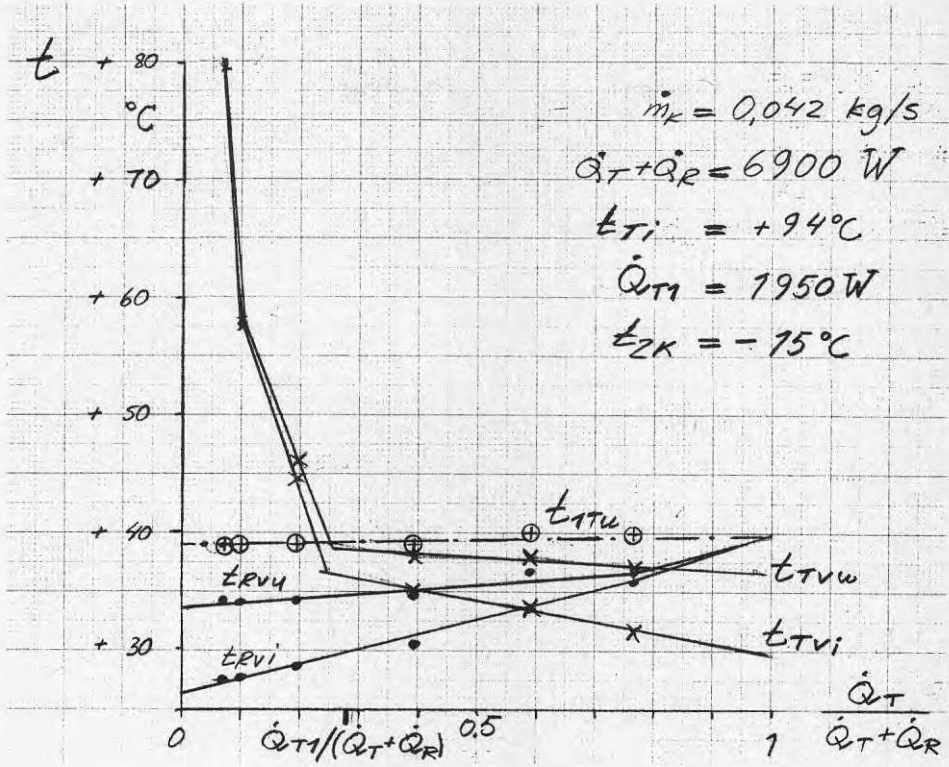


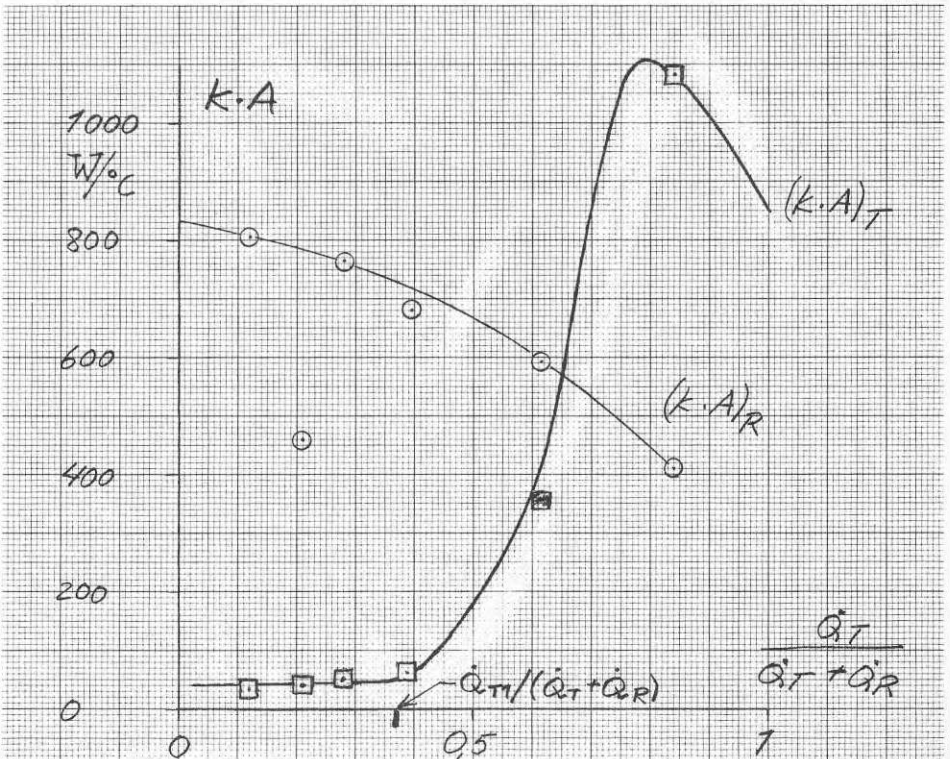
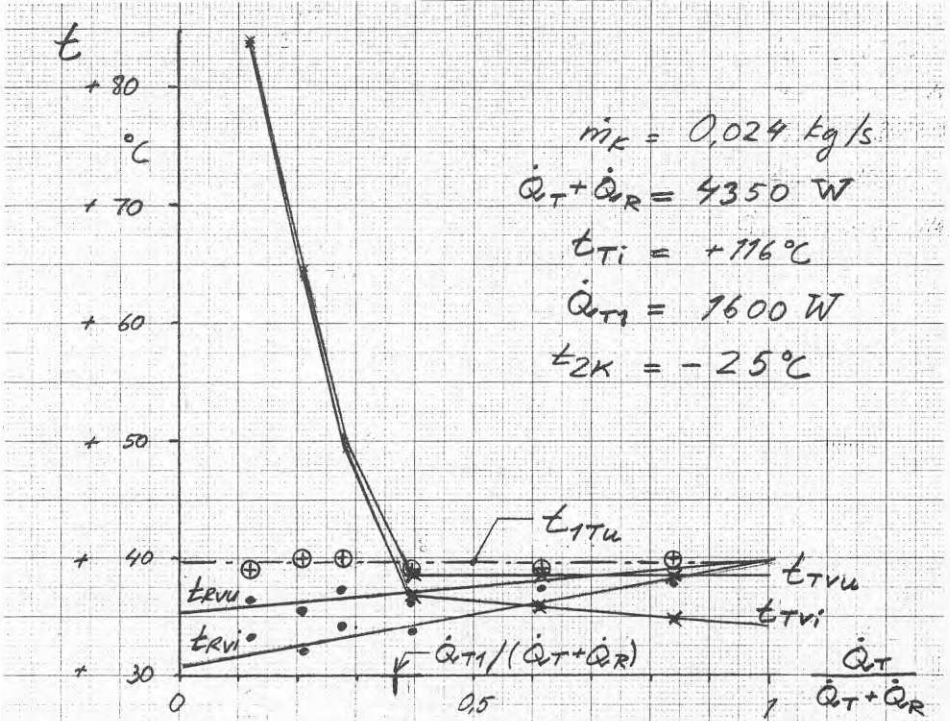






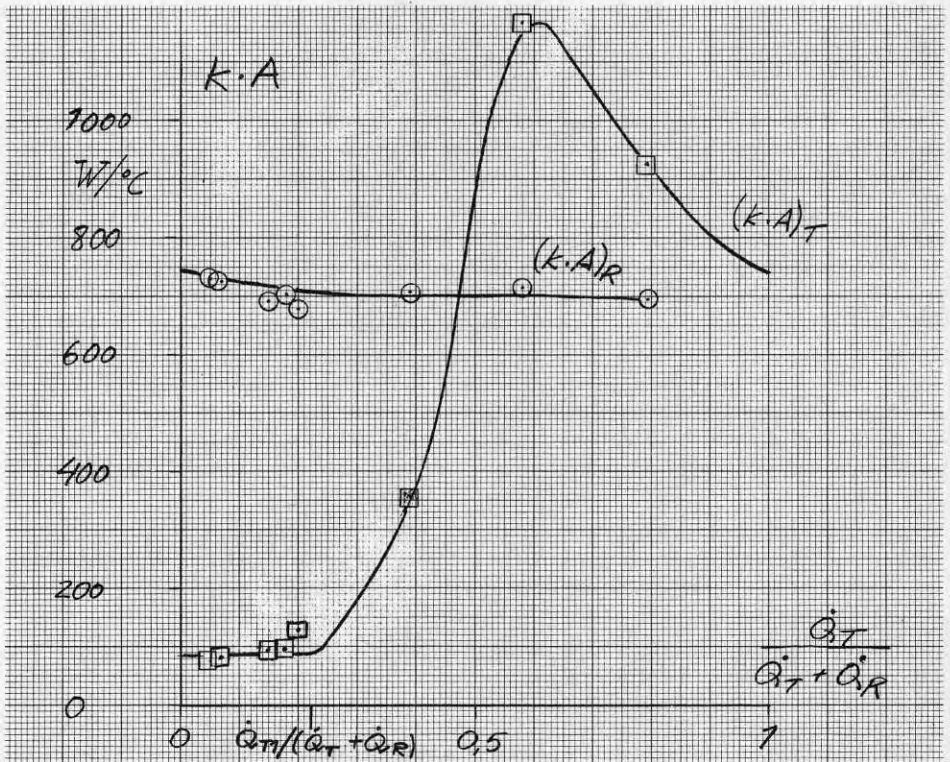
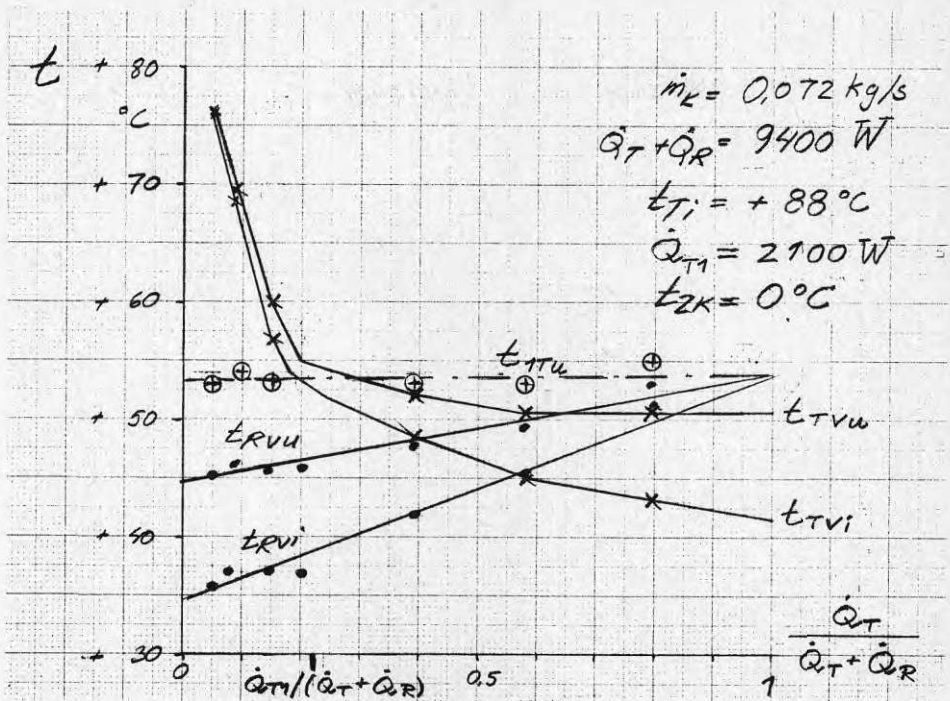


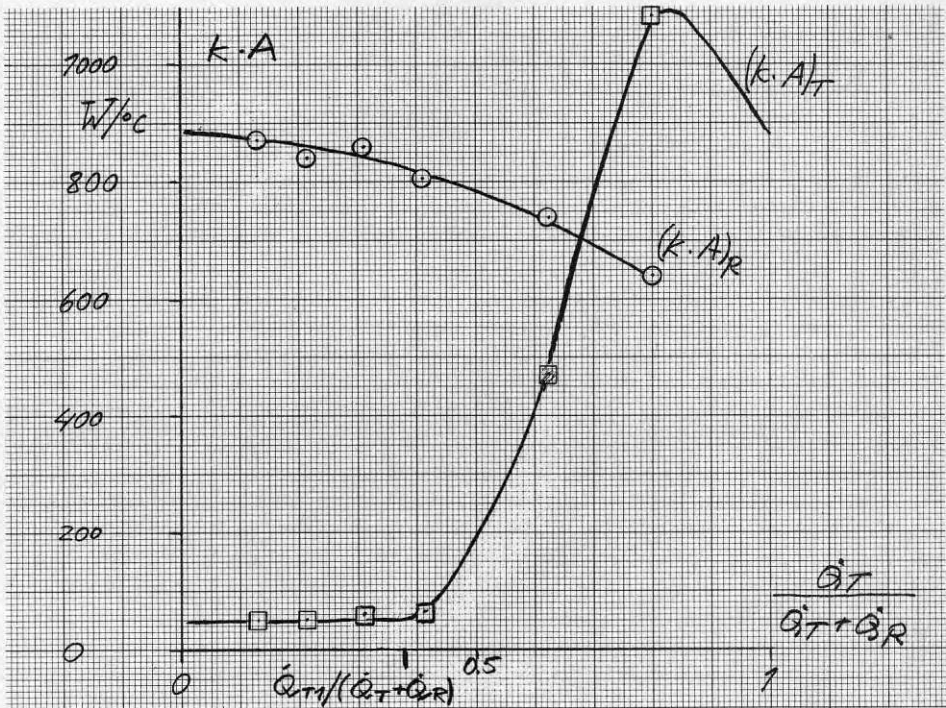
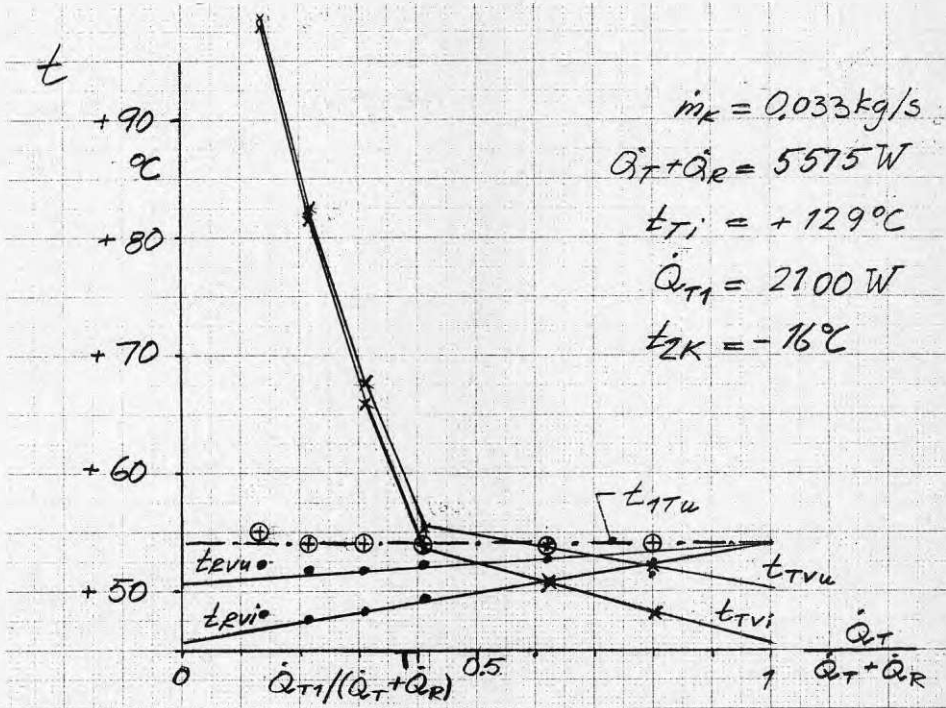


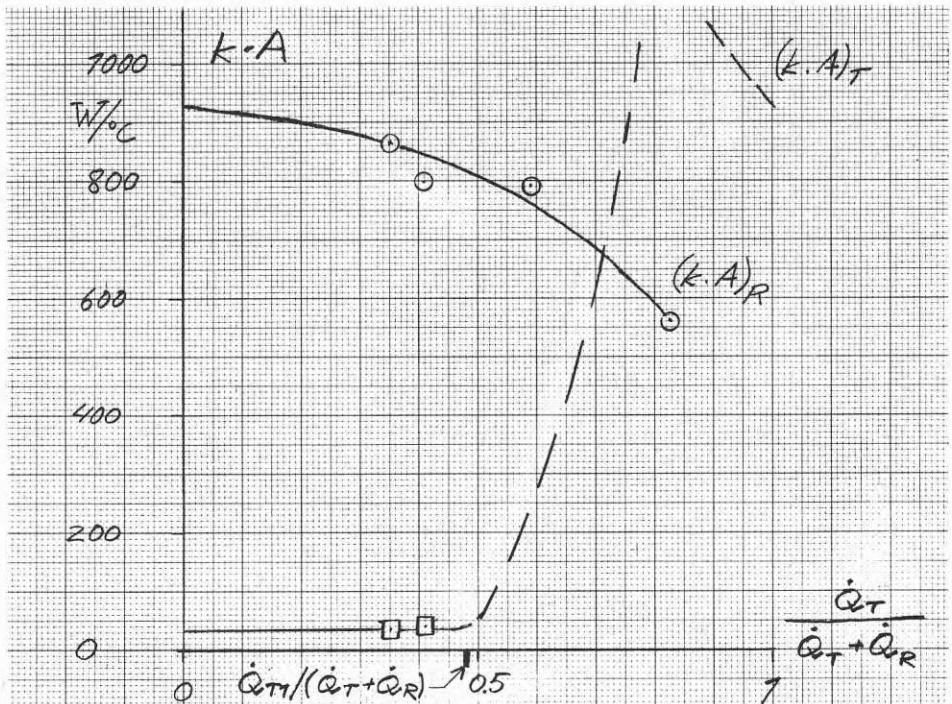
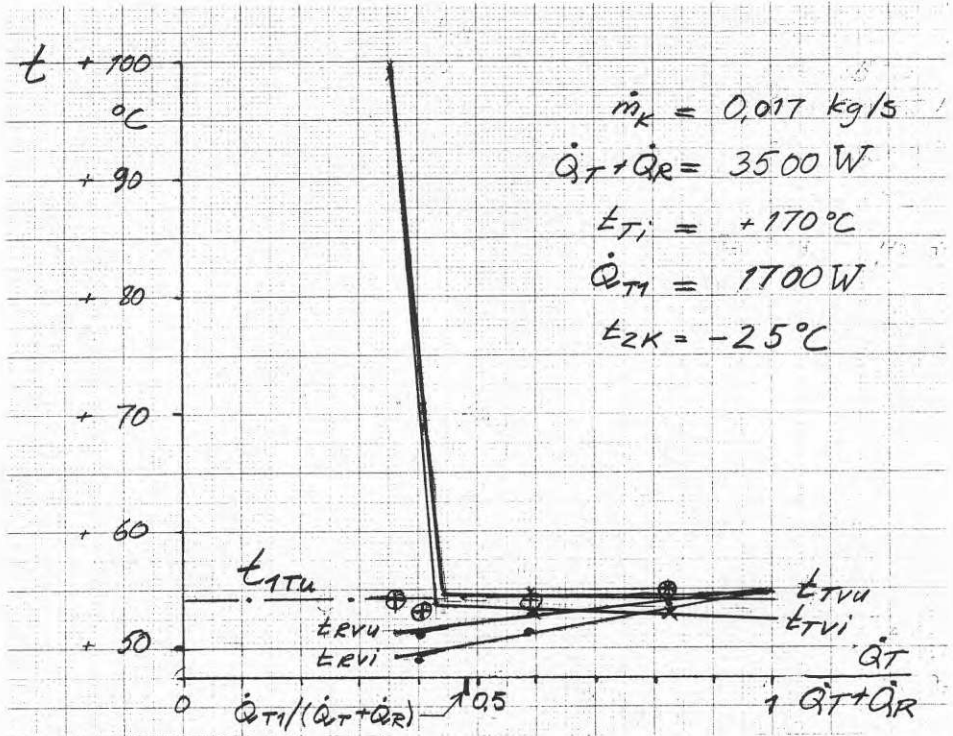


värmeväxlare av typ B som funktion av

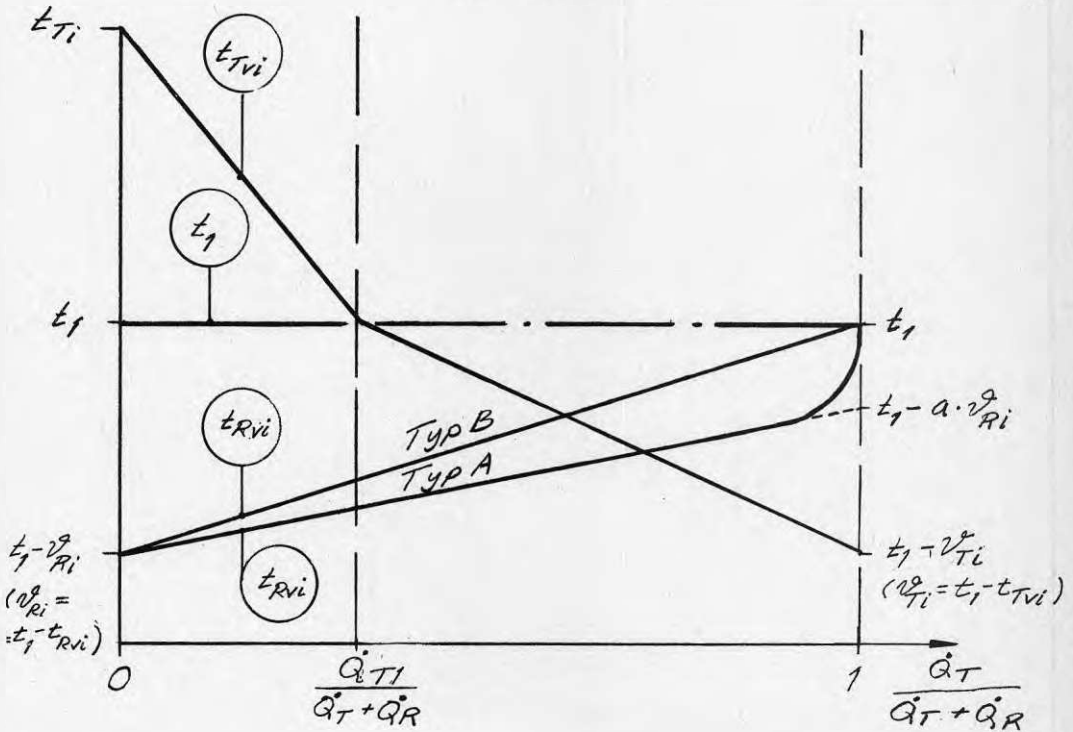
$$\dot{Q}_T / (\dot{Q}_T + \dot{Q}_R)$$

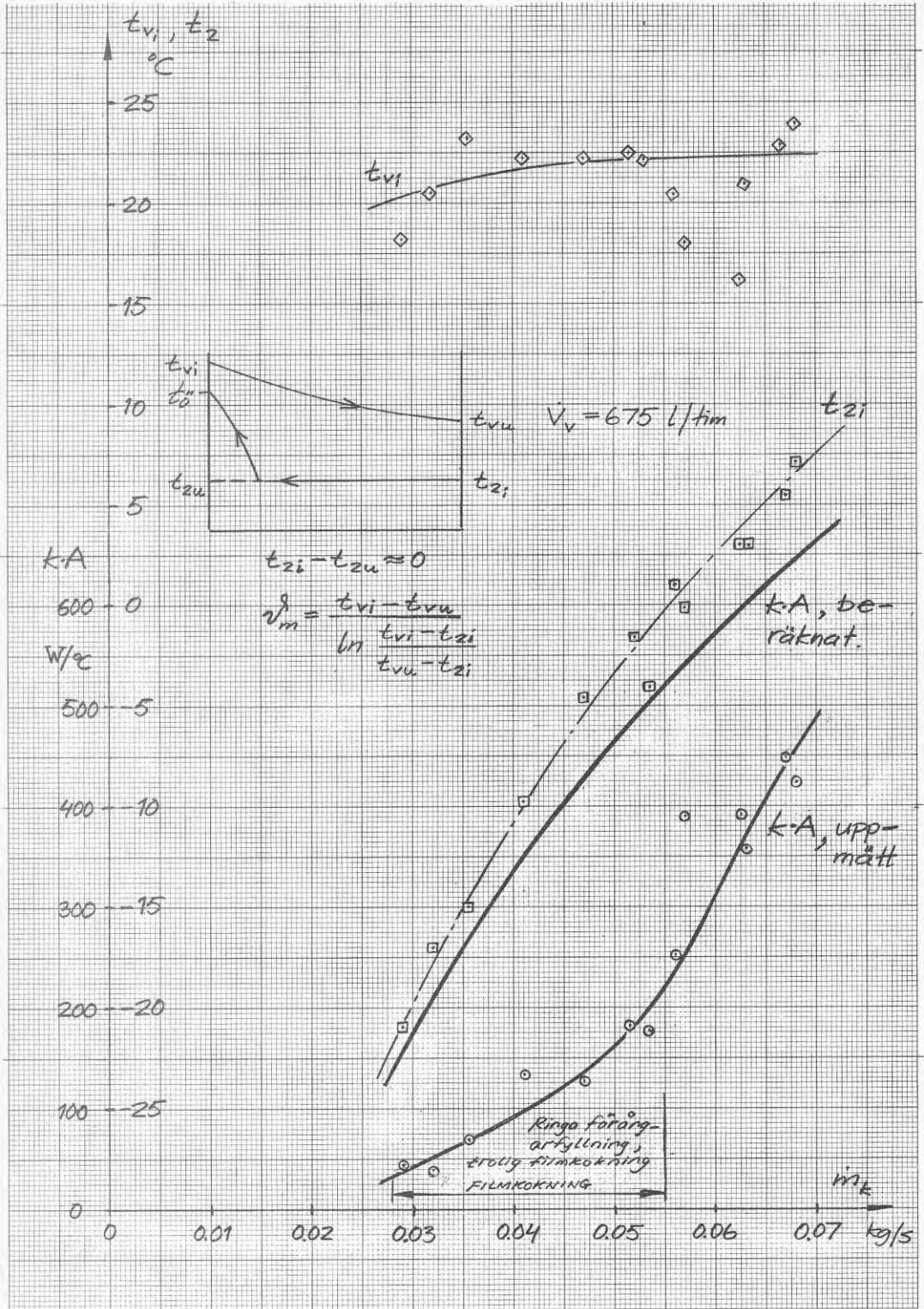


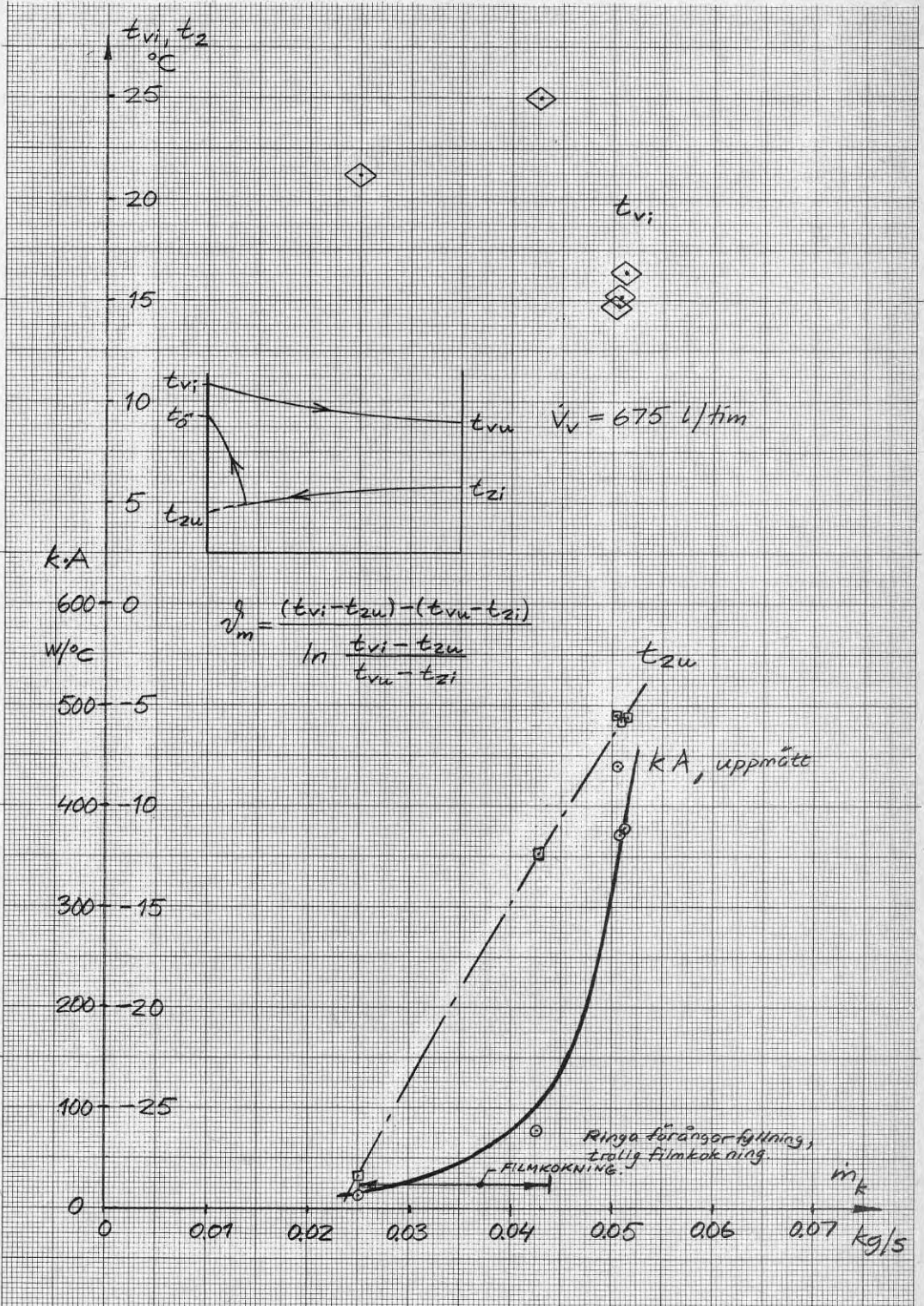




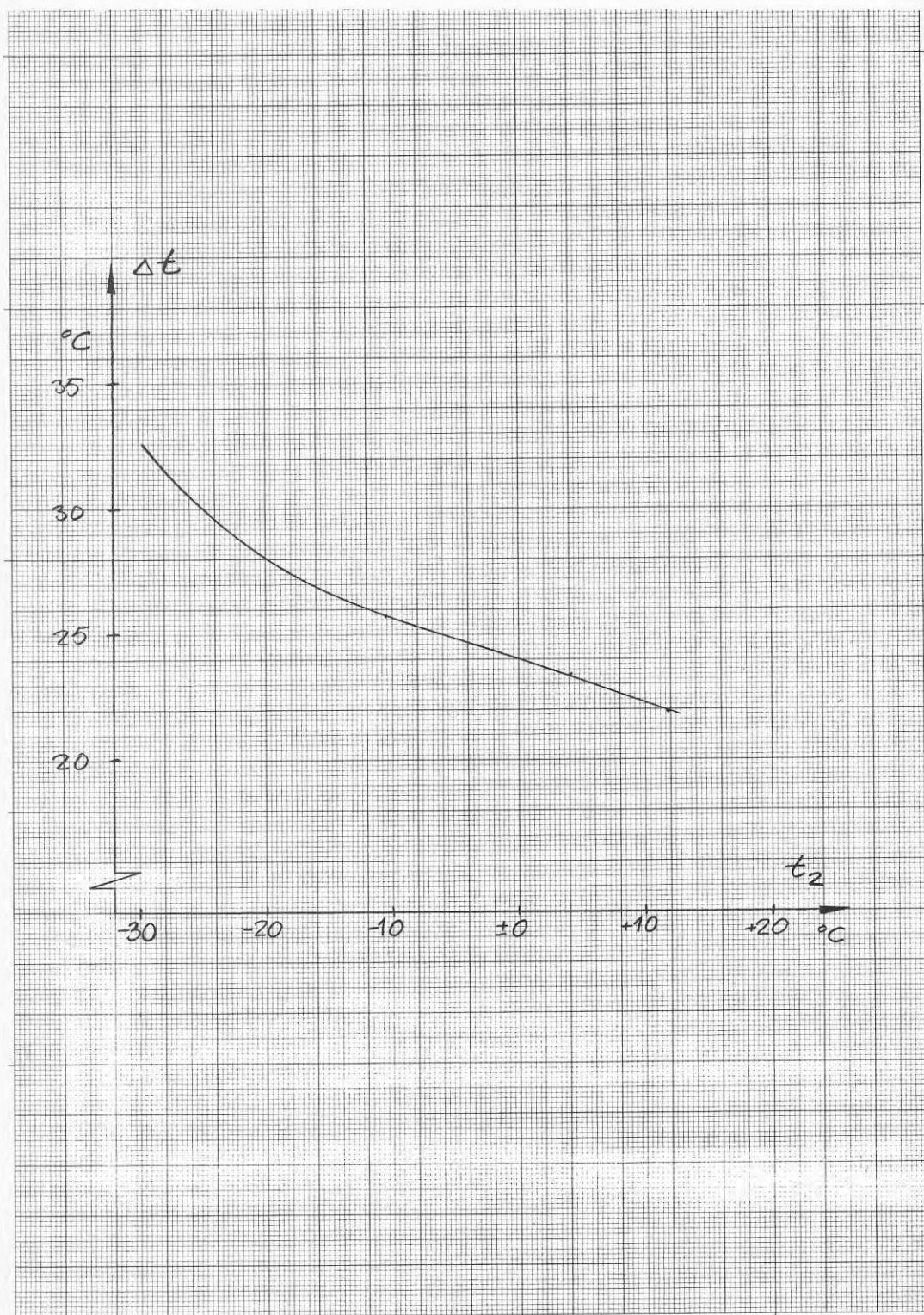
OBS! Diagram gäller endast för en kombination av t_{1K} och t_{2K} vid givna värmeväxlare och kompressor

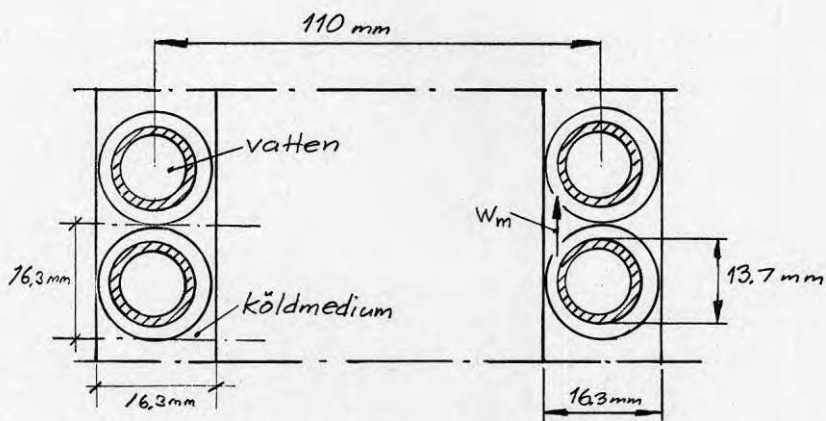
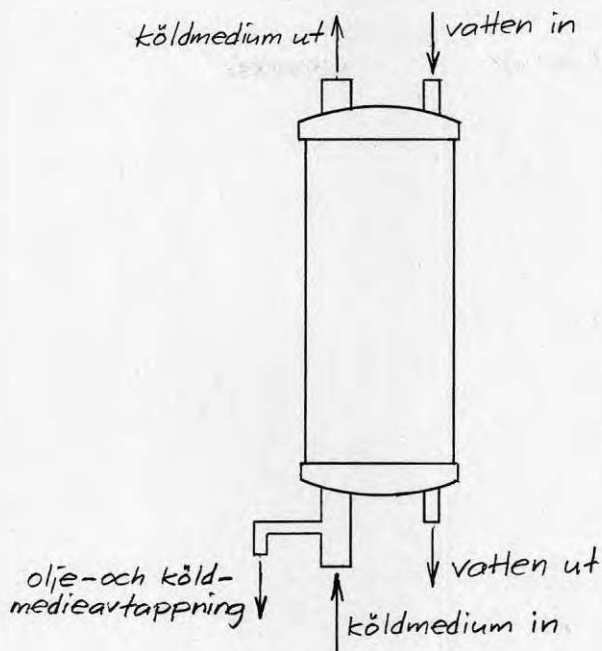






Litt.ref. [3]

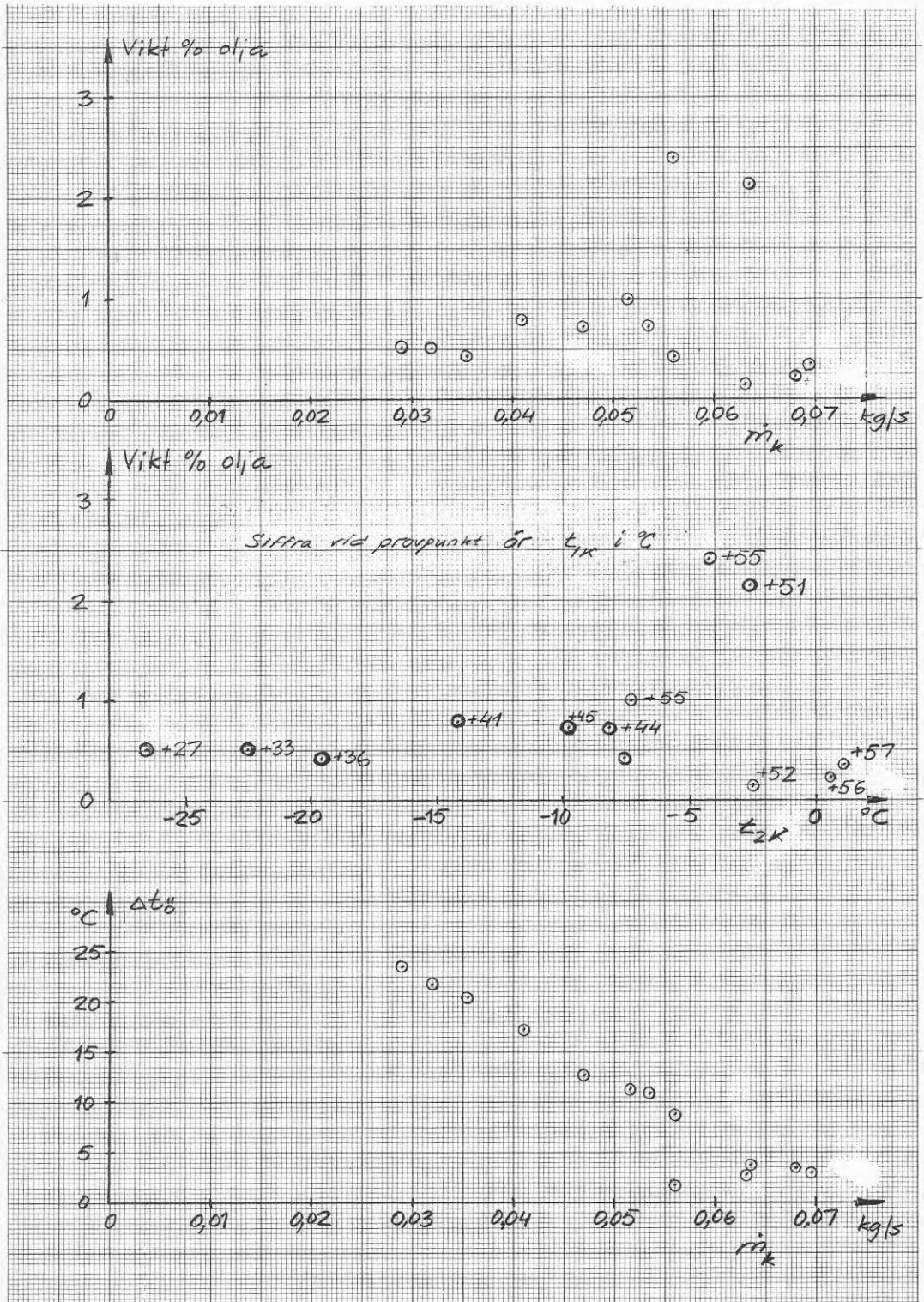




$$\text{Medelsspaltbredd } s_m = \left(0,0163^2 - \frac{\pi \cdot 0,0137^2}{4} \right) / 0,0163 = 0,0073 \text{ m}$$

$$A_m = 0,11 \cdot 0,0073 \cdot \pi = 0,00252 \text{ m}^2$$

$$w_m = \dot{m}_k \cdot v / 0,00252 \text{ m/s}$$



6 FÖRÅNGARE-, FLÄKT OCH STRYPVENTILUTRUSTNING

6.1 Teori för värmeöverföring och tryckfall vid luftberörda förångare

6.1.1 Värmeöverföring

Värmetransporten vid förångare kan uttryckas som

$$\dot{Q}_2 = k \cdot A \cdot \mathcal{V}_m \dots\dots\dots 6.1$$

där \mathcal{V}_m är medeltemperaturdifferensen mellan de värmeutbytande medierna.

De temperaturförlopp som uppstår i en förångare kan representeras i enlighet med FIG 6.1. Ett bra mått på medeltemperaturdifferensen fås genom den s.k logaritmiska medeltemperaturdifferensen vilken definieras som

$$\mathcal{V}_m = \frac{\mathcal{V}_i - \mathcal{V}_u}{\ln \frac{\mathcal{V}_i}{\mathcal{V}_u}} \dots\dots\dots 6.2$$

där \mathcal{V}_i och \mathcal{V}_u är temperaturdifferensen mellan förångningstemperaturen och det kylda mediets temperatur vid in- respektive utlopp.

För värmeegenomgången vid förångare bestående av flänsade rör gäller

$$\frac{1}{k \cdot A} = \frac{1}{\alpha_i \cdot A_i} + \left(\frac{\delta}{\lambda \cdot A_m} \right)_r + \frac{1}{\alpha_u \cdot (A_{ru} + \xi \cdot A_{fl})} \dots\dots 6.3$$

varvid eventuell överhettningssdel hos förångaren måste behandlas separat eftersom dess α_i , se nedan, är väsentligt lägre än kokdelens. Rörets medelyta beräknas enligt

$$A_m = \pi \cdot \frac{d_u - d_i}{\ln(d_u/d_i)} \cdot L \dots\dots\dots 6.4$$

Flänsverkningsgraden, ξ , som förutom flänsarnas utförande, beror av värmeövergångstalet, α_u , kan uttas med beräkningsdiagrammet i FIG 6.2.

6.1.2 Värmeövergång och tryckfall på luftsida

Värmeövergångstalet α_u vid fläns-elementets luftberörda sida är beroende av lufthastigheten, geometrin samt ytans beskaffenhet. Överslagsvis gäller enligt [1] vid forcerad luftströmning då

$$w_{fr} > 1,5 \text{ m/s att}$$

$$\alpha_u = 18 \cdot w_{fr}^{0,6} \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \dots\dots\dots 6.5$$

medan vid $w_{fr} < 1,5 \text{ m/s}$ gäller

$$\alpha_u = 20 \cdot w_{fr}^{0,3} \quad W/m^2 \cdot ^\circ C \quad \dots\dots\dots 6.6$$

där w_{fr} är luftens hastighet i m/s just framför elementet.

För en mera allmän och förutsättningslös beräkning av värmeövergångstalet och tryckfalle för luftströmmen mellan flänsarna hänvisas till [6]. Såsom överslagsformel för bestämning av tryckfallet kan dock följande tjäna:

$$\Delta p = \frac{5 \cdot Z}{s} \cdot S_L \cdot w_{fr}^2 \quad N/m^2 \quad \dots\dots\dots 6.7$$

där Z = antal rörader i luftströmningsriktning vid rördelning 40 - 60 mm
 s = flänsdelning i mm

6.1.3 Värmeövergång och tryckfall på köldmediesida

Strömningsförloppet i flänselementets rör kan indelas i en tvåfasströmningsdel med kokande köldmedium och en enfasströmningsdel med överhettad köldmediegas, se FIG 6.1.

För värmeövergången vid kokande köldmedier strömmande genom horisontella rör gäller, enligt [4] vid fullständig förångning

$$Nu = 1,0 \cdot 10^{-2} (Re^2 \cdot K_{kok})^{0,40} \quad \dots\dots\dots 6.8$$

och vid ofullständig förångning

$$Nu = 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot Re \cdot K_{kok}^{1/2} \quad \dots\dots\dots 6.9$$

För de dimensionslösa talen gäller därvid

$$\begin{aligned} \text{Nusselts tal} \quad Nu &= \alpha_{kok} \cdot d_i / \lambda' \\ \text{Reynolds tal} \quad Re &= 4 \cdot \dot{m}_k / (\pi \cdot d_i \cdot \mu') \\ \text{Koktalet} \quad K_{kok} &= \Delta i / (L \cdot g) \end{aligned}$$

De i ekvationerna 6.8 och 6.9 ingående ämneskonstanterna, värmeledningstal och dynamisk viskositet, vilka skall tas vid genomsnittlig förångningstemperatur, finns redovisade i FIG 6.3.

Ekvation 6.8 anger medelvärdet av värmeövergångstalet över hela innerytan vid $\Delta t_o = 5 - 7 \text{ } ^\circ C$. Enligt FIG 6.1 är $\Delta t_o = t_o - t_{2u}$.

För det "lokala" värmeövergångstalet, α_0 , som uppträder vid överhettningen av köldmediegasen gäller under förutsättning att strömningen är turbulent, dvs $Re > 2300$, enligt [1] att

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \dots\dots\dots 6.10$$

där $Nu = \alpha_0 \cdot d_i / \lambda$, $Re = w \cdot d_i / \nu$ och Prandtltalet $Pr = \mu \cdot c / \lambda$.

Köldmedietryckfallet i en förångare med horisontella rör och n stycken rörböjor kan uttryckas med ekvationen

$$\frac{\Delta p}{L} = f_m + \left(\frac{x_u x_i}{x_m} + \frac{n}{2} \cdot \sum t_m \right) \frac{d_i}{L} \cdot \left(\frac{4 \cdot \dot{m}_k}{\pi \cdot d_i^2} \right)^2 \cdot \frac{v_m}{d_i} \dots\dots 6.11$$

Enligt [5] gäller för medelvärdet av den uppträdande friktionsfaktorn

$$f_m = C \cdot K_{kok}^{1/4} \cdot Re^{-1/4} \dots\dots\dots 6.12$$

där vid oljefritt köldmedium $C = 0,0185$ och vid närvaro av olja $C = 0,053$.

För medelvolymiteten v_m gäller om vätskans volym försummas

$$v_m = x_m v_m'' \dots\dots\dots 6.13$$

där v_m'' är volymiteten vid övre gränskurvan och genomsnittlig förångningstemperatur. Medelvärdet av den specifika ångmängden x_m beror av kokförloppet, dvs av förångarens utseende. Enligt [5] gäller för R12 och R22

$$x_m = 4,4 \cdot d^{1/4} \cdot L^{-1/2} \dots\dots\dots 6.14$$

Rörböjornas motståndsfaktor, ξ_{tm} , är summan av två stycken motståndsfaktorer, $\xi_{om} + \xi_{fm}$, där den första hänför sig till omböjningsförlusten och den senare till friktionsförlusten. I [5] anges tillämpbara värden på ξ_{om} . Vid oljefritt medium kan sättas $\xi_{om} = 0,8 - 1,0$ och vid närvaro av olja $\xi_{om} = 1,1 - 1,3$. Den andra motståndsfaktorn beräknas enligt

$$\xi_{fm} = 2 \cdot f_m \cdot \frac{L_b}{d_i} \dots\dots\dots 6.15$$

där L_b är längden av en rörböj.

För friktionstryckfallet som uppstår vid strömning av medium utan fasändring, t.ex vid den överhettade köldmediegasens strömning i slutet av förångaren, gäller för raka rör,

$$\Delta p = f_1 \cdot \rho \cdot w^2 \cdot \frac{d_i}{L} \dots\dots\dots 6.16$$

Friktionsfaktorn, f_1 , är här vid tekniskt släta rör ca 0,015. För beräkning av värmeövergångstalet med ekvation 6.8, 6.9 och 6.10 skall köldmedieflödet per slinga \dot{m}_k användas, liksom även vid beräkning av tryckfallet med ekvation 6.11 och 6.16. Kompressorns köldmedieflöde \dot{m}_K blir dock för förångare med en slinga lika med \dot{m}_k .

Strömningstryckfallet i förångaren ger som negativ effekt ett lägre insugningstryck för kompressorn och sänkt kapacitet men höjt driveffektbehov per upptagen värmemängdenhet i förångare. Den koktemperatursänkning tryckfallet ger, medför dock en ökning av v_i , se FIG 6.1. För ett givet v_m blir sålunda v_u mindre och sålunda t_{2i} högre, vilket reducerar sänkningen av t_{2u} med ovannämnda negativa effekter. Överslagsvis blir hälften av $t_{2i} - t_{2u}$ sänkningen av kompressorns "förångningstemperatur" jämfört med om tryckfall ej erhålles. Ökad strömingshastighet och tryckfall medför å andra sidan ett större värmeövergångstal och en större värmetransport per grad temperaturdifferens. Ett optimeringsproblem föreligger sålunda, vilket närmare skall behandlas senare i avsnitt 6.3.

6.2 Försökutrustning

6.2.1 Apparatutrustning

Vid de undersökningar [7], [8], [9] och [10] som ligger till grund för avsnittet 6 har sex olika förångare provats. Dessa har alla varit luftberörda flänselameller med fläktforcerad luftgenomströmning. Deras data redovisas i TAB 6.1. De har vid alla prov utom ett, se avsnitt 6.8, varit motströmskopplade. Vidare är proven genomförda utan fuktutfällning ur luften.

För att erhålla en så jämn hastighetsfördelning som möjligt över förångarens frontyta, har förångarfläkten, av centrifugaltyp, sugit luften genom elementet. Lufthastigheten har reglerats medelst mellan förångare och fläkt instuckna strypskivor.

Vid proven har använts en hermetisk kompressor, i avsnitt 4 benämnd TH5. På grund av köldmedietryckfall i sugledning mellan förångare och kompressor är sugtrycket $P_{2K}(t_{2K})$ för kompressorn något lägre än trycket $P_{2u}(t_{2u})$ vid förångarens utlopp. I FIG 6.4 finns inritat kompressorns sugtryck som funktion av förångningstrycket. Trycken anges där i motsvarande mätningstemperaturer.

I samma figur redovisas även köldmedietryckfallet i förångare A. Flertalet beräkningar gjorda i detta avsnitt 6 gäller nämligen denna förångare.

Vidare finns i FIG 6.5, uppmätt från proven, kompressorns eleffektbehov \dot{E}_K , i förångaren genererad kyleffekt \dot{Q}_2 samt i kondensorn avgiven värmeeffekt \dot{Q}_1 , allt som funktion av förångningstemperaturen t_{2u} .

FIG 6.6 visar hur köldmedieflödet \dot{m}_K beror av förångningstemperaturen beräknat utifrån värmebalans på kondensorn.

Vid förångarproven har tre olika termostatiska strypventiler och en handreglerad strypventil använts, se TAB 6.2.

Kondensorn har varit av tubpannetyp och vattenkyld.

Vid proven har genomgående köldmedium R502 använts.

6.2.2 Mätutrustning och mätmetodik

Vid bestämning av värmeupptagningen till förångarna, d v s kyleffekten \dot{Q}_2 , har dessa varit placerade i kalorimeterrum, vilket i sin tur låg i ett klimatrum, se FIG 6.7. I klimatrummet har med där befintlig kylmaskin hållits samma temperatur som i kalorimeterrummet, varigenom värmeutbyte mellan rummen eliminerats. Upptagen värme av den provade förångaren kan därvid med god noggrannhet bestämmas som den till kalorimeterrummet förda eleffekten från elpatroner och förångarfläkt.

Eleffekter tillförda kompressor samt elpatroner och fläktmotor har bestämts genom mätning av förbrukad elenergi med kWh-mätare för en viss tidsperiod.

Alla temperaturer har uppmätts med koppar-konstantan termoelement kopplade till potentiometerskrivare.

Trycken i köldmediekretsen har mätts med manometrar, vilka kalibrerats innan och efter proven.

Lufthastigheten före elementet har mätts med vinghjulsanemometer.

Kylvattenflödet genom kondensorn har bestämts genom uppmätning av utströmmad vattenvolym för en viss tidsperiod.

TAB 6.1 Förångare med rör i linje

Förångare	A	B	C	D	E	F
B x H x D (mm)	400 x 600 x 300			400 x 608 x 304		
Rör i höjd/djup	12/6			16/8		
Rör d_u/d_i (mm)	15,9/14,1			9,4/7,7		
Antal parallellkoppl slingor, N	1	2	4	4	8	16
Rörlängd per slinga inkl krökar, L_r , (m)	35,9	17,9	8,9	16,3	8,0	3,8
Flänsyta, A_{fl} (m ²)	44,4			47,2		
Yta luftsida $A_{fl} + A_{ru}$ (m ²)	45,7			48,5		
Yta köldm.sida, A_{ri} (m ²)	1,28			1,24		
Flänsar:	Släta aluminium-flänsar			Släta aluminium-flänsar		
Dimension (mm)	50 x 50			38 x 38		
Tjocklek (mm)	0,3			0,3		
Delning (mm)	3			3		

TAB 6.2 Strypventiler

Typ	Fabrikat, beteckning	Dysa	I rapporten anv beteckning
Termostatisk	Flica TMXC	3,0	I
Termostatisk	Danfoss TE-2 spec		II
Termostatisk	Danfoss TJE-X2	3,0, 4,0	III
Handreglerad	-----	----	Handreglerad

6.3 Optimal rörlängd

6.3.1 Val av lämplig rörlängd

De geometriska faktorer som påverkar värmeövergången på en förångares köldmediesida är förångarrörets längd och diameter. Vid kokning i ett förångarrör, där man har fullständig förångning, ökar värmeövergångstalet på köldmediesidan med större rörlängd, om ytbelastningen är konstant. Huvudsakligen beror detta på att strömningshastigheten hos köldmediet då ökar. Större rörlängd med given värmeförsel per längdenhet, d v s konstant ytbelastning, kräver då större köldmediemängd att avkoka för den ökade totala tillförda värmeeffekten. Givetvis förstoras också härigenom värmegenomgångstalet för förångaren. Ökad rörlängd innebär dock större köldmedietryckfall i förångaren och ett lägre sugtryck för kompressorn, vilket minskar dess kapacitet. Optimal rörlängd blir därmed den rörlängd, som ger det högsta värmegenomgångstalet beräknat på temperaturdifferensen $t_{2u} - t_{Li}$, se FIG 6.1, vid i övrigt fixerade betingelser.

Med användande av samband givna i [4] och [11] har den optimala rörlängden beräknats för köldmedium R502 i förångare med flänsade slingor av 3/8" och 5/8" rör. Resultatet av beräkningarna återges i FIG 6.8. Vid dessa beräkningar har antagits drift utan oljeavskiljare, varvid den s k totala friktionsfaktorn satts lika med 0,05. Den totala friktionsfaktorn kan dock variera något omkring detta värde medförande en ändring av den optimala rörlängden enligt FIG 6.8 med ca $\pm 5\%$.

I figuren kan observeras den optimala rörlängdens beroende av förångningstemperatur och ytbelastning. Vid konstant ytbelastning kommer sjunkande förångningstemperatur att ge minskande optimal rörlängd. För en given kylanläggning minskar kompressorns köldmediecirkulation dock när förångningstemperaturen sjunker, varför ytbelastning då också minskar. Resultatet blir att den rörlängd som ger den optimala kapaciteten ökar vid sjunkande förångningstemperatur. Som ett exempel har i FIG 6.8 inritats den rörlängd, som är den optimala för en anläggning med kyleffektdata, enligt FIG 6.5 och förångare med data enligt TAB 6.1. Jämför även med nedan redovisade prov.

Enär den optimala rörlängden varierar med förångningstemperaturen, kommer en värmepump-anläggning med uteluft som värmekälla inom hela driftsområdet, med t_{2K} mellan -30 och $+5^{\circ}\text{C}$, ej kunna ha optimal rörlängd. Valet av rörlängd måste avvägas med hänsyn till de förångningstemperaturer, som i huvudsak råder vid drift, kostnader för parallellkoppling av rörslingor samt problem med fördelning av köldmedium mellan dessa slingor. Vid beräkningen av optimal rörlängd har ingen hänsyn tagits till kapacitetsförlust genom den ojämna köldmediefördelning, som ofta erhålls mellan parallellkopplade

slingor, ej heller till kostnader för parallellkoppling av rör, fördelardyser för strypventil etc.

6.3.2 Försök med olika rörlängder

Mot bakgrund av de optimala rörlängder, som framtagits på teoretisk väg och redovisats i FIG 6.8 har prov med sex förångare med olika rörlängder och två olika rördimensioner genomförts, [7]. Resultaten från dessa prov visas i FIG 6.9 och 6.10, där erhållen kyleffekt \dot{Q}_2 och förångningstemperatur t_{2u} har uppritats som funktion av ingående lufts temperatur, t_{Li} .

Då förångarbatteriernas utförande på luftsidan obetydligt skilt sig, för A - C är totala ytan $A = 45,7 \text{ m}^2$ och för D - F är $A = 48,5 \text{ m}^2$, är kapacitetsskillnaderna mellan förångarna i huvudsak att hänföra till skillnader på köldmediesidan på grund av olika rörlängd och rördimension.

Resultaten från proven stämmer väl överens med vad teorin anger för optimal rörlängd, FIG 6.8.

6.3.3 Slutsats

Vad som här avses med optimal rörlängd hos en slinga i en förångare är den längd som ger den högsta förångningstemperaturen t_{2u} vid given ingångstemperatur t_{Li} hos luften - värmekällan. Parallellkoppling av rørslingor i ett förångarelement medför följande nackdelar:

1. Behov av fördelardysa till strypventil och fördelar- och samlingsrörsarrangemang.
2. Risk för kraftig kapacitetssänkning hos förångarbatteri med termostatisk strypventil vid olika värmebelastning på de parallellkopplade slingorna, t ex vid ojämn fördelad luftströmning och ojämn påfrostning. Den termostatiske strypventilen släpper ej in mer köldmedievätska i förångarbatteriet än vad som totalt kan avkoka och få en viss överhettning. Slingor med mindre värmelast kan då ge köldmedievätska vid sitt utlopp. För att blandningstillståndet från samtliga slingor skall bli överhettad ånga krävs alltså kraftig överhettning i de mera värmebelastade slingor. Totalt erhålls då ringa köldmedietillförsel och låg förångarkapacitet.

3. Risk för vätskeöverkokning från förångare av samma skäl som under 2 ovan, om termostatisk strypventil eller lågtrycksflottörventil ej används.
4. Sämre kapacitet och risk för vätskeöverkokning vid varmgasavfrostning på grund av fördelningsbehov även för detta driftsfall.

Den "praktiskt" optimala rörlängden blir därför längre än i FIG 6.8. Om ett förångarbatteri kan utföras med endast en rörslinga av en längd ej över 1,5 à 2 ggr den enligt ovan utförda beräkningen, bör en slinga väljas.

Speciellt har problem redovisade under punkt 2 ofta visat sig ge kraftig kapacitetsreduktion. Eventuellt kan det för större batterier vara lönsamt att förse varje slinga med en termostatisk strypventil med känselkropp på slingans utlopp från batteriet.

6.4 Lufthastighetens inverkan på förångarkapaciteten

6.4.1 Beräkning och provvärden

Vid förångare av typ flänselement med forcerat drag ökar värmeövergångstalet på elementets utsida med ökad lufthastighet. Även förångarens geometri samt ytans struktur kommer att påverka värmeövergångstalet. Högre lufthastighet innebär också större tryckfall över flänselementet, vilket i sin tur medför större fläkteffektbehov.

I avsnitt 6.1 har redovisats samband för överslagsmässig bestämning av värmeövergångstalet på flänselements luftsida, ekvation 6.5 och 6.6. FIG 6.11 visar värmeövergångstalets beroende av lufthastigheten enligt [8]. Resultatet där hänför sig från omfattande prov på batterier med flänsdelning 3 mm samt 5/8" och 3/8" rör. Dessa prov omfattar även batterierna A och D, se TAB 6.1.

För att mera direkt åskådliggöra lufthastighetens inverkan på förångarkapaciteten redovisas i FIG 6.12 resultatet från beräkningar utförda för förångare A och med kompressorkapacitet enligt FIG 6.5 och 6.6. Beräkningarna, som grundar sig på värmeövergångstal på luftsidan enligt FIG 6.11 och på köldmediesidan enligt ekvation 6.8 är genomförda för lufthastigheterna $w_{fr} = 1,5 - 2,0 - 3,0 - 4,0$ m/s vid kondenseringstemperaturen $t_{LK} = 40^{\circ}\text{C}$. Följande angivna exempel visar den beräkningsmetod som använts.

Exempel. Beräkning av förångarkapacitet.

Givet: Förångare A, data enligt TAB 6.1. Köldmedium R502. Kompressorkapacitet enligt FIG 6.6. Köldmedietryckfall enligt FIG 6.4. Kondenseringstemperatur $t_1 = +40^\circ\text{C}$, temperatur innan strypventil $t_s = +39^\circ\text{C}$, köldmedieöverhettning $\Delta t_o = 6^\circ\text{C}$. Lufthastighet $w_{fr} = 2,0$ m/s, lufttemperatur $t_{Li} = \pm 0^\circ\text{C}$. Luftflöde $\dot{V} = A_{fr} \cdot w_{fr}$ m³/s.

Antag $t_{2u} = -14,0^\circ\text{C}$. FIG 6.6 ger $\dot{m}_K = 0,038$ kg/s.

Kompressorn. $\dot{Q}_{2K} = \dot{m}_K \cdot \Delta i_2 = 38 \cdot (344,7 - 247,0) = 3713$ W varvid entalpierna tagits ur entalpi tryck-diagram för R502.

Förångaren. $v_u^g = v_i^g - \frac{\dot{Q}_{2K}}{(\dot{V} \cdot c \cdot \rho)_L} - (t_{2u} - t_{2i}) =$
 $= 14 - \frac{3713}{0,24 \cdot 2 \cdot 1006 \cdot 1,3} - 5,4 = 2,69^\circ\text{C}$

$$v_m = \frac{v_i^g - v_u^g}{\ln(v_i^g / v_u^g)} = \frac{14 - 2,69}{\ln(14/2,69)} = 6,86^\circ\text{C}$$

Omskrivning av ekvation 6,8 ger för köldmediesidans värmeövergångstal

$$\alpha_{kok} = 7,7 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{u^{0,8}}{\lambda}\right)^{-1} \cdot \left(\dot{q} \cdot \frac{\dot{m}_K}{d_i}\right)^{0,40} \cdot \frac{1}{d_i} =$$

$$= 7,7 \cdot 10^{-3} \cdot (1,86 \cdot 10^{-2})^{-1} \cdot \left(\frac{3713}{1,28} \cdot \frac{0,038}{0,0141}\right)^{0,40} \cdot \frac{1}{0,0141} = 1059 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

där ämneskonstanterna tagits vid medelförångningstemperaturen

$t_{2m} = -14 + \frac{5,4}{2} = -11,3^\circ\text{C}$ ur FIG 6.3. För utsidans värmeövergångstal gäller enligt FIG 6.11 vid $w_{fr} = 2$ m/s att $\alpha_u = 17 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$.

Med flänsverkningsgradens $\xi = 0,87$, bestämd ur FIG 6.2, och försummat värmemotstånd i rörväggen blir den totala värmegenomgångsfaktorn, enligt ekvation 6.3

$$kA = \frac{1}{17 \cdot (1,3 + 0,87 \cdot 44,4)} + \frac{1}{1059 \cdot 1,28}^{-1} = 452 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Ekvation 6.1 ger nu $\dot{Q}_{2F} = 452 \cdot 6,86 = 3101$ W.

Eftersom förångarkapaciteten \dot{Q}_{2F} är lägre än kompressorkapaciteten \dot{Q}_{2K} , har t_{2u} antagits för högt. Driftpunkten ligger alltså vid ett lägre t_{2u} .

Antag $t_{2u} = -15,0$ °C. $\dot{m}_K = 0,0362$ kg/s.

På samma sätt som vid $t_{2u} = -14$ °C fås nu för

Kompressorn: $\dot{Q}_{2K} = 36,2 (344,2 - 247,0) = 3519$ W.

Förångaren: $v_u^g = 15 - \frac{3519}{0,24 \cdot 2 \cdot 1006 \cdot 1,3} - 5,2 = 4,19$ °C ; $v_m^g = 8,48$ °C

$$\alpha_{\text{kok}} = 7,7 \cdot 10^{-3} \cdot (1,87 \cdot 10^{-2})^{-1} \cdot \left(\frac{3519}{1,28} \cdot \frac{0,0362}{0,0141} \right)^{0,40} \cdot \frac{1}{0,0141} =$$

$$= 1011 \text{ W/m}^2 \text{ °C}$$

$$k_A = \left[\frac{1}{17 \cdot (1,3 + 0,87 \cdot 44,4)} + \frac{1}{1011 \cdot 1,28} \right]^{-1} = 445 \text{ W/°C}$$

$$\dot{Q}_{2F} = 445 \cdot 8,48 = 3774 \text{ W}$$

Nu är $\dot{Q}_{2F} > \dot{Q}_{2K}$, vilket indikerar att driftpunkten ligger någonstans emellan $t_{2u} = -14$ och -15 °C. Genom att approximera funktionerna $\dot{Q}_{2K} = f(t_{2u})$ och $\dot{Q}_{2F} = f(t_{2u})$ med rätta linjer i intervallet $t_{2u} = -14$ till -15 °C har aktuell driftpunkt erhållits grafiskt, se FIG 6.13, till $t_{2u} = -14,7$ °C och $\dot{Q}_2 = 3580$ W.

I FIG 6.14 och 6.15 visas resultat från prov [9] och [10] på förångare A med olika lufthastigheter. Proven omfattar lufthastigheterna $w_{fr} = 1,5 - 1,9 - 3,2 - 3,9 - 5,3$ m/s, vid kondenseringstemperaturen $t_{1K} = 40$ °C för FIG 6.14 och $t_{1K} = 55$ °C för FIG 6.15. Eftersom beräkning av kurvorna i FIG 6.12 gjorts med de i prov [9] och [10] uppmätta köldmedietryckfallen, är kurvorna i FIG 6.12 och 6.14, vilka gäller för $t_{1K} = +40$ °C, direkt jämförbara med varandra. En sådan jämförelse visar på god överensstämmelse.

6.4.2 Värmefaktoroptimal lufthastighet

En ökad lufthastighet genom förångaren ger alltid en högre kyl- och värmeeffekt hos anläggningen, enär förångningstemperaturen höjs, givetvis dock högst till ingående luftens temperatur t_{L1} . För värmefaktorn finns dock ett optimalt värde. I detta fall är det förhållandet mellan värmeavgivning och totalt energibehov som skall vara maximalt.

En optimeringsberäkning med hänsyn till alla faktorer som inverkar på optimal lufthastighet genom flänsbatteriet blir orimligt komplicerad. Om man endast tar hänsyn till inflytandet av lufthastigheten på förångarelementets och kompressorns kapacitet, samt kompressorns och förångarfläktens eleffektbehov medtas de västenligaste storheterna för värmefaktoroptimering. Resultatet kommer då att vara praktiskt sett det riktiga. Här ska redovisas ett exempel på en sådan beräkning grundad på de prov som genomförts enligt ova. Beräkningen avser en värmefaktoroptimering för värmepumptillämpning vid klimat och bostadsvärmsystem typiska för Sverige.

Vid val av fläktkapacitet och lufthastighet måste ljudalstringen från fläkten beaktas. J större fläktkapacitet, dvs högre lufthastighet, desto högre ljudnivå erhålls. Behövlig ljuddämparutrustning ökar också strömningstryckfallet, fläkteffektbehovet och därmed den primära ljudeffekten. Sålunda växer ljudproblemet med värmepumpens storlek och lufthastighet genom förångarbatteriet. Eventuellt behövliga ljuddämpares tryckfallsökning kommer att förskjuta den för värmefaktorn optimala lufthastigheten mot lägre värden.

En högre lufthastighet ger en höjning av flänsytans temperatur och därmed lägre utelufttemperatur före det frostutfällning sker på flänsytan. En sänkning av avfrostningsbehovet fås. Praktiska prov med lufthastigheter kring 2,0 m/s har dock visat, att totalenergibehovet för varmgasavfrostning i svenskt klimat kräver c:a 3 % av en värmepumps totala energibehov vid en villainstallation, där värmepumpen täcker mer än 95 % av årsvärmebehovet. Praktiskt torde därför inflytandet från lufthastigheten på värmepumpens totalenergibehov vara av ringa betydelse.

Beräkningen av för värmefaktorn optimal lufthastighet är genomförd på ett värmepumpssystem enligt FIG 6.16. Från systemet avgivet värme kan med där använda beteckningar skrivas

$$\dot{Q}_1 = \dot{E}_K + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_F + \dot{E}_P \quad \dots \dots \dots \quad 6.17$$

där utläkningsförlusterna \dot{Q}_F satts till 100 W samt pumpens eleffektbehov \dot{E}_P till 220 W. Till systemet totalt förd eleffekt är

$$\dot{E}_t = \dot{E}_K + \dot{E}_{F1} + \dot{E}_S + \dot{E}_P \quad \dots \dots \dots \quad 6.18$$

där effekt \dot{E}_S för styrning av systemet satts till 30 W. Eleffektbehovet för fläkten med total verkningsgrad η är

$$\dot{E}_{Fl} = \frac{1}{\eta} \cdot \Delta p_L \cdot \dot{V}_L = \frac{1}{\eta} \cdot \Delta p_L \cdot A_{fr} \cdot w_{fr} \dots\dots\dots 6.19$$

där luftens tryckfall Δp_L över flänsbatteriet och tillhörande kanalsystem beräknats enligt, se EKV 6.7

$$\Delta p_L = \frac{5 \cdot Z}{S} \cdot S_L \cdot w_{fr}^2 + \Delta p_{Ly} \dots\dots\dots 6.20$$

Δp_{Ly} som representerar tryckfallet i kanalsystemet beror på dettas utförande. Nedan redovisas beräkningar, där $\Delta p_{Ly} = 60$ Pa och $\Delta p_L = 240$ Pa antagits. För att även undersöka inverkan av förångarbatteriets storlek på den optimala lufthastigheten omfattar beräkningarna sex olika batterier, AA - FF, med data enligt TAB 6.3.

TAB 6.3 Förångare med zick-zackställda rör.

Förångare	AA	BB	CC	DD	EE	FF
Bredd (mm)	300	300	450	450	600	600
Rör i höjd, $n_H/djup, Z$	7/7	11/7	10/4	11/7	7/7	11/7
Höjd/Djup (mm)	$n_H \cdot 54,85/Z \cdot 47,50$					
Rör d_u/d_i (mm)	15,9/14,1					
Antal parallell- koppl. slingor, N	1				2	
Värmeutbytande rörlängd, L (m)	14,7	23,1	18,0	34,7	29,4	46,2
Flänsyta, A_{fl} (m^2)	23,6	37,1	28,9	55,6	47,2	74,1
Yta, luftsida $A_{fl} + A_{ru}$ (m^2)	24,3	38,2	29,8	57,3	48,6	76,4
Yta, köld- mediesida A_{ri} (m^2)	0,65	1,02	0,80	1,54	1,30	2,05
Flänsar: Tjocklek: Delning (mm)	Släta aluminiumflänsar 0,3 3,0					
Frontarea A_{fr} (m^2)	0,115	0,181	0,247	0,272	0,230	0,362

Kompressordata har hämtats från kompressor TH5a, dvs kapacitet och eleffektbehov har kunnat fås ur FIG 6.6 resp 6.5.

Bestämning av i förångaren upptagen kyleffekt har skett på samma sätt som i exemplet "Beräkning av förångarkapacitet", tidigare redovisat i detta avsnitt, 6.4. Därvid har på köldmediesidan för värmeövergången använts ekvation 6.8 och för tryckfallet ekvation 6.11. För luftsidans värmeövergångstal har använts värden enligt FIG 6.11, vilka korrigerats med hänsyn till att batterierna AA-FF har zick-zackställda rör medförande en ökning av värmeövergångstalet på 7, 9, 10 och 13 % vid lufthastigheterna respektive 1,5 - 2,2 - 3,0 och 4,0 m/s. För driftstemperaturerna gäller:

$$\begin{aligned} \text{Till förångarbatteri ingående lufts temperatur } t_{Li} &= \pm 0 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{Kondenseringstemperatur } t_{1K} &= + 45 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{Kondensattemperatur innan strypventil } t_s &= + 10 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{Överhettning i förångaren } \Delta t_o &= 10 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

I FIG 6.17 har uppritats kyleffekt, avgiven värmeeffekt och kompressorns eleffektbehov som funktion av lufthastigheten för värmepumpssystemet med de sex olika förångarna.

Efter beräkning av eleffektbehovet för fläkten med ekvation 6.19, där dess totala verkningsgrad η satts lika med 0,50, har värmefaktorn beräknats som förhållandet mellan totalt avgivet värme och tillförd eleffekt, se ekvation 6.17 - 6.20

$$\phi_t = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{E}_t} = \frac{\dot{E}_K + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_F + \dot{E}_P}{\dot{E}_K + \dot{E}_{Fl} + \dot{E}_S + \dot{E}_P} \dots\dots\dots 6.21$$

Värmefaktorn som funktion av lufthastigheten har uppritats i FIG 6.18. De heldragna kurvorna visar värmefaktorn vid ett tryckfall i kanalsystemet på 60 Pa medan de streckprickade kurvorna hänför sig till ett tryckfall på 240 Pa.

Den optimala lufthastigheten förskjuts mot lägre värden både vid ökning av förångaryta och det yttre tryckfallet Δp_{Ly} .

I figuren kan också konstateras, att kurvorna är ganska flacka kring den för värmefaktorn optimala lufthastigheten. En hastighet varierande omkring den optimala med 0,2 à 0,3 m/s ger praktiskt sett ingen ändring av värmefaktorn.

FIG 6.18 visar också det värmefaktoroptimala luftflödet för de olika batterityperna.

6.4.3 Ekonomiskt optimal lufthastighet

För att illustrera den ekonomiska betydelsen av valet av fläkt- och förångarbatteri-storlekar redovisas i TAB 6.4 installationskostnader för de olika batterialternativen enligt TAB 6.3 med optimal luftflöde enligt FIG 6.18 liksom inverkan på värmepumpens energibehov vid ett par tillämpningar.

Såsom kostnadsunderlag har använts för år 1980 gällande riktpriiser på aktuella batterier och fläktar. Kostnaderna innefattar också den storleksberoende delen i kanalsystemet för uteluften, här förutsatt ha 0,5 m längd från luftintagsspjäll till värmepump och 1,2 m längd från denna till luftutblåsningsspjäll. Ju större luftflöde som väljs desto grövre kanaler fordras, eftersom lufthastigheten i systemet förutsätts fixerad. Någon hänsyn har dock ej tagits till eventuellt behov av ljuddämpning med åtföljande installations- och fläktdriftkostnadsökning ej heller till utrymmeskostnader. Givetvis ger ett mindre luftflöde här mindre sådana kostnader. Behövs längre kanaler än de minimala som ovan angivits, ökar också kostnaden mer för större luftflöden.

TAB 6.4

Batteri- typ enligt TAB 6.3	Installationskostnad för batteri, fläkt och luftflödesberoende kostnadsdel hos uteluft- kanalsystem vid optimal luftflöde och $p_{Ly}=60$ Pa	Årsmedelvärde för värmefaktor, an- tagen lika opti- mal värmefaktor FIG 6.18.	Årligt elenergibehov E_t för värme- pumpen vid värmeavgivningen Q (kWh/år) från denna.	
			$Q=Q_{15}=1500$ $E_t=E_{15}=Q_{15}/\phi_{to}$	$Q=Q_{25}=25000$ $E_t=E_{25}=Q_{25}/\phi_{to}$
	K_i (kr)	ϕ_{to}		
AA	3 000	2,54	5910	9840
BB	3 700	2,65	5660	9430
CC	3 600	2,65	5660	9430
DD	4 000	2,76	5430	9060
EE	3 800	2,75	5450	9090
FF	5 300	2,94	5100	8500

Om luftflödet för batterityp EE väljs till $1400 \text{ m}^3/\text{h}$ istället för de optimala $1940 \text{ m}^3/\text{h}$ blir

$$K_i = 3100$$

$$\phi_t = 2,68$$

$$E_{15} = 5600$$

$$E_{25} = 9330$$

Kostnadsskillnaden mellan de värmefaktoroptimala batteriutförandena enligt TAB 6.4 och det sistnämnda utförandet blir vid elenergi priset $0,22 \text{ kr/kWh}$ enligt TAB 6.5.

TAB 6.5

Batterityp	Installationskostnadsändring kr	Elenergi-kostnadsändring (kr/år)	
		E ₁₅	E ₂₅
AA	-100	+68	+110
BB	+600	+13	+ 22
CC	+500	+13	+ 22
DD	+900	-37	+ 59
EE	+700	-33	- 53
FF	+2200	-110	-180

Endast utförande EE och FF kan sålunda möjligen ekonomiskt konkurrera med batteri EE med luftflödet $1400 \text{ m}^3/\text{h}$ eller $w_{fr} = 1,6 \text{ m/s}$. Då har, såsom ovan påpekats, ej hänsyn tagits till större utrymmesbehov för kanaler och i fall FF också för förångarbatteri samt till eventuella kostnader för ljuddämpningsutrustning och därav betingat strömningstryckfall för luften.

Med hänsyn till samtliga faktorer som påverkar en värmepumpinstallations totala årskostna erhålls optimala lufthastigheter w_{fr} på normalt mellan $1,5 \text{ m/s}$ och de som FIG 6.18 ger, dvs omkring $2,3 \text{ m/s}$ för optimala batteristorlekar. Det högre värdet gäller för förångarbatterier utan behov av särskilt kanalsystem, t.ex vid fri uppställning utomhus och ljud-dämpningsanordningar. Som riktvärde kan $w_{fr} = 2 \text{ m/s}$ väljas.

6.5 Oljans inverkan på förångarkapaciteten

Deplacementskompressorer, exempelvis kolv- och skruvkompressorer, kastar ur sig smörjolje vid drift. En del av oljan befinner sig i ångfas. Oljan följer därefter med köldmediet ut i systemet, även om oljeavskiljare används och cirkulerar sålunda genom detta. Kvalitativt får denna oljetransport i köldmediet flera ogynnsamma effekter på anläggningens kapacitet. Då oljan orsakar en ångtrycksnedsättning i förångaren, får man ett lägre sugtryck och mindre kapacitet vid en given förångningstemperatur. Oljan löser i sig en mindre mängd köldmedium. Det i oljan lösta köldmediet passerar förångaren i vätskefas och tar alltså icke upp något värme. Värmeöverföringen i förångaren försämras av oljan, varvid större temperaturdifferens mellan köldmedium och värmekälla behövs. Slutligen ökar också den vågiga oljefilmen strömningstryckfallet i förångaren och sugledningen, vilket ytterligare sänker kompressorns sugtryck och kapacitet. För att mäta oljans kvantitativa inverkan på

förångarkapaciteten gjordes några prov med och utan en relativt kompressorn överdimensionerad oljeavskiljare inkopplad efter kompressorn. Mängden olja i köldmediet mättes genom avtappning av vätska efter kondensorn till ett volymgraderat glasrör. Köldmediet fick därefter långsamt avkoka genom en kraftigt strypt anslutning till kompressorns sug sida. Kvarvarande volym utgjordes praktiskt taget endast av olja. FIG 6.19 visar hur oljemängden i volymprocent varierar med hetgastemperaturen och FIG 6.20 och 6.21 visar kyleffekten som funktion av lufttemperaturen t_{Li} med och utan oljeavskiljare.

Såväl med som utan oljeavskiljare kan en ökad oljecirkulation i systemet förväntas med ökad tryckrörstemperatur efter kompressorn, dvs vid en hetare kompressor. Mera olja avgår då i ångfas. Normalt svarar en högre tryckrörstemperatur mot en mindre köldmediemängdcirkulation. Provresultaten redovisade i FIG 6.19 är relativt fåtaliga och ger intet säkert utslag i denna riktning, ej heller gällande oljeavskiljarens reducerande effekt på oljecirkulationen. Även utan oljeavskiljare är dock de cirkulerande oljemängderna små och mätonoggrannheten kan bli relativt stor.

Vid $+40^{\circ}\text{C}$ kondenseringstemperatur t_1 innebar oljeavskiljaren ingen nämnvärd förbättring av anläggningens kapacitet, medan $t_1 = +55^{\circ}\text{C}$ vid lägre ingående lufttemperaturer t_{Li} , till förångaren gav en påtaglig kyleffektökning för ett givet t_{Li} , se FIG 6.21. De senare kyleffektmätningarna skulle därför också ge de kvalitativt negativa effekterna från oljecirkulation kvantitativ styrka. Med hänsyn till en värmepumps normala arbetstemperaturer i svenskt klimat vid användning för bostadsvärmning med t_1 från $+40$ till $+50^{\circ}\text{C}$ och t_{Li} kring 0°C torde dock oljeavskiljare knappast vara lönsamma. Slitaget, bl a på grund av vibrationer på dess rörliga delar i flottörventilmekanismen, ger sannolikt relativt höga underhållskostnader.

6.6 Överhettningens inverkan på förångarkapaciteten

6.6.1 Teori

Den för en förångare, med termostatisk strypventil, erforderliga överhettningen av köldmediet, innebär alltid en kapacitetsförlust relativt drift utan överhettning. För att minimera denna kapacitetsförlust måste också överhettningen minimeras. Bestämmande blir därvid strypventilen, vilken måste ha en viss minsta överhettning för att kunna reglera köldmedieflödet tillfredsställande.

Överhettningen kräver en viss del av förångarens värmeöverföringsyta. Tillgänglig yta för förångning blir då motsvarande grad mindre och behövlig förångningstemperatur lägre. Genom att låta luft och köldmedium ha motsatt strömningsriktning, erhålles den i värmeväxlaren största temperaturdifferensen under överhettningförloppet, vilket ger minsta yta för överhettning. Temperaturförloppen hos köldmedium och luft i motströmskopplad förångare med

Överhettning visas i FIG 6.22.

Den kyleffekt som erhålls för en ingående lufttemperatur t_{Li} från en förångare och med överhettning $\Delta t_{\ddot{o}} = t_{\ddot{o}} - t_{2u}$, se FIG 6.22, kan bestämmas med passningsräkning.

Genom att först anta en inloppstemperaturdifferens v_1 fås förångningstemperaturen vid förångarutloppet, $t_{2u} = t_{2i} - v_1$, med vars hjälp köldmedieflödet, \dot{m}_K , kan bestämmas ur kompressorkapacitetsdiagram, t ex FIG 6.6. Kyleffekten som kompressorn kan ge blir då

$$\dot{Q}_{2K} = \dot{m}_K \cdot \Delta i_2$$

För överhettningdelen gäller:

$$\text{Värmeegenomgångstalet} \quad k_{\ddot{o}} = \left(\frac{A_{ru} + A_{fl}}{\alpha_u \cdot (A_{ru} + A_{fl})} + \frac{A_{ru} + A_{fl}}{\alpha_{\ddot{o}} \cdot A_{ri}} \right)^{-1} \dots\dots\dots 6.22$$

där värmeövergångstalet på luftsidan, α_u , kan bestämmas enligt [6] eller FIG 6.11. Insidans värmeövergångstal, $\alpha_{\ddot{o}}$, kan beräknas ur ekvation 6.10 vilken efter omskrivning blir

$$\alpha_{\ddot{o}} = 0,028 \cdot \frac{\dot{m}_K^{0,8}}{N} \cdot \frac{\lambda_k^{0,6}}{d_i^{1,8}} \cdot \left(\frac{c}{\mu} \right)_k^{0,4} \dots\dots\dots 6.22a$$

där N är antalet parallellkopplade rörslingor i förångaren. Överförd effekt

$$\dot{Q}_{\ddot{o}} = \dot{m}_K \cdot c_k \cdot \Delta t_{\ddot{o}} \dots\dots\dots 6.23$$

$$\text{Luftens temperaturändring} \quad \Delta t_{L\ddot{o}} = t_{Li} - t_{L\ddot{o}} = \frac{\dot{Q}_{\ddot{o}}}{w_{fr} \cdot B \cdot H \cdot (c \cdot \vartheta)_L} \dots\dots\dots 6.24a$$

$$\text{Medeltemperaturdifferensen} \quad v_{m\ddot{o}} = \frac{v_1 - v_2}{\ln \frac{v_1}{v_2}} \dots\dots\dots 6.24$$

$$\text{där } v_1 = \Delta t_{L\ddot{o}} - t_{2g} = t_{Li} - [t_{2u} + \Delta t_{L\ddot{o}} + (t_{2g} - t_{2u})]$$

$$v_2 = t_{Li} - t_{2u} - \Delta t_{\ddot{o}}$$

Eftersom temperaturfallet $t_{2g} - t_{2u}$, som motsvarar köldmedietryckfallet, ej går att beräkna i detta läge måste det antagas och senare kontrolleras. En rimlig ansats är att sätta $t_{2g} - t_{2u} = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$\text{Överhettningssytan } A_{\ddot{o}} = \frac{\dot{m}_K \cdot c_K \cdot [\Delta t_{\ddot{o}} - (t_{2g} - t_{2u})]}{k_{\ddot{o}} \cdot \mathcal{V}_{m\ddot{o}}} \dots\dots\dots 6.25$$

Det antagna temperaturfallet $t_{2g} - t_{2u}$ kan nu kontrolleras genom att beräkna köldmedietryckfallet

$$\Delta p_{\ddot{o}} = f_1 \cdot \frac{A_{\ddot{o}}}{A_{ru} + A_{f1}} \cdot L \cdot \left(1 + \frac{L_b}{L}\right) \cdot \left(\frac{4\dot{m}_K}{d_i \cdot \pi}\right)^2 \cdot \frac{v}{d_i} \dots\dots\dots 6.26$$

där L_b är rörböjarnas längd per slinga. I ekvation 6.26 har ej medtagits inverkan av omlänkingsförluster i rörböjarna. Friktionsfaktorn f_1 kan beräknas med Prandtls allmänna samband, [3], som lyder

$$f_1 = 4 \cdot [1 + 1,74 \cdot Re^{-1/8} \cdot (Pr - 1)] \cdot \frac{Re \cdot Pr}{Nu} \dots\dots\dots 6.27$$

Normalt gäller dock med tillräcklig noggrannhet $f_1 = 0,01$. $\Delta p_{\ddot{o}}$ omräknas till $t_{2g} - t_{2u}$ med hjälp av ångtryckskurvan. Om denna beräkning ger mindre än c:a 1°C avvikelse från antaget värde, behöver ny passning ej göras.

För kokdelen gäller:

$$\text{Värmegångstalet } k_{kok} = \left[\frac{A_{ru} + A_{f1}}{\alpha_u \cdot (A_{ru} + \mathcal{S} \cdot A_{f1})} + \frac{A_{ru} + A_{f1}}{\alpha_{kok} \cdot A_{ri}} \right]^{-1} \dots\dots\dots 6.28$$

där värmeövergångstalet på utsidan är detsamma som för överhettningssydelen. Insidans värmeövergångstal, α_{kok} , bestäms med ekvation 6.9.

$$\text{Luftens temperaturändring } t_{Lkok} = \frac{\dot{Q}_{2K} - \dot{Q}_{\ddot{o}}}{w_{fr} \cdot B \cdot H \cdot (c \cdot \mathcal{S})_L} \dots\dots\dots 6.29$$

$$\text{Medeltemperaturdifferensen } \mathcal{V}_{mkok} = \frac{\mathcal{V}_1 - \mathcal{V}_u}{\ln(\mathcal{V}_1/\mathcal{V}_u)} \dots\dots\dots 6.30$$

där $\mathcal{V}_u = \mathcal{V}_i - \Delta t_{L\ddot{o}} - t_{Lkok} - (t_{2i} - t_{2u})$

Tryckfallet, $t_{2i} - t_{2u}$, kan bestämmas med ekvation 6.11.

För överhettningssdel och kokdel tillsammans gäller:

I förångaren erhållen kyleffekt kan nu beräknas enligt

$$\dot{Q}_{2F} = k_{\ddot{o}} \cdot A_{\ddot{o}} \cdot \mathcal{V}_{m\ddot{o}} + k_{kok} \cdot (A_{ru} + A_{f1} - A_{\ddot{o}}) \cdot \mathcal{V}_{mkok} \dots\dots\dots 6.31$$

Totala värmegenomgångsfaktorn är

$$K \cdot A = k_{\ddot{o}} \cdot A_{\ddot{o}} + k_{kok} \cdot (A_{ru} + A_{f1} - A_{\ddot{o}}) \dots\dots\dots 6.32$$

Observera att ekvation 6.32 ej kan användas direkt för beräkning av \dot{Q}_{2F} , eftersom olika temperaturdifferenser gäller för överhettningss- och kokdel.

Vid korrekt antagande av inloppstemperaturdifferensen är $\dot{Q}_{2K} = \dot{Q}_{2F}$ varvid drifttillståndet fastlagts. För stort \mathcal{V}_i ger $\dot{Q}_{2K} < \dot{Q}_{2F}$, medan för litet ger $\dot{Q}_{2K} > \dot{Q}_{2F}$. För två par av värden på \dot{Q}_{2K} och \dot{Q}_{2F} kan grafisk metod tillämpad i exemplet "Beräkning av förångarkapacitet" i avsnitt 6.4 användas. Noteras bör, att denna metod för god noggrannhet kräver, att de framräknade värdena ligger någorlunda nära det riktiga.

Den kyleffekt som erhålls vid $\Delta t_{\ddot{o}} = 0$ är enklare att beräkna, eftersom förångaren då

består av endast kokdelen. Därvid användes beräkningsmetod enligt ovan dock endast med ekvation 6.28 - 6.31 med

$$A_{\ddot{o}} = \dot{Q}_{\ddot{o}} = 0 \text{ och } \nu_i^{\ddot{o}} = t_{Li} - t_{2u} = \nu_i^{\ddot{o}}.$$

Med hjälp av ovanstående beräkningsförfarande har överhettningens inverkan på kapaciteten beräknats för förångare A. Batteridata se TAB 6.1 och FIG 6.4 (II). Resultatet från beräkningarna finns redovisat i FIG 6.23. Där har uppritats kapaciteten vid en viss överhettning, $K_i = (k \cdot A)_i$ relativt kapaciteten vid $\Delta t_{\ddot{o}} = 0$, $K_{i0} = (k \cdot A)_{i0}$ som funktion av relativa överhettningen $\Delta t_{\ddot{o}} / \nu_i^{\ddot{o}}$. Index "i" anger, att kapaciteten beräknats ur $K_i = (kA)_i = \dot{Q}_2 / \nu_i^{\ddot{o}}$. Vid beräkningarna har förutsatts en lufttemperatur $t_{Li} = -15 \text{ } ^\circ\text{C}$, vidare har för luftsidas värmeövergångstal använts värden enligt FIG 6.11.

Beräkningarna har genomförts för $w_{fr} = 1,5$ och $3,2$ m/s men som kan ses i figuren erhålls ingen nämnvärd skillnad i $K_i/K_{i0} = f(\Delta t_{\ddot{o}} / \nu_i^{\ddot{o}})$ för dessa olika hastigheter.

6.6.2 Provresultat

I FIG 6.24 redovisas resultat från mätningar utförda på förångare A. Vid proven, som körts med $w_{fr} = 1,5$ och $3,2$ m/s, har förångningstemperaturen, t_{2u} hållits konstant, se tabell nederst i figuren. Som K_{i0} har här använts den kapacitet som erhållits vid en relativ överhettning $\Delta t_{\ddot{o}} / \nu_i^{\ddot{o}} = 0,5 - 0,6$.

I figuren har endast en kurva inlagts, beroende på att skillnaderna mellan de olika mätpunkterna är i samma storleksordning som eventuella mätfel.

Kurvan från proven överensstämmer bra med den från beräkningarna. Först när $\Delta t_{\ddot{o}} / \nu_i^{\ddot{o}} > 0$, erhålls en nämnvärd försämring av kapaciteten. Dramatiskt försämras denna dock när $\Delta t_{\ddot{o}} / \nu_i^{\ddot{o}} > 0,95$. Det är därför av stor vikt, att överhettning aldrig överstiger 90 % av inloppstemperaturdifferensen $\nu_i^{\ddot{o}}$. Vid minskande belastning, då också $\nu_i^{\ddot{o}}$ sjunker kan dock normala överhettningar från strypventilen ge högre värden på $\Delta t_{\ddot{o}} / \nu_i^{\ddot{o}}$. Detta illustreras av nedanstående tabell från proven med förångare A:

$$t_1 = +55 \text{ } ^\circ\text{C} \quad t_2 = -24 \text{ } ^\circ\text{C} \quad w_{fr} = 3,2 \text{ m/s}$$

$\Delta t_{\ddot{o}}$	$\nu_i^{\ddot{o}}$	$\Delta t_{\ddot{o}} / \nu_i^{\ddot{o}}$	\dot{Q}_2	K_i / K_{i0}
2,7	4,5	0,60	1331	≈ 1
5,8	6,1	0,95	1401	0,78
9,9	10,2	0,97	1508	0,50

En helt normal överhettning på $5,8^{\circ}\text{C}$, expansionsventilerna är ofta fabriksinställda för $\Delta t_o = 6^{\circ}\text{C}$, har vid ovanstående prov resulterat i ett kapacitetsutnyttjande på knappt 80 % vid given förångningstemperatur. För en given kompressorförångarekombination blir dock värmeupptagningskapaciteten ej lika mycket försämrad. Om förångningstemperaturen t.ex. sjunker 1°C minskar kompressorns kyleffekt c:a 9 % vid dessa driftförhållanden, se FIG 6.26, medan förångarens kapacitet i kokdelen då ökar med c:a 1/6 dvs 15 à 20 %. Anläggningens kapacitetsförlust i detta fall blir sålunda mindre än 9 %.

I avsnitt 6.6.3 skall exempel på beräkning av en anläggnings kapacitetsförlust vid olika överhettningegrader lämnas. Observera dock att dessa siffervärden gäller för köldmedium strömmande i rör etc, då värmeövergångstalen för köldmedium i gasfas och kokning båda är proportionella mot medieströmmen med potens 0,8, se ekvation 6.8 och 6.23. Kortare rørslinglängd L skulle dock enligt dessa ekvationer något öka överhettningens relativa storlek eftersom kokvärmeövergångstalet också är proportionellt mot $L^{-0,4}$ och sålunda blir större för kortare längder. En given överhettning innebär därför en större kapacitetsförlust vid kortare rörlängder jämfört med ingen överhettning.

6.6.3 Inverkan på anläggningskapacitet

På grundval av beräknings- och försöksresultaten skall här redovisas en approximativ metod att för luftberörda förångare beräkna överhettningens inverkan på en värmepumpanläggnings värmeupptagningskapacitet. FIG 6.23 och 6.24 visar att i intervallet $0,70 < \Delta t_o / v_i < 0,95$ den relativa förångarkapaciteten n_F ungefärligt kan uttryckas som

$$n_F = 1,23 - 0,33 \cdot \Delta t_o / v_i \dots\dots\dots 6.33$$

För $\Delta t_o / v_i < 0,70$ gäller $n_F = 1,00$, dvs överhettning Δt_o mindre än 70 % av v_i påverkar ej förångarkapaciteten.

För $\Delta t_o / v_i > 0,95$ faller n_F mycket snabbt mot noll, dvs med tillräcklig noggrannhet kan förutsättas att

$$v_i \geq 1,05 \cdot \Delta t_o$$

då ju $n_F = 0$, när $v_i = \Delta t_o$.

Medhjälp av avsnitt 8.1 kan för en given kompressor och förångarbatteri vid en given kondenserings- och ingående lufttemperatur $v_i = v_{i0} = t_{Li} - t_{2Ko}$ beräknas, se även FIG 5.25 och därmed också anläggningens kyleffekt \dot{Q}_{20} .

Förutsättningen är då $\Delta t_{\ddot{o}} = \Delta t_{\ddot{o}} \leq 0,7 \cdot v_{i0}^{\ddot{o}}$.

Om strypventilen ger större värde på $\Delta t_{\ddot{o}}$ erhålls lägre förångningstemperatur t_{2K} och kyleffekt \dot{Q}_2 , se FIG 6.25, på grund av minskad förångarkapacitet. För beräkning av anläggningens kapacitetsminskning används följande ekvationer, se FIG 6.23 - 25:

$$\begin{aligned} \text{Förångarkapacitet} \quad \dot{Q}_{2F} = \dot{Q}_2 &= K_i \cdot v_i^{\ddot{o}} = n_F \cdot K_{i0} \cdot \frac{v_i^{\ddot{o}}}{v_{i0}^{\ddot{o}}} \cdot v_{i0}^{\ddot{o}} = \\ &= n_F \cdot \frac{v_i^{\ddot{o}}}{v_{i0}^{\ddot{o}}} \cdot \dot{Q}_{20} \dots\dots\dots 6.34 \end{aligned}$$

$$\text{Kompressorkapacitet} \quad \dot{Q}_{2K} = \dot{Q}_2 = \left[1 - n_K \cdot (v_i^{\ddot{o}} - v_{i0}^{\ddot{o}}) \right] \cdot \dot{Q}_{20} \dots\dots\dots 6.35$$

vilket ger den relativa kapaciteten för anläggningen

$$\dot{Q}_2 / \dot{Q}_{20} = n_F \cdot v_i^{\ddot{o}} / v_{i0}^{\ddot{o}} = 1 - n_K \cdot (v_i^{\ddot{o}} - v_{i0}^{\ddot{o}}) \dots\dots\dots 6.36$$

n_K anger kompressorns relativa kapacitetsändring per $^{\circ}\text{C}$ ändring av förångningstemperaturer i intervallet t_{2K0} till t_{2K} . FIG 6.26 ger diagram för beräkning av n_K , om inverkan av kondenseringsstemperaturens ändring vid kapacitetsändringen försummas. Denna approximation är normalt ringa. För $t_{2K0} - t_{2K}$ större än 1°C , har n_K beräknats med hjälp av $t_{2K0} - t_{2K}$ och $n_K = n_{K1}$ för 1°C ändring av förångningstemperaturen enligt sambandet

$$n_K = \left[1 - (1 - n_{K1})^X \right] / X \dots\dots\dots 6.37$$

där $X = t_{2K0} - t_{2K}$ och n_{K1} :s medelvärde för detta intervall skall användas.

n_{K1} varierar med kompressorns typ och aktuella värden på förångnings- och kondenserings-temperaturerna t_{2K} respektive t_{1K} , varför kurvor såsom exempel inlagts för två olika kompressortyper.

Ekvation 6.33 och 6.36 ger

$$v_i^{\ddot{o}} = \left[0,33 \cdot \Delta t_{\ddot{o}} + v_{i0}^{\ddot{o}} \cdot (1 + n_K \cdot v_{i0}^{\ddot{o}}) \right] / (1,23 + n_K \cdot v_{i0}^{\ddot{o}}) \dots\dots\dots 6.38$$

varefter den relativa kapaciteten med $\Delta t_{\ddot{o}} > 0,70 \cdot v_{i0}^{\ddot{o}}$ erhålls ur ekvation 6.36, eftersom ju också n_K skall vara fastställt. Nu är dock n_{K1} och n_K beroende av $t_{2K} = t_{2K0} + (v_i^{\ddot{o}} - v_{i0}^{\ddot{o}})$, där ju $v_i^{\ddot{o}}$ skall beräknas med hjälp av n_K . En ringa approximation för val av n_K till ekvation 6.36 och 6.38 utgör uttagande av n_{K1} :s medelvärde och n_K ur FIG 6.26 genom antagande av aktuellt intervall mellan t_{2K0} och $t_{2K0} - (\Delta t_{\ddot{o}} - 0,7 \cdot v_{i0}^{\ddot{o}})$, varvid $X = \Delta t_{\ddot{o}} - 0,7 \cdot v_{i0}^{\ddot{o}}$.

Om $v_i^{\ddot{o}}$ enligt ekvation 6.38 skulle bli mindre än $1,05 \cdot \Delta t_{\ddot{o}}$, gäller dock $v_i^{\ddot{o}} = 1,05 \cdot \Delta t_{\ddot{o}}$ i

enlighet med förutsättningen för ekvation 6.33.

Beräkningsexempel

Förångarbatteri enligt FIG 8.8 med $t_s = 40^\circ\text{C}$. Kompressor BH 5 enligt FIG 4.18. Ute-lufttemperatur $t_{Li} = -20^\circ\text{C}$. Kondenseringstemperatur $t_{1K} = +50^\circ\text{C}$. Tryckfall i sugledningen motsvarar $\Delta t_{2so} \approx \Delta t_{2s} = 2^\circ\text{C}$, d v s $t_{2u} = t_{2K} + 2^\circ\text{C}$.

Med hjälp av FIG 8.8 och FIG 4.14 erhålls genom passning $\dot{m}_k = \dot{m}_K = 0,013 \text{ kg/s}$ för $t_{2uo} = -25,5^\circ\text{C}$ och $t_{2Ko} = -27,5^\circ\text{C}$. Alltså blir nu $\mathcal{V}_{io}^i = -20 + 25,5 = 5,5^\circ\text{C}$ och $\Delta t_{\text{öo}}$ måste vara mindre än $0,7 \cdot 5,5 = 3,9^\circ\text{C}$.

a. Antag $\Delta t_{\text{ö}} = 5^\circ\text{C}$.

$$t_{2Ko} - (\Delta t_{\text{ö}} - 0,7 \cdot \mathcal{V}_{io}^i) = -27,5 - 5 + 0,7 \cdot 5,5 = -28,6^\circ\text{C}$$

$$X = 5 - 0,7 : 5,5 = 1,1^\circ\text{C}$$

FIG 6.26 ger $n_{K1} = 0,11$ som medelvärde för $t_{2K} = -27,5$ till $-28,6^\circ\text{C}$ och $n_K = 0,11$ då $X = 1,1^\circ\text{C}$.

$$\mathcal{V}_i^i = [0,33 \cdot 5 + 5,5 \cdot (1 + 0,11 \cdot 5,5)] / (1,23 + 0,11 \cdot 5,5) = 5,7 = 5,7/5 \cdot \Delta t_{\text{ö}} = 1,14 \cdot \Delta t_{\text{ö}} > 1,05 \cdot \Delta t_{\text{ö}}$$

$$\dot{Q}_2 / \dot{Q}_{20} = 1 - 0,11 \cdot (5,7 - 5,5) = 0,98 \text{ dvs } 2\%$$

värmeupptagningsminskning orsakar den ökade överhettningen för anläggningen.

För förångarbatteriet skulle dock vid oförändrat

$\mathcal{V}_i^i = \mathcal{V}_{io}^i = 5,5^\circ\text{C}$ och $\Delta t_{\text{ö}} = 5^\circ\text{C}$, som ger $\Delta t_{\text{ö}} / \mathcal{V}_i^i = 5/5,5 = 0,91$, kapacitetsminskningen blivit $(1 - n_F) \cdot 100 = \text{c:a } (1 - 0,94) \cdot 100 = 6\%$ enligt FIG 6.23 och 6.24 .

b. Antag $\Delta t_{\text{ö}} = 10^\circ\text{C}$

$$t_{2Ko} - (\Delta t_{\text{ö}} - 0,7 \cdot \mathcal{V}_{io}^i) = -27,5 - 10 + 0,7 \cdot 5,5 = -33,6^\circ\text{C}$$

$$X = 10 - 0,7 \cdot 5,5 = 6,1^\circ\text{C}$$

$$n_{K1} = 0,15 \quad n_K = 0,10$$

$$\begin{aligned} \nu_i^{\text{g}} &= [0,33 \cdot 10 + 5,5 \cdot (1 + 0,10 \cdot 5,5)] / (1,23 + 0,10 \cdot 5,5) = 6,6 = \\ &= 6,6/10 \cdot \Delta t_{\text{o}} = 0,66 \cdot \Delta t_{\text{o}} < 1,05 \cdot \Delta t_{\text{o}} \end{aligned}$$

Alltså blir i detta fall $\nu_i^{\text{g}} = 1,05 \cdot \Delta t_{\text{o}} = 10,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ och $\dot{Q}_2/\dot{Q}_{20} = 1 - 0,10 \cdot (10,5 - 5,5) = 0,50$ dvs en drastisk kapacitetsminskning.

6.6.4 Praktiska konsekvenser

Vid låga förångningstemperaturer, då belastningen på batteriet är relativt låg och därmed tillgänglig temperaturdifferens för överhettning blir liten vid väl fyllt förångarbatter kan lätt kritiskt höga värden på förhållandet $\Delta t_{\text{o}}/\nu_i^{\text{g}}$ nås, om inte överhettningen kan hållas låg. Av betydelse är därför valet av strypventil. Denna får ej ge en med sjunkande förångningstemperatur ökande överhettning. Önskvärt är från kapacitetssynpunkt, att överhettningen sjunker med sjunkande förångningstemperatur. För en värmepump med uteluft som värmekälla är dock normalt drifttiden vid belastningar medförande kritiska värden på $\Delta t_{\text{o}}/\nu_i^{\text{g}}$ relativt korta, varför problemet har ringa inverkan på årsvärmefaktorn, men väl för tillsatsvärmeeffektbehov och kompressorlivslängd, enär lägre förångningstemperatur ger högre arbetstemperaturer för såväl kompressor som vid hermetiska typer dess elmotor.

Erfoderlig överhettning för en termostatisk strypventils reglermöjlighet kan reducera eller eliminera den positiva effekten av en ökning av förångarytan eller en höjning av luft-hastigheten, förbi denna eftersom dessa åtgärder leder till en sänkning av ν_i^{g} . ν_i^{g} kan ju aldrig bli lägre än Δt_{o} . FIG 6.27 illustrerar dessa förhållanden för ett par kompressor- förångar- kombinationer.

6.7 Strypventilpendlings inverkan på förångarkapaciteten

6.7.1 Pendling hos strypventilens reglering

I ett system, där förångaren såsom stryporgan har en termostatisk strypventil, kan under vissa driftsförhållanden pendlingar uppstå. Med dessa menas periodiskt uppträdande svängningar hos strypventilens reglernål, vilket medför att förångaren tidvis tillförs mer kömedium än vad som avkokar och tidvis mindre. Detta drifttillstånd karakteriseras av ett stigande förångningstryck med samtidigt minskande överhettning och vice versa. Pendlingarna kan, trots att de införes i systemet av den termostatiska strypventilen ej enbart tillskrivas denna. Ett av skälen till pendlingarna är, att ventilens känselkropp avkänner temperaturen utvändigt sugledningen från förångaren. Exempelvis en pulsering hos kokförloppet förångaren ändrar läget för förångarens vätskefyllning och därmed överhettningen och tem

eraturen på avgående ånga. På grund av sugledningens och känslekroppens värmekapacitet sker en fördröjning av känselkroppens temperaturändring. Under tiden kan kokförloppet ha återgått till ursprungligt tillstånd. Ventilens känselkropp fortsätter dock att ändra nål-läget och köldmedietillförseln. Därmed kan en pendling börja.

Vid förångare med flera parallellkopplade rörslingor ökar givetvis risken för pendling, eftersom varje slinga kan orsaka en sådan. Av stor vikt är därför en till värmebelastningen på var och en av förångarens parallella slingor avpassad köldmediefördelning.

För en minimering och eventuellt en eliminering av pendlingsfenomenet gäller följande:

1. Minsta möjliga storlek hos strypventilen med hänsyn till aktuella kondenserings- och förångningstemperaturer. En överdimensionerad ventil medför ofta betydande risk för pendling.
2. Inställning för större överhettning medför ofta, men inte alltid, en stabilare drift. Dock kan detta reducera anläggningens kapacitet, se avsnitt 6.6.
3. Val av korrekt fyllning i känselkropp.
4. Noggrant avpassad fördelningsanordning för parallellkopplade rörslingor.
5. Placering av strypventilens känselkropp intill förångarutlopp och med bästa möjliga värmeöverföringskontakt med sugledningen.
6. Vid yttre tryckutjämning hos ventilen skall ledningen för detta ändamål anslutas på ovansidan av sugledningen strax efter strypventilens känselkropp.
7. Ångbildning på grund av för stort tryckfall i vätskeledningen mellan kondensator och strypventil får ej förekomma.

6.7.2 Inverkan av pendlingar

Förutom att pendlingarna innebär ett ökat slitage på strypventilen så kan de, om de är kraftiga medföra överkokning. Om den vätska som då lämnar förångaren inte kan förångas eller uppsamlas på vägen till kompressorn t.ex i en vätskeavskiljare löper man risk att få svåra skador i kompressorn genom urkokning av smöröljan i denna och möjligen också vätskeslag. För att illustrera pendlingarnas inverkan på värmeutbytet i förångaren har resultat från prov med förångare A dels med pendlande termostatiskt strypventil och dels med handreglerad strypventil sammanställts, se FIG. 6.28 - 29. Där har uppritats, förutom kyl-effekten som funktion av den ingående luftens temperatur, även den vid respektive prov-

punkt registrerade differensen Δt_{2a} mellan pendlingens övre och undre förångningstemperaturer. Ett typiskt förlopp för förångningstemperaturen t_{2u} samt överhettningen Δt_o för ett prov med pendlande strypventil visas i FIG 6.30. I FIG 6.28 - 29 kan noteras att förångarkapaciteterna med pendlande drift sammanfaller väl med de från stabilare gång. Så bör också vara fallet så länge den maximala relativa överhettningen $\Delta t_o / \tau_i^{\dot{v}}$ ej överskrider $\approx 0,9$, se FIG 6.23 och 6.24.

FIG 6.30 visar, att köldmediet vid förångarutloppet under 5 sekunder av den totala perioden på 81 sekunder ej är överhettad. Under provet syntes då i synglasen efter förångaren en betydande mängd köldmedievätska strömma. Ånghalten x_u kunde mycket grovt uppskattas till 0,5. Vid driftförhållanden med icke pendlande strypventil fås enligt FIG 6.29 kyleffekten $\dot{Q}_2 = 3740$ W. Om man antar att en kapacitetssänkning erhålls på grund av oförångad vätska utan hänsyn till härav orsakad ökning av kompressorns insugningsmängd, gäller för ett system med vätskeöverkokning följande förhållande mellan kyleffekten \dot{Q}_{2p} vid vätskeöverkokning med avloppsånghalt x_u under delen τ_v av en period och kyleffekten \dot{Q}_{2o} vid stabil drift utan överkokning

$$\dot{Q}_{2p} / \dot{Q}_{2o} = \frac{\dot{m}_{Kp} \cdot r \cdot [(1 - x_i) \cdot (1 - \tau_v) + (x_u - x_i) \cdot \tau_v]}{\dot{m}_{Ko} \cdot r \cdot (1 - x_i)} =$$

$$= 1 - \tau_v + (x_u - x_i) \cdot \tau_v \quad \text{om } \dot{m}_{Kp} = \dot{m}_{Ko} \quad \dots \dots \dots \quad 6.39$$

där x_i avser köldmediets ånghalt i förångarinloppet.

För förhållandena enligt FIG 6.30 blir

$$\dot{Q}_{2p} / \dot{Q}_{2o} \approx 1 - 5/81 + (0,5 - 0,4) \cdot 5/81 = 0,94$$

Detta värde utgör en pessimistisk bedömning av förhållandena. I realiteten torde \dot{m}_{Kp} bli något större än \dot{m}_{Ko} på grund av vätskeinsugningen.

6.8 Reducering av köldmedietryckfallets förångarkapacitetssänkande effekt

Luftberörda förångare som används i konventionella kyl-, frys- eller värmepumpkonstruktioner brukar i allmänhet kopplas så att köldmedium och luft kommer att strömma i motsatta riktningar genom förångarna. Motströmskopplade förångare har dock den nackdelen att det kokande köldmediets temperatur, på grund av köldmediets strömningstryckfall, kommer att falla i köldmediets strömningsriktning genom förångarens köldmedievätskeinhållande del, enligt FIG 6.31 övre bilden. För medströmskopplingen A', enligt FIG 6.31 kommer istället det kokande köldmediets temperatur och lufttemperaturen att falla i samma riktning. Vid stora

tryckfall kommer denna koppling att ge högre förångarkapacitet genom större medeltemperaturdifferens än motströmskopplingen A. Ett villkor för detta är dock att köldmediet inte får ha avkokat väsentligt före ingången till den sista vertikala rörraden på luftingångssidan, se FIG 6.31, eftersom köldmedieångans överhettning då till väsentlig del sker med mindre temperaturdifferens till luften.

Genom att bygga om förångare A enligt koppling A' och sedan prova denna under samma förhållanden som förångare A tidigare provats, kunde förångarkapaciteterna för båda kopplingarna direkt jämföras med varandra, se FIG 6.33 och 6.34. Man kan här se en tydlig kapacitetsförbättring över hela mätområdet. Vid proven hölls t_{1K} och t_{2u} nära lika för proven med koppling A och A', varför \dot{m}_K var praktiskt taget lika vid proven. Dock erhöles på grund av högre temperaturdifferens vid köldmedieinloppet för A' snabbare ångbildning och högre x_m medförande större köldmedietryckfall, jämför ekvation 6.11. De uppmätta köldmedietryckfallen finns redovisade i FIG 6.32. Denna tryckfallsökning reducerar något förbättringen som erhålls av temperaturförloppet.

Man kan även räknemässigt med förenklade antaganden visa att en kapacitetsförbättring erhålls med medströmskoppling A'. Nedanstående beräkningsexempel tar ingen hänsyn till skillnad i ytbehov för överhettning. Denna yta blir dock praktiskt taget lika för de båda fallen, om, såsom normalt, överhettningen sker inom en vertikal rörrad på luftingångssidan.

Exempel. Beräkning av förångarkapacitet för förångare A och A'.

Förutsättning: Beräkningen är utförd enligt exemplet i avsnitt 6.4.1, med den skillnaden att förångarkapaciteten tas fram genom att behandla kokdelen och överhettningssdelen var för sig. Värmeövergångstalet för kokdelen har beräknats med ekvation 6.9. Denna ekvation ger något högre α_{kok} än ekvation 6.8. För kokdelens utlopp gäller just ånghalt $x_u = 1$. Ekvation 6.8 gäller för överhettning på 5 till 7 °C och ekvation 6.9 för $x_u \leq 0,9$. Det här aktuella fallet innebär sålunda, att α_{kok} skall beräknas för ett område mellan ekvation 6.8 och 6.9:s giltighetsintervall. Givetvis skulle ett val av ekvation 6.8 ej vara en större approximation. Värmeövergångstalet för överhettningssdelen beräknas med ekvation 6.23. För både förångare A och A' antas en vertikal rörrad åtgå för överhettningen, och Δt_g har valts så att detta blir fallet. Härför krävs ytterligare passningsräkning, jämför värmebalansekvationerna i FIG 6.31. Till hjälp för valet av Δt_g har provens värde varit, då normalt luftinloppets vertikala rörrad användes för över-

hettning.

Givet: Kondenseringstemperaturen $t_{1K} = +40$ °C. Kondensattemp $t_s = +39$ °C. Lufthastighet genom förångare $w_{fr} = 1,5$ m/s. Kompressorkapacitet enligt FIG 4.47. Tryckfall i kokdel enligt FIG 6.32. Värmeövergångstal på lu sidan enligt FIG 6.11. Köldmedietryckfall i överhettningssdelen enligt ekvation 6.16.

Beräkningsfall $t_{Li} = 0$ °C, varvid $\Delta t_o = 11$ °C.

Förångare A':

t_{2u}	\dot{Q}_{2K}	$v_{m\ddot{o}}$	v_{mkok}	$k_{\ddot{o}}$	k_{kok}	\dot{Q}_{2F}
-16	3506	7,42	8,10	5,05	8,99	3059
-17	3339	8,57	9,51	4,87	8,41	3364

$$\dot{Q}_{2K} = \dot{Q}_{2F} \quad \text{för } t_{2u} = -16,9 \text{ °C} \quad \dot{Q}_2 = 3350 \text{ W}$$

Förångare A:

t_{2u}	\dot{Q}_{2K}	$v_{m\ddot{o}}$	v_{mkok}	$k_{\ddot{o}}$	k_{kok}	\dot{Q}_{2F}
-18	3144	9,77	10,34	4,78	8,23	3596
-17	3339	8,58	8,73	4,87	8,41	3114

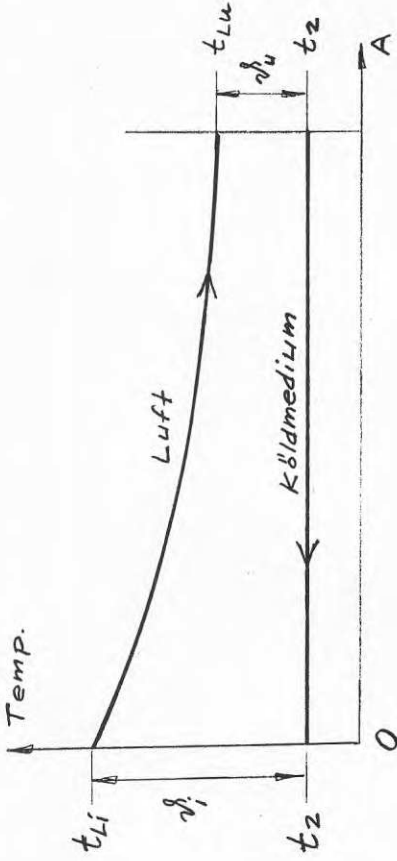
$$\dot{Q}_{2K} = \dot{Q}_{2F} \quad \text{för } t_{2u} = -17,3 \text{ °C} \quad \dot{Q}_2 = 3270 \text{ W}$$

Beräkningar har gjorts för ytterligare två lufttemperaturer, $t_{Li} = +30$ med $\Delta t_o = 18$ °C och $t_{Li} = -22$ °C med $\Delta t_o = 5$ °C. I FIG 6.34 visas resultatet med kurvor.

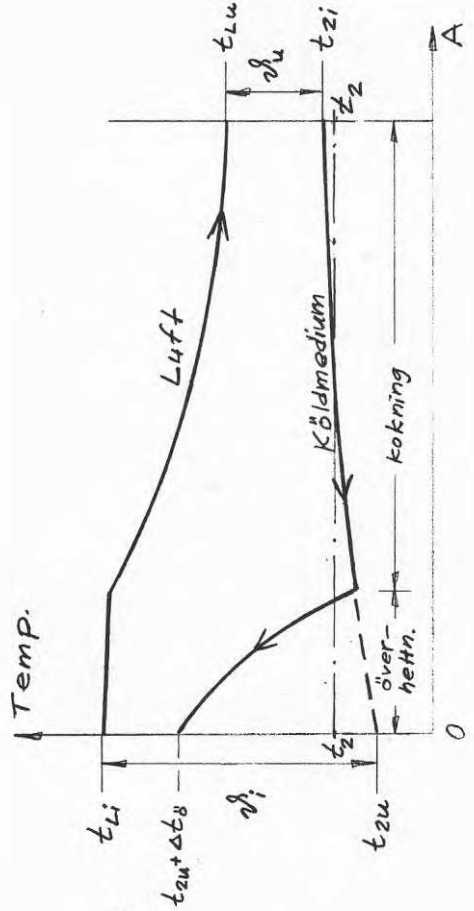
Prov och beräkningar ger god överensstämmelse i skillnaden mellan de båda kopplingarnas värmeupptagningskapacitet. Förbättringen uppgår till c:a 3 % vid $w_{fr} = 1,5$ m/s och 1 à 2 % vid $w_{fr} = 3$ m/s. Merkostnaden för kopplingen A' är obetydlig, varför den bör användas.

Litteraturreferenser till avsnitt 6

- 1 Pierre, B: Kompendium i Kylteknik AK, Inst Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm 1972
- 2 Pierre, B, Granryd, E: Kompendium i Mekanisk värmeteori AK, Inst Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm 1974
- 3 Pierre, B: Kompendium i Mekanisk värmeteori FK, Inst Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm 1976
- 4 Pierre, B: "Värmeövergång vid kokande köldmedier i horisontella rör", Kylteknisk Tidskrift, nr 5, 1969
- 5 Pierre, B: "Strömningsmotstånd vid kokande köldmedier", Kylteknisk Tidskrift, december 1957
- 6 Granryd, E: "Värmeövergång och tryckfall vid påtryckt strömning genom flänsэлеment", Kulde, Vol 19 s 88, 1965
- 7 Kenne, H: "Värmeömgång och tryckfall vid fläktförångare". Examensarbete, Inst Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm 1978
- 8 Johnsson, J, Karlsson, G: "Värmeövergång vid påtryckt strömning genom djupa flänsэлеment". Examensarbete, Inst Mekanisk värmeteori och kylteknik, KTH, Stockholm 1979
- 9 Kenne, H: Provning av förångare och expansionsventiler åt Tour & Andersson AB, KTH 1979 - 1980
- 10 Karlsson, G: Provning av förångare och expansionsventiler åt Tour & Andersson AB, KTH 1979
- 11 Granryd, E: "Om val av seriekopplad rörlängd och tryckfall vid förångare med fullständig förångning". Kylteknisk Tidskrift, nr 4, 1966



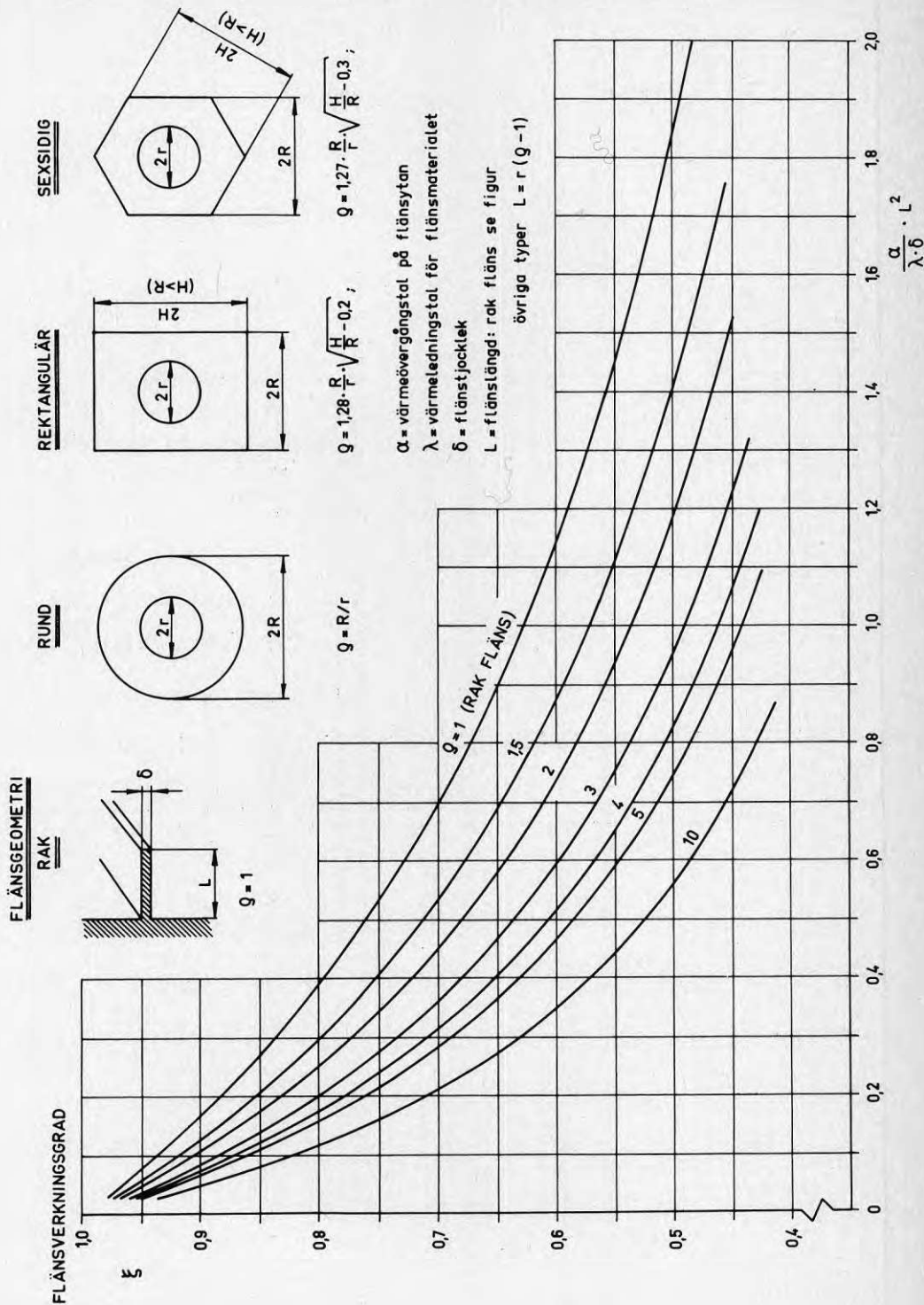
Utan hänsyn till köldmediets strömningstryckfall och överhettning.



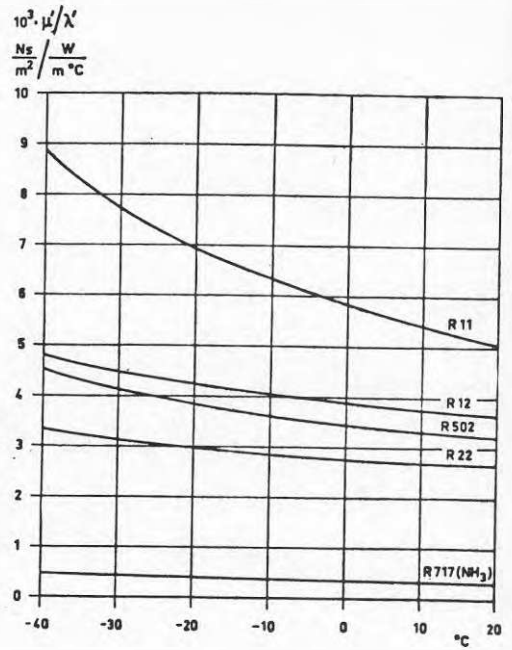
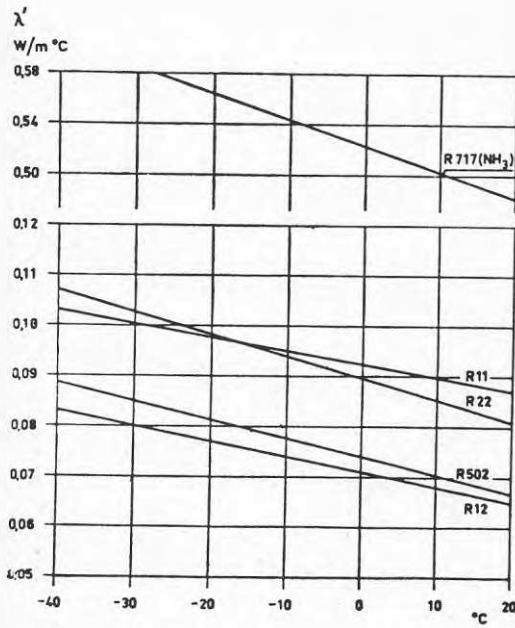
Med hänsyn till köldmediets strömningstryckfall och överhettning.

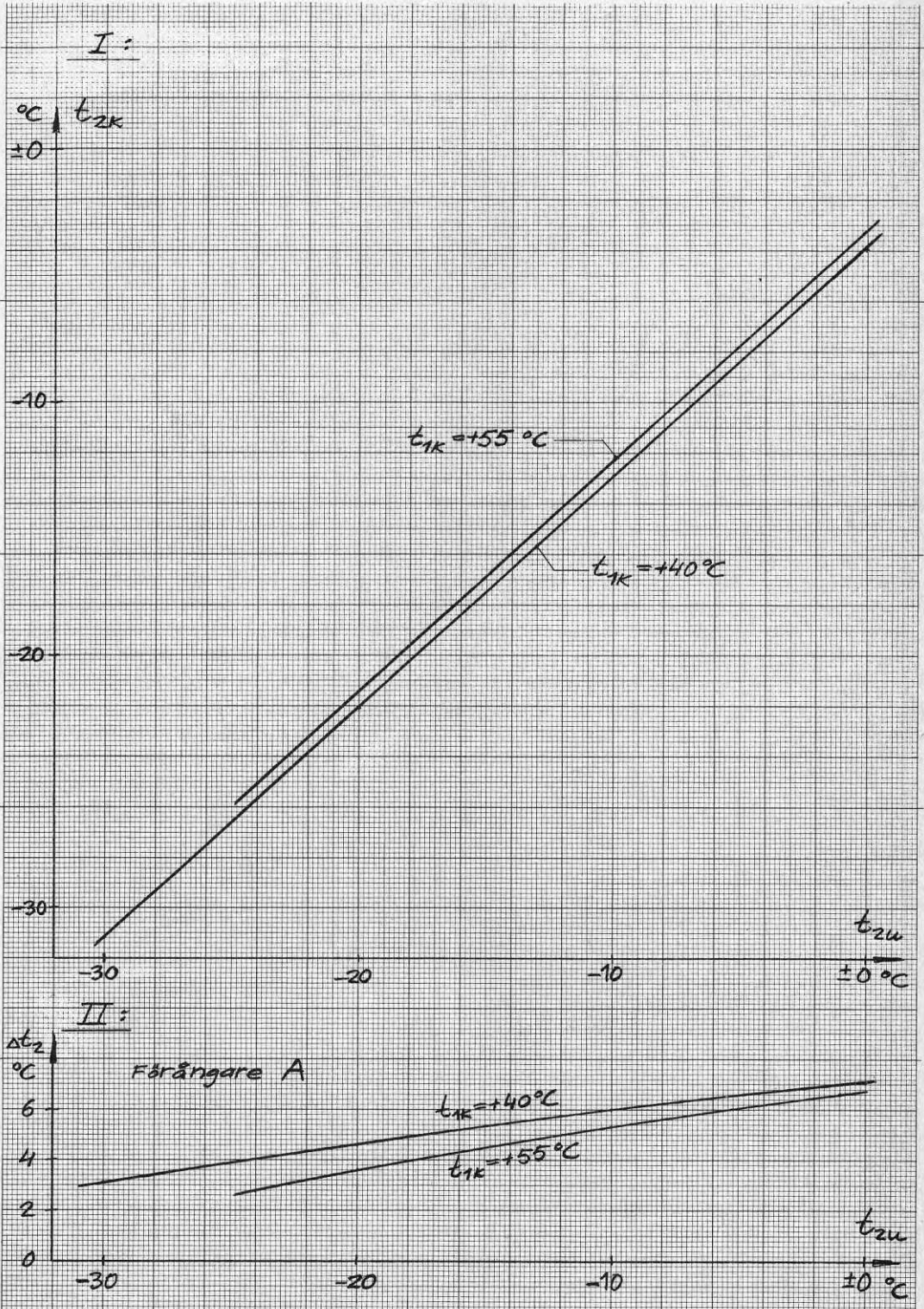
OBS! $t_{Li} - t_{zu} > \Delta t_i$

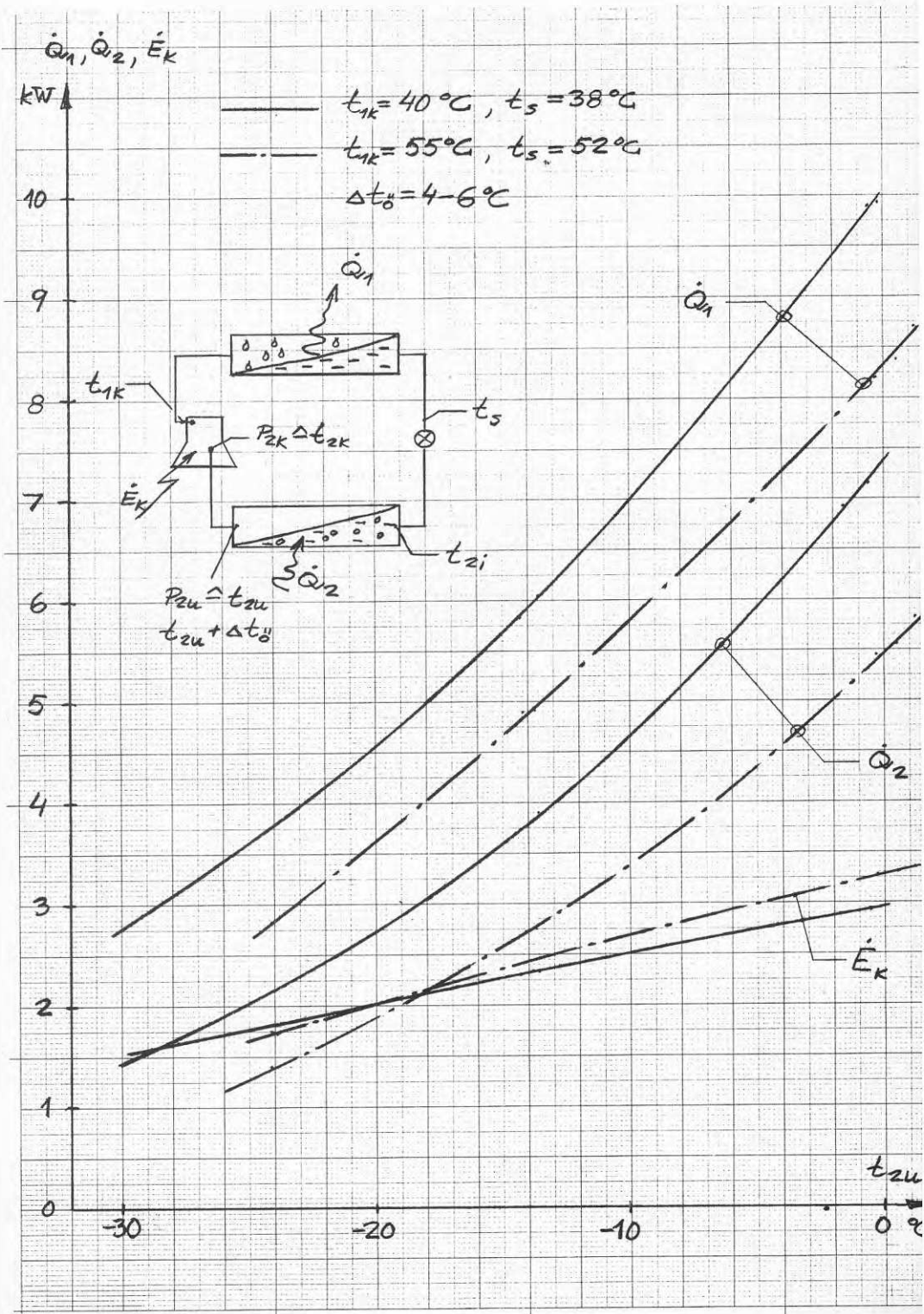
Litt.ref. [2]



Litt.ref. [4]

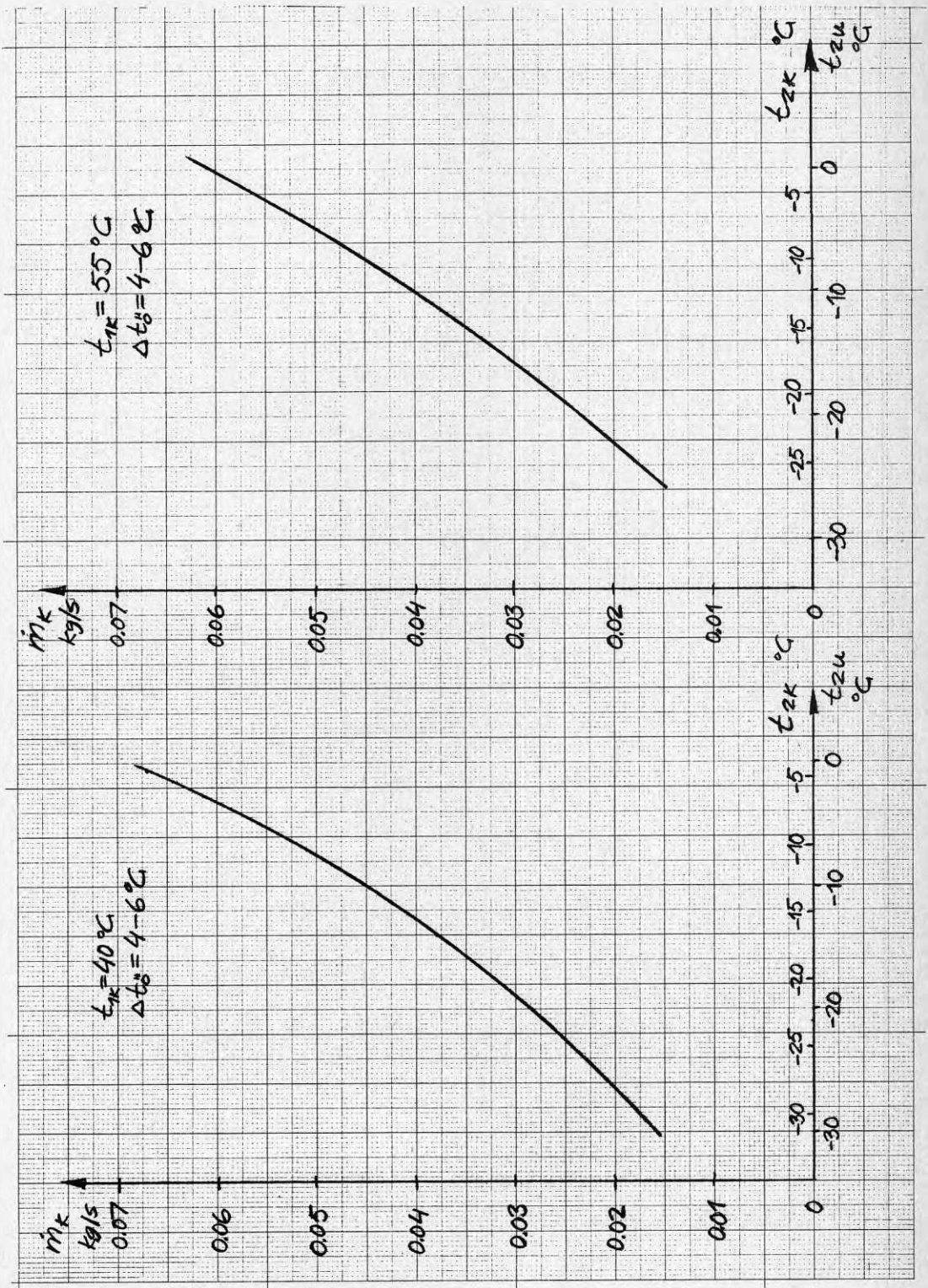


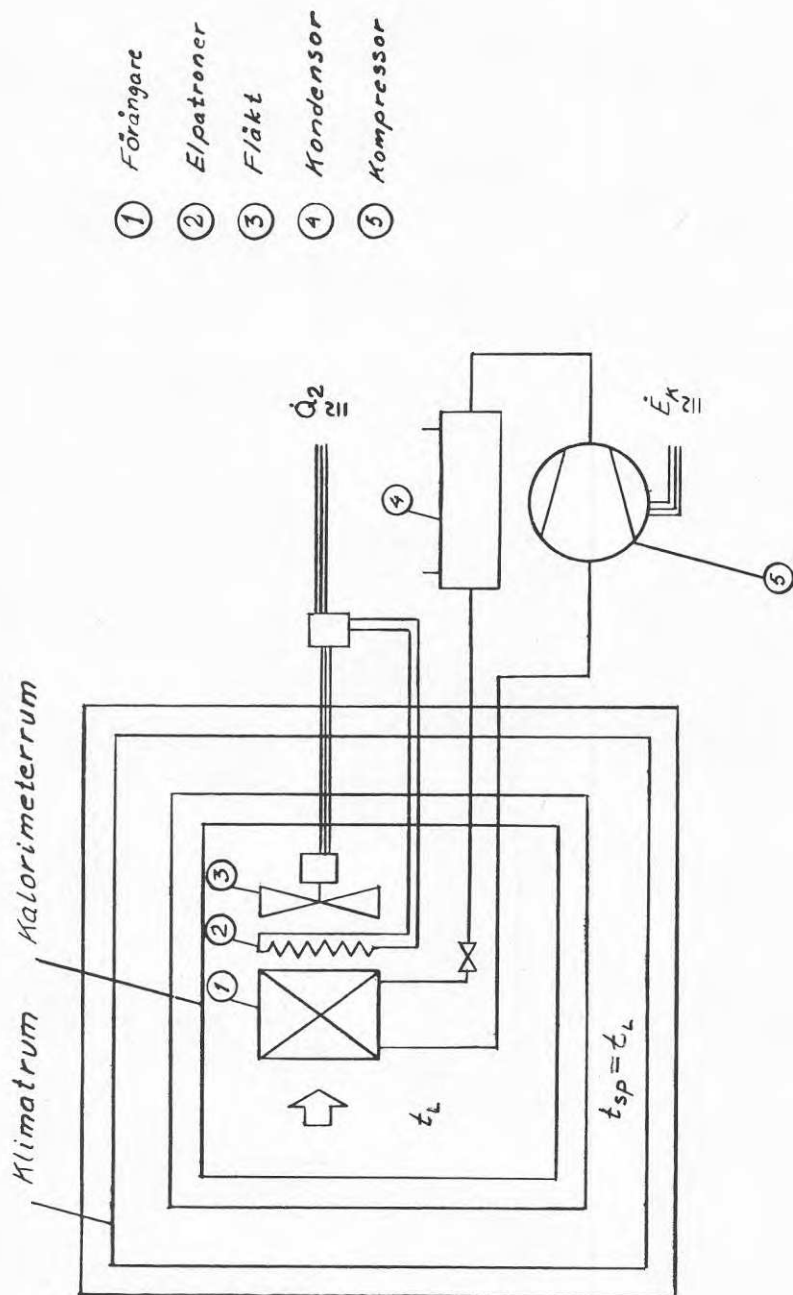


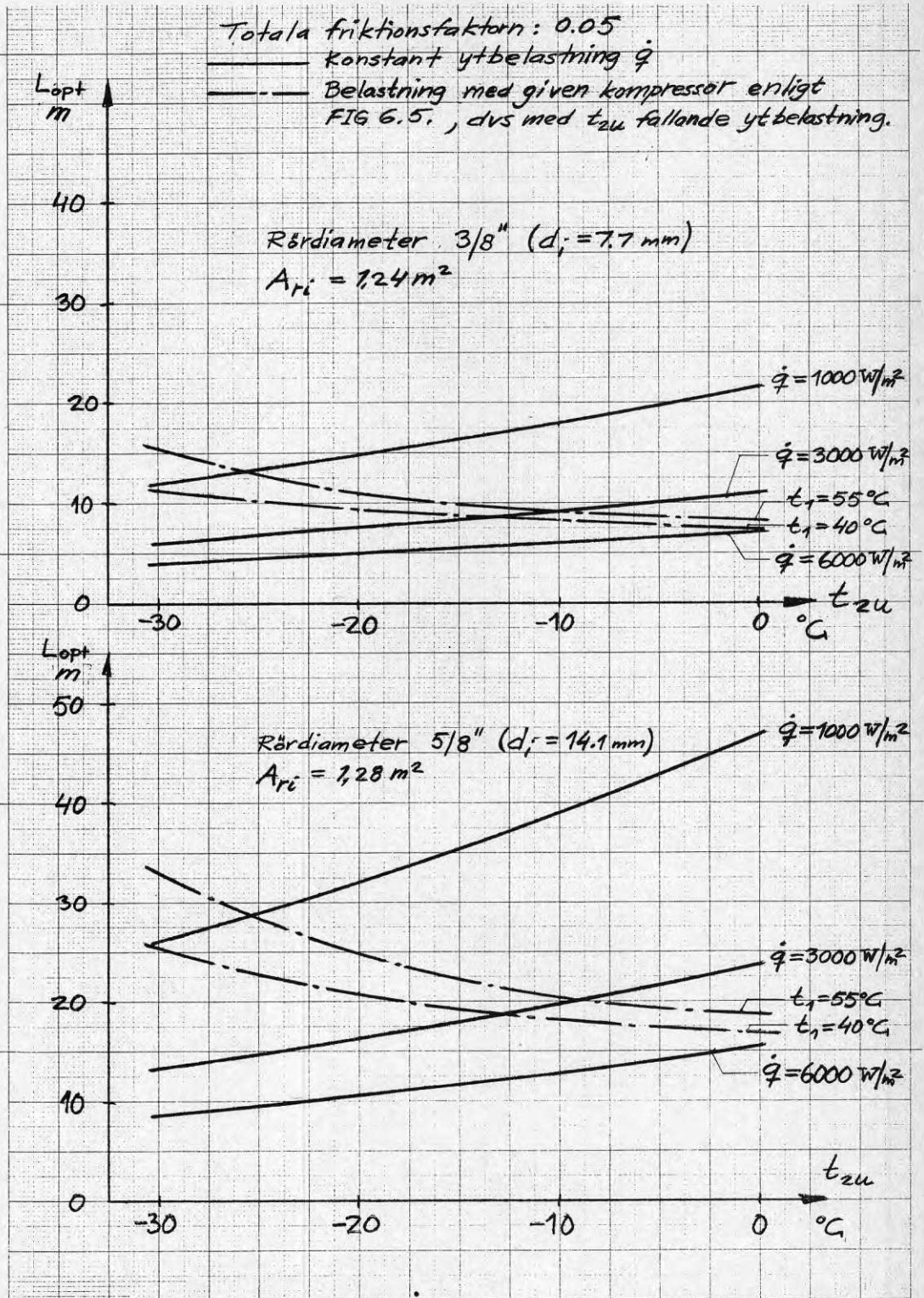


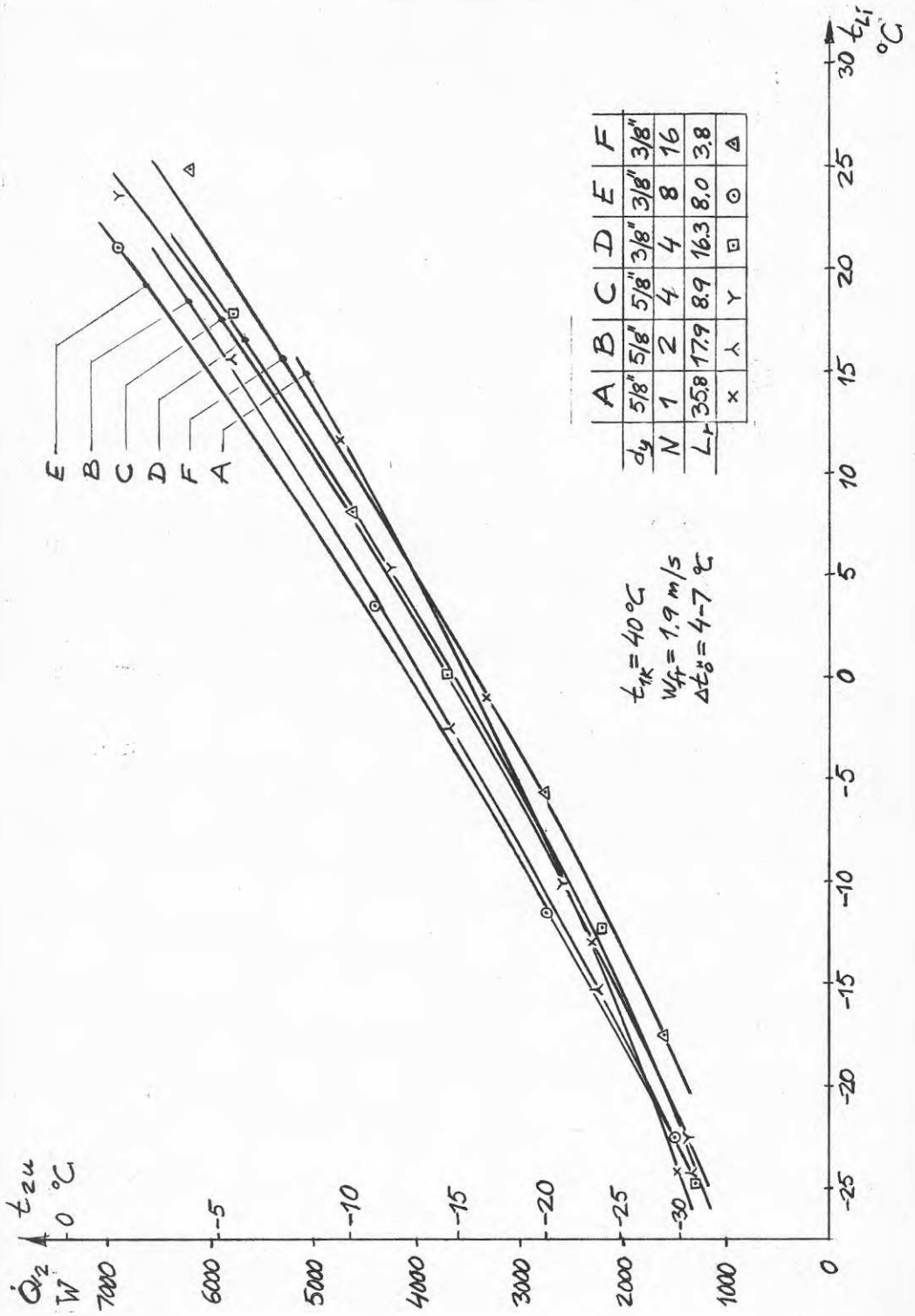
FIGUR 6.6

Köldmedieflödet \dot{m}_k som funktion av förångningstemp t_{2u} och kompressorns sugtryck t_{2K}



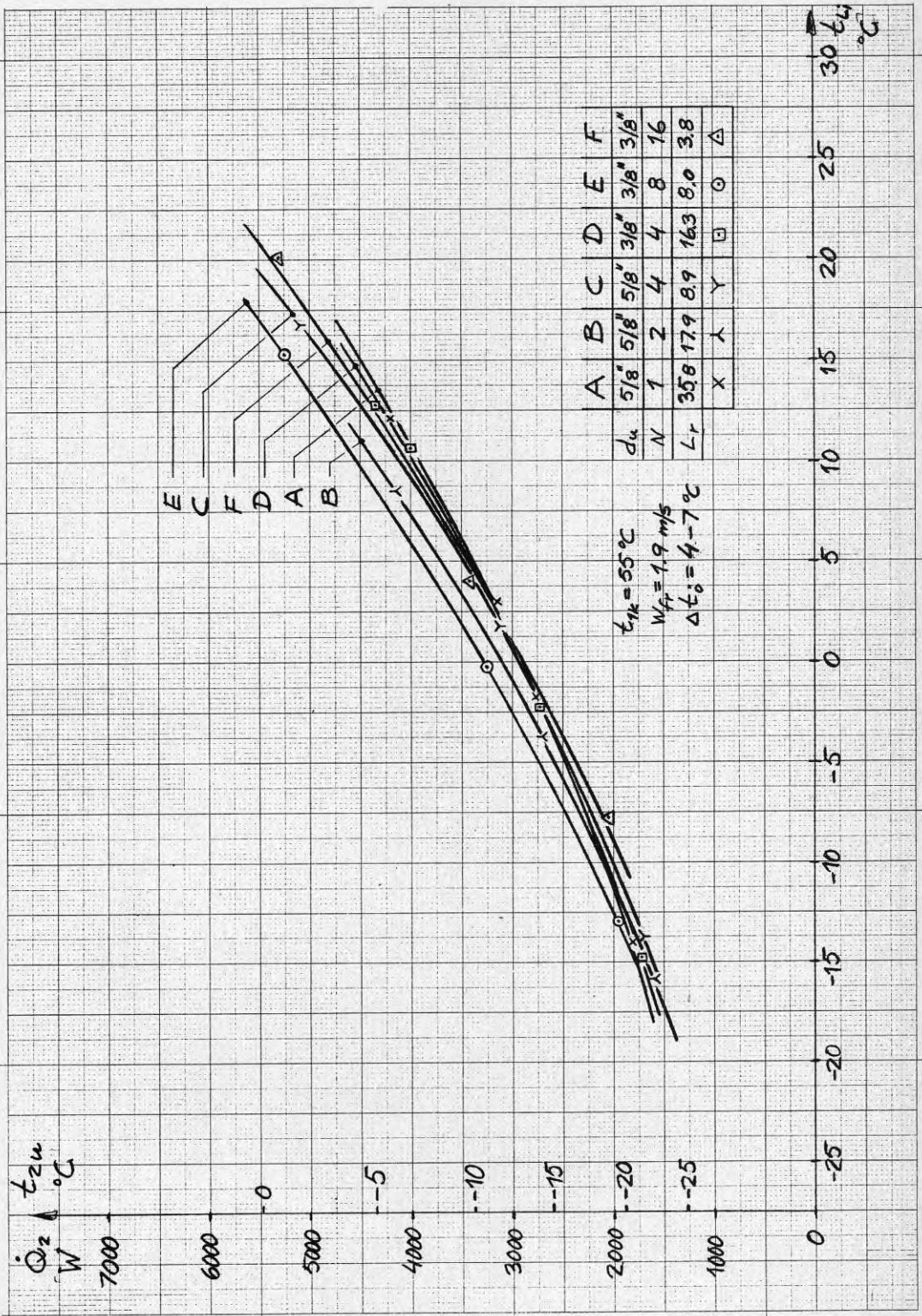


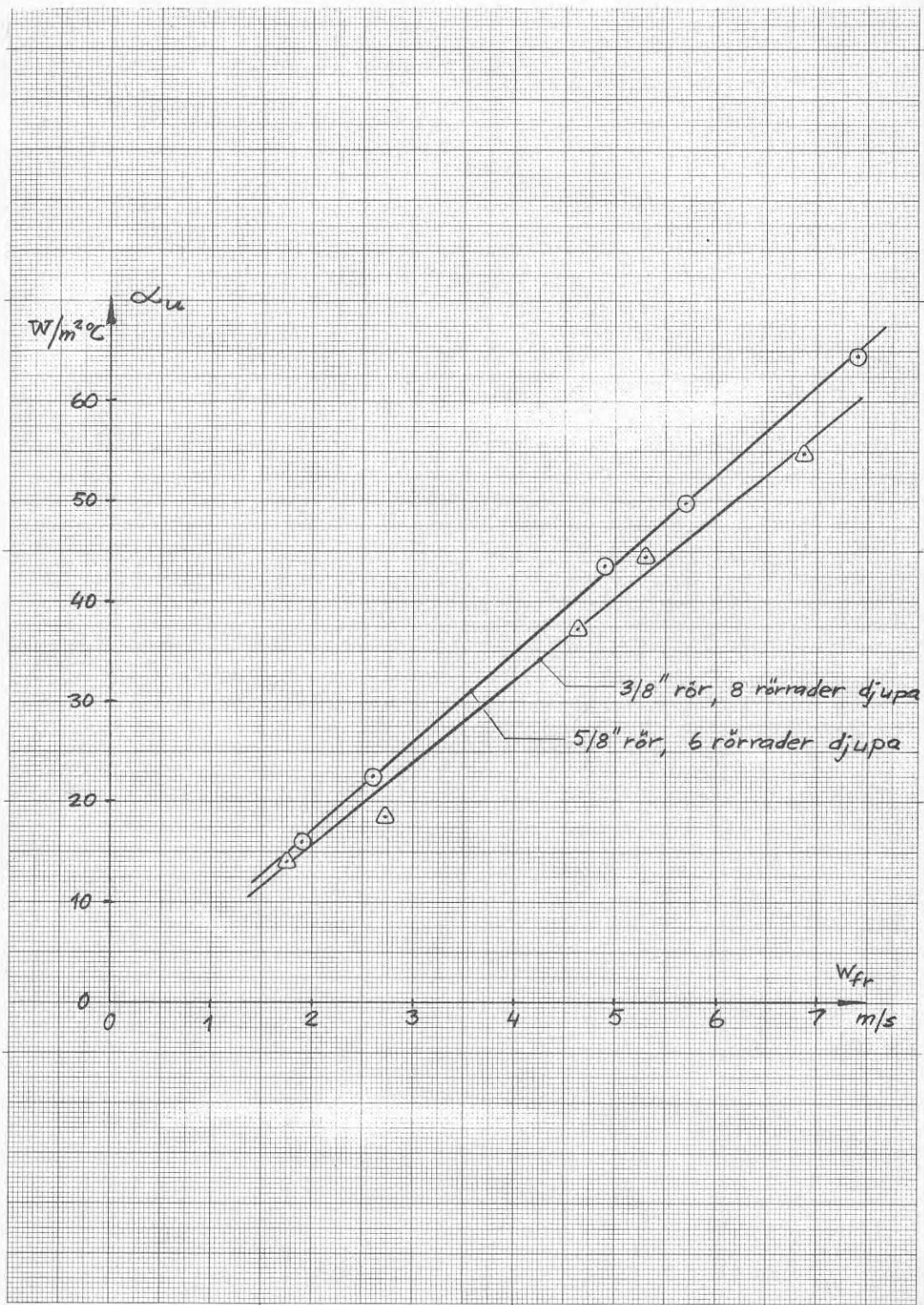


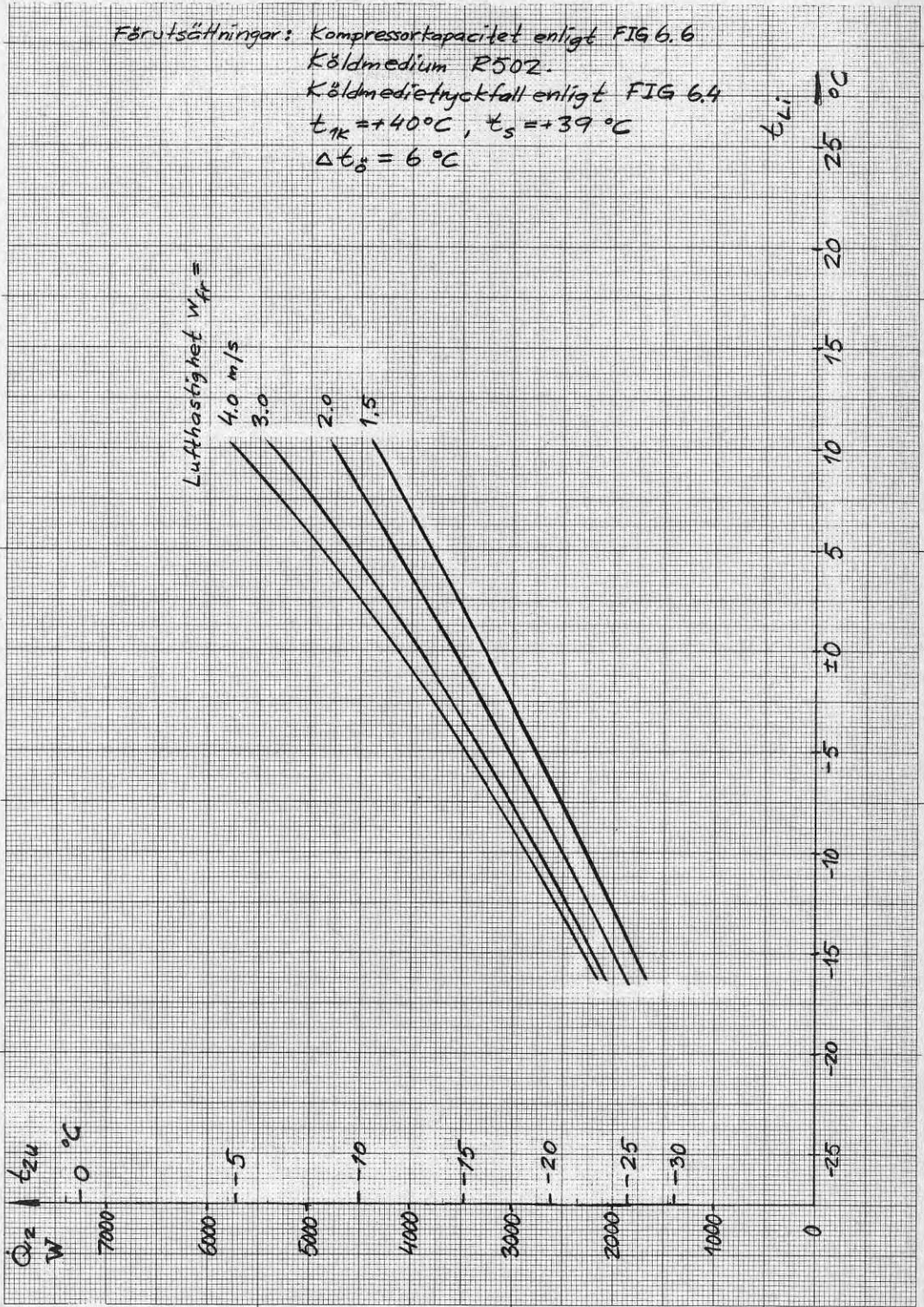


A-F som funktion av lufttemperaturen.

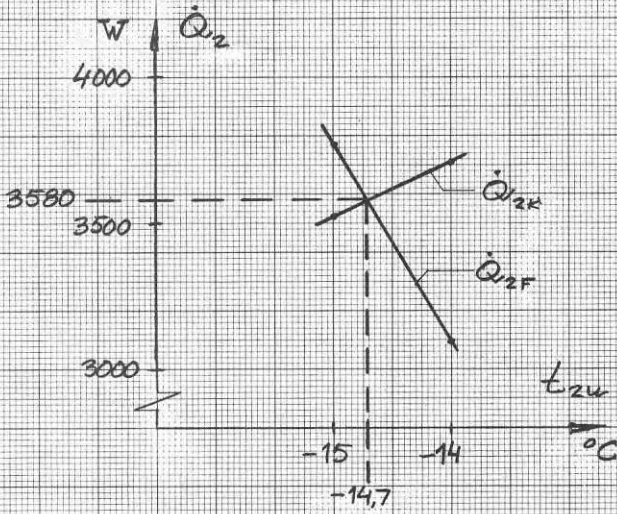
Kondenseringstemperatur 55°C.

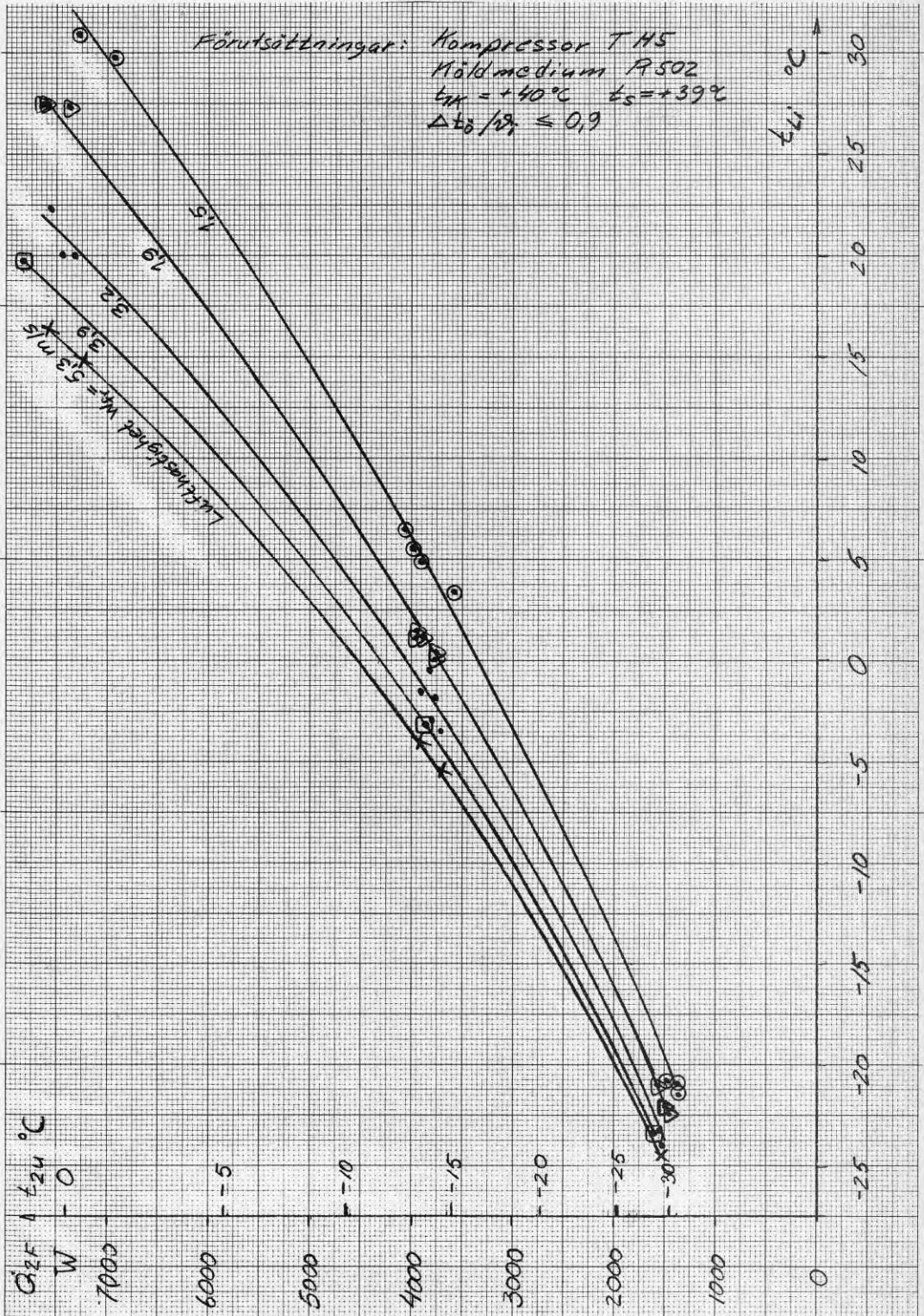


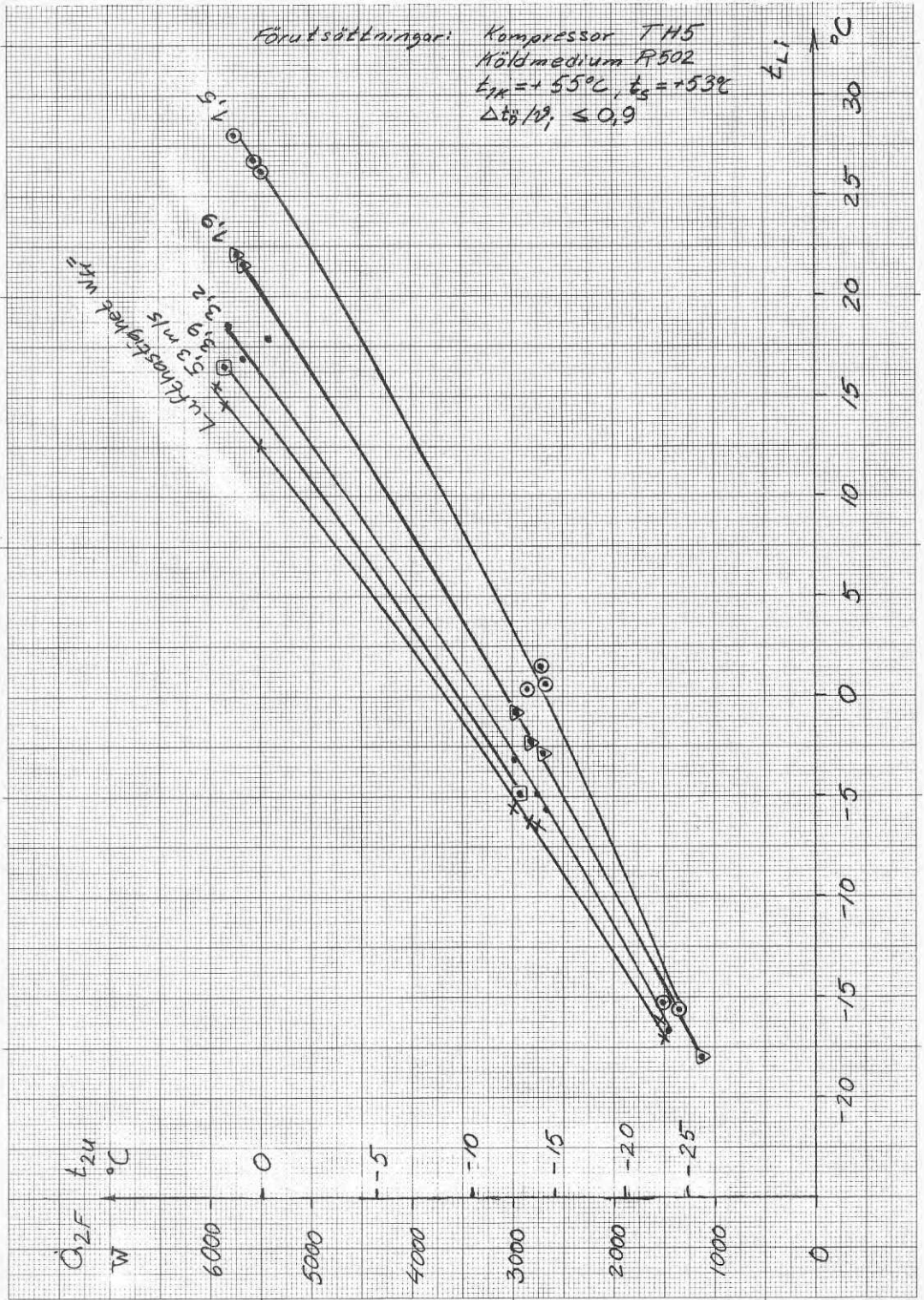


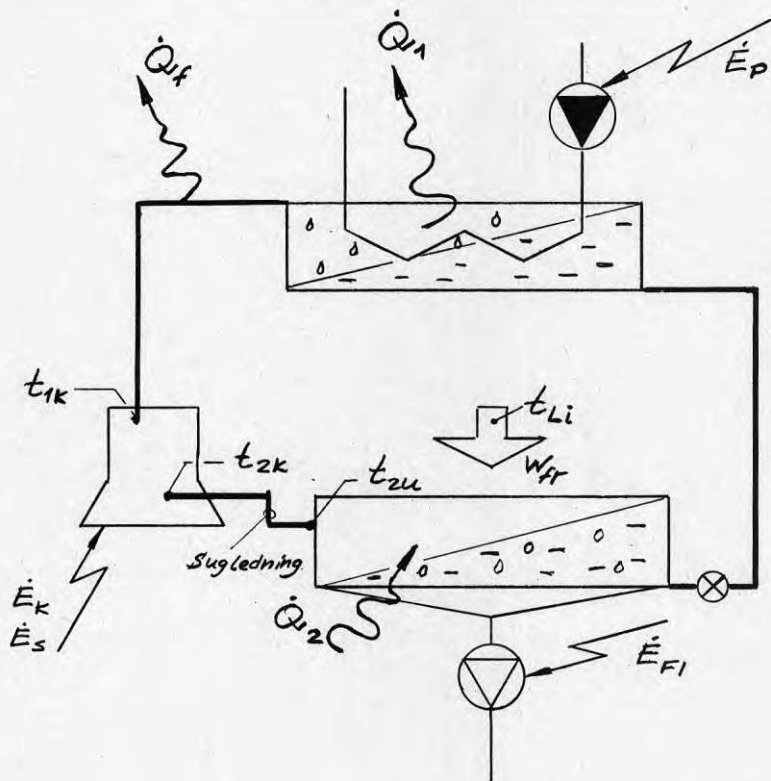


Beräkningsexempel. Kapaciteten för
 förångare A vid $t_{Li} = \pm 0^{\circ}\text{C}$ och
 $w_{fr} = 2,0 \text{ m/s}$









Köldmedium: R502

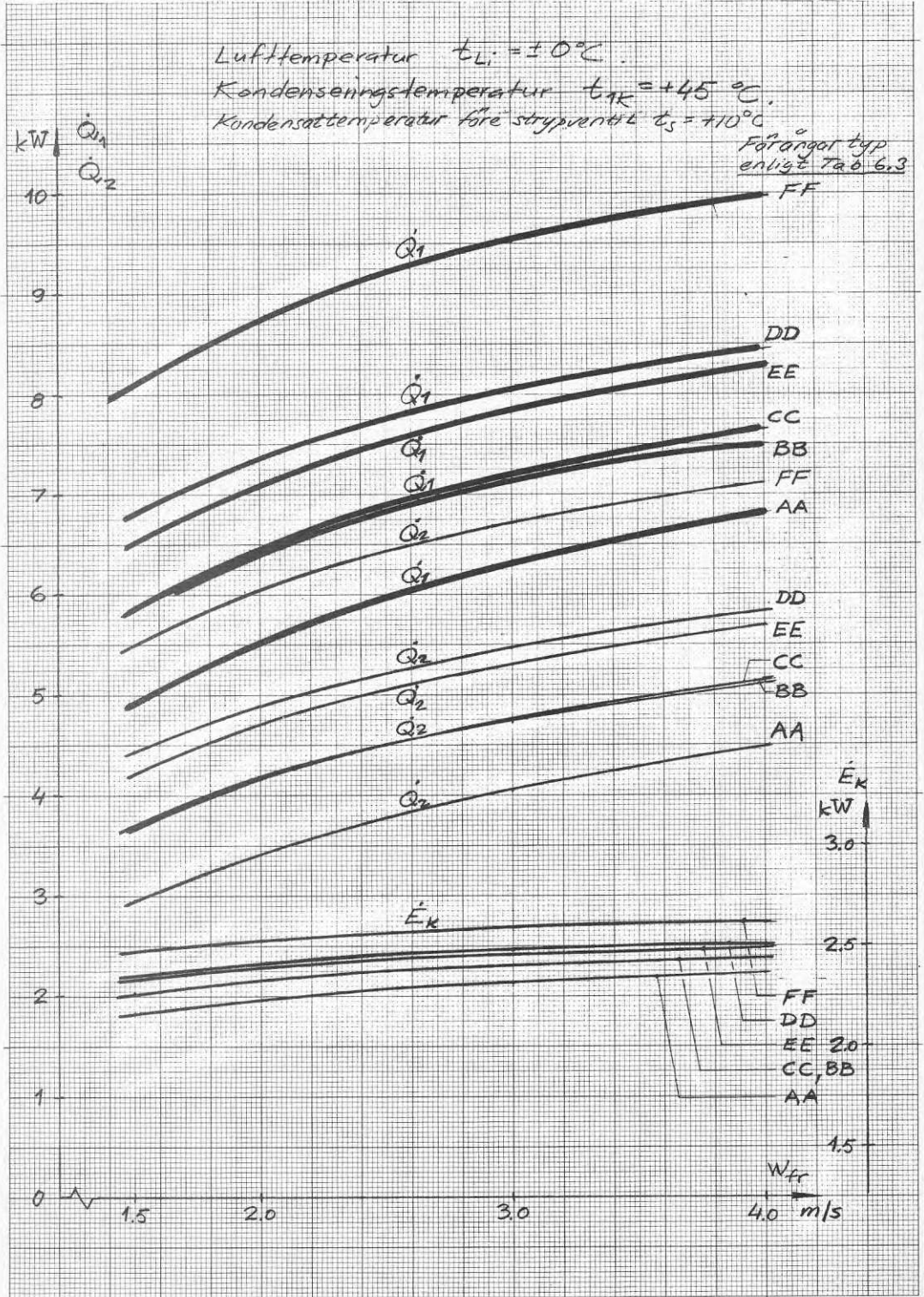
Sugledning: $L_r = 4 \text{ m}$, $d_i = 17 \text{ mm}$, $f_f = 0.015$

$$-25^\circ\text{C} < t_{2u} < -22^\circ\text{C}; \quad t_{2u} - t_{2k} \approx 0.3^\circ\text{C}$$

$$-22 \leq t_{2u} < -16; \quad t_{2u} - t_{2k} \approx 0.4$$

$$-16 \leq t_{2u} < -10; \quad t_{2u} - t_{2k} \approx 0.5$$

Kyleffekt \dot{Q}_2 , avgiven värmeeffekt \dot{Q}_1 och kompressoreffektbehov \dot{E}_K som funktion av lufthastigheten w_{Er} för en värmepump med sex alternativa förångare

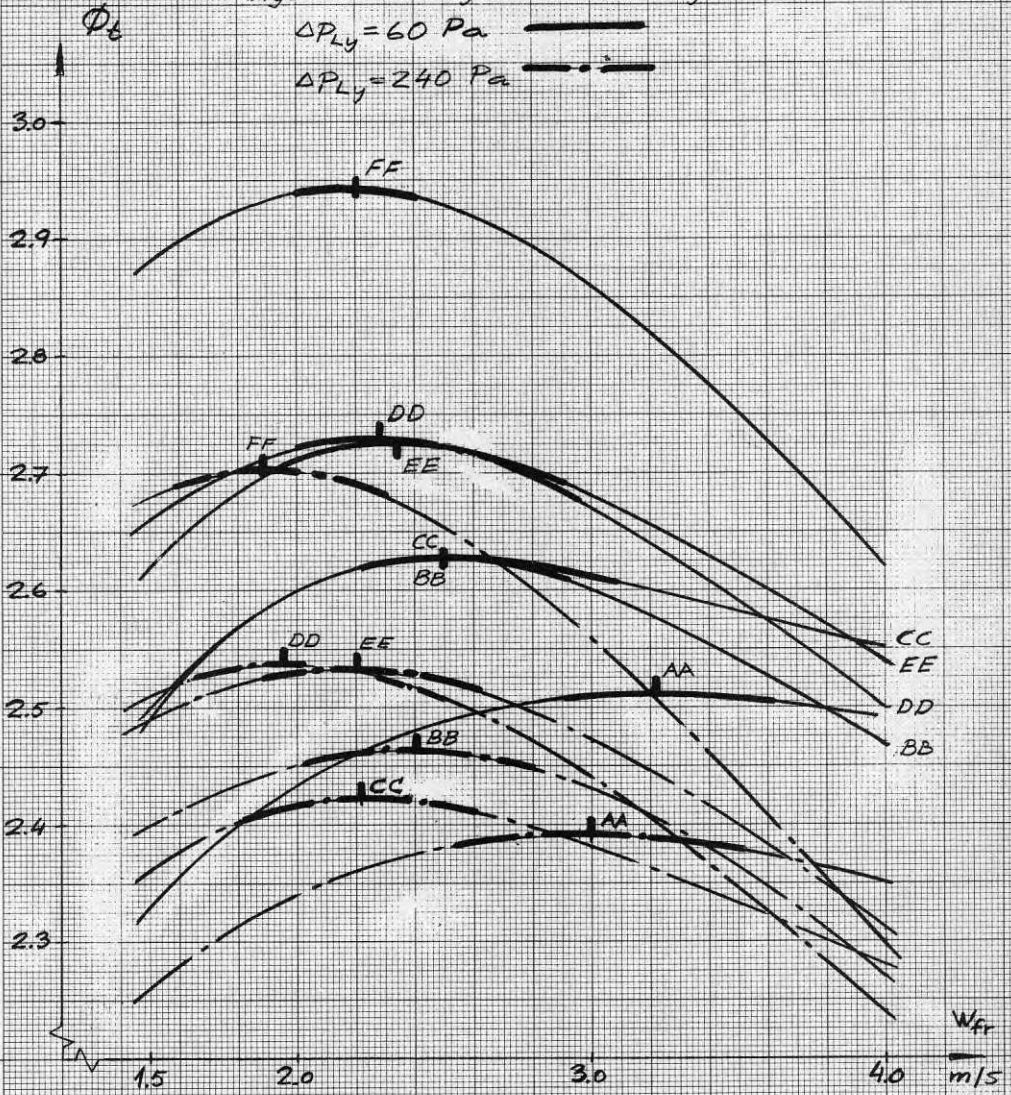


Φ_t enligt ekv. 6.21 med tillhörande förändringar, dvs underkylningen av kondensatet till +10°C antas nyttig. \dot{Q}_t och \dot{E}_x enligt FIG 6.17.

Tryckfall i kanalsystem exkl. förångare:

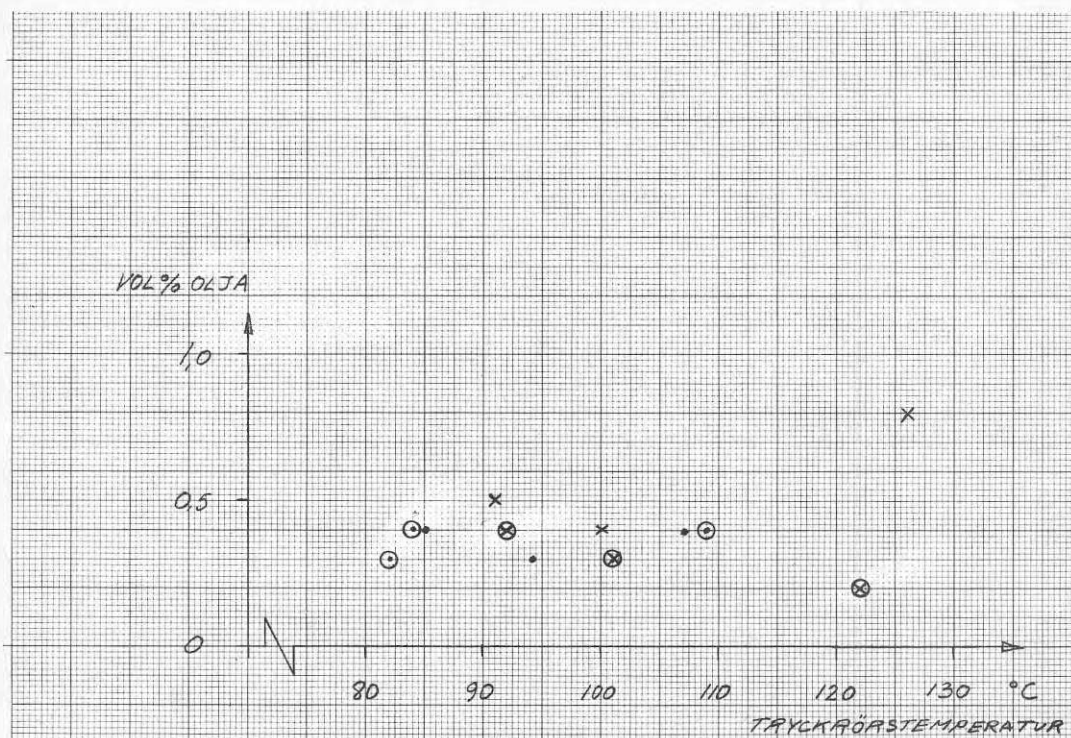
$\Delta P_{Ly} = 60 \text{ Pa}$ —————

$\Delta P_{Ly} = 240 \text{ Pa}$ - - - - -



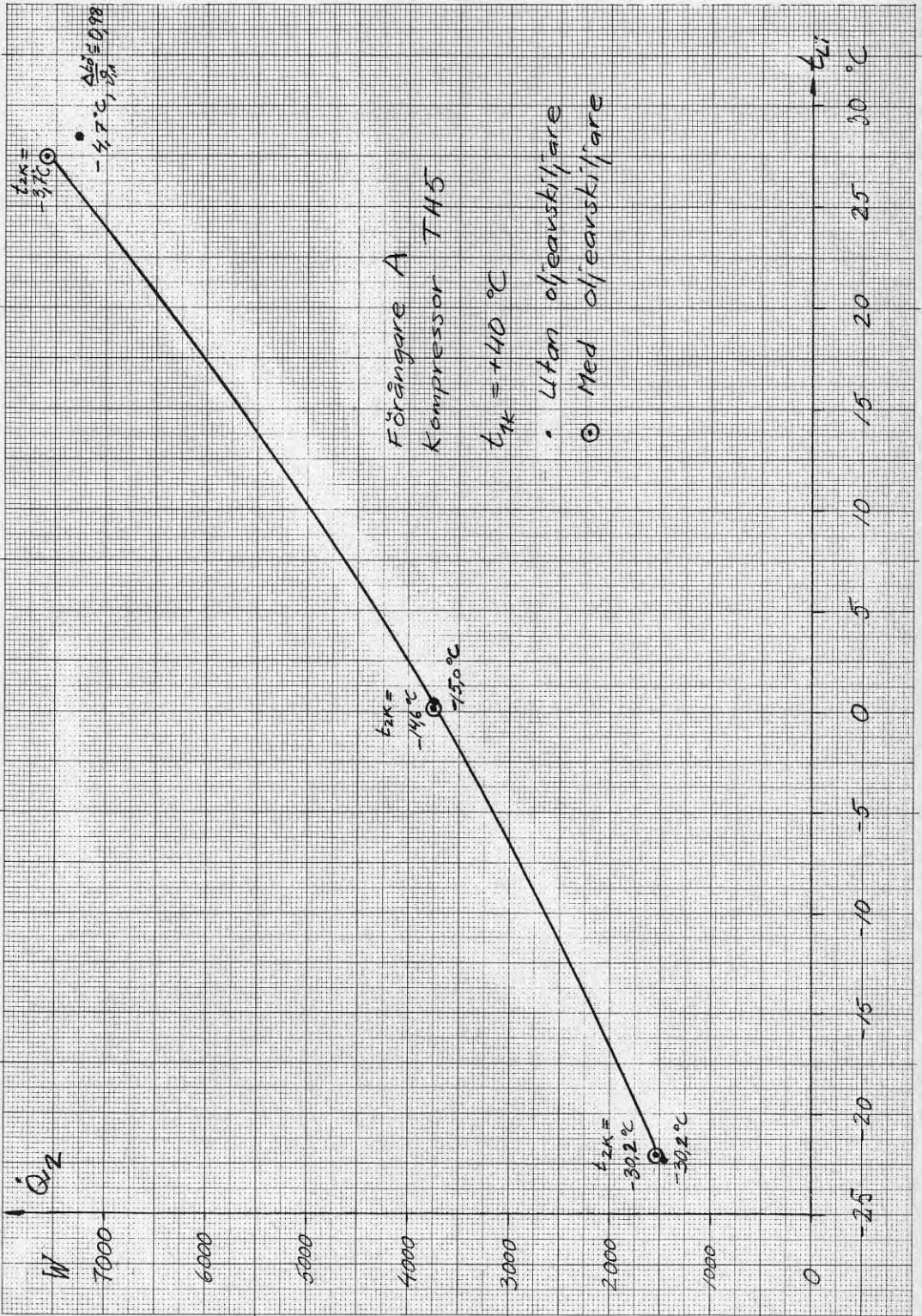
Optimalt luftflöde $V_{Lo} = A_{fr} \cdot W_{fr0}$

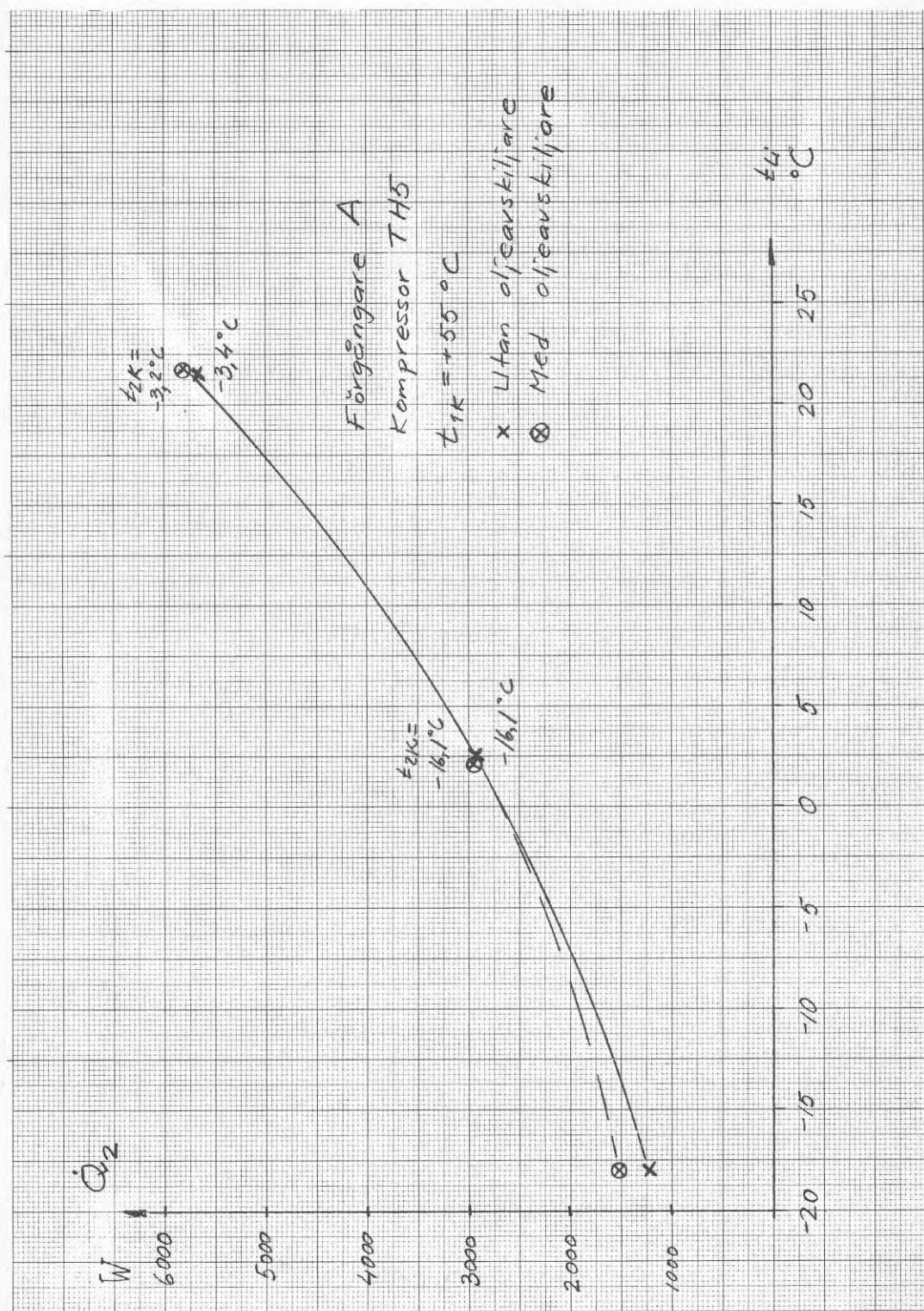
Batteri	AA	BB	CC	DD	EE	FF	
$\Delta P_{Ly} = 60$	0,370	0,453	0,618	0,620	0,538	0,796	m ³ /s
	1330	1630	2220	2230	1940	2870	m ³ /h
$\Delta P_{Ly} = 240$	0,345	0,434	0,548	0,530	0,506	0,681	m ³ /s
	1240	1560	1970	1910	1820	2450	m ³ /h

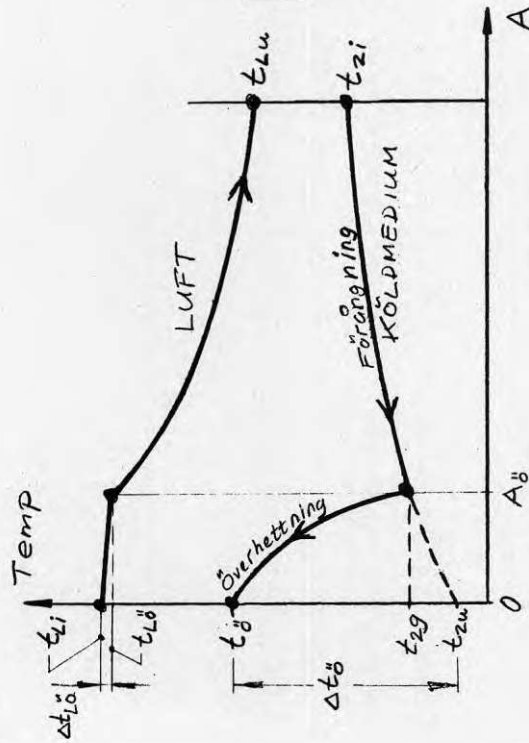
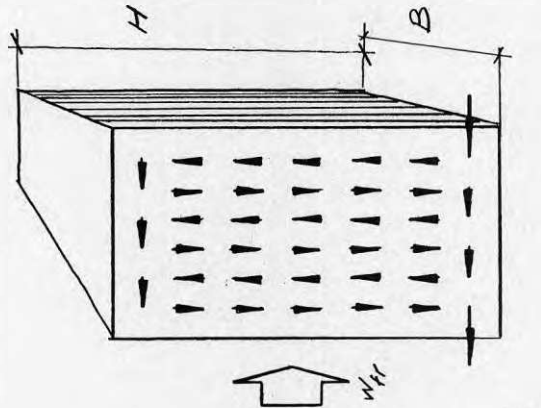


- utan oljeavskiljare, $\Delta T = +40^\circ\text{C}$
- x " " " " , $\Delta T = +55^\circ\text{C}$
- ⊙ med " " " " , $\Delta T = +40^\circ\text{C}$
- ⊗ " " " " , $\Delta T = +55^\circ\text{C}$

t_{Li} med och utan oljeavskiljare





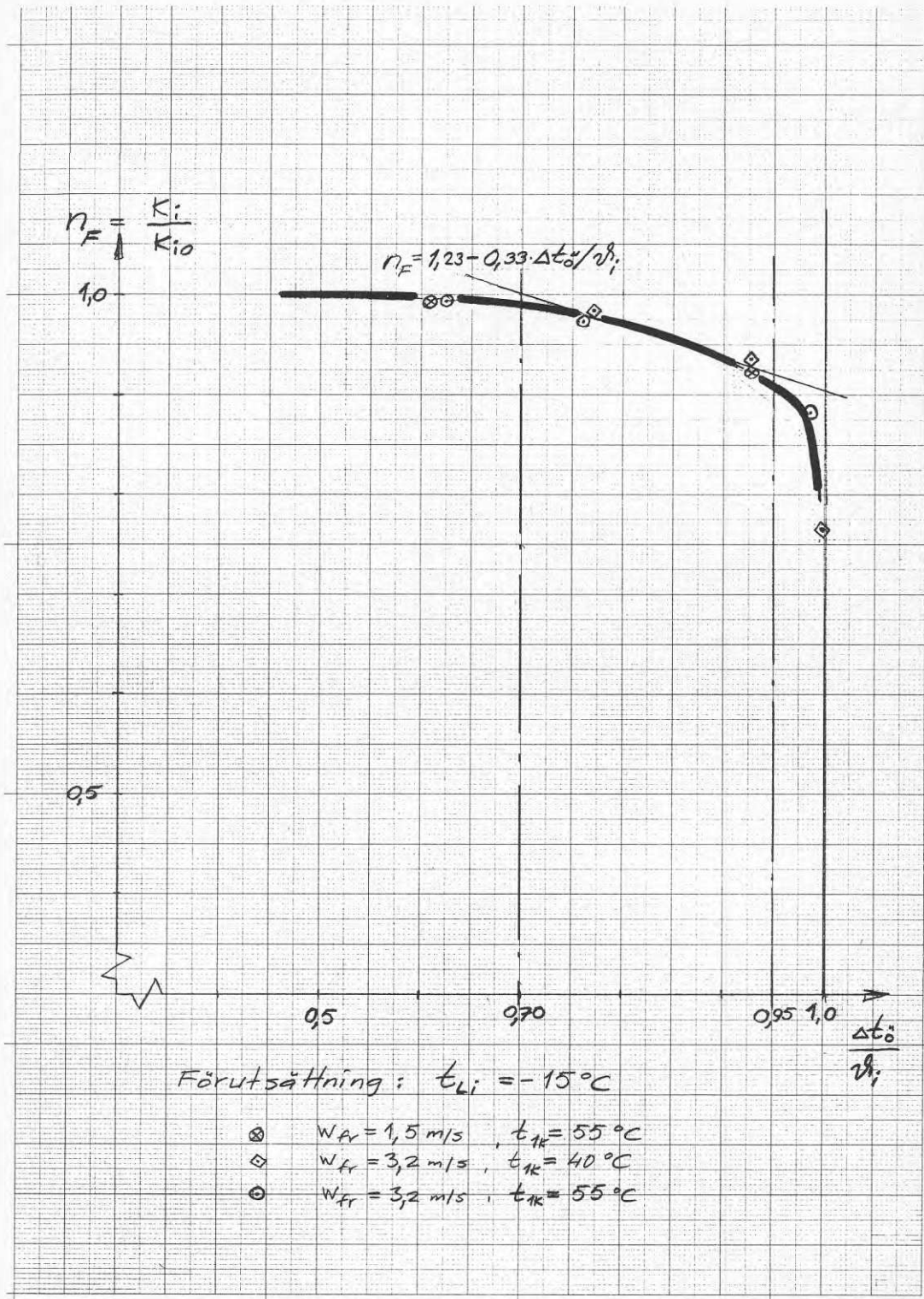


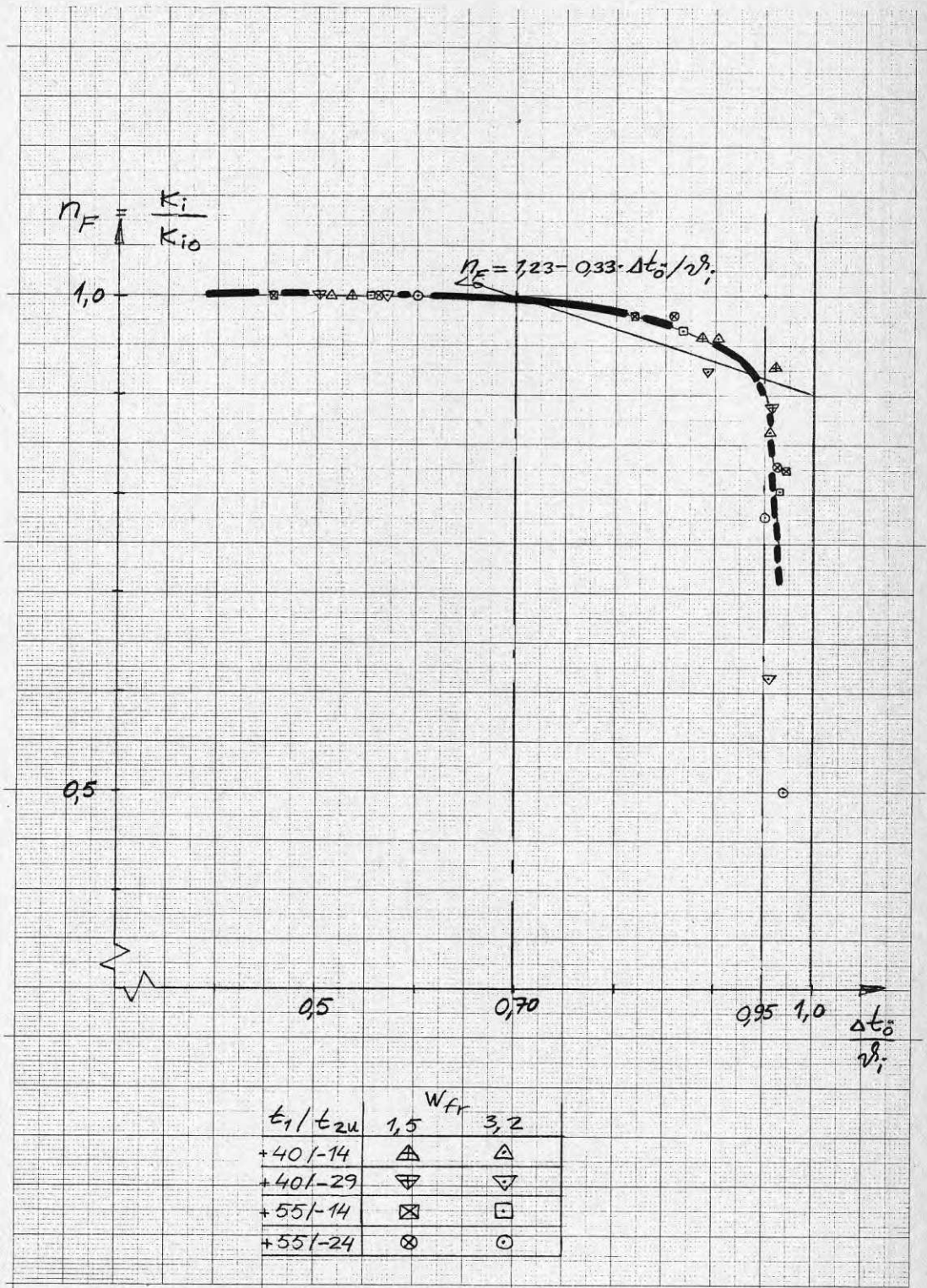
$$v_i = t_{Li} - t_{2u}$$

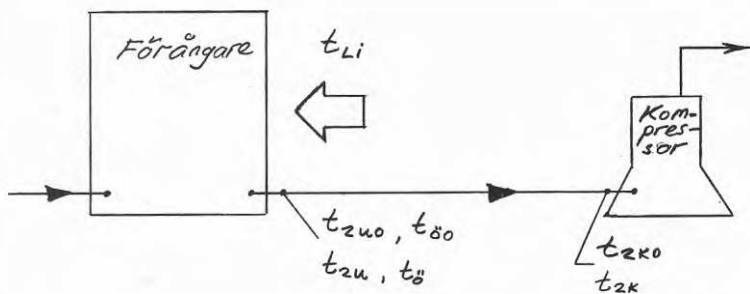
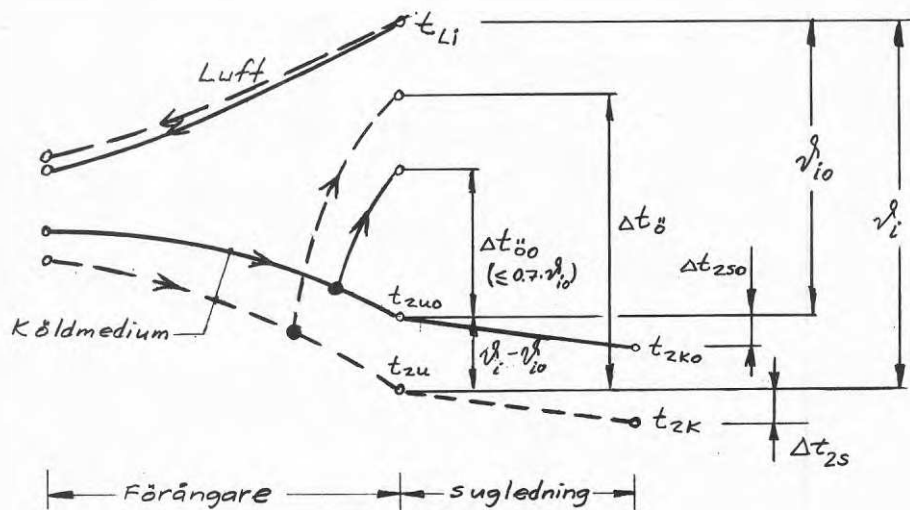
$$v_1 = t_{L\delta} - t_{2g}$$

$$v_u = t_{Lu} - t_{zi}$$

$$v_2 = t_{Li} - t_{\delta}$$

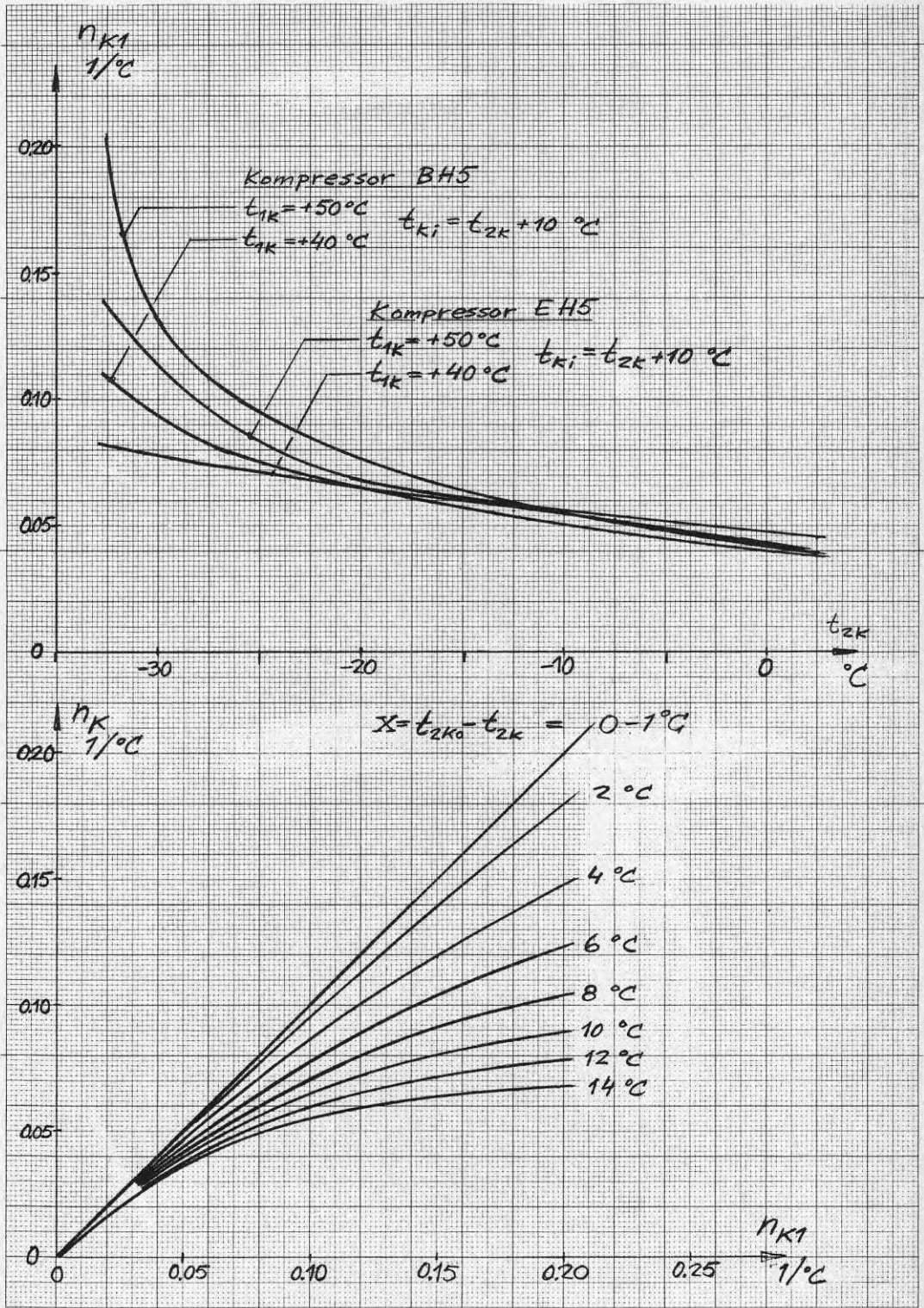


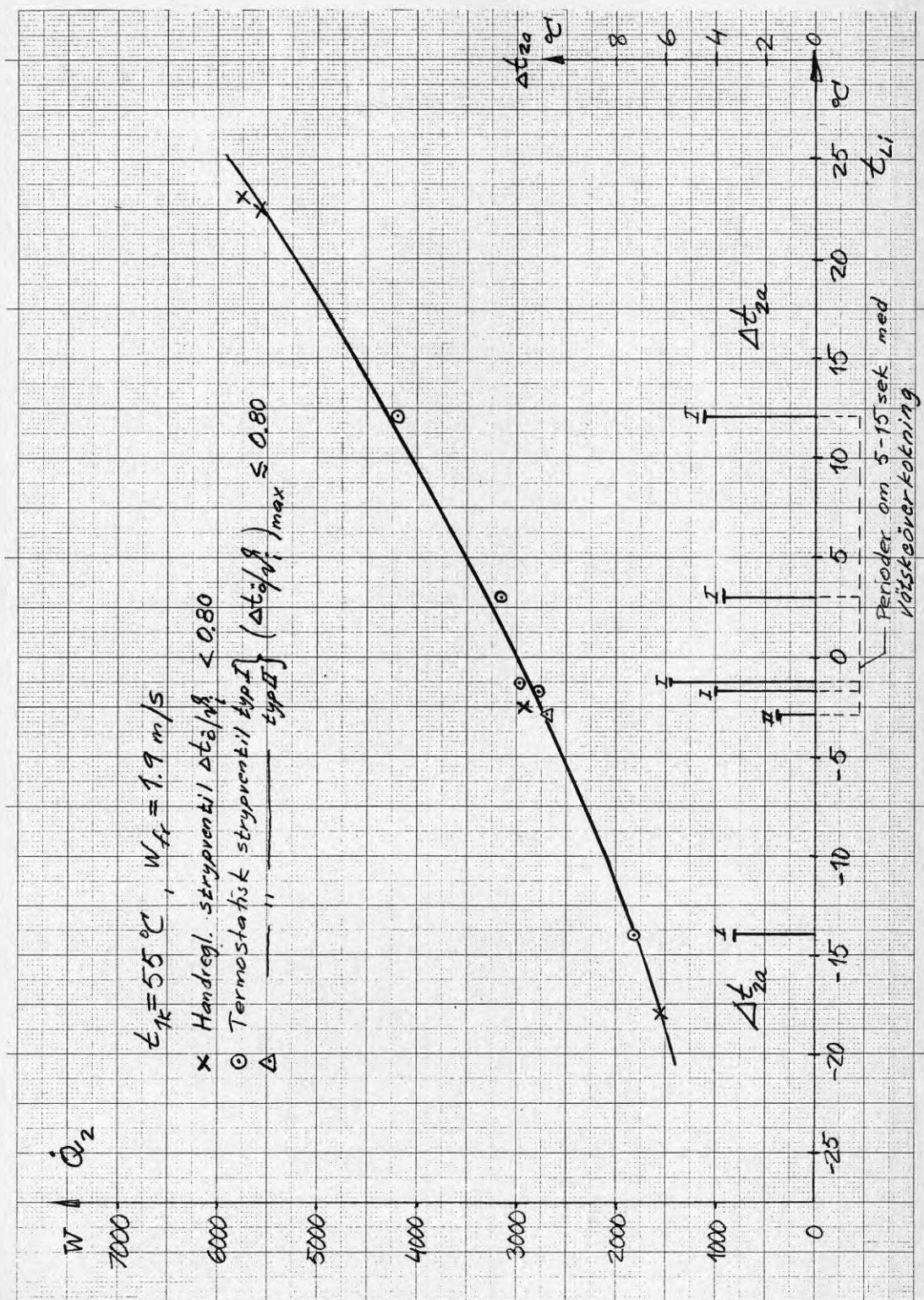


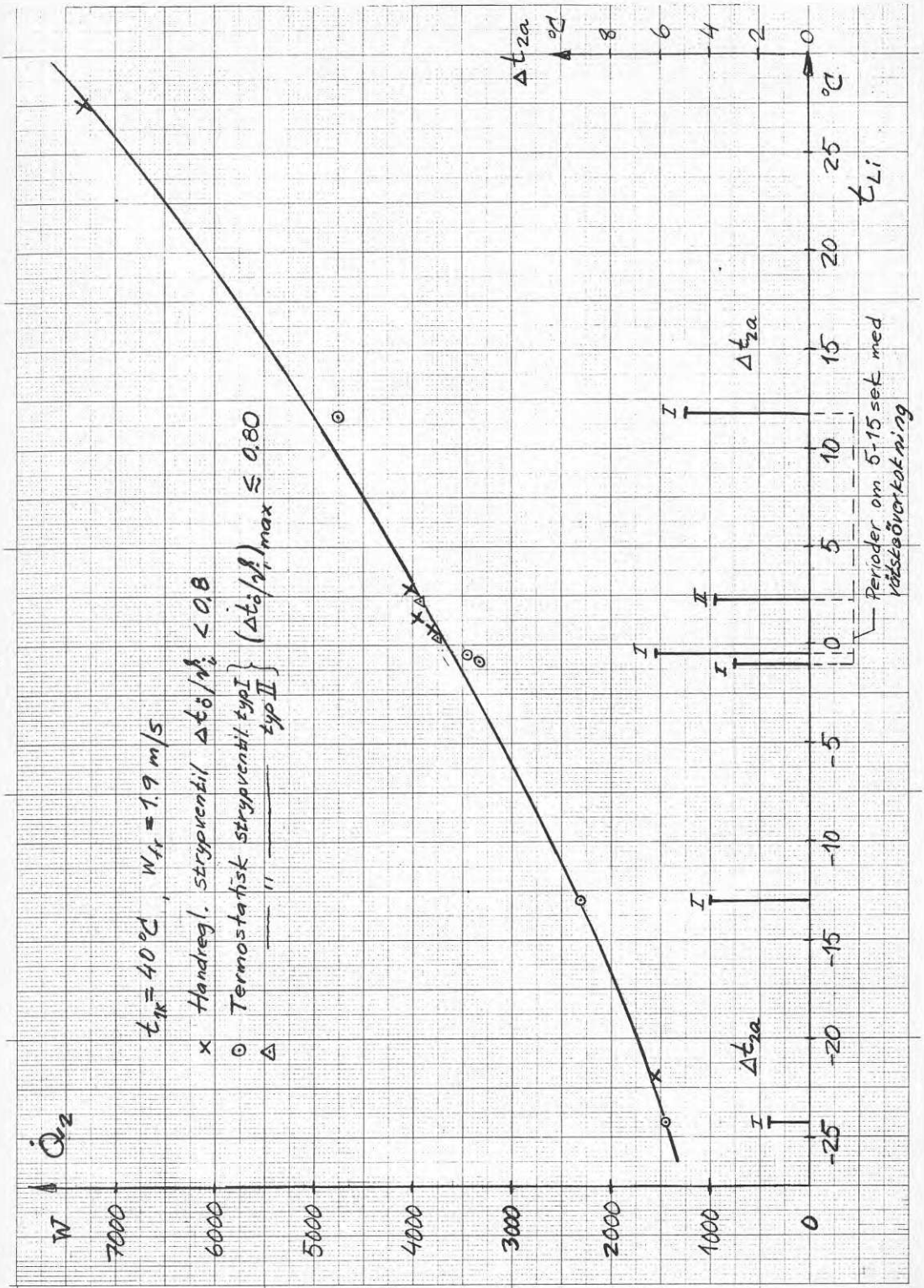


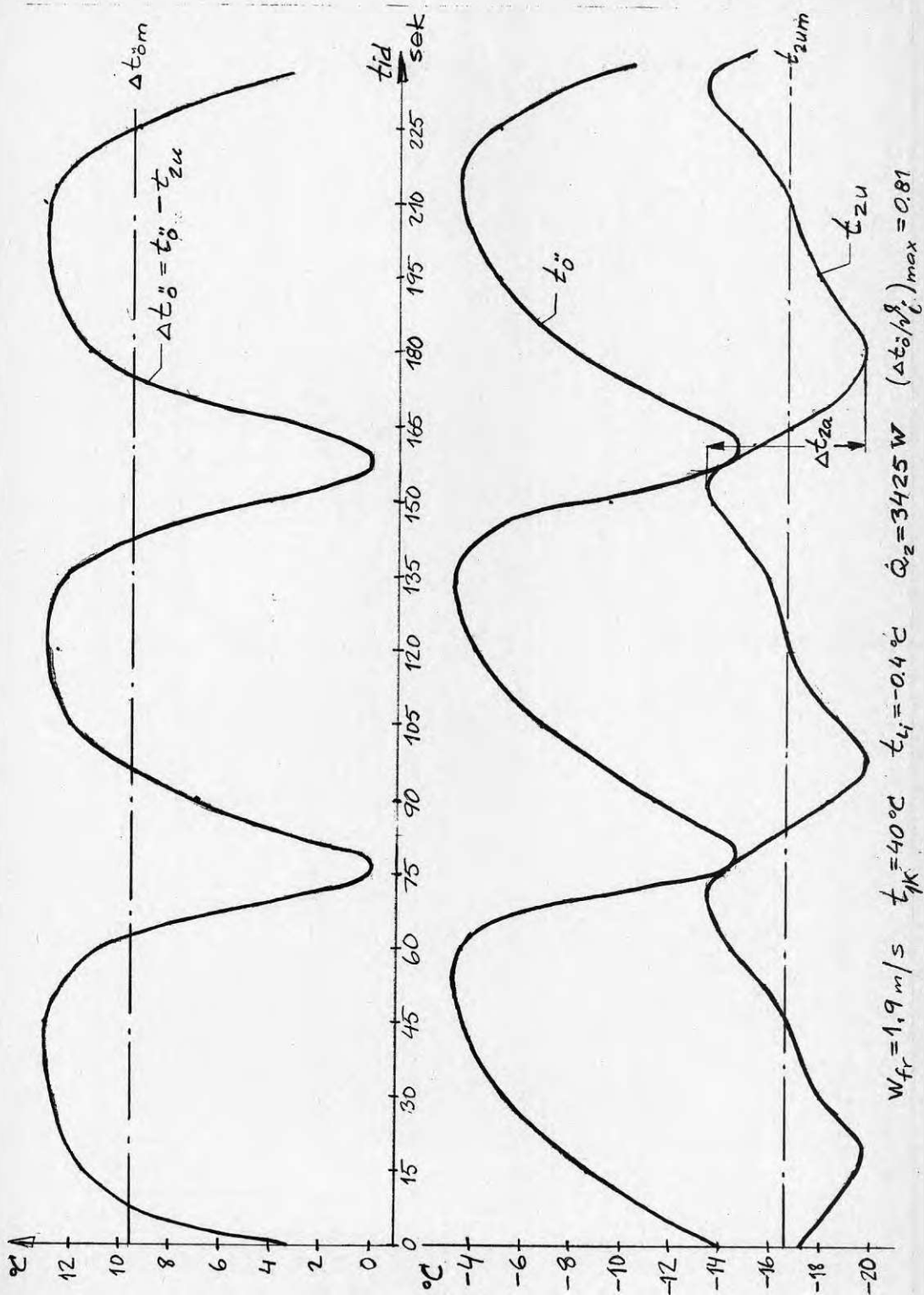
n_{K1} : för 1°C ändring av t_{2K}

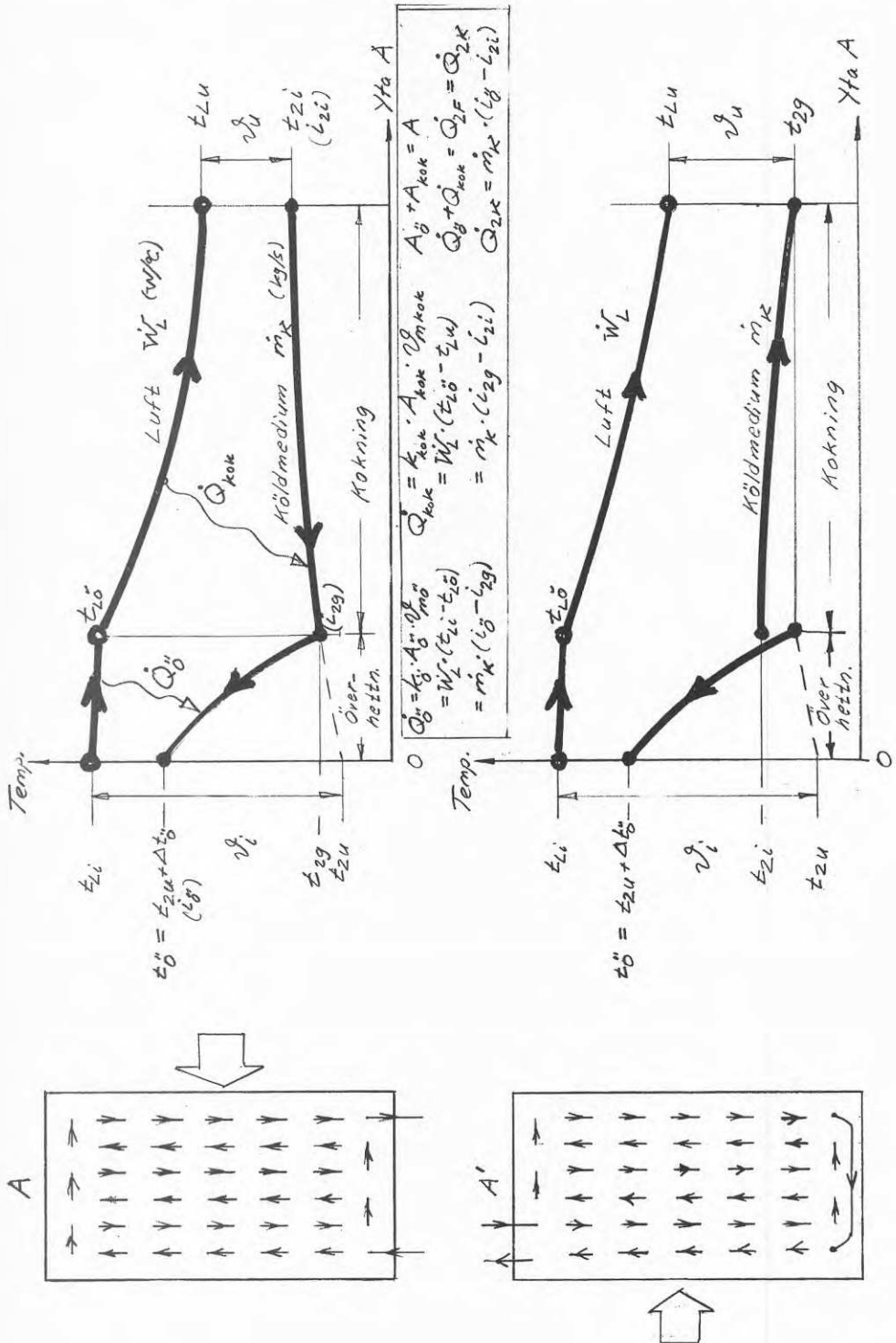
n_K : för $X^\circ\text{C}$ ändring av t_{2K}

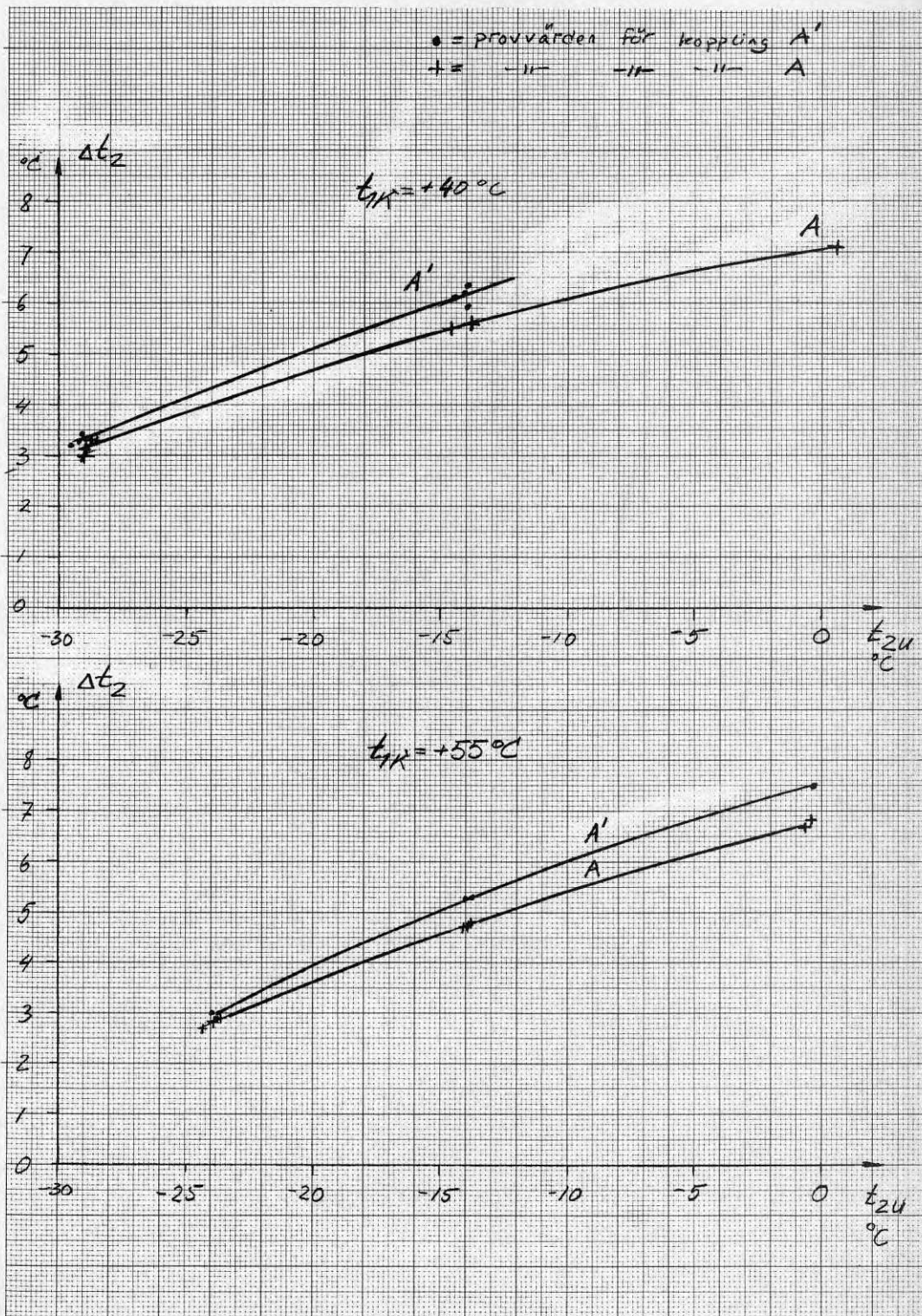


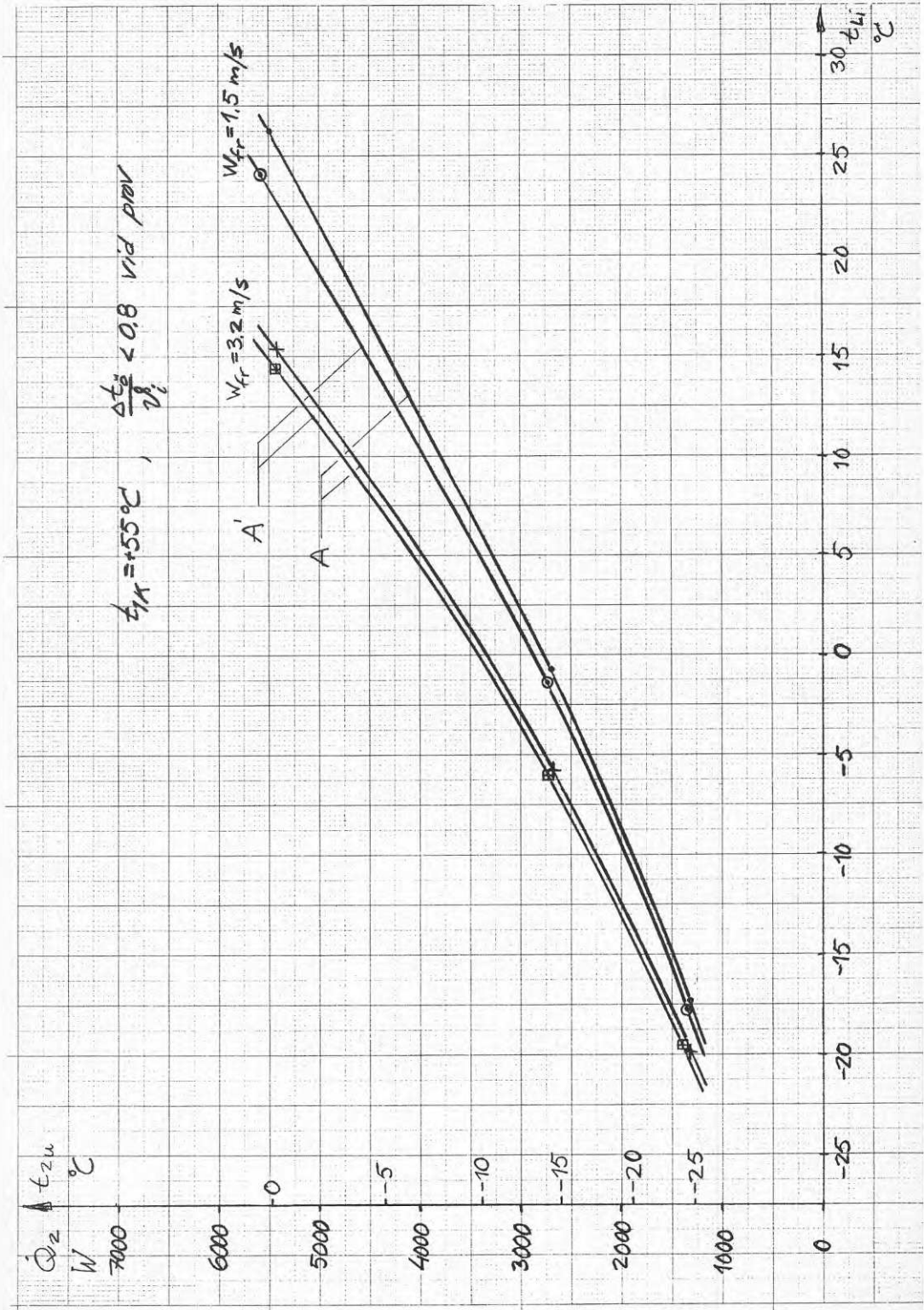


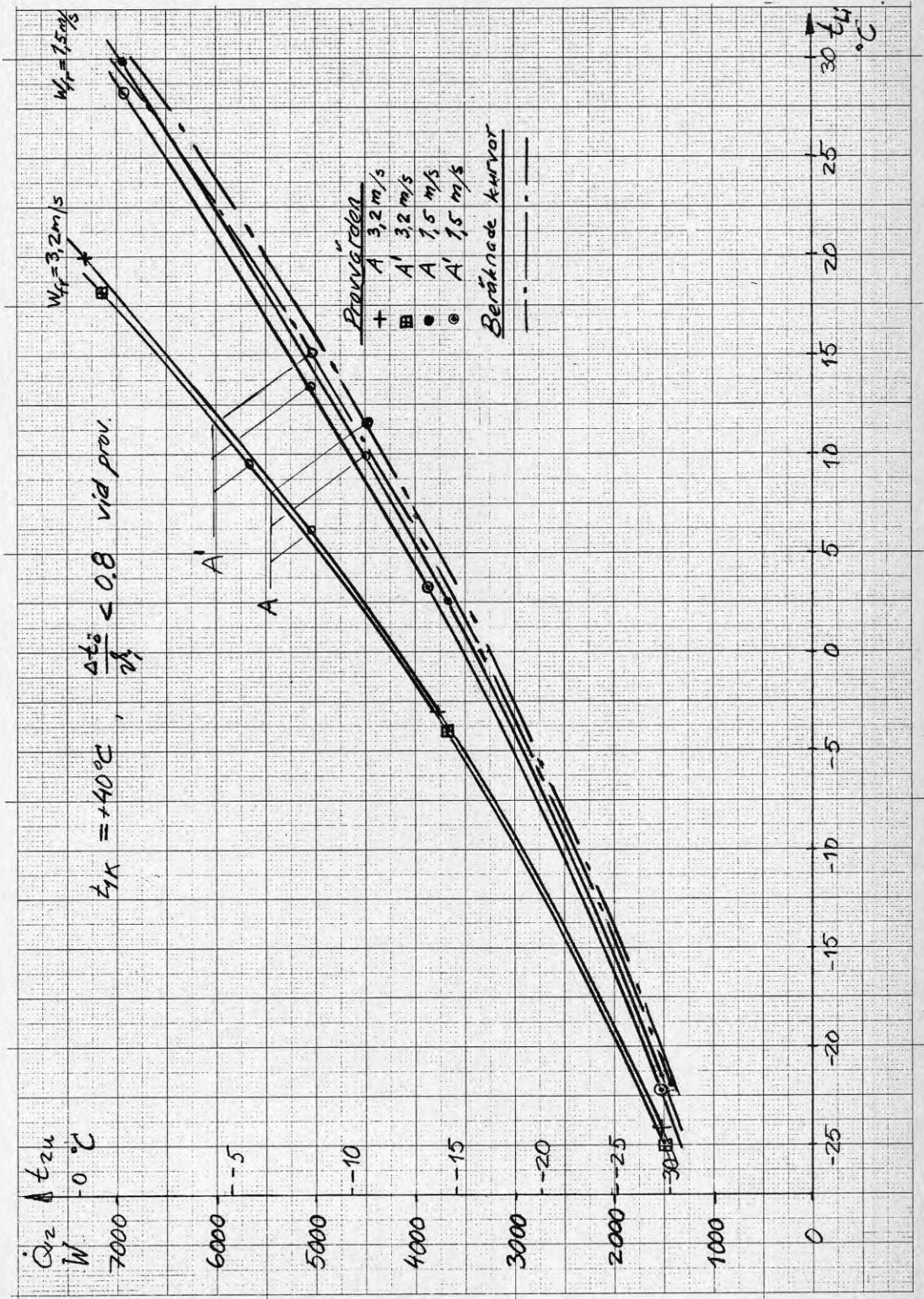












7 TAPPVATTENVÄRMNING

7.1. Förutsättningar

7.1.1 Tappvarmvattenbehov

Tappvarmvattenbehovet i bostäder utgör en betydande del av bostadens totala värmebehov. För bostäder byggda efter 1975, då den nya svenska byggnormen radikalt ökade kravet på byggnadens ytterskals värmeisoleringsförmåga, har denna andel vuxit från 20 à 30 % till 30 à 50 %. I flerfamiljs-hus är andelen högre än i villor.

Tappvarmvattnet måste hålla minst ca +45°C temperatur i varmvattenför-rådet för att för hushållsbruk säkerställa tillräckligt hög temperatur vid tappstället. Tappflödena är normalt så stora, att värmningen ej kan ske direkt vid tapptillfället. Rimliga värmeeffekter och lägsta anläggnings-kostnad ger behov av förråd. Ju lägre maximal effekt värmeanläggningen har desto större förråd behövs. För värmepumpar och direkt elvärme i villor in-stallerar därför vanligen större förråd än för oljepannor, 200 à 300 l mot 100 à 200 l.

Ett riktvärde på tappvarmvattenförbrukningen är ca 60 l per person och dygn. Ett fyrapersoners hushåll behöver då omkring 250 l per dygn, vilket motsvarar omkring

$$250 \cdot (45 - 5) / 860 = 12 \text{ kWh/dygn}$$

eller

$$340 \cdot 12 = 4000 \text{ kWh/år}$$

och medeleffekten 500 W.

Härtill kommer förlusterna från varmvattenförrådets ytterhölje och rörledningar. I villor med separata tappvarmvattenförråd uppgår dessa förluster till minst ca 200 W. Om varmvattenberedaren står i ett utrymme som skall värmas, kan denna förlust helt eller delvis nyttiggöras under rumsvärmningssäsongen. En oljepanna med tappvattenförråd får i en villa, om ej automatiskt stängande spjäll i skorstenen vid stillastående oljebrännare finns, en förlust på ca 1000 W. Denna kan dock till ringa del nyttiggöras, då den till stor del går ut genom skorstenens mynning.

Förlustvärmnet \dot{Q}_{VF} från varmvattenförrådet kan skrivas

$$\dot{Q}_{VF} = K_V \cdot (t_V - t_O) \quad W \quad \dots\dots\dots 7.1$$

där

K_V = total värmetransmission från förrådet med medelvattentemperatur t_V till omgivning med temperatur t_O i W/°C

$K_V = k_F \cdot A_F + k_R \cdot A_R$ med k_F och k_R som värmegenomgångstal för förrådsbehållare respektive tillhörande rörledningar och A_F och A_R dessa delars ytteryta.

Med normal isolering blir $k_F \approx 1$ W/m², °C och $k_R \approx 2$ W/m², °C. För oisolerade rördelar gäller $k_R \approx 10$ à 20 W/m², °C.

En olje- eller elpanna med 200 till 300 l förråd får

$$\dot{Q}_{VF} \approx 8 \cdot (t_V - t_O) \quad W$$

För oljepannan är då skorstensförluster ej medräknade. De har, utan tätt stängande rökgasspjäll vid brännarstopp, samma storleksordning som det ovan nämnda \dot{Q}_{VF} .

Vattentemperaturen t_V i förrådet påverkar väsentligt \dot{Q}_{VF} . Såsom exempel har en oljepanna $t_V = +80^\circ\text{C}$ av korrosionsskäl. Under tiden 1 maj till 1 oktober är rumsvärmebehovet obetydligt. Exklusive skorstensförluster gäller då för oljepannan vid $t_O = +25^\circ\text{C}$

$$\dot{Q}_{VF} = 24 \cdot (31 + 30 + 31 + 31 + 30) \cdot 8 \cdot (80 - 25) \cdot 10^{-3} = 1600 \text{ kWh}$$

För el- eller värmepumpvärmtd förråd med $t_v = +45^\circ\text{C}$ blir

$$\dot{Q}_{vf} = 1600 \cdot 20/55 = 580 \text{ kWh}$$

Det sannolikt momentana, maximala tappvarmvattenuttaget ligger för ett enskilt hushåll omkring 15 l/min motsvarande en effekt av

$$15 \cdot 60 \cdot (45 - 5)/860 = 42 \text{ kW}$$

För flerfamiljshus blir denna siffra ej multiplicerad med antalet hushåll, eftersom samtidiga maximaluttag i olika familjer är osannolik. I VA-byggnormen finns maximalflöden för dimensionering av tappvattensystem angivna som funktion av antalet tappställen.

7.1.2 Fördelning av värmepumpens värmeavgivning på olika temperaturnivåer

En värmepump kan ge väsentligt högre temperaturnivå på t ex tappvarmvatten än dess kondenseringsstemperatur, om den större delen av värmeavgivningen skall tillföras t ex ett lokalvärmningssystem från kondenserande köldmedium. I avsnitt 5.5 är detta exemplifierat. Två värmväxlare måste givetvis då användas för värmepumpens värmeavgivning. I den första värmväxlaren efter kompressorn kyls därvid den heta köldmediegasen av vatten från tappvattenvärmsystemet.

Förhållandena exemplifieras här i FIG 7.1 - 5 gällande köldmedium R502.

FIG 7.1 visar relationen mellan värmeavgivningen från hetgaskylning \dot{Q}_T och total värmeavgivning \dot{Q}_t

$$\dot{Q}_T/\dot{Q}_t = c_k \cdot (t_{Ku} - t_{Tu}) / (i_{1K} - i'_1) \dots\dots\dots 7.2$$

Enligt EKV 4.24 blir för R502 ungefärligen

$$t_{Ku} = 1,5 \cdot (t_{1K} - t_{2K}) + t_{Ki} - t_{2K}$$

t_{Tu} är hetgastemperatur efter den första värmeväxlaren med värmeeffektuttaget \dot{Q}_T . Utgående vatten t_{Tvu} från denna värmeväxlare blir vid normala vattenflöden och motström nära lika med t_{Tu} . Som synes ökar den relativa andelen hetgasvärme vid ökande t_{1K} eller värmebäraretemperatur och sjunkande t_{2K} eller värmekälletemperatur.

FIG 7.2 - 7.5 visar värmeavgivningen \dot{Q}_T i en värmeväxlare av typ C enligt avsnitt 5 med vattenflöde $\dot{V} = 600$ l/h och hetgaskylning. Värmepumpen har antagits ha en kompressor av typ TH5b enligt avsnitt 4 och förångare för uteluft med ingående temperatur t_{Li} , $A = 45$ m², $L = 34$ m och $w_{Pr} = 2,2$ m/s, jämför med avsnitt 6 och 8. I en villa med tappvattenvärmebehovet 500 W och förluster från tappvattenförråd på 200 à 300 W kan hetgaskylningen ge tappvattentemperaturer på +50 till +70°C under större delen av värmesäsongen. Observera dock att \dot{Q}_T avser kontinuerlig drift. Sjunker rumsvärmebehovet under värmepumpens kapacitet reduceras denna eller blir dess drift intermitterant med relativa gångtiden mindre än ett. Beräkningen av \dot{Q}_T har skett i analogi med beräkningarna i avsnitt 8.1 och \dot{Q}_T är i analogi med EKV 7.2 för $t_{Ki} - t_{2K} = 10$ °C

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_K \cdot c_K \cdot [1,5 \cdot (t_{1K} - t_{2K}) + 10 - (t_{Tvi} + 3)] \dots\dots\dots 7.3$$

enär $t_{Tu} = t_{Tvi} + 3$ °C antas, vilket ungefärligt gäller enligt avsnitt 5 för aktuell kombination av värmeväxlare och kompressor.

\dot{m}_K erhålls för givna t_{1K} och t_{2K} ur FIG 8.18 i avsnitt 8. För noggranna beräkningar av t_{Tu} vid allmänna fall hänvisas till avsnitt 5.4.

Vid ringa eller intet värmeuttag till rumsvärmsystem eller för detta och tappvattensystem gemensam värmeväxlare i värmepumpen, måste kondensering av köldmedium ske i denna värmeväxlare. Värmeuttaget sker då på den temperaturnivå som bestäms av kapaciteterna hos värmeväxlaren som kondensator och kompressorn, se avsnitt 4 och 5.3.

7.2 Beräkning av temperatur-, kapacitets- och värmefaktorförhållanden vid direkt tappvarmvattenberedning

7.2.1 Ideal skiktning i beredare

FIG 7.6 visar de två extremfall som är aktuella vid direkt tappvatten-
värmning från värmepump, ideal temperaturskiktning och fullständig
blandning. Genom att inmata det värmda vattenflödet \dot{V}_T från värmepumpen
i beredarens topp skapas gynnsammaste betingelser för den ideala skikt-
ningen och vid inmatning av detta vatten i botten erhålls största förut-
sättningar för blandning av hela beredarens vattenvolym V .

På grund av att värmepumpens värmeeffekt \dot{Q}_T till tappvattenvärmning,
oavsett om den sker genom hetgaskylning eller kondensering, ökar med
sjunkande vattenreturtemperatur t_{Tvi} ger den ideala skiktningen ett
snabbare uppvärmningsförlopp, se FIG 7.6. t_{Tvi} är då under en period
med längden V/\dot{V}_T konstant.

Vid värmepumpdrift för tappvattenvärmning utan hetgaskylning blir
skillnaden, framförallt sommartid, relativt stor mellan temperaturen
 t_{Tvu} för varmt vatten och t_{Tvi} . Eftersom värmepumpen endast kan vara
i drift med t_{Tvi} under en viss nivå med hänsyn till högsta tillåtna
tryck i köldmediesystemet och kompressorns högsta tillåtna "tryckrörs-
temperatur" t_{Ku} , ger den ideala skiktningen också högre sluttemperatur
i beredaren. Denna blir ju då t_{Tvu} mot t_{Tvi} vid fullständig blandning.
Dessutom erhålls en något högre värmefaktor vid ideal skiktning för
driftperioder med enbart tappvattenvärmning genom den lägre genom-
snittliga kondenseringstemperaturen för dessa perioder.

Sålunda är arrangemang för erhållande av skiktning gynnsammast. Vatten-
inloppet från värmepumpen bör läggas på en nivå över beredarens botten,
som svarar mot den volym som urtappas före det värmepumpen startas för
tappvattenvärmningen. Denna volym bör väljas så stor som möjligt med
beaktande av behövlig beredskap för tappningsbehov. Ju mindre volymen
är desto oftare krävs värmepumpstart och desto kortare drifttid er-
hålls, vilket ökar energiåtgång och kompressorslitage.
Överslagsmässigt torde urtappningsvolym och nivå för vatteninlopp
lämpligen väljas som 30 à 40 % av beredarevolymen.

FIG 7.7. visar värningsförhållandena vid ideal temperaturskiktning i varmvattenförråd och direkt tappvattenvärmning i värmepumps värmeväxlare för tappvattensystemet.

Vid tidpunkt $\mathcal{T} = 0$ antas, att tappvarmvattenvolymen V_{vt} just har tappats ur förrådet med totalvolymen V . I nedre delen av förrådet finns då volymen V_{vt} med temperaturen t_{vk} , vilket är inkommande kallvattens temperatur, och i övre delen med volym $V - V_{vt}$ är vattentemperaturen t_{vt} . Inloppet från värmepumpens värmeväxlare ligger på nivån volym V_u från botten räknat.

Värmepumpen antas nu starta och lämna värmeeffekten \dot{Q}_T till det vattenflöde \dot{V}_T som cirkuleras via dess pump från förrådets botten till ovan nämnda inlopp. Skulle värmepumpen även ha varit i drift under tappningen, innebär detta att temperaturen i "bottenvolymen" V_u och V_{vt} är högre än t_{vk} .

I den fortsatta redogörelsen idealiseras förhållandena så, att sekundära strömningar i förrådet försummas. Dessa beror på egenkonvektion vid yttermanteln från där avkyllt vatten och impuls från framförallt cirkulationsflödet \dot{V}_T vid inloppet. Likaledes försummas under uppvärmningsförloppet värmeledningen mellan volymskikten med olika temperaturer. Dessa förhållanden kan ej med någon noggrannhet beräknas då de är oerhört komplicerade. I det följande avsnittet 7.3. behandlas dock förhållandena vid fullständig blandning i förrådet, d v s då värmeledning och strömning i detta alltid ger en fullständig temperaturutjämning. Praktiskt ger FIG 7.7 och 7.8:s arrangemang förhållanden som ligger mellan den ideala skiktningens och den fullständiga blandningens.

Sambanden nedan gäller uppvärmningsförloppet i FIG 7.7 så länge $t_{Tvul} < t_{vt}$. Givetvis är då $t_{vm} < t_{vt}$ eftersom t_{vm} är en blandningstemperatur av t_{vt} och t_{Tvul} . Med ρ och c som vattnets densitet respektive specifika värmekapacitet blir $\dot{V}_T \cdot \rho \cdot c = \dot{W}_T$.

Period $\mathcal{T} = 0$ till $\mathcal{T}_1 = V_{vt} / \dot{V}_T$ ger

$$t_{vul} = t_{vk} \quad t_{Tvul} = t_{vk} + \dot{Q}_{T1} / \dot{W} < t_{vm} \dots\dots\dots 7.4$$

Period $\tau = \tau_1$ till $\tau_2 = \tau_1 + V_u/\dot{V}_T$ ger

$$t_{vu2} = t_{vm} = t_{Tvu1} \cdot V_{vt}/V_u + t_{vt} \cdot (1 - V_{vt}/V_u) \dots\dots\dots 7.5$$

$$t_{Tvu2} = t_{vm} + \dot{Q}_{T2}/\dot{W}_T \dots\dots\dots 7.6$$

Period $\tau = \tau_2$ till $\tau_3 = \tau_2 + V_u/\dot{V}_T$ ger

$$t_{vu3} = t_{Tvu2} \quad t_{Tvu3} = t_{Tvu2} + \dot{Q}_{T3}/\dot{W}_T \dots\dots\dots 7.7$$

o : s v

Värmepumpens värmeeffekt \dot{Q}_{T1} , \dot{Q}_{T2} , \dot{Q}_{T3} o s v bestäms bl a av $t_{Tvi} = t_{vu}$ för dessa perioder, se FIG 7.6. När t_{Tvu} sedan överstiger t_{vt} sker en blandning med vattnet i beredarens övre volym $V - V_u$, vilket skall beskrivas efter fallet enligt FIG 7.8, enär det då också blir aktuellt.

FIG 7.8. gäller, när den tappade vattenmängden V_{vt} överstiger volymen V_u under vatteninloppet från värmepumpen. Inkommande vatten med temperatur t_{Tvu} stiger då upp i volymen $V_{vt} - V_u$ och blandar sig med det kallare vattnet där, som direkt efter tappningen har temperaturen t_{vk} . Denna volym blir successivt varmare. Gränsskiktet mellan volymen V_u och $V_{vt} - V_u$ vid en viss tidpunkt värms dock ej ytterligare, enär det rör sig nedåt i beredaren. Vattenflödet \dot{V}_T tillförs ju volymen $V_{vt} - V_u$, medan samma flöde uttas i beredarens botten, varför vatten från nämnda gränsskikt också kontinuerligt transporteras nedåt. Därav uppkommer temperaturförloppet enligt FIG 7.8 i volymen V_u , där lägre liggande nivåer, härstammande från volymen $V_{vt} - V_u$ under successiv värmning, måste ha lägre temperatur än ovanför liggande som senare lämnat volym $V_{vt} - V_u$.

Följande ekvationer gäller så länge $t_{vm} < t_{vt}$:

$$V_{vt} \cdot \vartheta \cdot c = W_{vt} \quad V_u \cdot \vartheta \cdot c = W_u$$

Vid $\tau = 0$ är $t_{vu} = t_{vm} = t_{vk}$

Period $\tau = 0$ till $\tau_1 = V_u / \dot{V}_T$

$$t_{vu1} = t_{vk}, t_{Tvu1} = t_{vk} + \dot{Q}_{T1} / \dot{W}_T \dots\dots\dots 7.8$$

$$t_{vm1} = t_{vk} + \dot{Q}_{T1} \cdot \tau_1 / (W_{vt} - W_u/2) \dots\dots\dots 7.9$$

Period $\tau = \tau_1$ till $\tau_2 = 2 \cdot V_u / \dot{V}_T$

$$t_{vu2} = t_{vk} \text{ till } t_{vm1}, t_{Tvu2} = t_{vu2} + \dot{Q}_{T2} / \dot{W}_T \dots\dots\dots 7.10$$

$$\dot{Q}_{T2} \cdot (\tau_2 - \tau_1) = (W_{vt} - W_u) \cdot (t_{vm2} - t_{vm1}) + (W_u/2) \cdot (t_{vm2} - t_{vm1} + t_{vm1} - t_{vk}) \dots\dots 7.11$$

ger med $\tau_2 - \tau_1 = V_u / \dot{V}_T$

$$t_{vm2} = \left[t_{vm2} \cdot (W_{vt} - W_u) + t_{vk} \cdot W_u/2 + \dot{Q}_{T2} \cdot V_u / \dot{V}_T \right] / (W_{vt} - W_u/2) \dots\dots\dots 7.12$$

o s v

Observera att i detta fall fr o m tidpunkt τ_1 såväl $t_{Tvi} = t_{vu}$ och t_{Tvu} kontinuerligt stiger och att därmed \dot{Q}_T i realiteten kontinuerligt minskar. Medelvärde av \dot{Q}_T för aktuellt temperaturintervall för t_{Tvi} används därför i EKV 7.10-11. När t_{Tvu} för fallet $V_{vt} < V_u$ enligt FIG 7.7 och t_{vm} vid $V_{vt} > V_u$ enligt FIG 7.8 erhålls temperaturförlopp enligt FIG 7.9. Detta antas inträffa tiden τ_A efter värmningens start, varvid temperaturen t_{vuA} råder i volymen V_u för $V_{vt} < V_u$, medan vid $V_{vt} > V_u$ volymen V_u :s temperatur stiger från t_{vuA} i botten till t_{vt} på nivån V_u .

Temperatur- och strömningsförhållandena liksom förloppet hos \dot{Q}_T blir nu analoga med de som gäller $V_{vt} > V_u$ i FIG 7.8, dock värms nu hela volymen $V - V_u$ ovanför inloppet för \dot{V}_T kontinuerligt med fullständig blandning.

För $V_{vt} < V_u$ såsom i FIG. 7.7 gäller:

$$V \cdot g \cdot c = W$$

$$\text{Period } \tau = \tau_A \text{ till } \tau_B = \tau_A + V_u / \dot{V}_T$$

$$t_{vu} = t_{vua} \text{ ger } \dot{Q}_{TA} \dots\dots\dots 7.13$$

$$\dot{Q}_{TA} \cdot (\tau_B - \tau_A) = (W - W_u) \cdot (t_{vtB} - t_{vt}) + (W_u/2) \cdot (t_{vtB} - t_{vua} + t_{vt} - t_{vua}) \dots\dots\dots 7.14$$

$$\text{ger med } \tau_B - \tau_A = V_u / \dot{V}_T$$

$$t_{vtB} = [t_{vt} \cdot (W - 3 \cdot W_u/2) + t_{vua} \cdot W_u + \dot{Q}_{TA} \cdot V_u / \dot{V}_T] / (W - W_u/2) \dots\dots\dots 7.15$$

$$\text{Period } \tau = \tau_B \text{ till } \tau_C = \tau_B + V_u / \dot{V}_T$$

$$t_{vu} = t_{vt} \text{ till } t_{vtB} \text{ ger } \dot{Q}_{TB}$$

$$\dot{Q}_{TB} \cdot (\tau_C - \tau_B) = (W - W_u) \cdot (t_{vtC} - t_{vtB}) + (W_u/2) \cdot (t_{vtC} - t_{vtB} + t_{vtB} - t_{vt}) \dots\dots\dots 7.16$$

vilket ger

$$t_{vtC} = [t_{vtB} \cdot (W - W_u) + t_{vt} \cdot W_u/2 + \dot{Q}_{TB} \cdot V_u / \dot{V}_T] / (W - W_u/2) \dots\dots\dots 7.17$$

o s v , jämför EKV 7.12.

För $V_{vt} > V_u$ såsom i FIG 7.8 gäller:

$$\text{Period } \tau = \tau_A \text{ till } \tau_B = \tau_A + V_u / \dot{V}_T$$

$$t_{vu} = t_{vua} \text{ till } t_{vt} \text{ ger } \dot{Q}_{TA} \dots\dots\dots 7.18$$

$$\dot{Q}_{TA} \cdot (\tau_B - \tau_A) = (W - W_u) \cdot (t_{vtB} - t_{vt}) + W_u/2 \cdot (t_{vtB} - t_{vt} + t_{vt} - t_{vuA}) \dots\dots\dots 7.19$$

varav

$$t_{vtB} = \left[t_{vt} \cdot (W - W_u) + t_{vuA} \cdot W_u/2 + \dot{Q}_{TA} \cdot V_u/\dot{V}_t \right] / (W - W_u/2) \dots\dots\dots 7.20$$

o s v , jämför EKV 7.12 och 7.17

Den behövliga tiden för en viss uppvärmning av vattnet i beredaren blir givetvis summan av tidsperioderna enligt ovan tills t_{vu} eller t_{vt} nått önskat värde. Högsta värden på dessa bestäms av maximalt tillåten kondenseringstemperatur eller hetgastemperatur till tappvarmvattensystemets värmeväxlare, se avsnitt 5. Ovan har dock ingen hänsyn tagits till värmeförlusterna \dot{Q}_{vf} , se EKV 7.1, från cirkulationssystemet och förrådet. \dot{Q}_{vf} kan dock exempelvis subtraheras från värmeeffekten, som erhålls i värmepumpens värmeväxlare. \dot{Q}_T i ekvationen ovan blir då nettovärmen till förrådsvattnet.

Av stort intresse vid tappvattenvärmning med kondensordrift för tappvattenvärmeväxlaren är vilken värmefaktor som erhålls under uppvärmningen. För bestämning av värmningstid och värmefaktor måste \dot{Q}_T och värmepumpens totala effektbehov \dot{E}_t vara kända som funktion av t_{Tvi} vid olika aktuella temperaturer hos värmepumpens värmekälla. Ett exempel på deras värden ges i FIG 7.10 - 7.19. Kurvorna i dessa figurer har beräknats med utgångspunkt från underlaget i avsnitt 8. och FIG 8.32 i vilken värmeeffekten $\dot{Q}_{tIII} = \dot{Q}_T$ och eleffektbehovet $\dot{E}_{tIII} = \dot{E}_t$ beräknats för en värmepump av typ enligt FIG 8.15. Såsom också angivits i avsnitt 8.2 gäller för det aktuella driftfallet kondensering i tappvattenvärmeväxlaren och luftflöde genom underkylare avstängt. I FIG 7.10 - 7.14 visas för $t_{Li} = -20, -10, 0, +10$ och $+20^\circ\text{C}$ förloppet för

$$t_{Tvu} = t_{Tvi} + \dot{Q}_{TIII}/\dot{W}_T \dots\dots\dots 7.21$$

och $\dot{E}_{t_{III}}$ som funktioner t_{Tvi} och \dot{V}_T . I FIG 7.15 - 7.19 ges vid samma förhållanden \dot{Q}_{TIII} och

$$\phi_{TIII} = \dot{Q}_{TIII} / \dot{E}_{t_{III}} \dots\dots\dots 7.22$$

Eftersom FIG 8.32 ger \dot{Q}_{TIII} och $\dot{E}_{t_{III}}$ som funktion av t_{Li} och t_{lK} , har en beräkning av det t_{lK} som hör till ett visst t_{Tvi} utförts. Detta har skett i enlighet med EKV 8.67. Dock har för de olika cirkulationsflödena \dot{V}_T uttagits det akutella \mathcal{V}_I enligt FIG 5.12 - 5.14, så att med \dot{Q}_R i figurerna

$$= \dot{Q}_{TIII}$$

$$\dot{V}_T = 800 \text{ l/h ger } \mathcal{V}_I = 2 + 1,8 \cdot \dot{Q}_{TIII}$$

$$600 \qquad 2 + 2,2 \cdot \dot{Q}_{TIII}$$

$$400 \qquad 2 + 3,1 \cdot \dot{Q}_{TIII}$$

$$200 \qquad 2 + 5,5 \cdot \dot{Q}_{TIII}$$

Såsom tillämpningsexempel väljs det följande:

Varmvattenberedare med $V = 308 \text{ l}$ och inlopp för $\dot{V}_T = 600 \text{ l/h}$ på toppen, d v s $V_u = V = 308 \text{ l}$. Vid start av värmningen gäller att hela volymen har temperaturen $t_{vu} = t_{Tvi} = +20^\circ\text{C}$, d v s $V_{vt} = V = 308 \text{ l}$. Värmning fortgår tills $t_{lK} = +60^\circ\text{C}$, då värmepumpen stoppas. Ideal skiktning enligt FIG 7.6. antas under värmningsförloppet, från värmeförlusten \dot{Q}_{vf} bortses och t_{Li} är $+10^\circ\text{C}$.

Under period $\mathcal{T} = 0$ till $\mathcal{T} = 308/600 = 0,513 \text{ tim} = 31 \text{ min}$ gäller $t_{vui} = t_{Tvi} = +20^\circ\text{C}$ och enligt FIG 7.13 och 7.18 blir

$$t_{Tvu} = +30,6^\circ\text{C}, t_{lK} = +39^\circ\text{C}, \dot{E}_{t_{III}} = 2,73 \text{ kW}$$

$$\phi_{TIII} = 2,73 \quad \dot{Q}_{TIII} = 7,55 \text{ kW}$$

Period $\mathcal{T} = 31 \text{ min}$ till 62 min ger

$$t_{vu2} = t_{Tvi} = +30,6^\circ\text{C}, t_{Tvu} = +40,4^\circ\text{C}, t_{lK} = +48^\circ\text{C}$$

$$\dot{E}_{t_{III}} = 2,90 \text{ kW} \quad \phi_{TIII} = 2,41 \quad \dot{Q}_{TIII} = 7,01 \text{ kW}$$

Period $\tau = 62$ min till 93 min ger

$$t_{vu3} = t_{Tvi} = +40,4^{\circ}\text{C}, t_{Tvu} = +49,6^{\circ}\text{C} \quad t_{lK} = +56^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{E}_{tIII} = 3,07 \text{ kW}, \phi_{TIII} = 2,13, \dot{Q}_{TIII} = 6,52 \text{ kW}$$

När sedan omedelbart efter $\tau = 93$ min värmepumpen nås av $t_{Tvi} = +49^{\circ}\text{C}$ överstiger t_{lK} enligt FIG 7.13 $+60^{\circ}\text{C}$ och värmepumpen stoppar.

För uppvärmningen från $+20^{\circ}\text{C}$ till $+49,6^{\circ}\text{C}$ har sålunda behövts 93 min och elenergin $E_{tIII} = 0,513 \cdot (2,73 + 2,90 + 3,07) = 4,46 \text{ kWh}$.

Totalt alstrad värmemängd är $Q_{TIII} = 0,513 \cdot (7,55 + 7,01 + 6,52) = 10,81 \text{ kWh}$, vilket ger medelvärmefaktor $\phi_{tm} = 10,81/4,46 = 2,42$.

7.2.2 Fullständig blandning i beredare

Om tillloppet från tappvattenvärmeväxlaren läggs i botten på beredaren, erhålls den fördelen, att även vid mindre tappningar från beredaren risken för blandning av kallare vatten från värmepumpen i varmt vatten ovanför tappad volym V_{vt} , se FIG 7.7 och 7.8, blir minimerad. Dock blir för denna volym uppvärmningsförloppet något ogynnsammare än för den ideala skiktningen, som förutsätter inlopp just vid gränsen mellan den kalla, tappade volymen V_{vt} och ovanförliggande volym.

EKV 7.23 gäller vid bottentillopp och fullständig blandning i den tappade volymen V_{vt} , eftersom denna får temperaturen $t_{vu} = t_{Tvi}$

$$W_{vt} \cdot dt_{Tvi} / d\tau = \dot{Q}_T = \dot{W}_T \cdot (t_{Tvu} - t_{Tvi}) \dots\dots\dots 7.23$$

\dot{Q}_T är liksom \dot{E}_t dock beroende av t_{Tvi} , se FIG 7.10 - 7.19. Energibehovet för uppvärmningen blir $E_t = \int_{t_{Tvio}}^{t_{Tvi}} \dot{E}_t \cdot d\tau \dots\dots\dots 7.24$

Medelvärmefaktor under ett uppvärmningsförlopp från temperatur t_{Tvio} till t_{Tvi} i den tappade volymen V_{vt} blir

$$\phi_{tm} = \int_{t_{Tvio}}^{t_{Tvi}} (\dot{Q}_T / \dot{E}_t) \cdot d\tau = Q_T / E_t \dots\dots\dots 7.25$$

där

$$Q_T = W_{vt} \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio})$$

EKV 7.23 ger

$$d\tau = W_{vt} \cdot dt_{Tvi} / \dot{Q}_T \dots\dots\dots 7.26$$

För att beräkna E_t , ϕ_{tm} och tiden τ för uppvärmningen måste \dot{Q}_T och \dot{E}_t uttryckas som funktioner av t_{Tvi} . En rimlig ansats för detta är

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{T0} \cdot [1 - q \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio})] \dots\dots\dots 7.27$$

och

$$\dot{E}_t = \dot{E}_{t0} \cdot [1 + e \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio})] \dots\dots\dots 7.28$$

med hänsyn till det approximativt rätlinjiga förloppet hos $\dot{Q}_T = \dot{Q}_{TIII} -$
 och $\dot{E}_t = \dot{E}_{tIII} -$ kurvor i FIG 7.10 - 7.19. \dot{Q}_{To} och \dot{E}_{to} är värden som
 gäller vid $t_{Tvi} = t_{Tvio}$.

FIG 7.20 visar hur q och e varierar med t_{Li} och \dot{V}_T , om FIG 7.10 - 7.19
 används för uttagande av dem. Inverkan av \dot{V}_T är ringa liksom av t_{Li}
 över 0°C .

EKV 7.24 och 7.26 - 7.28 ger

$$E_t = \int_{t_{Tvio}}^{t_{Tvi}} \dot{E}_{to} \cdot \left[1 + e \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}) \right] \cdot W_{vt} \cdot dt_{Tvi} / \dot{Q}_{To} \cdot \left[1 - \right. \\ \left. - q \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}) \right] = \\ = (W_{vt} \cdot \dot{E}_{to} / \dot{Q}_{To}) \cdot \int_{t_{Tvio}}^{t_{Tvi}} \left[1 + e \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}) \right] \cdot dt_{Tvi} / \\ / \left[1 - q \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}) \right] = C_1 \cdot W_{vt} \cdot \dot{E}_{to} / \dot{Q}_{To} \dots\dots\dots 7.29$$

där $C_1 = (1/q + e/q^2) \cdot \ln \left[1 / (1 - q \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio})) \right] - (t_{Tvi} - t_{Tvio}) \cdot e/q$

EKV 7.25 och 7.29 ger nu

$$\phi_{tm} = W_{vt} \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}) / (C_1 \cdot W_{vt} \cdot \dot{E}_{to} / \dot{Q}_{To}) = \\ = (\dot{Q}_{To} / \dot{E}_{to}) \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}) / C_1 = \phi_{to} \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}) / C_1 \\ \dots\dots\dots 7.30$$

och EKV 7.26

$$\tau = W_{vt} \cdot \ln \left[1 / (1 - q \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio})) \right] / (\dot{Q}_{To} \cdot q) \dots\dots\dots 7.31$$

Kurvorna i FIG 7.21 har framtagits för att underlätta bestämningen av ϕ_{tm}
 enligt EKV 7.30. $\phi_{to} = \dot{Q}_{to} / \dot{E}_{to}$ för driftförhållandena vid start av tapp-
 vattenvärmningen måste vara känd, se FIG 7.10 - 7.19, varvid \dot{Q}_{To} , \dot{E}_{to}
 och ϕ_{to} motsvaras av \dot{Q}_{TIII} , \dot{E}_{tIII} och ϕ_{TIII} för aktuellt $t_{Tvio} = t_{tvi}$
 i figurerna. Dessa visar ju momentana värden som funktion av t_{tvi} .

FIG 7.22 - 7.24 visar ϕ_{tm} -kurvor, vilka erhållits ur FIG 7.16 - 7.18 och 7.21 för ingående uteluft till värmepump $t_{Li} = -10, 0$ och $+10^{\circ}\text{C}$.

Nu kan en jämförelse med beräkningsexemplet under 7.2.1 göras för vilket

$$V_u = V = V_{vt} = 308 \text{ l} \quad \dot{V}_T = 600 \text{ l/h}$$

$$t_{vu} = t_{Tvio} = +20^{\circ}\text{C}$$

$$t_{Li} = +10^{\circ}\text{C} \quad \text{och} \quad t_{lK} \leq +60^{\circ}\text{C}$$

Vid fullständig blandning kan värmepumpen i likhet med vid skiktningssfallet under 7.2.1 vara i drift tills t_{Tvi} ger kondenseringstemperaturen $t_{lK} = +60^{\circ}\text{C}$. Med ovanstående data inträffar detta enligt FIG 7.13 för $t_{Tvi} = +43,5^{\circ}\text{C}$, vilket också blir sluttemperaturen i varmvattenberedaren. Observera att lägre värden på t_{Li} ger högre slutvärde för t_{Tvi} , t ex $+46^{\circ}\text{C}$ vid $t_{Li} = 0^{\circ}\text{C}$, se FIG 7.12. Detta beror på att \dot{Q}_{TIII} och därmed $t_{lK} - t_{Tvi}$ minskar med t_{Li} . Denna effekt nås också, om man minskar luftflödet genom förångaren, varvid dock ϕ_{tm} sjunker.

I EKV 7.30 blir nu

$$\phi_{to} = 2,76 \quad , \quad \text{se FIG 7.18}$$

$$t_{Tvi} - t_{Tvio} = 43,5 - 20 = 23,5^{\circ}\text{C}$$

$$(t_{Tvi} - t_{Tvio})/C_1 = 0,864$$

varför

$$\phi_{tm} = 2,76 \cdot 0,864 = 2,38$$

mot 2,42 för ideal skiktning. Då uppnåddes dock beredartemperatur $+49,6^{\circ}\text{C}$. Om man för blandningssfallet, oavsett t_{lK} , skulle uppnå samma temperatur, erhålls istället

$$t_{Tvi} - t_{Tvio} = 49,6 - 20 = 29,6^{\circ}\text{C}$$

$$(t_{Tvi} - t_{Tvio})/C_1 = 0,822$$

och

$$\phi_{tm} = 2,76 \cdot 0,822 = 2,27$$

Med hänsyn till att värmeledning och sekundära vattenströmmar i beredaren ej möjliggör ideal skiktning, ger verkliga förhållanden vid arrangemang för maximal skiktning ett resultat mellan ideal skiktning och blandning. En avsevärd förbättring av värmefaktor och högsta vattentemperatur i beredaren torde därför ej uppnås vid konstruktion för bästa skiktning jämfört med exempelvis tillopp från värmepump i beredarebotten.

7.3 Beräkning av temperatur-, kapacitets- och värmefaktorförhållanden vid indirekt tappvarmvattenberedning

7.3.1 Värmning via yttermantel hos beredare

FIG 7.25 illustrerar förhållandena vid indirekt tappvattenvärmning via yttermantel hos tappvattenförrådet. Rörkoppling enligt figuren ger maximalt gynnsamma omständigheter för skiktning. Enär intet förrådsvatten cirkuleras såsom vid direkt beredning, har en skiktningstörande faktor eliminerats. Eljest erhålls beräkningsmässigt väsentligt mer komplicerade förhållanden.

Om temperaturförloppet i beredaren omedelbart efter en tappning är det som visas i FIG 7.25 vid $\tau = 0$, gäller om värmekapaciteten hos vattnet i mantelförrådet försummas:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{T\delta} &= (1 - V_{vt}/V) \cdot K_B \cdot (t_{Tvu} - t_{Tvm}) / \ln \left[(t_{Tvu} - t_{vt}) / (t_{Tvm} - t_{vt}) \right] = \\ &= \dot{W}_T \cdot (t_{Tvu} - t_{Tvm}) \dots\dots\dots 7.32 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Tu} &= (V_{vt}/V) \cdot K_B \cdot (t_{Tvm} - t_{Tvi}) / \ln \left[(t_{Tvm} - t_{vuo}) / (t_{Tvi} - t_{vuo}) \right] = \\ &= \dot{W}_T \cdot (t_{Tvm} - t_{Tvi}) \dots\dots\dots 7.33 \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{T\delta} + \dot{Q}_{Tu} = \dot{Q}_{To} \cdot \left[1 - q \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}) \right] = \dot{W}_T \cdot (t_{Tvu} - t_{Tvi}) \dots\dots\dots 7.34$$

med

$\dot{Q}_{T\delta} =$ till tappvattenvolym $V - V_{vt}$ med temperatur t_{vt} överförd värmeeffekt.

K_B = Värmeegenomgångstal från cirkulationsflöde \dot{V}_T till tappvattenvolymer V i förrådet. Enär yttermanteln antas omsluta hela förrådets mantelyta, blir värmeegenomgångstalet för de båda volymerna med olika temperatur t_{vt} och t_{vuo} proportionell mot dessa volymer.

Lösningen till EKV 7.32 - 7.34 blir

$$t_{Tvm} = b \cdot t_{Tvi} - (b - 1) \cdot t_{vuo} \quad \dots\dots\dots 7.35$$

$$t_{Tvu} = a \cdot t_{Tvm} - (a - 1) \cdot t_{vt} \quad \dots\dots\dots 7.36$$

$$\text{där } a = e^{K_B \cdot (1 - V_{vt}/V)/\dot{W}_T}$$

$$b = e^{K_B \cdot (V_{vt}/V)/\dot{W}_T}$$

EKV 7.34, 7.35 och 7.36 ger

$$t_{Tvi} = \left[a \cdot (b - 1) \cdot t_{vuo} + (a - 1) \cdot t_{vt} + q \cdot (\dot{Q}_{To}/\dot{W}_T) \cdot t_{Tvio} + \dot{Q}_{To}/\dot{W}_T \right] / (a \cdot b + q \cdot \dot{Q}_{To}/\dot{W}_T - 1) \quad \dots\dots\dots 7.37$$

Exempel på temperaturförhållanden vid värmnings början:

$$1. \quad \dot{V}_T = 600 \text{ l/h} \quad \dot{W}_T = 0,70 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$V_{vt} = 0,5 \cdot V \cdot K_B = 0,25 \text{ kW/}^\circ\text{C}, \quad m^2 \cdot 2 \text{ m}^2 = 0,50 \text{ kW/}^\circ\text{C}$$

$$a = b = e^{0,5 \cdot 0,5/0,7} = 1,4$$

$$t_{Li} = +10^\circ\text{C}, \quad q = 0,0065, \quad t_{Tvio} = +10^\circ\text{C}, \quad \dot{Q}_{To} = 8,1 \text{ kW}$$

Se FIG 7.18 och 7.21

$$t_{Tvi} = (0,56 \cdot t_{vuo} + 0,40 \cdot t_{vt} + 0,08 \cdot 10 + 11,6)/(1,96 + 0,08 - 1) =$$

$$= 0,54 \cdot t_{vuo} + 0,38 \cdot t_{vt} + 12 \quad ^\circ\text{C}$$

Med $t_{vuo} = +15^\circ\text{C}$ och $t_{vt} = +50^\circ\text{C}$ erhålls

$$t_{Tvi} = 8,1 + 19,0 + 12 = +39^\circ\text{C}$$

$$t_{Tvm} = 1,4 \cdot 39 - 0,4 \cdot 15 = +49^\circ\text{C}$$

$$t_{Tvu} = 1,4 \cdot 49 - 0,4 \cdot 50 = +49^\circ\text{C}$$

2. Såsom 1. men $t_{Li} = -10^\circ\text{C}$, $q = 0,0080$, $\dot{Q}_T = 5,25 \text{ kW}$,

se FIG 7.16 och 7.21, $t_{vuo} = +10^\circ\text{C}$ och $t_{vt} = 50^\circ\text{C}$ ger

$$t_{Tvi} = (0,56 \cdot 10 + 0,40 \cdot 50 + 0,06 \cdot 10 + 7,5)/(1,96 + 0,06 - 1) =$$

$$= +33^\circ\text{C}$$

$$t_{Tvm} = 1,4 \cdot 33 - 0,4 \cdot 10 = +42^\circ\text{C}$$

$$t_{Tvu} = 1,4 \cdot 42 - 0,4 \cdot 50 = +39^\circ\text{C}$$

I normala fall torde sålunda t_{Tvu} och t_{Tvm} relativt litet skilja sig i all synnerhet som t_{vt} under uppvärmning alltmer närmar sig t_{Tvu} . Om man bortser från skillnaden mellan t_{Tvu} och t_{Tvm} möjliggörs en tämligen okomplicerad beräkning av uppvärmningsförloppet analogt med förhållandena för direkt värmning enligt det följande

$$\dot{Q}_T = W_{vt} \cdot dt_{vu}/d\tau = \dot{W}_T \cdot (t_{Tvu} - t_{Tvi}) = \dot{Q}_{To} \cdot [1 - q \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio})] =$$

$$= (V_{vt}/V) \cdot K_B \cdot (t_{Tv} - t_{vu})_m \quad \dots\dots\dots 7.38$$

Medelvattentemperaturen i volymen V_{vt} har alltså förutsatts vara t_{vu} . Vidare förutsätts medeltemperaturskillnaden mellan vattenflödet V_T och t_{vu} vara

$$(t_{Tv} - t_{vu})_m = (t_{Tvi} + t_{Tvu})/2 - t_{vu} \quad \dots\dots\dots 7.39$$

vilket torde vara en ringa approximation, jämför beräkningsexemplen ovan och temperaturförlopp enligt FIG 7.25.

Eftersom värmeflödet till volymen V_{vt} är proportionellt mot $t_{Tv} - t_{vu}$, kommer t_{vu} i volymens övre del snabbare närmare sig $t_{Tvm} \approx t_{Tvu}$ än t_{vu} i dess nedre del närmar sig t_{Tvi} . Härigenom strävar temperaturförloppen t_{vu} och t_{Tv} mot parallellitet.

EKV 7.38 ger

$$t_{Tvu} = t_{Tvi} + (\dot{Q}_{To} / \dot{W}_T) \cdot [1 - q \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio})] \dots\dots\dots 7.40$$

Med EKV 7.39 erhålls även

$$t_{vu} = t_{Tvi} - \dot{Q}_{To} \cdot M_I \cdot [1 - q \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio})] \dots\dots\dots 7.41$$

$$\text{med } M_I = V / (V_{vt} \cdot K_B) - 1 / (2 \cdot \dot{W}_T)$$

och ur EKV 7.41 respektive 7.38

$$dt_{vu} = (1 + \dot{Q}_{To} \cdot q \cdot M_I) \cdot dt_{Tvi} \dots\dots\dots 7.42$$

$$d\mathcal{T} = W_{vt} \cdot dt_{vu} / [\dot{Q}_{To} \cdot (1 - q \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}))] \dots\dots\dots 7.43$$

varur

$$\mathcal{T} = \frac{W_{vt} \cdot (1 + \dot{Q}_{To} \cdot q \cdot M_I) \cdot \ln [1 / (1 - q \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}))]}{(\dot{Q}_{To} \cdot q)} \dots\dots\dots 7.44$$

jfr EKV 7.31 .

Med EKV 7.41 erhålls vid $\mathcal{T} = 0$

$$t_{vuo} = t_{Tvio} - \dot{Q}_{To} \cdot M_I \dots\dots\dots 7.45$$

EKV 7.24, 7.43 och 7.42 ger i analogi med direkt varmvattenberedning och EKV 7.26

$$E_t = (1 + \dot{Q}_{To} \cdot q \cdot M_I) \cdot C_1 \cdot W_{vt} \cdot \dot{E}_{to} / \dot{Q}_{To} \dots\dots\dots 7.46$$

vilket är värmepumpens energibehov för uppvärmningen av volymen V_{vt} från t_{vuo} till t_{vu} .

Den till denna volym avgivna värmemängden är

$$Q_T = W_{vt} \cdot (t_{vu} - t_{vuo}) \dots\dots\dots 7.47$$

som med EKV 7.41 och 7.45 blir

$$Q_T = W_{vt} \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}) \cdot (1 + \dot{Q}_{To} \cdot M_I \cdot q) \dots\dots\dots 7.48$$

Medelvärmeffaktorn för uppvärmningen blir

$$\phi_{tm} = Q_T / E_t = (\dot{Q}_{To} / \dot{E}_{to}) \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}) / C_1 = \phi_{to} \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}) / C_1$$

d v s identisk med ϕ_{tm} för direkt varmvattenberedning. Observera dock att den uppnådda tappvarmvattentemperaturen är t_{vu} för indirekt beredning och t_{Tvi} för direkt beredning, varvid normalt $t_{vu} < t_{Tvi}$, se EKV 7.41 och FIG 7.26. Faktorn $(t_{Tvi} - t_{Tvio}) / C_1$ är densamma som FIG 7.21 ger för direkt beredning varför också FIG 7.22 - 7.24 gäller nu.

När t_{vu} uppnått temperatur t_{vt} och värmningen fortsätter gäller ovanstående samband för en ny period då

$$t_{vuo} = t_{vt}$$

$$t_{Tvio} = t_{vt} + \dot{Q}_{To} / M_I, \text{ se EKV 7.45}$$

$$V_{vt} = V$$

Beräkningsexempel

Förutsättningar:

Värmepumpskapacitet enligt FIG 7.13 och 7.18 vid $\dot{V}_T = 600 \text{ l/h}$
 $V_{vt} = V$, d v s helt urtappad beredare och $t_{vuo} = +15^\circ\text{C}$.

Högsta $t_{LK} = +60^{\circ}\text{C}$. Enligt FIG 7.13 blir därvid högsta $t_{Tvi} = +43,5^{\circ}\text{C}$.

$$M_T = 1/0,5 - 1/(2 \cdot 0,70) = 1,3$$

$$t_{vuo} = +15^{\circ}\text{C} = t_{Tvio} - \dot{Q}_{Too} \cdot \left[1 - 0,0065 \cdot (t_{Tvio} - t_{Tvioo}) \right] \cdot 1,3 = t_{Tvio} - 8,1 \cdot \left[1 - 0,0065 \cdot (t_{Tvio} - 10) \right] \cdot 1,3, \text{ vilket ger}$$

$$t_{Tvio} = (15 + 11,2)/1,07 = \underline{+24,5^{\circ}\text{C}}. \text{ Detta medför i sin tur}$$

$$\dot{Q}_{To} = 8,1 \cdot (1 - 0,0065 \cdot 14,5) = 7,3 \text{ kW}$$

$$t_{vu} = 43,5 - 7,3 \cdot \left[1 - 0,0065 \cdot (43,5 - 24,5) \right] \cdot 1,3 = \underline{\underline{+36,7^{\circ}\text{C}}}$$

$$\underline{\underline{\phi_{tm} = 2,31}} \text{ för } t_{Tvio} = +24,5 \text{ och } t_{Tvi} = +43,5 \text{ enligt FIG 7.24.}$$

Med direkt varmvattenberedning och samma temperaturhöjning i beredaren gäller

$$t_{vuo} = +15 = t_{Tvio} \quad \text{och} \quad t_{vu} = +36,7^{\circ}\text{C} = t_{Tvi}, \text{ varvid } \phi_{tm} = 2,58.$$

Beräkningsexemplet visar klart fördelen med direkt tappvarmvattenberedning. Det ovan antagna värdet för K_B gäller en dubbelmantlad beredare med ca 250 l volym. Med indirekt beredning och aktuella kapaciteter blir det ej möjligt att uppnå acceptabelt hög temperaturnivå i beredaren om, såsom här antagits, vattenvolymen i yttermantel och värmepumpens cirkulationssystem är försumbar. Ju större denna volym är, desto mindre blir nackdelen jämfört med direkt varmvattenberedning. Genom att yttermanteln uppvärms till en medeltemperatur $t_y = \text{ca } (t_{Tvuo} + t_{Tvi})/2$, se FIG 7.26, vilken är högre än t_{vu} , sker, sedan värmepumpen stoppat, en temperaturutjämning mellan yttermantel- och beredarvolym.

Med yttermantelvolym V_y gäller efter utjämning i detta fall temperaturhöjningen Δt_{vu} för volym V_{vt}

$$V_{vt} \cdot \Delta t_{vu} = V_y \cdot \left[(t_{Tvuo} + t_{Tvi})/2 - (t_{vu} + \Delta t_{vu}) \right] \dots\dots\dots 7.48$$

och

$$\Delta t_{vu} = V_y \cdot [(t_{Tvu} + t_{Tvi})/2 - t_{vu}] / (V_y + V_{vt}) \dots\dots\dots 7.49$$

där $t_{Tvu} = t_{Tvi} + \dot{Q}_T / \dot{W}_T$

För exemplet skulle gälla, om $V_y = 0,3 \cdot V_{vt}$

$$\Delta t_{vu} = 0,3 \cdot [43,5 + 7,3 \cdot (1 - 0,0065 \cdot 19) / (2 \cdot 0,7) - 36,7] / 1,3 = 2,6^\circ\text{C}$$

d v s den värmda tappvattenmängden V_{vt} ökar sin temperatur till $+39^\circ\text{C}$.

Tiden \mathcal{T} enligt EKV 7.44 ökar givetvis med V_y . Om sålunda V_y ej är försumbar jämfört med V_{vt} skall $W_{vt} = (V_y + V_{vt}) \cdot \rho \cdot c$ användas i EKV 7.44 med $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ och $c = 4,2 \text{ kJ/kg, }^\circ\text{C}$ såsom ett approximerat värde. Termen $\dot{Q}_{To} \cdot q \cdot M_I$ i EKV 7.42 är normalt liten jämfört med 1, varför $dt_{vu} \approx dt_{Tvi}$ för uppvärmningen.

Om den urtappade volymen $V_{vt} < V$ blir givetvis förhållandena ogynnsammare, eftersom då M_I ökar. Sluttemperaturen t_{vu} blir då lägre liksom ϕ_{tm} , eftersom t_{Tvi} är oförändrat men t_{Tvio} större .

7.3.2 Värmning via pannförråd och yttermantel hos beredare

FIG 7.27 visar ett arrangemang för tappvattenvärmning, som exempelvis erhålls om en värmepump ihopkopplas med en pannustrustning av typ CTC-TOTAL. En panna med volym V_p för olje-, el- eller fastbränslevärmning har en intilliggande tappvattenberedare med volym V . Denna värms via varmvattencirkulation med pump PV från pannan. Med rörkoppling såsom i FIG 7.27 kan man räkna med fullständig blandning i såväl panna som "urtappad" volym V_{vt} i beredarbotten under ett uppvärmningsförlopp.

Följande värmebalanskvationer gäller, jämför FIG 7.27

$$\dot{Q}_T \cdot \mathcal{T} = W_p \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}) + W_{vt} \cdot (t_{vu} - t_{vuo}) \dots\dots\dots 7.50$$

$$\dot{Q}_T = W_p \cdot dt_{Tvi}/d\tau + W_{vt} \cdot dt_{vu}/d\tau \dots\dots\dots 7.51$$

$$K \cdot (t_{Tvi} - t_{vu}) = W_{vt} \cdot dt_{vu}/d\tau \dots\dots\dots 7.52$$

med

K = värmegenomgångstal för yttermantel till "urtappad" vattenvolym V_{vt} i beredarebotten.

Om den volym V_B som manteln omsluter är större än V_{vt} gäller

$$K = K_B \cdot V_{vt}/V_B$$

eljest är $K = K_B$ = värmegenomgångstal för hela yttermanteln.

Index o gäller förhållanden vid $\tau = 0$ och värmningens början.

Samma ekvationer gäller för värmning via yttermantel enligt 7.3.1, om yttermanteln har volymen V_p och fullständig blandning erhålls i denna, t ex genom "inverterade" röranslutningar jämfört med FIG 7.25, d v s vatteninloppet från värmepumpen till yttermanteln ligger under utloppet till värmepumpen.

EKV 7.50 ger

$$t_{vu} = t_{vuo} + \dot{Q}_T \cdot \tau / W_{vt} - (t_{Tvi} - t_{Tvio}) \cdot W_p / W_{vt} \dots\dots\dots 7.53$$

och EKV 7.51 och 7.52 med $K_w = (K/W_{vt} + K/W_p)$

$$dt_{Tvi}/d\tau - dt_{vu}/d\tau = \dot{Q}_T / W_p - (t_{Tvi} - t_{vu}) \cdot K_w$$

Med t_{vu} enligt EKV 7.53 och approximationen, att \dot{Q}_T är konstant för värmningsperioden, erhålls

$$t_{Tvi} = t_{Tvio} + \dot{Q}_T \cdot \tau / (W_{vt} + W_p) - \left[t_{Tvio} - t_{vuo} - \dot{Q}_T / (W_p \cdot K_w) \right] \cdot (1 - e^{-K_w \cdot \tau}) / (1 + W_p / W_{vt}) \dots\dots\dots 7.54$$

och

$$t_{vu} = t_{vuo} + \dot{Q}_T \cdot \tau / (W_{vt} + W_p) + \left[t_{Tvio} - t_{vuo} - \dot{Q}_T / (W_p \cdot K_w) \right] \cdot (1 - e^{-K_w \cdot \tau}) / (1 + W_{vt} / W_p) \dots\dots\dots 7.55$$

Då värmepumpen stoppat, dvs $\dot{Q}_T = 0$, men cirkulationspumpen PV mellan panna och beredare fortfarande är i drift gäller också ovanstående ekvationer med $\dot{Q}_T = 0$ för en temperaturutjämningsperiod för t_{Tvi} och t_{vu} . Starttemperaturerna t_{Tvio} och t_{vuo} är dock givetvis lika med slutvärdena t_{Tvi} och t_{vu} för värmepumpens driftperiod. Sålunda blir nu

$$t_{vu} = t_{vuo} + (t_{Tvio} - t_{vuo}) \cdot (1 - e^{-K_w \cdot \tau}) / (1 + W_{vt}/W_p) \dots \dots \dots 7.56$$

$$t_{Tvi} = t_{Tvio} - (t_{Tvio} - t_{vuo}) \cdot (1 - e^{-K_w \cdot \tau}) / (1 + W_p/W_{vt}) \dots \dots \dots 7.57$$

Värmepumpen stoppas normalt, såsom ovan angivits, när högsta tillåtna kondenseringstemperatur t_{LK} uppnåtts. Är värmekällans temperatur given, se FIG 7.10 - 7.14, kan då också tillhörande t_{Tvi} fastställas. Såväl i detta fall som när värmepumpen stoppas, då ett visst värde på t_{vu} uppnåtts, möjliggör EKV 7.54 respektive 7.55 en bestämning av behövlig värmingstid τ genom passningsräkning, grafisk lösning etc. Givetvis måste begynnelse-temperaturerna t_{Tvio} och t_{vuo} vara kända. ϕ_{tm} för uppvärmningen kan uttas ur diagram av typ FIG 7.22 - 7.24, enär detta värde i likhet med fallen under 7.2.2 och 7.3.1 bestäms av t_{Tvi} och t_{Tvio} .

Temperaturförhållandena efter tiden τ efter värmepumpens stopp och vid tid för nästa start erhålls sedan direkt ur EKV 7.56 och 7.57

Beräkningsexempel

För jämförelse med exempel under 7.3.2 antas i tillämpliga delar samma data som i detta exempel.

Förutsättningar:

Värmepumpkapacitet enligt FIG 7.13 och 7.18 dvs vid $t_{Li} = +10^\circ\text{C}$, och med $\dot{V}_T = 600 \text{ l/h}$.

$t_{vuo} = +15^\circ\text{C}$ $t_{Tvio} = +40^\circ\text{C}$ vid värmepumpstart

$V_p = 120 \text{ l}$ $W_p = 0,14 \text{ kWh}/^\circ\text{C}$

$V_{vt} = V_B = 70 \text{ l}$ $W_{vt} = 0,08 \text{ kWh}/^\circ\text{C}$

$$K_B = 0,40 \text{ kW/}^\circ\text{C} = K, \text{ enär } V_{vt} = V_B = 70 \text{ l.}$$

Högsta $t_{1K} = +60^\circ\text{C}$, varför högsta $t_{Tvi} = +43,5^\circ\text{C}$ enligt FIG 7.13.

Med hjälp av dessa förutsättningar erhålls

$$W_{vt} + W_p = 0,22 \quad K_w = 0,4/0,08 + 0,4/0,14 = 7,9$$

$$W_p \cdot K_w = 1,11, \quad 1 + W_p/W_{vt} = 2,75, \quad 1 + W_{vt}/W_p = 1,57$$

$\dot{Q}_T = 6,5 \text{ kW}$ för medelvärdet av t_{Tvi} , vilken är ca $+42^\circ\text{C}$, under driftperioden. Observera dock att vid större värden på $(t_{Tvio} - t_{vuo})$, t_{Tvi} kan sjunka vid värmningsperiodens början, se nedan.

EKV 7.54 och 7.55 blir nu med τ i timmar, eftersom W_{vt} och W_p uttrycks i kWh

$$t_{Tvi} = 40 + 29,5 \cdot \tau - 6,9 \cdot (1 - e^{-7,9 \cdot \tau})$$

$$t_{vu} = 15 + 29,5 \cdot \tau + 12,2 \cdot (1 - e^{-7,9 \cdot \tau})$$

$$\tau = 1/15 = 4 \text{ min ger } t_{Tvi} = +39,1^\circ\text{C}$$

$$t_{vu} = +22,0^\circ\text{C}$$

$$= 1/7,5 = 8 \text{ min } t_{Tvi} = +39,4^\circ\text{C}$$

$$t_{vu} = +26,9^\circ\text{C}$$

$$= 1/3,75 = 16 \text{ min } t_{Tvi} = +41,8^\circ\text{C}$$

$$t_{vu} = +33,6^\circ\text{C}$$

$$= 1/3 = 20 \text{ min } t_{Tvi} = +43,4^\circ\text{C} \approx +43,5^\circ\text{C} \text{ och stopp för värmepump}$$

$$t_{vu} = +36,2^\circ\text{C}$$

Värmepumpen antas kunna återstarta tidigast 10 min efter stopp, varvid, om t_{vu} understiger $+45^\circ\text{C}$ startimpuls erhålls.

EKV 7.56 och 7.57 för temperaturutjämningsperioden blir med $t_{vu0} = +36,2^{\circ}\text{C}$ och $t_{Tvi0} = +43,4^{\circ}\text{C}$

$$t_{vu} = 36,2 + 4,6 \cdot (1 - e^{-7,9 \cdot \tau})$$

$$t_{Tvi} = 43,4 - 2,6 \cdot (1 - e^{-7,9 \cdot \tau})$$

$$\tau = 1/6 = 10 \text{ min ger } t_{vu} = +39,6^{\circ}\text{C}$$

$$t_{Tvi} = +41,5^{\circ}\text{C}$$

Eftersom $t_{vu} < +45^{\circ}\text{C}$ startar åter värmepumpen.

EKV 7.54 och 7.55 skrivs med $t_{vuo} = +39,6$ och $t_{Tvi} = +41,5^{\circ}\text{C}$, vilket åter ger $\dot{Q}_T = 6,5 \text{ kW}$, som

$$t_{Tvi} = 41,5 + 29,5 \cdot \tau + 1,5 \cdot (1 - e^{-7,9 \cdot \tau})$$

$$t_{vu} = 39,6 + 29,5 \cdot \tau - 2,5 \cdot (1 - e^{-7,9 \cdot \tau})$$

$$\tau = 1/20 = 3 \text{ min ger } t_{Tvi} = +43,5^{\circ}\text{C och stopp}$$

$$t_{vu} = +40,3^{\circ}\text{C}$$

o s v

t_{vu} kommer allt närmare det t_{Tvi} , $+43,5^{\circ}\text{C}$, som ger stopp för värmepumpen men uppnår i detta fall givetvis aldrig $+45^{\circ}\text{C}$.

Medelvärmeffaktorn för beräkningsexemplet uppvärmning kan med tillräcklig noggrannhet tas ur FIG 7.18 som ϕ_{TIII} , eftersom t_{Tvi} mycket litet ändras och ligger omkring $+42^{\circ}\text{C}$, som ger $\phi_{TIII} = 2,08$.

Något högre värde erhålls, om även pannan avkylts före första uppvärmningsperiodens start.

7.3.3 Värmning via pannförråd och genomströmningsvärmväxlare.

FIG 7.28 visar principarrangemanget vid inkoppling av värmepump till panna med genomströmningsvärmväxlare för tappvarmvatten. Av denna typ är en stor andel av oljepannor i villor. Värmväxlaren är då dimensionerad för pannvattentemperaturer på $+70$ à $+80^{\circ}\text{C}$. En värmepump med hetgasvärmväxling för tappvarmvattensystem, se avsnitt 5. och 7.1.2, kan normalt under större delen av tiden med rumsvärmningsbehov alstra en temperatur t_{vp} i pannförrådet på $+60$ à $+70^{\circ}\text{C}$ och ge tillräcklig tappvarmvattenkapacitet med hänsyn till de vanligen förekommande goda kapacitetsmarginalerna hos genomströmningsvärmväxlaren. Saknas hetgasvärmväxling eller rumsvärmningsbehov, måste tappvattenvärmningen, som tidigare nämnts, ske genom kondensering i en värmväxlare. Enligt tidigare exempel torde den högsta praktiskt möjliga pannförrådstemperaturen t_{vp} ej kunna överstiga $+50$ à $+55^{\circ}\text{C}$ för en villa- värmepump med ett kapacitetssteg och under sommar driftförhållanden. I detta fall kan tappvarmvattenkapaciteten bli för knapp och någon form av tillsatsvärmning behövas.

Eftersom förhållandena för värmepumpens värmning av pannförrådet sker i överensstämmelse med avsnitt 7.2 skall här endast utklaras tappvattentemperaturens, t_{vt} , beroende av pannförrådets volym V och temperatur t_{vp} , strömningsförhållandena i denna volym och tappvattenvolymflödet V_{vt} .

Två strömningsförhållanden i volymen V skall behandlas, dels när fullständig blandning erhålls i denna under tappningen, dels när skiktningen blir ideal och kring genomströmningsvärmväxlaren kylt pannförrådsvatten utan blandning sjunker till förrådets botten, se FIG 7.28.

A. Tappning vid fullständig blandning i volymen V .

Följande värmebalansekvationer gäller, se FIG 7.28:

$$K_v \cdot (t_{vp} - t_{vt}) = \dot{W}_{vt} \cdot (t_{vt} - t_{vk}) = W \cdot (-dt_{vp}/d\tau) \dots \dots \dots 7.58$$

vilket ger

$$t_{vt} = (t_{vp} \cdot K_v + t_{vk} \cdot \dot{W}_{vt}) / (K_v + \dot{W}_{vt}) \dots \dots \dots 7.59$$

med

$$t_{vp} = t_{vk} + (t_{vpo} - t_{vk})/e^{\tau} \cdot K_v \cdot \dot{W}_{vt} / (K_v + \dot{W}_{vt}) \cdot W \dots\dots\dots 7.60$$

d v s t_{vt} faller kontinuerligt vid tappningen.

K_v = värmeöverföringstal för genomströmningsvärmväxlaren per $^{\circ}\text{C}$ temperaturdifferens $t_{vp} - t_{vt}$

$t_{vpo} = t_{vp}$ vid tappnings start, $\tau = 0$.

Övriga storheter har tidigare definierats.

B. Tappning vid ideal skiktning i volym V.

Följande värmebalanskvationer gäller, se FIG 7.28:

$\dot{V} \cdot \tau_1 = V$ ger tiden τ_1 för en omsättning av förrådsvolymen V genom genomströmningsvärmväxlaren.

För tiden $\tau = 0$ till $\tau = \tau_1$ blir

$$\begin{aligned} K_v \cdot (t_{vpo} - t_{vt}) &= \dot{W}_{vt} \cdot (t_{vt} - t_{vk}) = \dot{W} \cdot (t_{vpo} - t_{vul}) = \\ &= \dot{W} \cdot e \cdot (t_{vpo} - t_{vk}) \dots\dots\dots 7.61 \end{aligned}$$

där t_{vul} = förrådsvattentemperatur vid utlopp från genomströmningsvärmväxlare vid inloppstemperaturen t_{vpo}

$$\begin{aligned} e &= \text{genomströmningsvärmväxlarens temperaturverkningsgrad} = \\ &= (t_{vpo} - t_{vul}) / (t_{vpo} - t_{vk}) \end{aligned}$$

Härur erhålls

$$t_{vt} = (t_{vpo} \cdot K_v + t_{vk} \cdot \dot{W}_{vt}) / (K_v + \dot{W}_{vt}) \dots\dots\dots 7.62$$

vilket innebär konstant värde på t_{vt} för perioden τ_1 ,

och

$$\dot{W} = K_v \cdot \dot{W}_{vt} / (K_v + \dot{W}_{vt}) \cdot e \dots\dots\dots 7.63$$

d v s den tid under vilken tappningen håller temperaturen t_{vt} enligt EKV 7.62 blir

$$\tau_1 = V/\dot{V} = V \cdot \rho \cdot c / \dot{W} = W \cdot (K_v + \dot{W}_{vt}) \cdot e / K_v \cdot \dot{W}_{vt} \dots\dots\dots 7.64$$

Fortsätts tappningen efter denna tidpunkt gäller fortfarande EKV 7.62 - 7.64 dock med korrektionerna, att t_{vpo} ersätts med t_{vul} , och att EKV 7.63 för perioden efter tidpunkt τ_1 eventuellt har ett ändrat värde för e , eftersom temperaturdifferensen $t_{vpo} - t_{vt}$ minskat. Egenkonvektionsströmningen kring genomströmningsvärmväxlaren minskar nämligen med $t_{vpo} - t_{vt}$.

FIG 7.29 - 7.31 exemplifierar fallen A och B ovan för en typisk villaoljepanna med 200 l volym V med $K_v = 2700 \cdot \sqrt{\dot{V}_{vt}} = 40 \cdot \sqrt{\dot{W}_{vt}}$ W/°C med \dot{V}_{vt} i l/s och \dot{W}_{vt} i W/°C. Vid ideal skiktning, fall B, blir då

$$\begin{aligned} \tau_1 &= 200 \cdot 4200 \cdot (40 \cdot \sqrt{\dot{W}_{vt}} + \dot{W}_{vt}) \cdot e / 40 \cdot \sqrt{\dot{W}_{vt}} \cdot \dot{W}_{vt} = \\ &= 21000 \cdot (40/\dot{W}_{vt} + 1/\sqrt{\dot{W}_{vt}}) \cdot e \quad (s) \quad \dots\dots\dots 7.65 \end{aligned}$$

$$\dot{V}_{vt} = 6 \text{ l/min} = 0,1 \text{ l/s} \quad \text{ger då} \quad \dot{W}_{vt} = 420$$

$$\tau_1 = 3025 \cdot e \quad (s)$$

$$\dot{V}_{vt} = 9 \text{ l/min} = 0,15 \text{ l/s} \quad \text{ger} \quad \dot{W}_{vt} = 630$$

$$\tau_1 = 2170 \cdot e \quad (s)$$

$$\dot{V}_{vt} = 12 \text{ l/min} = 0,2 \text{ l/s} \quad \text{ger} \quad \dot{W}_{vt} = 840$$

$$\tau_1 = 1725 \cdot e \quad (s)$$

Praktiskt erhålls ett förlopp av t_{vt} som ligger mellan fall A och B, eftersom intet av förhållandena är strömnings- och värmeöverföringsmässigt möjligt. Beroende på förläggning och utformning av komponenterna i pannan närmar sig förloppen endera av fallen. Beträffande e torde värdet ligga i storleksordningen 0,5.

Med den antagna kapaciteten hos genomströmningsvärmväxlaren kan värmepumpen uppenbarligen endast vid användning av tappvarmvattenberedning genom hetgaskylning ge acceptabel tappvattenkapacitet. Under perioder utan rumsvärmebehov når dock även en värmepump med hetgaskylare ej upp till pannförrådstemperaturer över ca +55°C, enär tappvattenvärmingen måste ske med kondensering. Även om tappvattenflöden på högst ca 6 l/min accepteras, måste någon form av eftervärmning eller tillsatsvärmning användas för den antagna värmväxlarstorleken. Detta kan alltså vara ett problem vid ihopkoppling av värmepumpar med befintliga oljepannor, när dessa ej har en generöst dimensionerad genomströmningsvärmväxlare.

7.4 Provning av värmepumpkapacitet för tappvattenvärming

7.4.1 Prov med direkt tappvattenvärming

FIG 7.32 visar provutrustningen, som använts för rubricerade prov. Varmvattenberedaren värmdes av en värmepump med utförande enligt FIG 8.15, men med en kompressor av typ BH5 enligt avsnitt 4. och lufthastigheten genom förångaren 1,7 m/s. Proven genomfördes med två olika tillopp till beredaren, se FIG 7.31, ett till botten, "Alternativt inlopp (B)", och ett till toppen, "Alternativt tillopp (T)".

Vattentemperaturen i beredaren mättes "indirekt" via yttermanteln. Vid uppvärmning och tappning erhålls någon fördröjning relativt temperaturförloppet i beredaren.

Under uppvärmningen var värmepumpens underkylare avstängd för luftgenomströmning medelst en lucka vid luftinloppet efter fläkten, se FIG 8.15. Dock var luftutloppet från kompressor- och värmväxlareutrymmet ej stängt. Värmeförlusten från detta utrymme uppgick under proven, med hänsyn till värmeavgivning från oisolerad kompressor, rör och värmväxlare, till ungefärligt

$$\dot{Q}_{fv} = 10 \cdot t_{Tvi} \quad (\text{W}) \quad \dots\dots\dots 7.66$$

Rörledningarna mellan värmepumpen och varmvattenberedaren var oisolerade. Ytterytan för rör och rörarmaturer med kopplingsdelar uppgår till ca 0,4 m², vilket ger en värmeförlust på omkring

$$\dot{Q}_{fr} = 3 \cdot (t_{Tvi} + t_{Tvu} - 2 \cdot t_o) \quad (W) \quad \dots\dots\dots 7.67$$

där t_o är varmvattenberedareomgivningens temperatur.

Varmvattenberedare med yttermantels ytteryta är $3,2 \text{ m}^2$. Dess isolering utgörs av 25 mm polyuretanskum med ungefärligt k -värde på $1,5 \text{ W/m}^2\text{,}^\circ\text{C}$. Direkt under beredaren finns också ett oisolerat expansionskärl anslutet, vilket har ytterytan $0,3 \text{ m}^2$ med ett värmeövergångstal till omgivningen på omkring $10 \text{ W/m}^2\text{,}^\circ\text{C}$. Beredareutrustningens värmeförlust skulle därmed ungefärligt bli

$$\dot{Q}_{fb} = 8 \cdot (t_v - t_o) \quad (W) \quad \dots\dots\dots 7.68$$

med t_v som medelvattentemperatur i beredaren.

Vid $t_v = +43^\circ\text{C}$ och $t_o = +25^\circ\text{C}$ uppmättes $\dot{Q}_{fb} = 210 \text{ W}$ som medelvärde för en avsvälningseperiod på 17 timmar. Med hänsyn till temperaturmätningarna är osäkerheten i $\dot{Q}_{fb} \pm 10\%$, enär temperatursänkningen var i medeltal ca 10°C för t_v . Detta skulle ge $\dot{Q}_{fb} / (t_v - t_o) = 12 \text{ W/}^\circ\text{C}$, d v s 50 % mer än EKV 7.68 ger. Någon konvektion kan, trots stillastående tappvattenssystempump, ändå förekommit ut i rörsystemet, varför totalförlusten antas vara, med $t_{Tvi} + t_{Tvu}$ satt till $2 \cdot t_v$

$$\dot{Q}_{fT} = \dot{Q}_{fv} + \dot{Q}_{fr} + \dot{Q}_{fb} = 10 \cdot t_{Tvi} + 14 \cdot (t_v - t_o) \quad (W) \quad \dots\dots\dots 7.69$$

vid värmepumpdrift och eljäst

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_{fb} = 8 \cdot (t_v - t_o) \quad (W) \quad \dots\dots\dots 7.70$$

FIG 7.33 - 7.42 visar mätresultat från tappvarmvattenvärmning vid användning av inlopp B, se FIG 7.32, i beredaren. Med detta inlopp erhålls enligt 7.2.2 fullständig blandning i inkommande tappvolym V_{vt} .

Före samtliga prov 70 - 1 till 70 - 7 hade först vattnet i beredaren värmts till $+46$ à $+47^\circ\text{C}$, då värmepumpen stoppade på grund av att t_{LK} uppnått $+60^\circ\text{C}$.

Omedelbart därefter urtappades $V_{vt} = 70$ l med flödet $\dot{V}_{vt} = \text{ca } 10$ l/min. Efter i FIG 7.34 - 7.39 angiven tid, 0,4 till 17 timmar, startades värmepumpen åter. Värmeöverföringsförloppet återges i figurerna. Elenergin E_t till värmepumpen mättes med kWh-mätare, avgiven värmeeffekt \dot{Q}_{TIII} till tappvattensystem medelst vattenvolymflödesmätning \dot{V}_T med svävkroppsmätare i systemet och temperaturdifferensmätning $t_{Tvu} - t_{Tvi}$ för in- och utlopp till värmepumpen med värmepumpens datormätutrustning. Noggrannheten för denna differensmätning är ca ± 10 %. Värmefaktorn $\phi_t = \dot{Q}_{TIII}/\dot{E}_t$ för momentana förhållanden samt $\phi_{tm} = Q_{TIII}/E_t$ som medelvärde för uppvärmningsförloppet tills värmepumpen ånyo stannat vid uppnådda $t_{LK} = +60^\circ\text{C}$ redovisas också i figurerna. Efter detta stopp tappades åter $V_{vt} = 70$ l med $\dot{V}_{vt} = 10$ l/min. Temperaturen på det tappade vattnet mättes med precisions-termometer i en 14 l-hink i vilken vattnet samlades. Den sist tappade volymen på 14 l var mindre än 1°C svalare än den första 14 l - volymen. Medelvärdet för tappvarmvattentemperaturen t_{vt} finns angivet i figurerna. Som synes har mycket nära samma värde, ca $+46,5^\circ\text{C}$ uppnåtts för alla prov, som utförts vid ingående lufttemperatur t_{Li} till förångare på ungefär $+20^\circ\text{C}$.

FIG 7.40 beskriver avkylningen i beredaren under de olika stilleståndstiderna för proven 70 - 2 till 70 - 7 efter tappning av 70 l och före återstart av värmepump. Observera att efter tappningen ej lika temperaturfördelning behövs råda för de olika proven, även om skillnaden i fördelningen sannolikt är ringa, jämför provens t_{vt} . Därmed kan också ungefärligt värmeförlusten från beredaren bedömas med hjälp av FIG 7.40. Temperaturändringen är dock i detta fall omkring 5°C på 13 timmar istället för ca 10°C på 17 timmar enligt ovan, vilket ger 75 % av förlusten i det senare fallet. $\dot{Q}_{fv}/(t_v - t_o)$ blir därmed $8 \text{ W}/^\circ\text{C}$ såsom antagits i EKV 7.70.

FIG 7.43 utgörs av FIG 7.19 i vilken inlagts det typiska förloppen för \dot{Q}_{TIII} och ϕ_t vid prov 70 - 1 till 70 - 7, då $\dot{V}_T = 520$ l/h. FIG 7.19 har beräknats gälla för en värmepump av den typ som använts vid de här aktuella proven på grundval av komponentegenskaper enligt avsnitt 4, 5 och 6. Dock har förlusten \dot{Q}_{fv} antagits vara 100 W, vilket förutsätter stängd öppning för ventilationsluft. Vid proven gäller överslagsvis EKV 7.66. Värmeförluster från beredare och rörsystem utanför värmepumpen har ej dragits från \dot{Q}_{TIII} i FIG 7.19 och ligger också enligt ovan utanför \dot{Q}_{TIII} -mätning vid proven.

Genom att till provvärdet för \dot{Q}_{TIII} addera

$$10 \cdot t_{Tvi} - 100 \quad W$$

blir prov- och beräkningsvärden jämförbara. En sålunda erhållen kurva återfinns också i FIG 7.43. Prov och beräkningar visar då i FIG 7.43 god överensstämmelse.

Värmebehovet för uppvärmning av tappvattnet i proven är osäkert, eftersom yttermanteltemperaturer t_1 till t_{10} avviker från t_{Tvi} , som ju är temperaturen åtminstone i bottendelen av beredaren. Vid en snabb tappning fylls beredaren med kallt vatten, medan yttermantelns varma vatten med tidsfördröjning successivt överför sitt "överskottsvärme" till beredarevattnet. För prov 70 - 1 är utan värmeförluster behovet maximalt, se FIG 7.32 och 7.33,

$$Q_{vt} = W_{vt} \cdot (t_{Tvi} - t_{Tvio}) = 0,39 \cdot (49 - 19) = 11,7 \text{ kWh}$$

och minst ungefärligt

$$0,39 \cdot (46 - 23) = 9,0 \text{ kWh}$$

Enligt EKV 7.69 är förlusten utanför värmepumpen

$$Q_{fr} + Q_{fb} = 14 \cdot 10^{-3} \cdot \left[(49 + 19)/2 - 25 \right] \cdot 80/60 = 0,17 \text{ kWh}$$

Värmepumpen har enligt mätningen lämnat $Q_{TIII} = 10,36 \text{ kWh}$, vilket ligger mellan maximalt och minimalt beräknat Q_{vt} .

För proven 70 - 2 till 70 - 7 gäller ungefärligt

$$W_{vt} = 0,36 \cdot 70/308 = 0,082 \text{ kWh/}^\circ\text{C}$$

eftersom i detta fall beräkningen kan göras för uppvärmningen av 70 l med $+15^\circ\text{C}$ inkommande kallvatten till $+47^\circ\text{C}$, se FIG 7.34 - 7.39. Dock måste då förutsättas, att medeltemperaturen hos beredaren är lika för alla proven vid tidpunkt $\tau = 0$ och efter avslutad värmning från värmepumpen. Exklusive värmeförluster utanför värmepumpen erhålls sålunda

$$Q_{vt} = 0,082 \cdot (47 - 15) = 2,62 \text{ kWh}$$

Inklusive yttre värmeförluster gäller, se EKV 7.69 och 7.70, för

$$\begin{aligned} \text{prov 70 - 2} \quad & 2,62 + 10^{-3} \cdot (14 \cdot 0,35 + 8 \cdot 0,4) \cdot (40 - 25) = \\ & = 2,74 \text{ kWh mot uppmätt } Q_{TIII} = 2,63 \text{ kWh från värmepump} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{prov 70 - 3} \quad & 2,62 + 10^{-3} \cdot (14 \cdot 0,35 + 8 \cdot 1) \cdot (40 - 25) = \\ & = 2,81 \text{ kWh mot uppmätt } 2,58 \text{ kWh} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{prov 70 - 4} \quad & 2,62 + 10^{-3} \cdot (14 \cdot 0,35 + 8 \cdot 1,3) \cdot (40 - 25) = \\ & = 2,85 \text{ kWh mot uppmätt } 2,67 \text{ kWh} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{prov 70 - 5} \quad & 2,62 + 10^{-3} \cdot (14 \cdot 0,35 + 8 \cdot 2) \cdot (40 - 25) = \\ & = 2,93 \text{ kWh mot uppmätt } 2,56 \text{ kWh} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Prov 70 - 6} \quad & 2,62 + 10^{-3} \cdot (14 \cdot 0,40 + 8 \cdot 4) \cdot (40 - 25) = \\ & = 3,18 \text{ kWh mot uppmätt } 3,00 \text{ kWh} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Prov 70 - 7} \quad & 2,62 + 10^{-3} \cdot (14 \cdot 0,48 + 8 \cdot 17) \cdot (40 - 25) = \\ & = 4,76 \text{ kWh mot uppmätt } 3,50 \text{ kWh} \end{aligned}$$

För prov 70 - 7 är skillnaden i uppmätt värmepump energi Q_{TIII} och beräknat behov för tappvarmvattenvärmingen anmärkningsvärt stort. 1°C medeltemperaturändring hos varmvattenberedaren motsvarar enligt FIG 7.32 0,39 kWh värmeinnehållsändring. Om uppmätningen av Q_{TIII} är korrekt kan skillnaden förklaras dels av för högt antagna värmeförluster och dels av olika medeltemperaturer vid $\tau = 0$ och vid värmingens slut för proven, till exempel att slutmedeltemperaturen är lägre än det $t_{vt} = +47^{\circ}\text{C}$ som erhöles vid tappningarna. Observera dock, att returtemperaturen t_{Tvi} från beredarens botten varit $+49 \pm 0,5^{\circ}\text{C}$ för alla proven vid värmepumpstopp. Eftersom inloppet med $t_{Tvu} = +59^{\circ}\text{C}$ också ligger i botten vid dessa prov erhålls med stor sannolikhet en högre temperatur där än beredarens medeltemperatur. Detta indikeras även av prov 70 - 1, FIG 7.33, där yttermanteltemperaturerna vid värmepumpstopp ligger mellan $+37$ och $+46^{\circ}\text{C}$.

FIG 7.44 - 7.47 visar motsvarande prov med inlopp från värmepumpens tappvatten- värmväxlare till beredarens toppdel, se FIG 7.32. För denna koppling borde högre temperatur uppnås i varmvattenberedaren än vid ovannämnda prov, se

avsnitt 7.2. Proven utfördes vid ingående lufttemperatur t_{Li} till förångaren på ca $+10^{\circ}\text{C}$. Jämfört med proven vid inlopp B i botten, då $t_{Li} = +20^{\circ}\text{C}$ rådde, erhålls, oavsett inlopp B eller T, något högre möjligt t_{Tvi} , se FIG 7.42. Vid $t_{LK} = +58$ à $+60^{\circ}\text{C}$, som var stopptemperaturen för värmepumpen, är skillnaden omkring 1°C .

Vid ideal skiktning skall beredarevattnet, om yttermantelns vattenvolym och beredarehöljets värmekapacitet försummas, nå temperaturen t_{Tvu} tillhörande det t_{Tvi} som ger driftstopp från t_{LK} . Jämförs t ex prov 70 - 1 i FIG 7.33 och prov 350-8 i FIG 7.44 visar det senare en klar höjning av temperaturen i beredaren, trots att t_{Tvi} slutar på en lägre nivå. Skiktningen är dock ingalunda ideal. En påtaglig blandning och temperaturutjämning sker. Sannolikt kan den minska med strömningstekniskt bättre utformat inlopp, som i detta fall ger en hög inströmningshastighet. Tapptemperaturen t_{vt} ligger 2 till 5°C högre för V_{vt} upp till ca 100 l vid toppinlopp jämfört med botteninloppet, jämför FIG 7.33 - 7.39 och FIG 7.44 - 7.48. Sedan 200 l tappats ur av beredarens 254 l börjar t_{vt} snabbt falla genom att i botten inströmmande kallvatten påtagligt börjar blanda sig i ovanförliggande varmvatten. Yttermantelns 54 l varmvatten ger dock en viss värmeeffekt till beredarens inströmmande kallvatten vid tappningen.

I FIG 7.49 har i likhet med FIG 7.43 inlagts uppmätta värden för \dot{Q}_{TIII} och ϕ_t i jämförelse med de beräknade från FIG 7.18 som gäller det aktuella $t_{Li} = +10^{\circ}\text{C}$. Med korrektioner för de gällande värmeförlusterna erhålls åter en god överensstämmelse.

I FIG 7.44 har också inlagts temperaturförloppen, som skulle erhållits vid ideal skiktning, jämför avsnitt 7.2.1. Härvid har hänsyn tagits till att ingående vattentemperatur t_{Tvu} till beredaretoppen avkyls i beredaren på grund av kylning till dess hölje, yttermantels vatten och yttermantel. Om medeltemperaturen i den övre delen av beredaren, vars vatten idealt skiktats över den undre delen med temperaturen t_{Tvi} , betecknas t_{vt} gäller

$$\begin{aligned} t_{vt} &= t_{Tvi} + (t_{Tvu} - t_{Tvi}) \cdot 254 / (1,1 \cdot 308) = \\ &= t_{Tvi} + (t_{Tvu} - t_{Tvi}) \cdot 0,76 \quad \dots\dots\dots 7.71 \end{aligned}$$

eftersom beredarens, genom värmepumpen cirkulerande vatten, har volymen 254 l, yttermantelvolymen är 54 l och beredare- och mantelmaterials värmekapacitet är ca 10 % av den totala vattenvolymens, 308 l. Dessutom gäller för proven

$$t_{Tvu} - t_{Tvi} = \dot{Q}_{TIII} / (\dot{V}_T \cdot \rho \cdot c) = \dot{Q}_{TIII} / 490 \quad \dots\dots\dots 7.72$$

där \dot{Q}_{TIII} satts till det värde proven givit och vilket, såsom funktion av t_{Tvi} , visas i FIG 7.49.

Bortsett från att skiktningen ej är ideal och därför t_{Tvi} , t_{Tvu} och t_{vt} icke får konstanta värden inom varje omsättningsperiod $60 \cdot V / \dot{V}_T$ (min), följer EKV 7.71:s och 7.72:s värden inom dessa perioder på ett acceptabelt sätt de uppmätta förloppen.

7.4.2 Jämförande prov för direkt och indirekt tappvattenvärmning

Försöksutrustningen för rubricerade prov visas i FIG 7.50 och 7.51. Värmepumpen är i detta fall principiellt lika den för proven under 7.4.1 och FIG 8.15. Några väsentliga skillnaden finns dock. Förångarfläktens kapacitet är ca 40 % större, så att lufthastigheten genom förångaren blir omkring 2,4 m/s. Kompressortypen är TH5, se avsnitt 4, och värmeväxlarna för tappvatten och radiatorsystem är av typ A, se avsnitt 5. De båda värmepumparna har mycket nära samma värmeavgivningskapacitet, men den som använts vid prov under 7.4.1 har något lägre energibehov och högre värmefaktor vid samma yttre förhållanden.

Provresultaten visas i FIG 7.52 - 7.57. I dessa ges värden på bl a en värmefaktor ϕ_{vt} definierad som

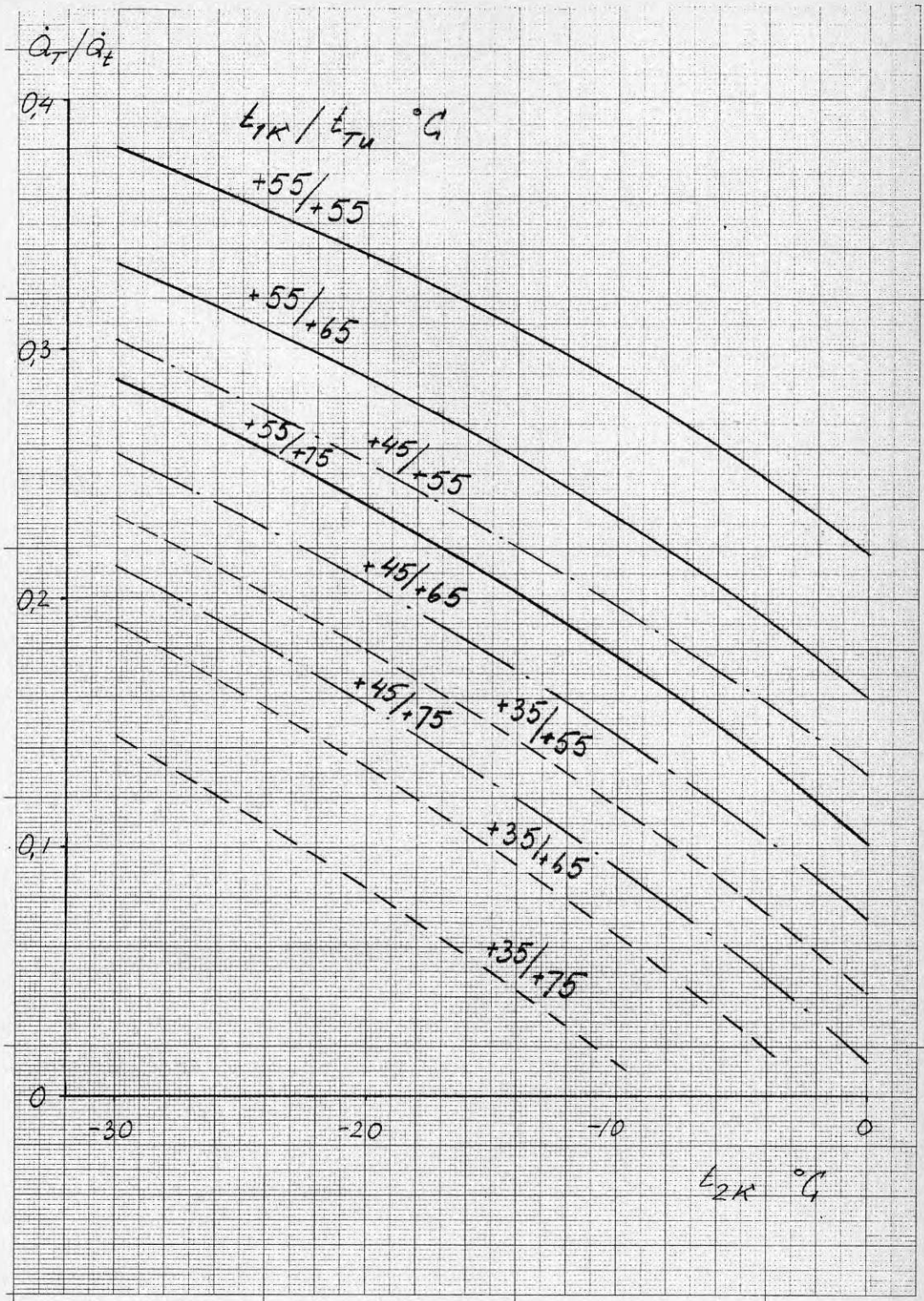
$$\phi_{vt} = Q_{vt} / E_t \quad \dots\dots\dots 7.73$$

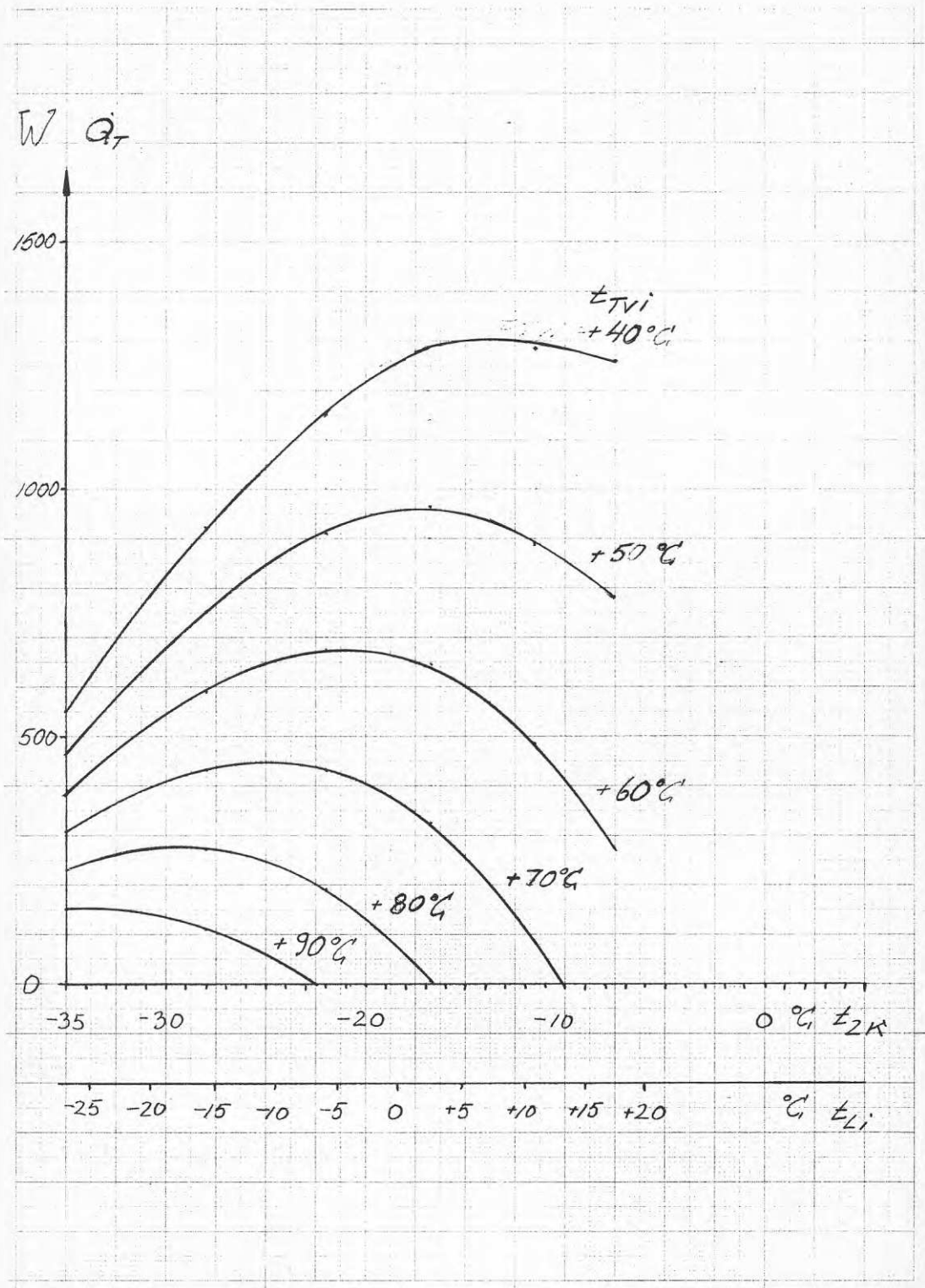
där $Q_{vt} = V_{vt} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{vt} - t_{vk})_m$, d v s med tappvattnet bortförd värmemängd

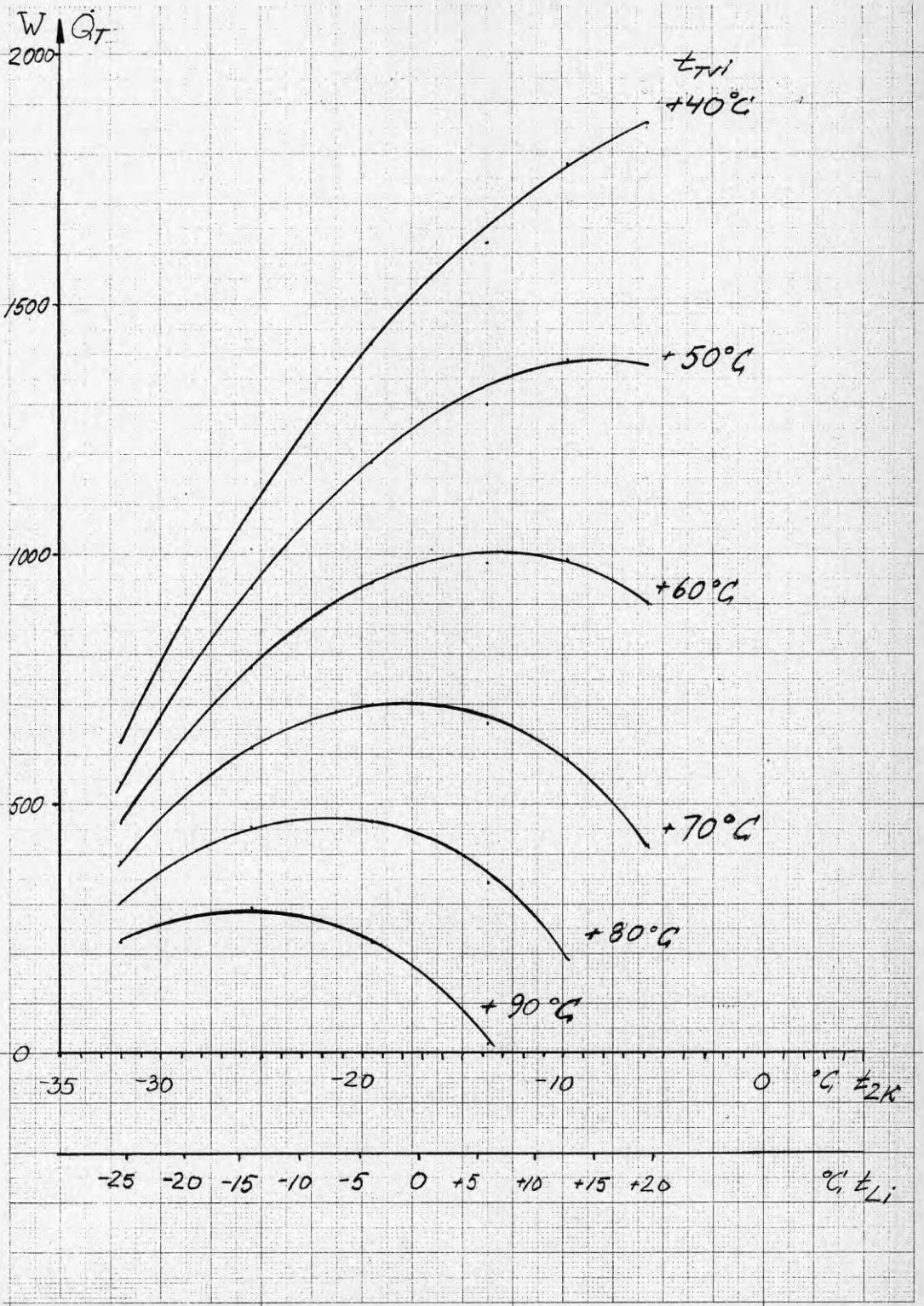
och E_t = total elenergiförbrukning hos värmepumpen för återvärmning av varmvattenberedaren till samma temperatur som före aktuell tappning.

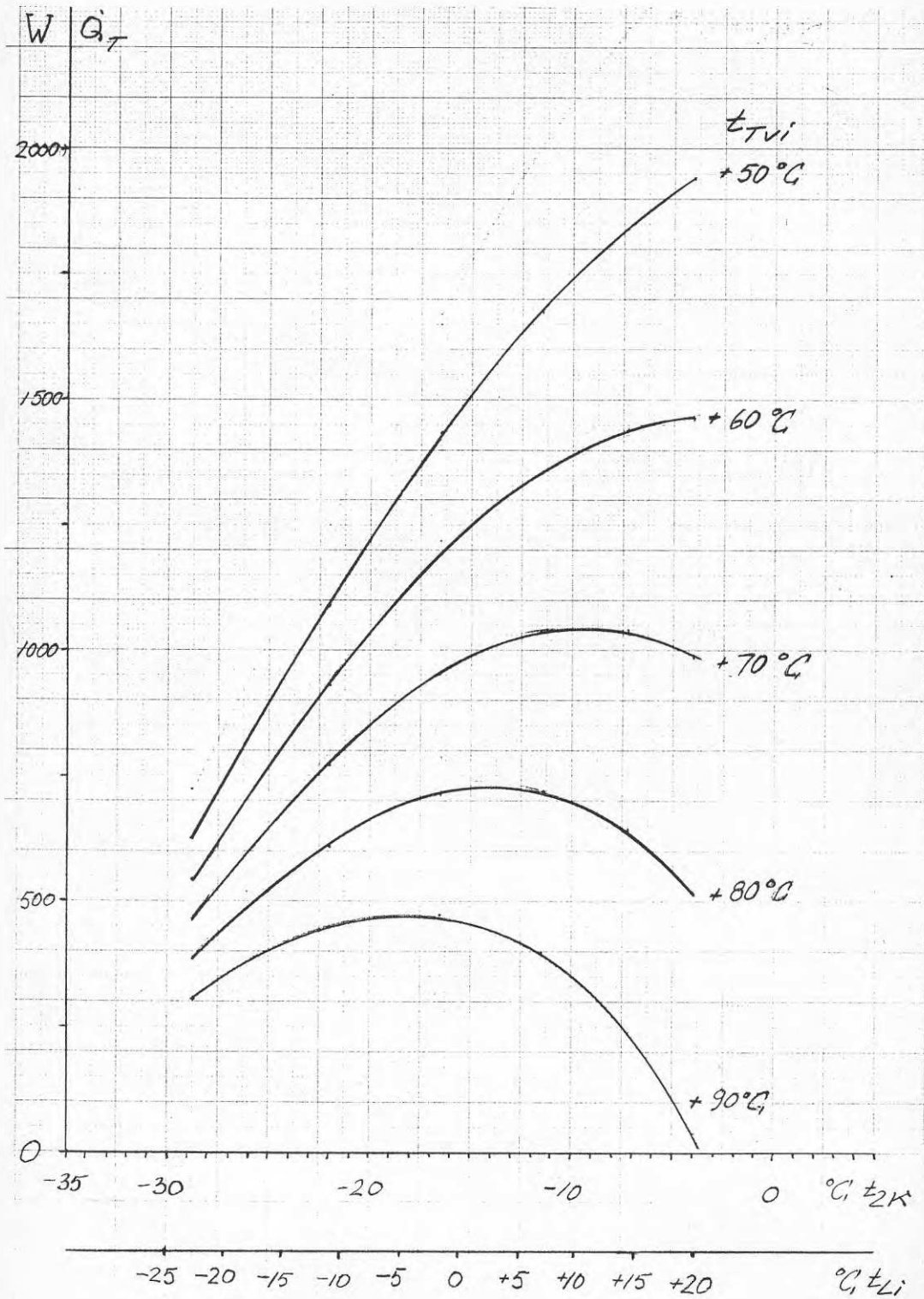
Den använda försöksutrustningen hade genom relativt långa och oisolerade rörledningar i tappvarmvattenssystemet betydande värmeförluster, d v s Q_{vt} understiger väsentligt Q_T , som är värmepumpens värmemängd till tappvattenssystemet. Detta förklarar de låga värdena för ϕ_{vt} jämfört med proven under 7.4.1, som skedde med ungefär samma \dot{V}_T , t_{Li} och intervall för t_{Tvi} under värmningen. Dock synes klart, att värmefaktorn blir avsevärt högre vid direkt beredning, vilket är ett väntat resultat, se 7.2 och 7.3.1.

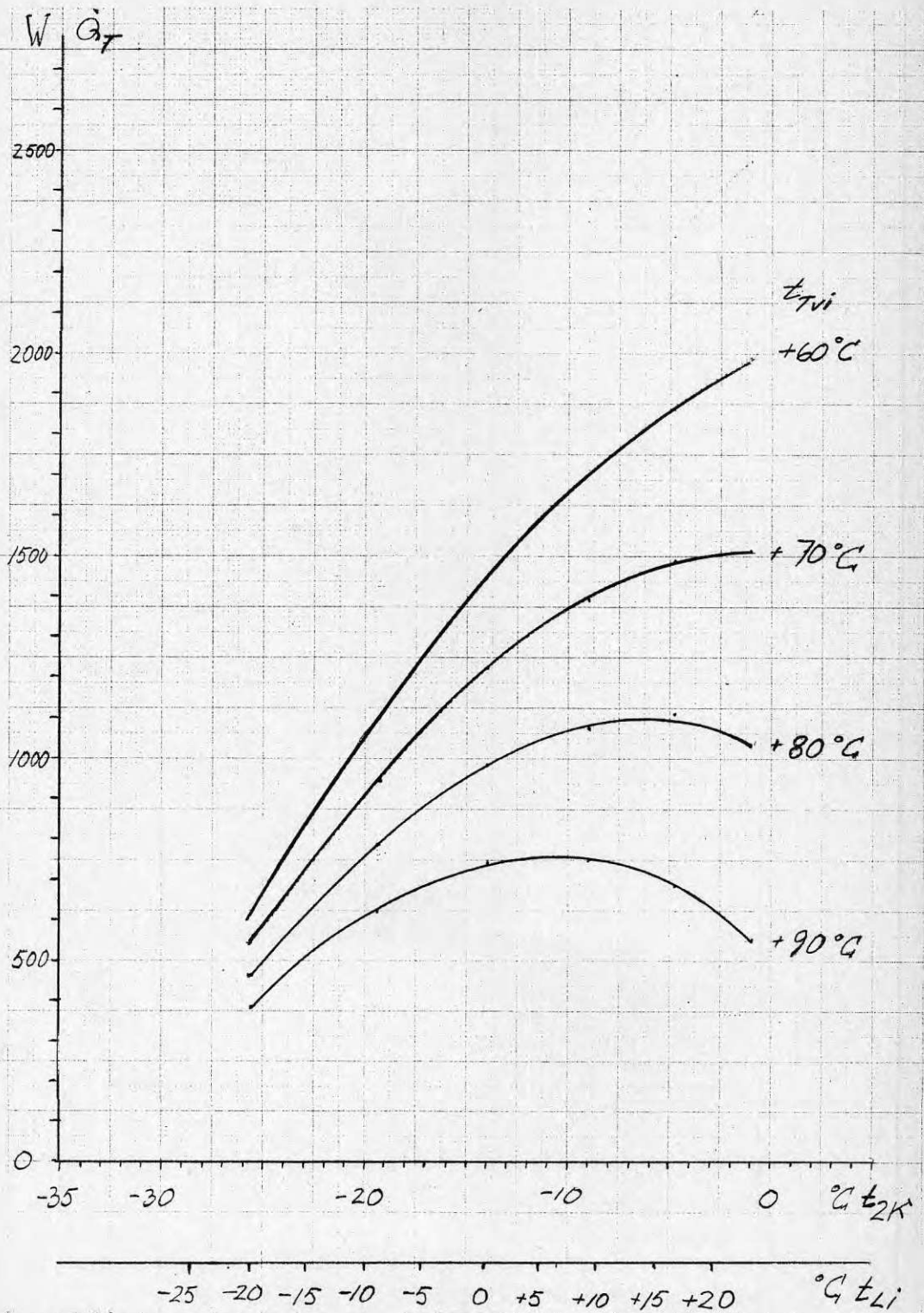
Någon nämnvärd skillnad i tappvattentemperaturen t_{vt} jämfört med direktvärmningen har ej erhållits, vilket sannolikt beror på att den nackdel som fås genom temperaturfallet mellan beredarevattnet och cirkulerande värmningsvatten i manteln reduceras av mera ostörd möjlighet till temperaturskiktning för den indirekta beredningen i detta fall. Detta syns också i FIG 7.52 - 7.57, där temperaturerna t_{vb3} , t_{vb2} och t_{vb1} i beredaren visar liten skillnad vid direkt beredning men betydande differens för indirekt sådan. Den direkta beredningen har sålunda en högre medeltemperatur för t_{vt} och kan ge en större tappvattenvolym över en viss temperaturnivå.

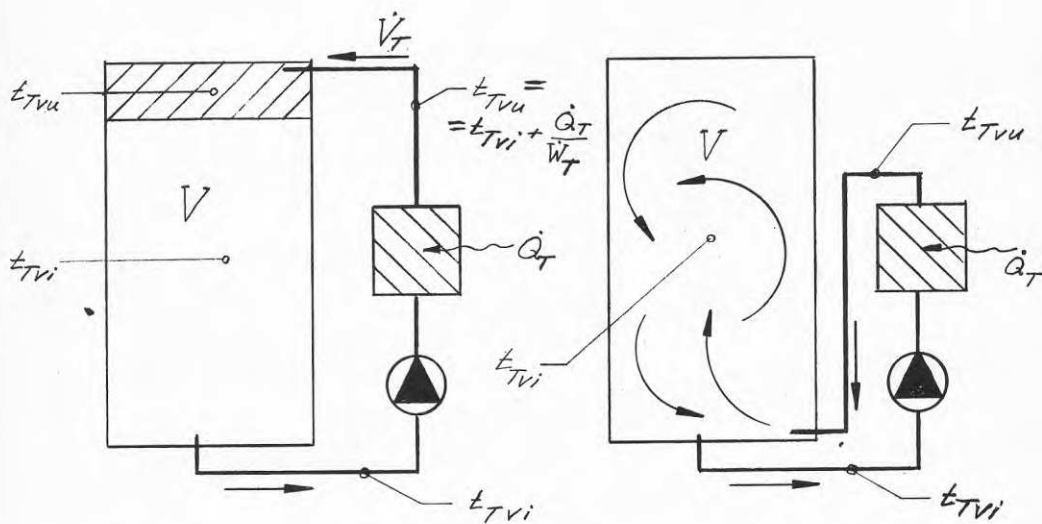
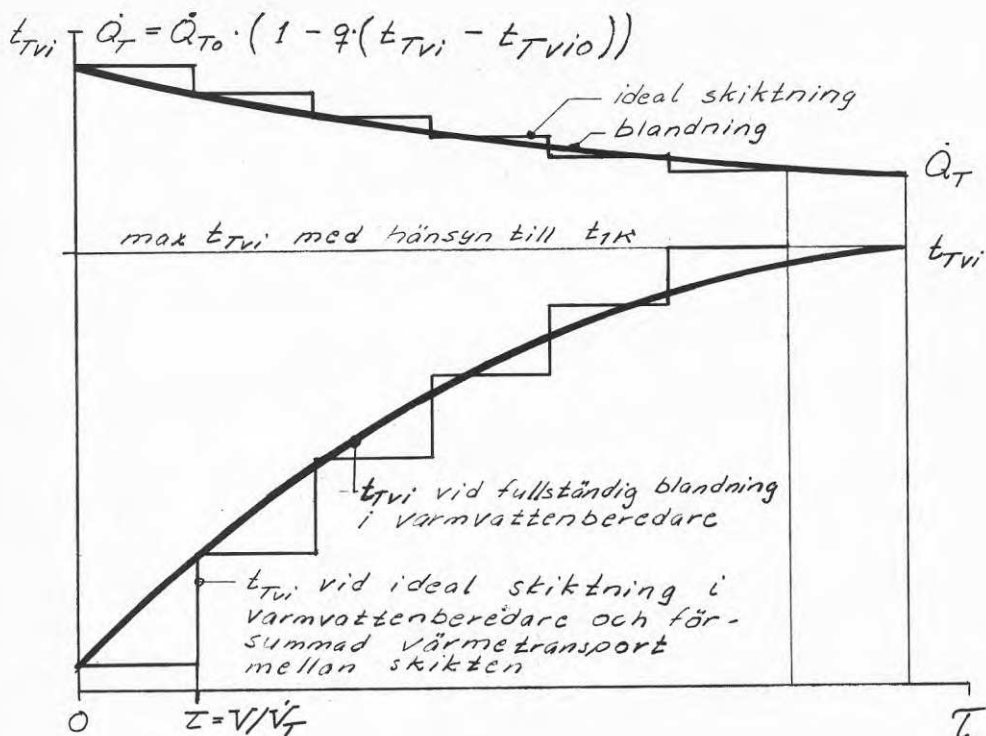








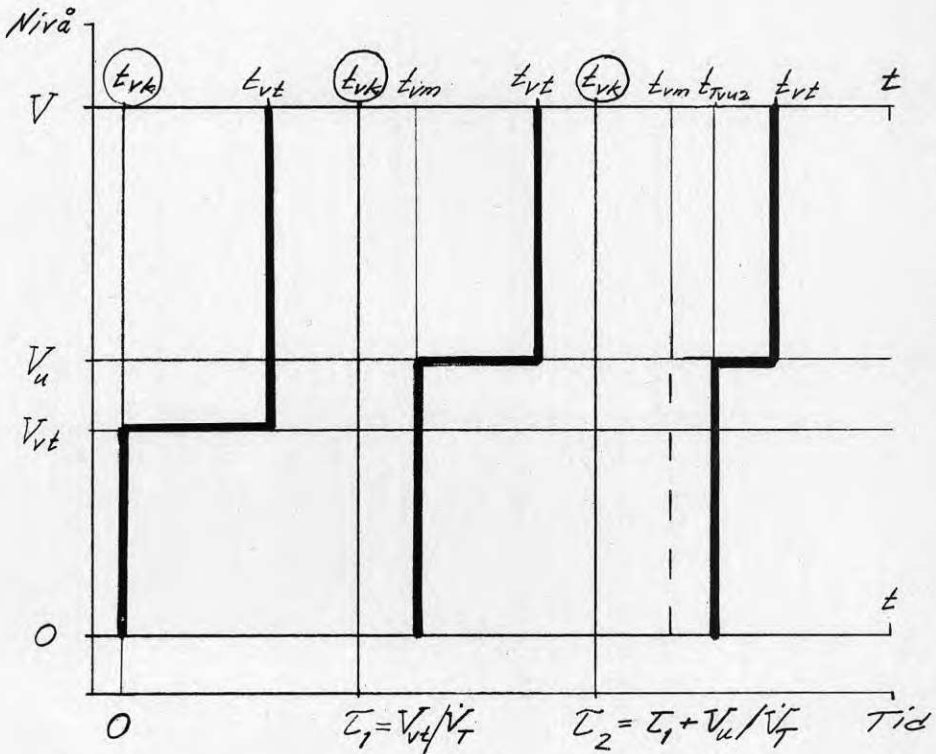
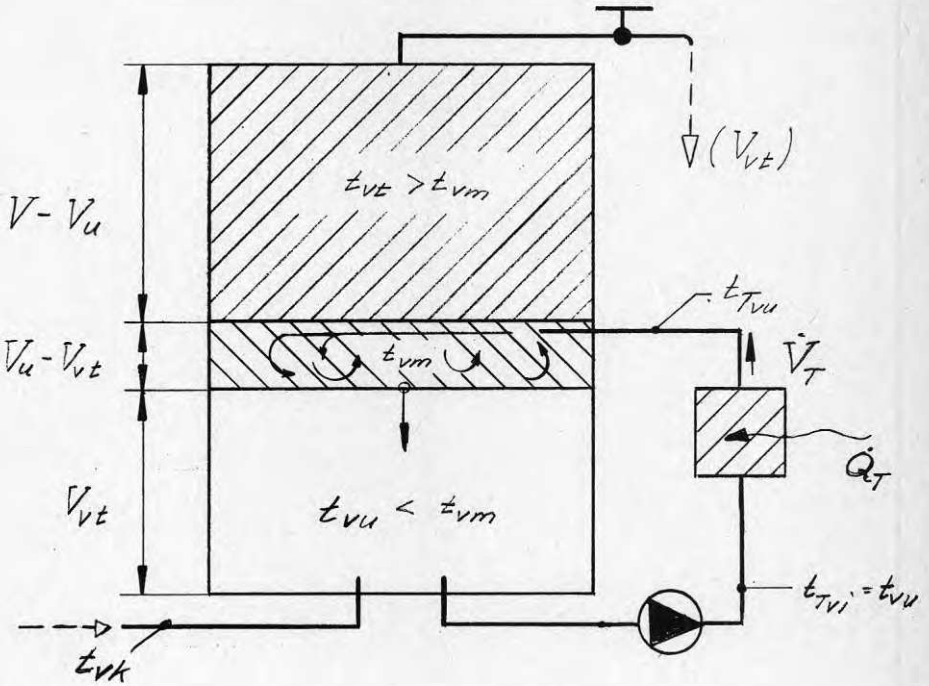




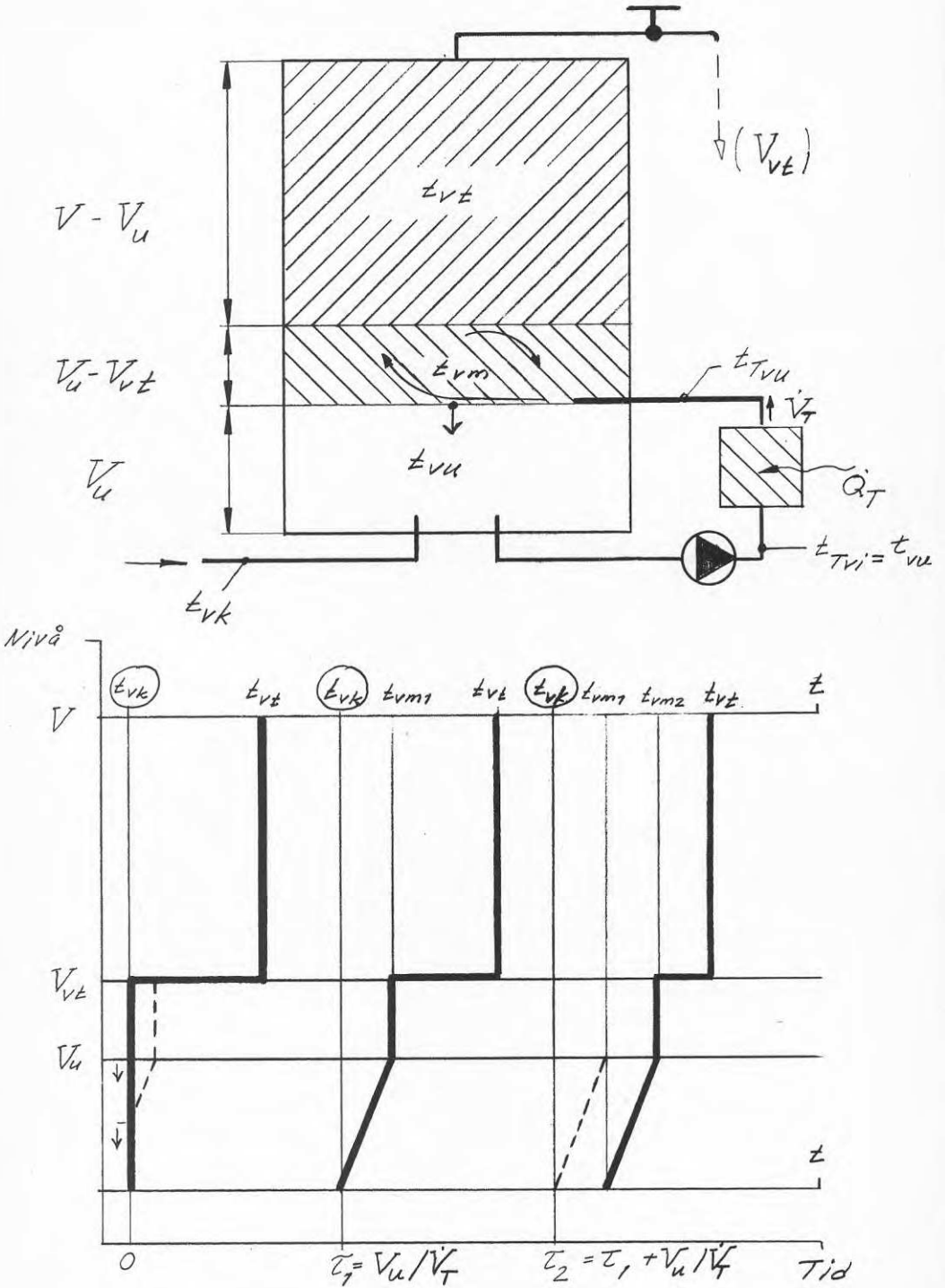
Ideal skiktning i varmvattenberedare

Fullständig blandning i varmvattenberedare

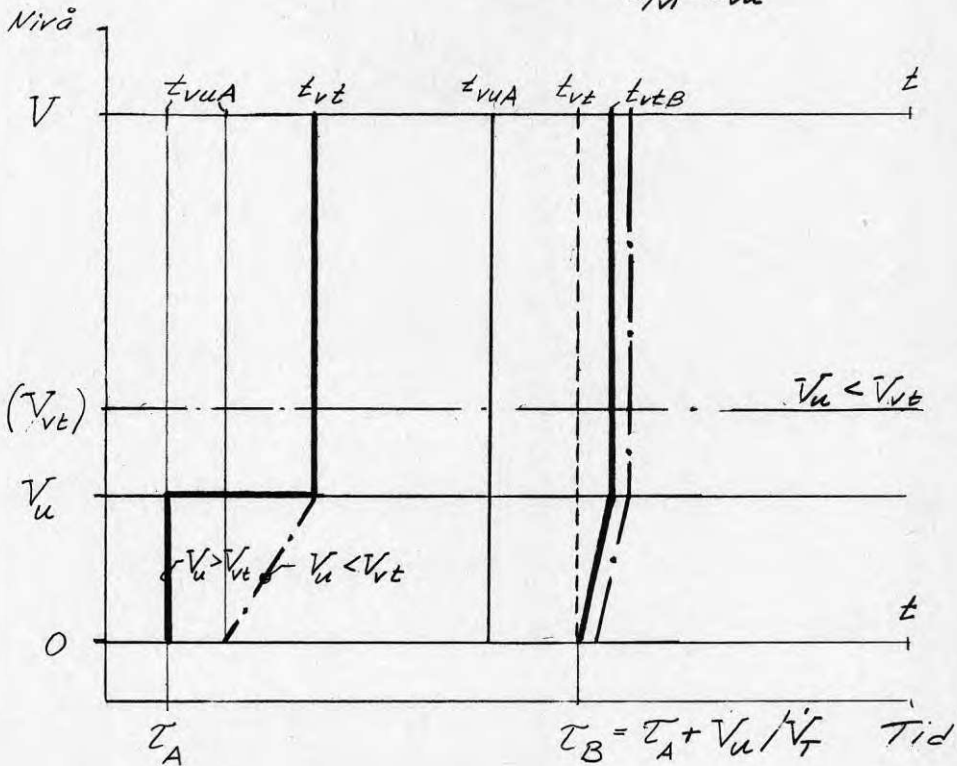
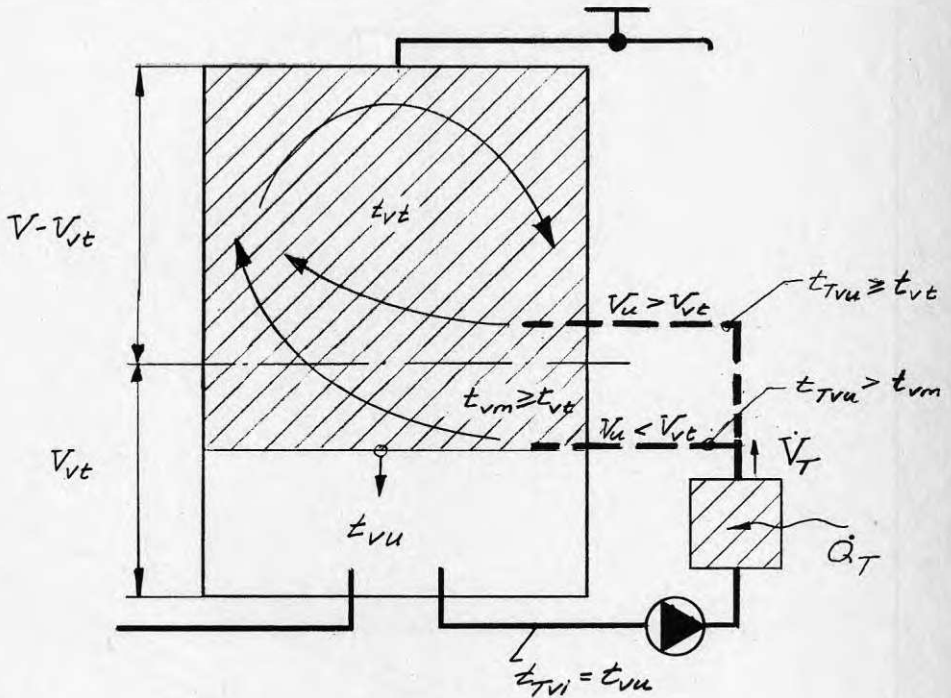
$$V_u > V_{vt} \quad t_{Tvu} < t_{vt}$$



$$V_u < V_{vt} \quad t_{vm} < t_{vt}$$



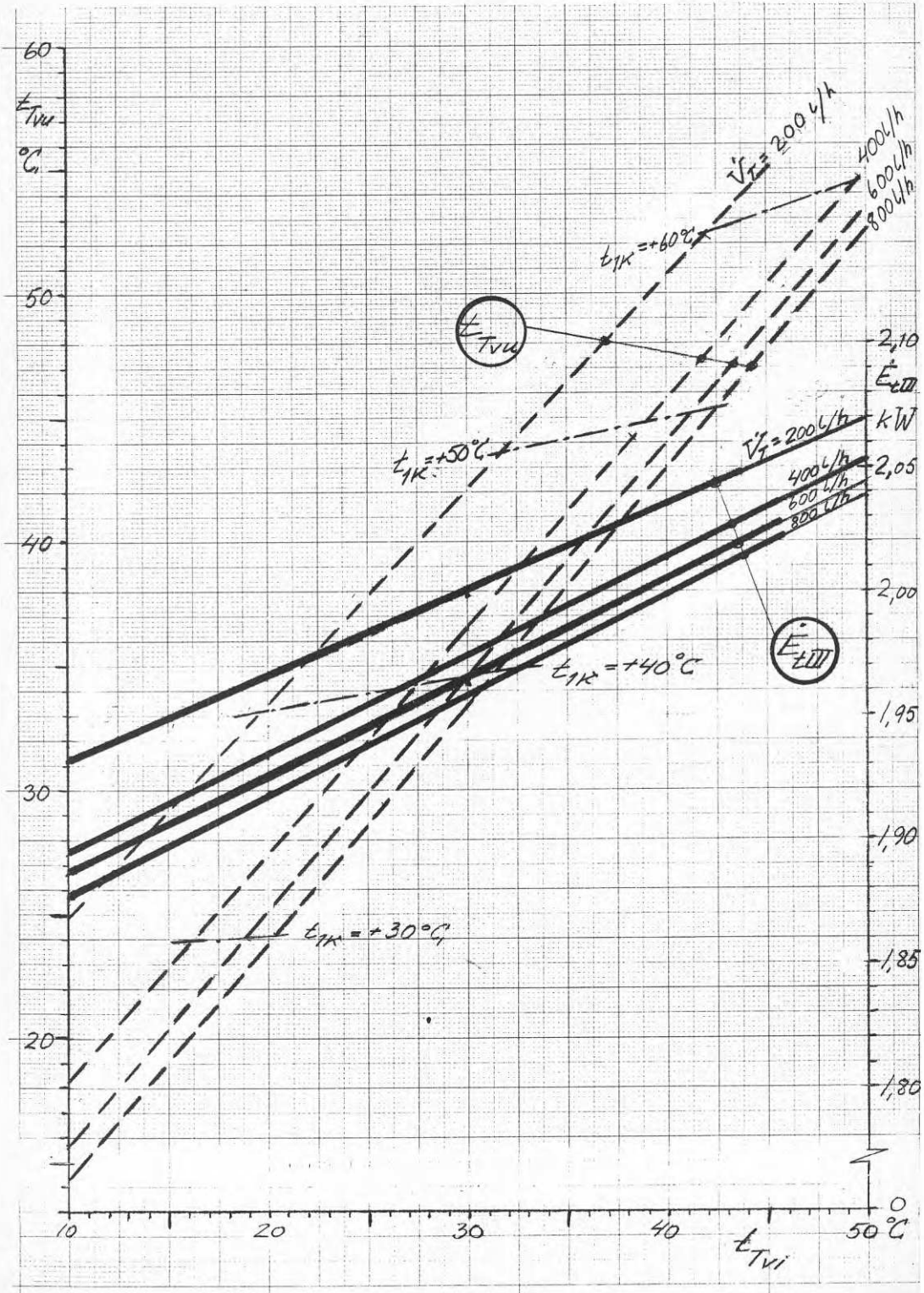
$$t_{vm}, t_{Tvu} \geq t_{vt}$$



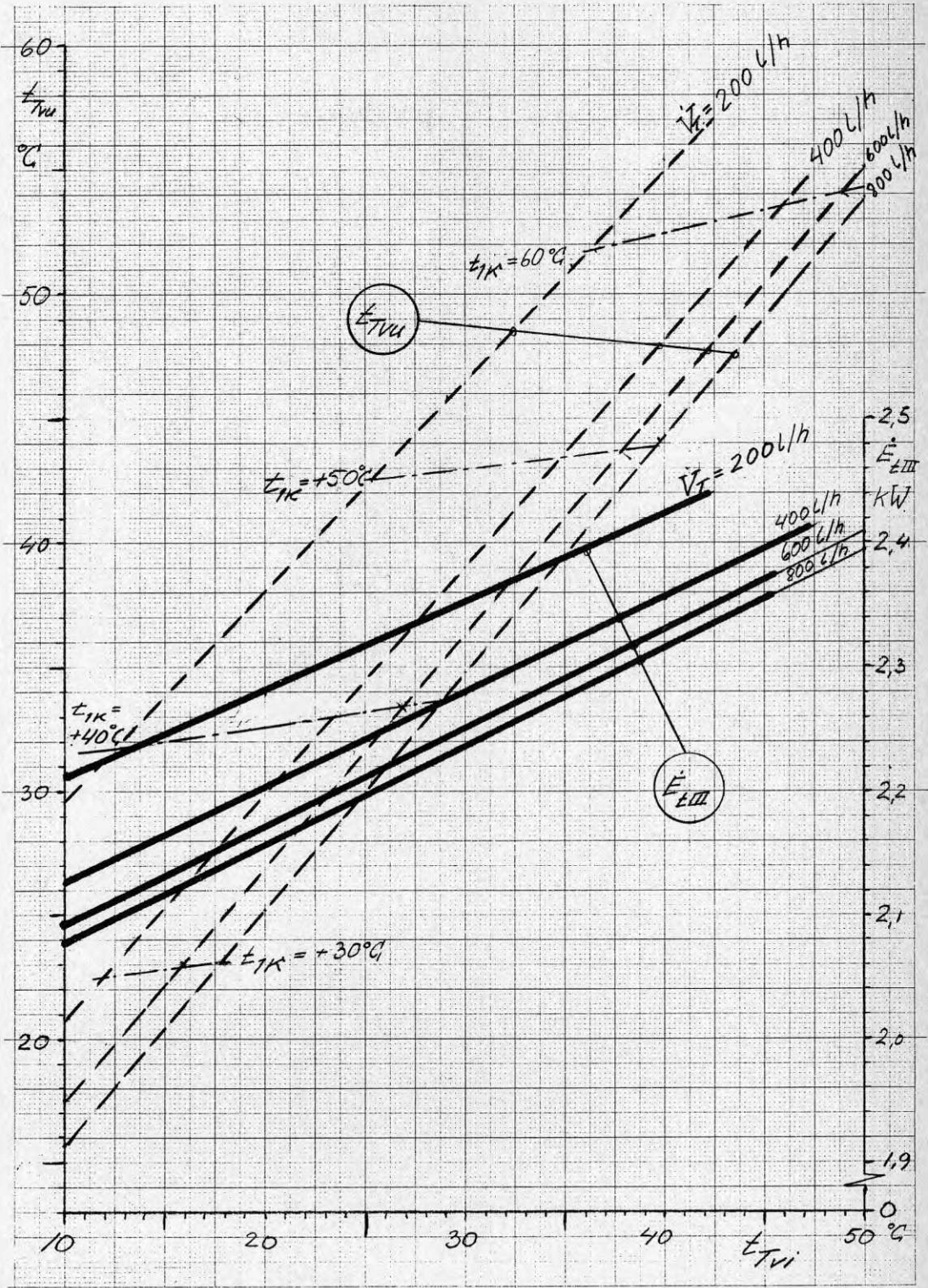
FIGUR 7.10

Driftförhållanden vid tappvattenvärmning

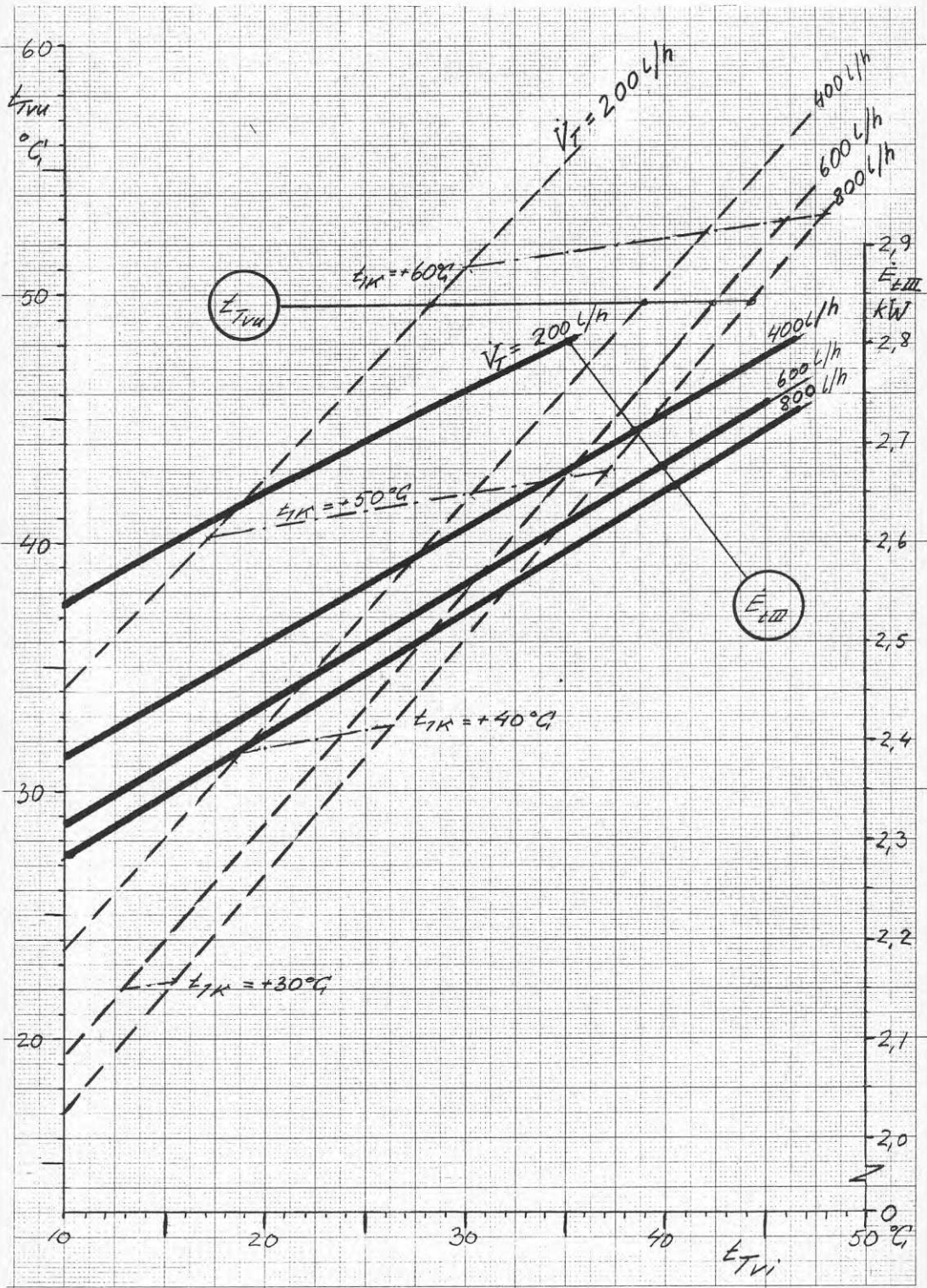
$t_{Li} = -20^{\circ}\text{C}$



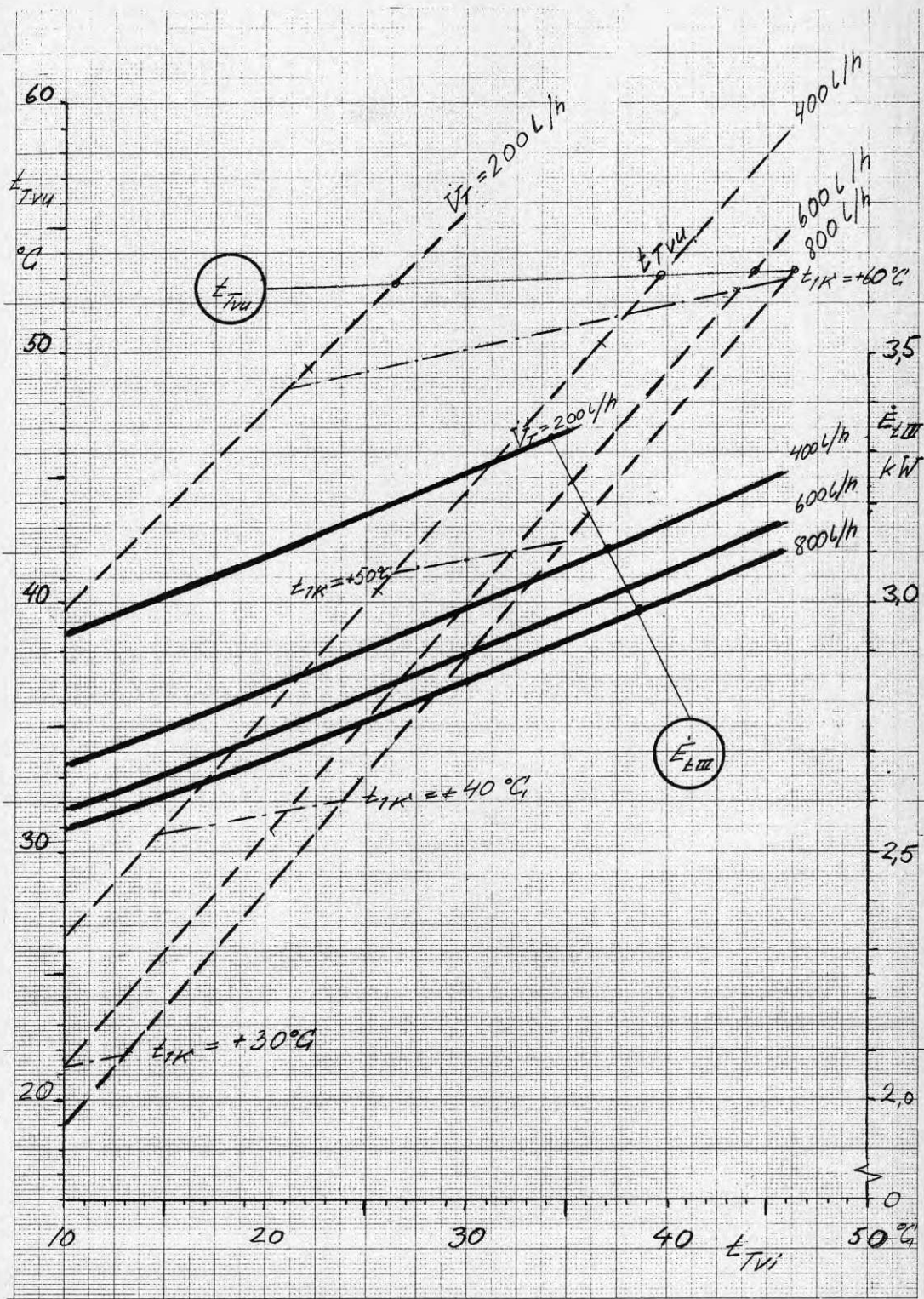
$t_{Li} = -10^{\circ}\text{C}$



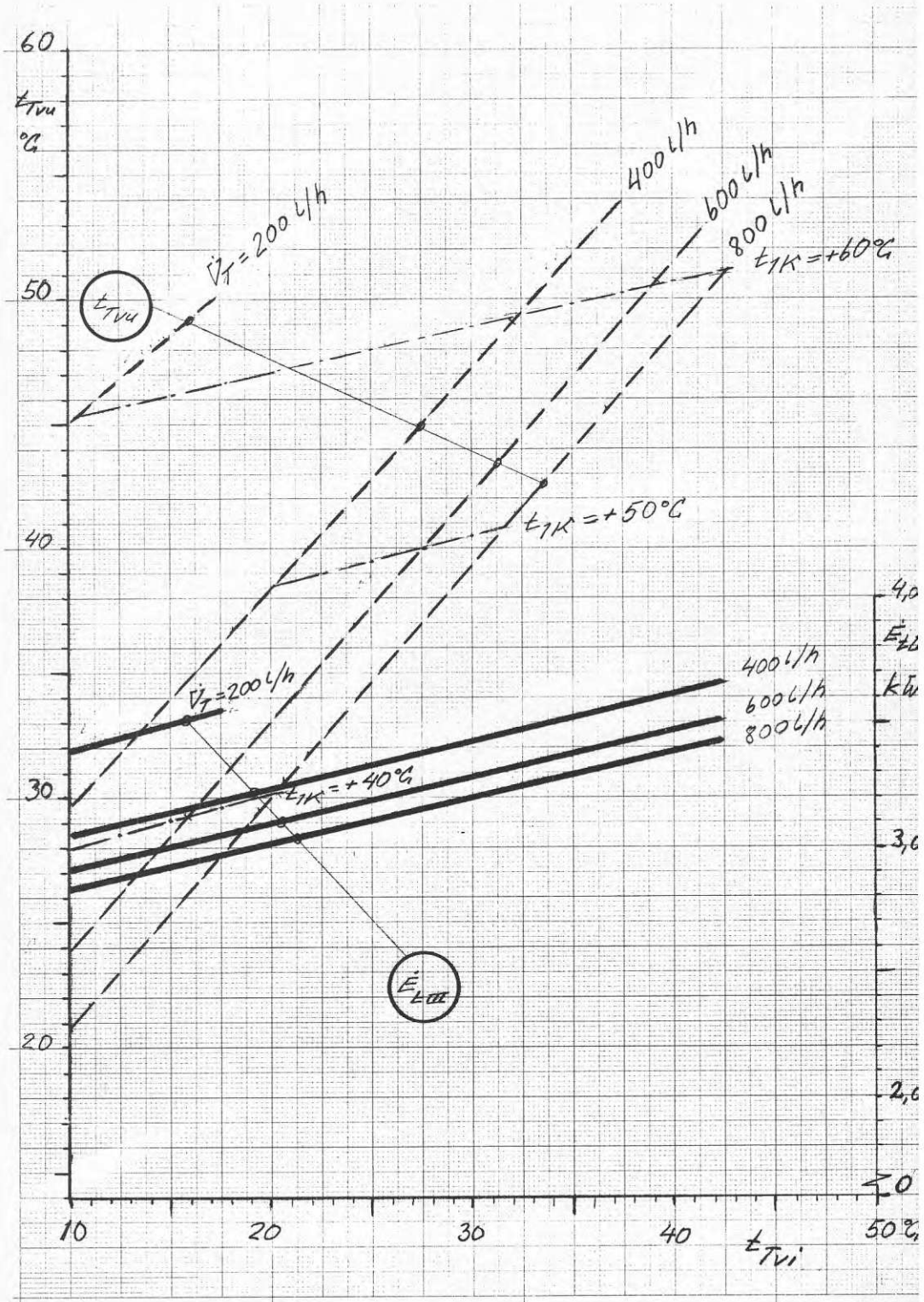
$t_{Li} = 0^{\circ}\text{C}$



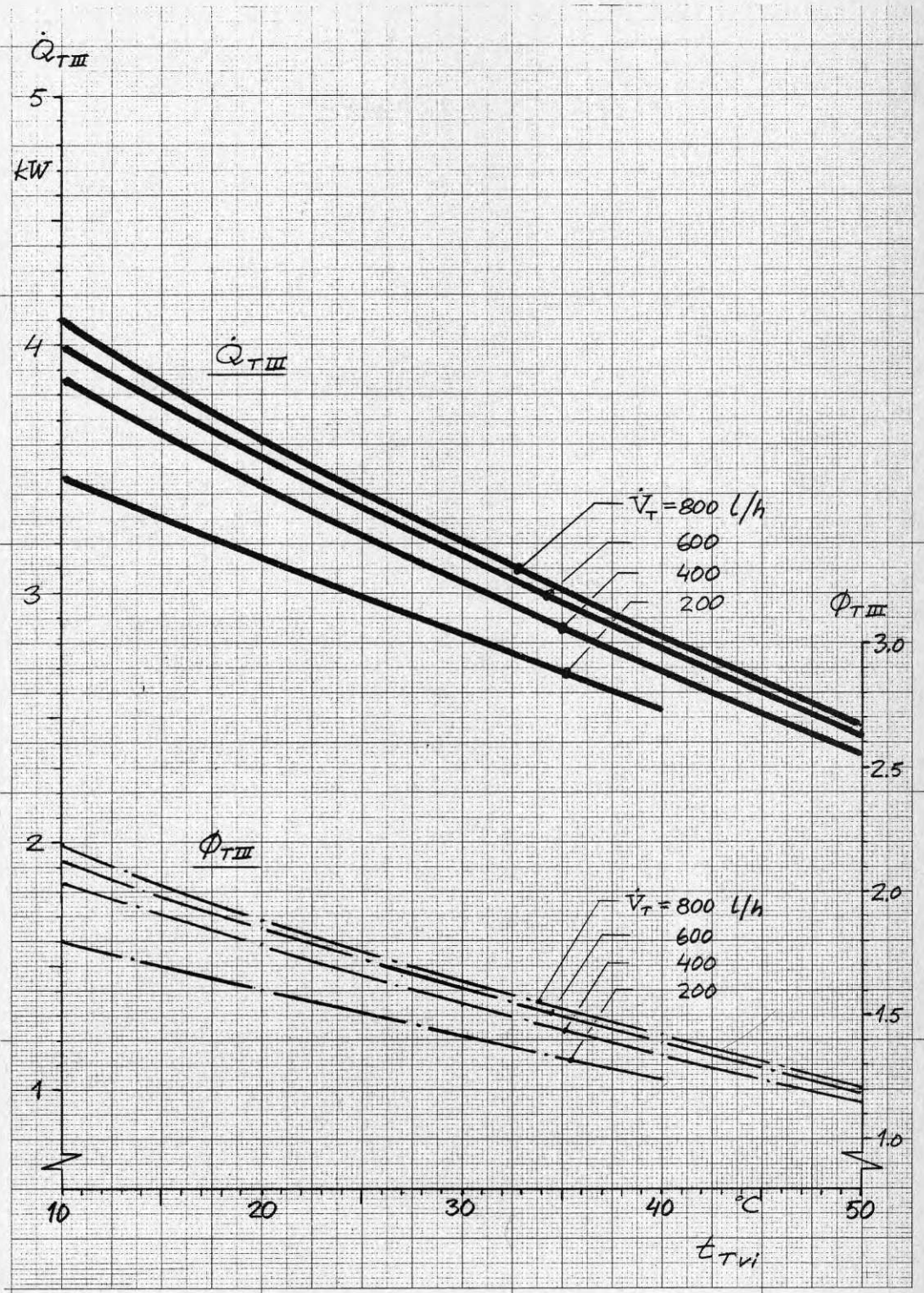
$t_{Li} = +10^{\circ}\text{C}$



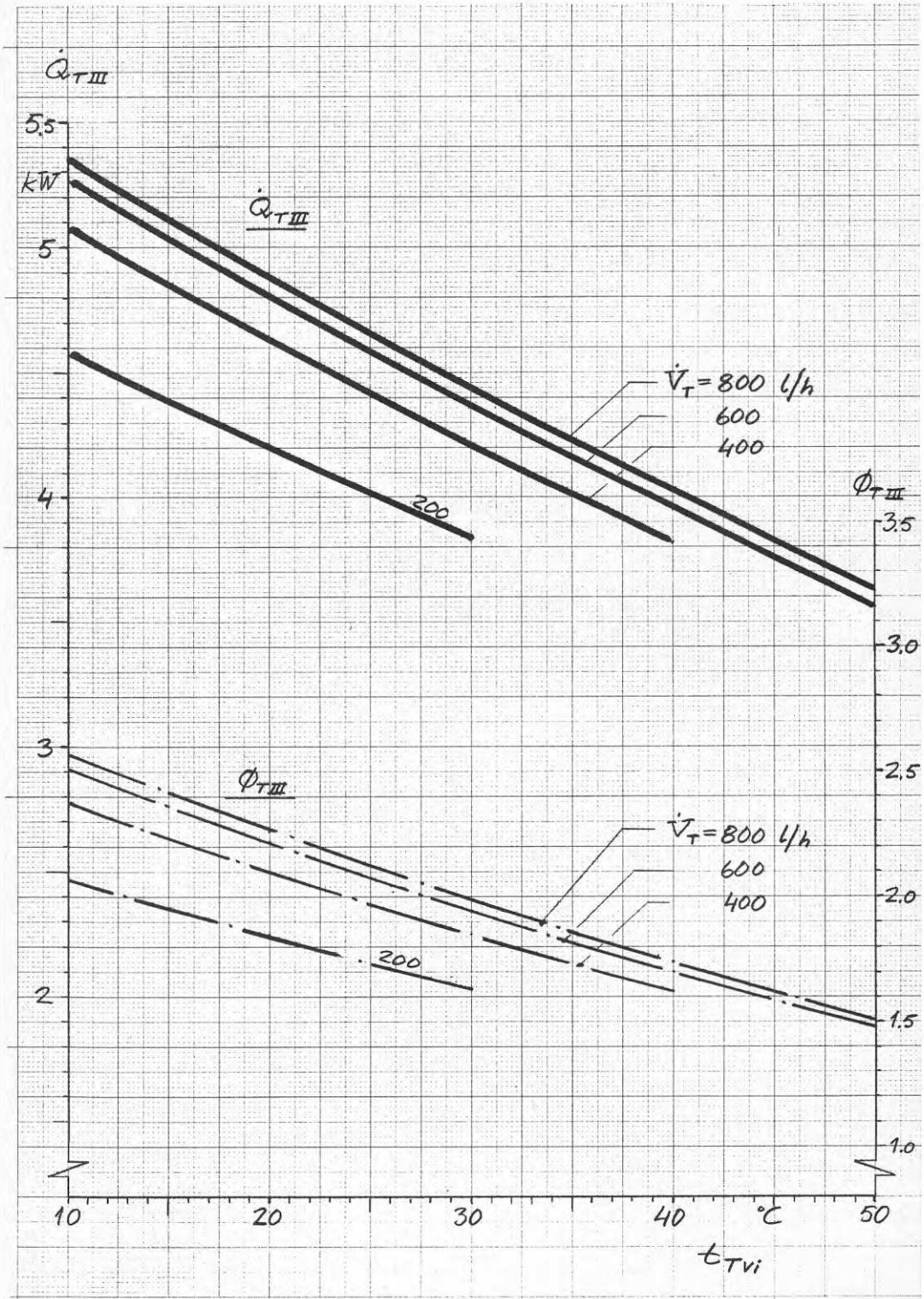
$t_{Li} = +20^{\circ}\text{C}$



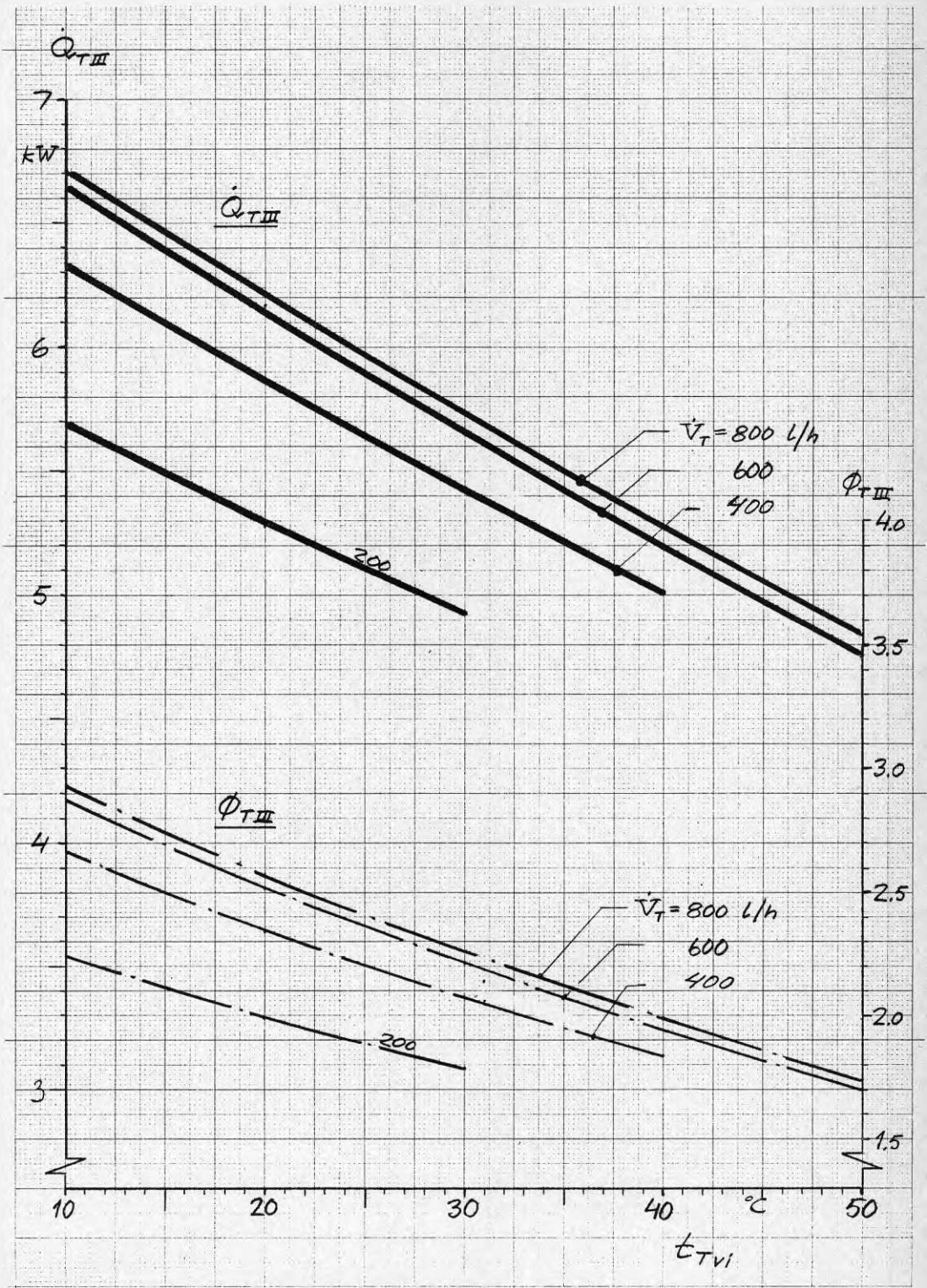
$t_{Li} = -20^{\circ}\text{C}$



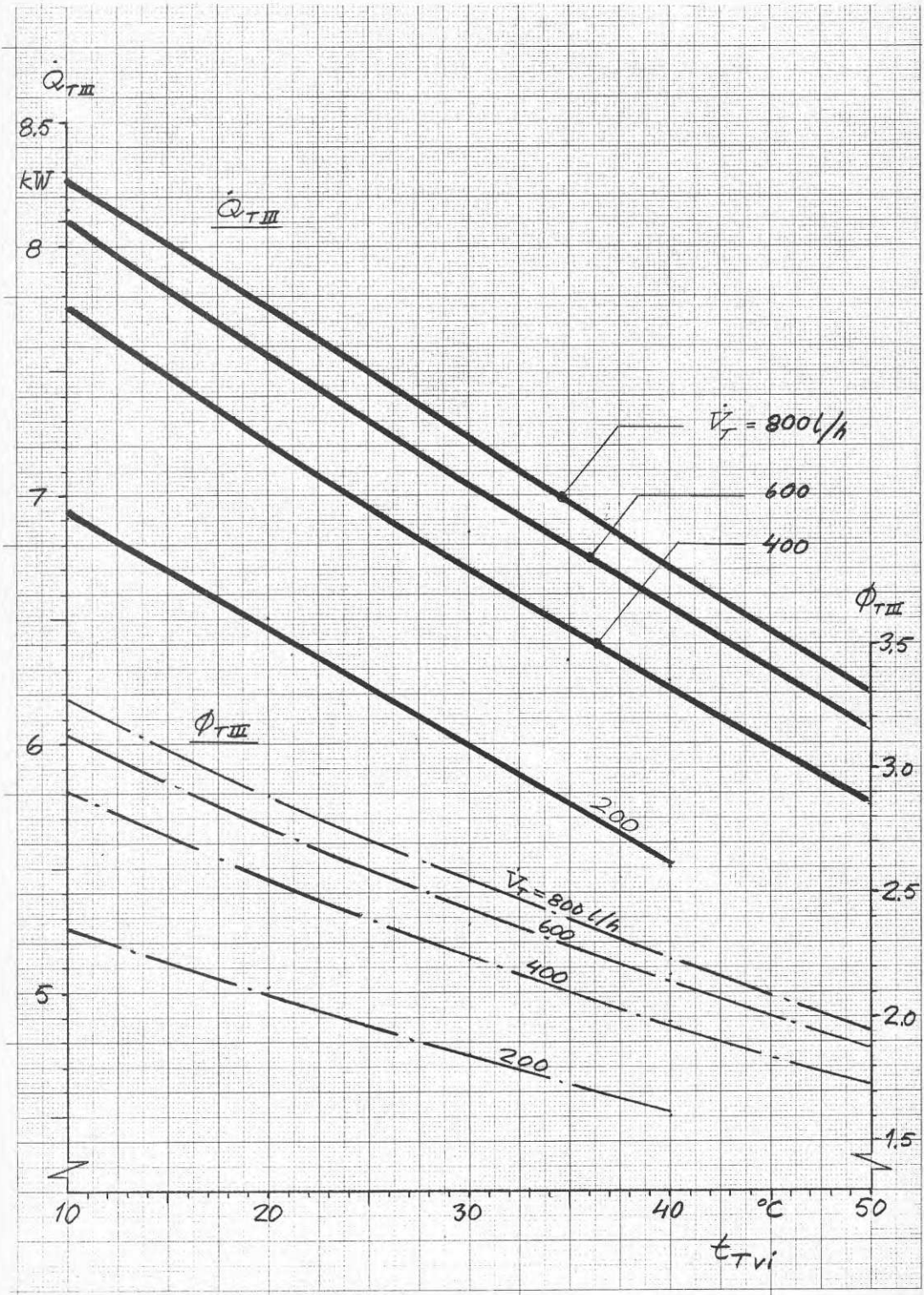
$$t_{Li} = -10^{\circ}\text{C}$$



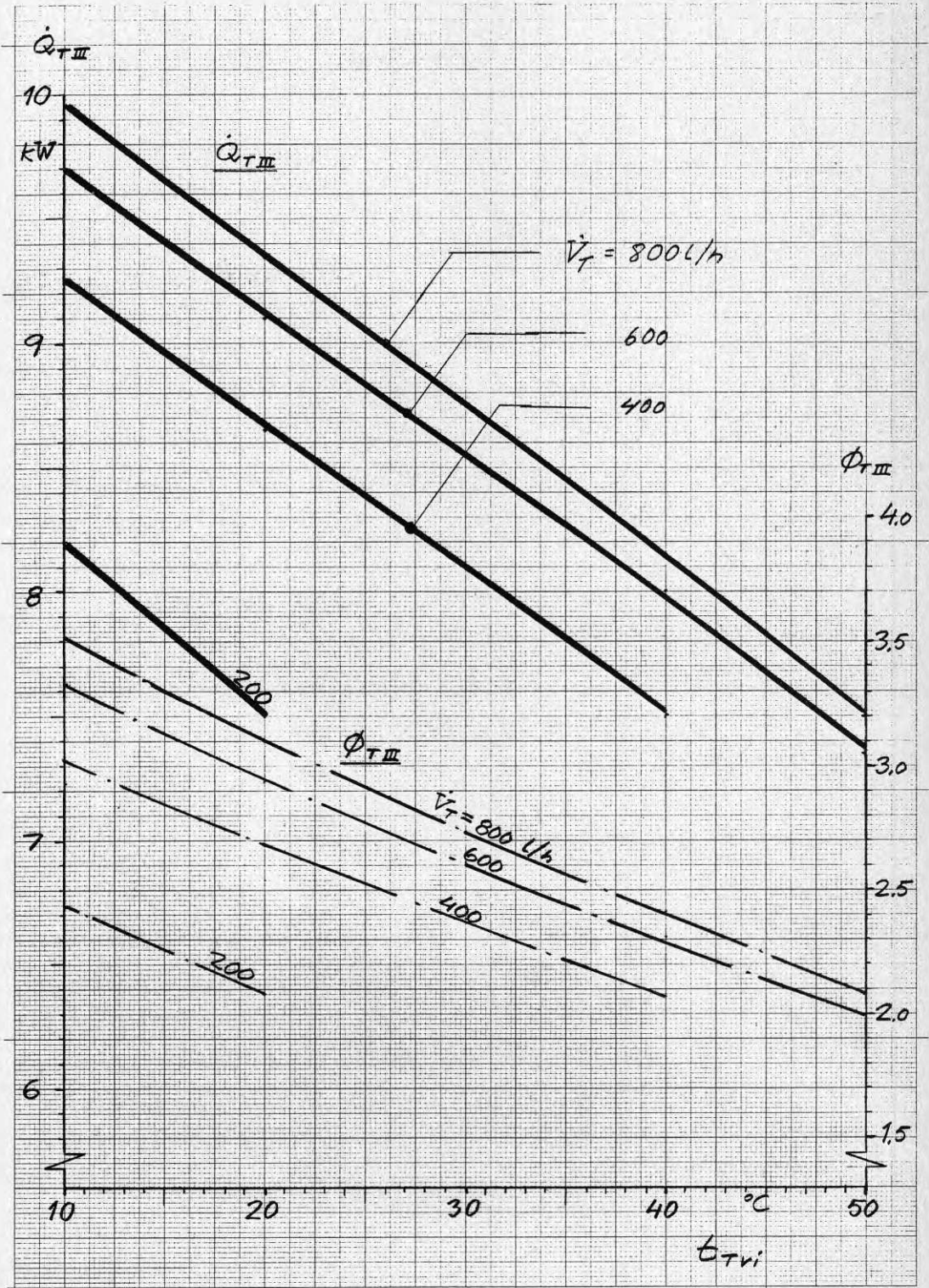
$t_{Li} = 0^{\circ}\text{C}$

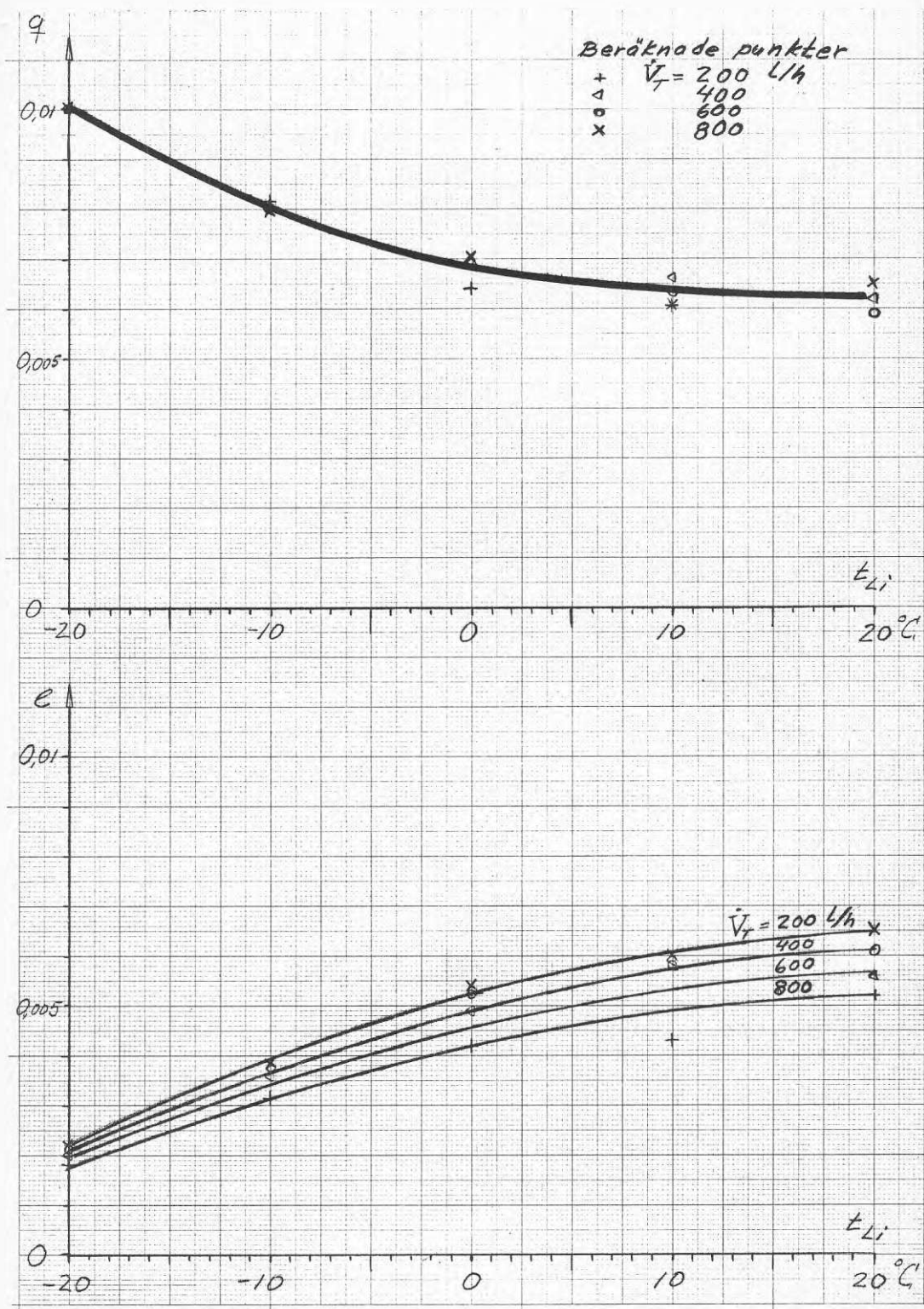


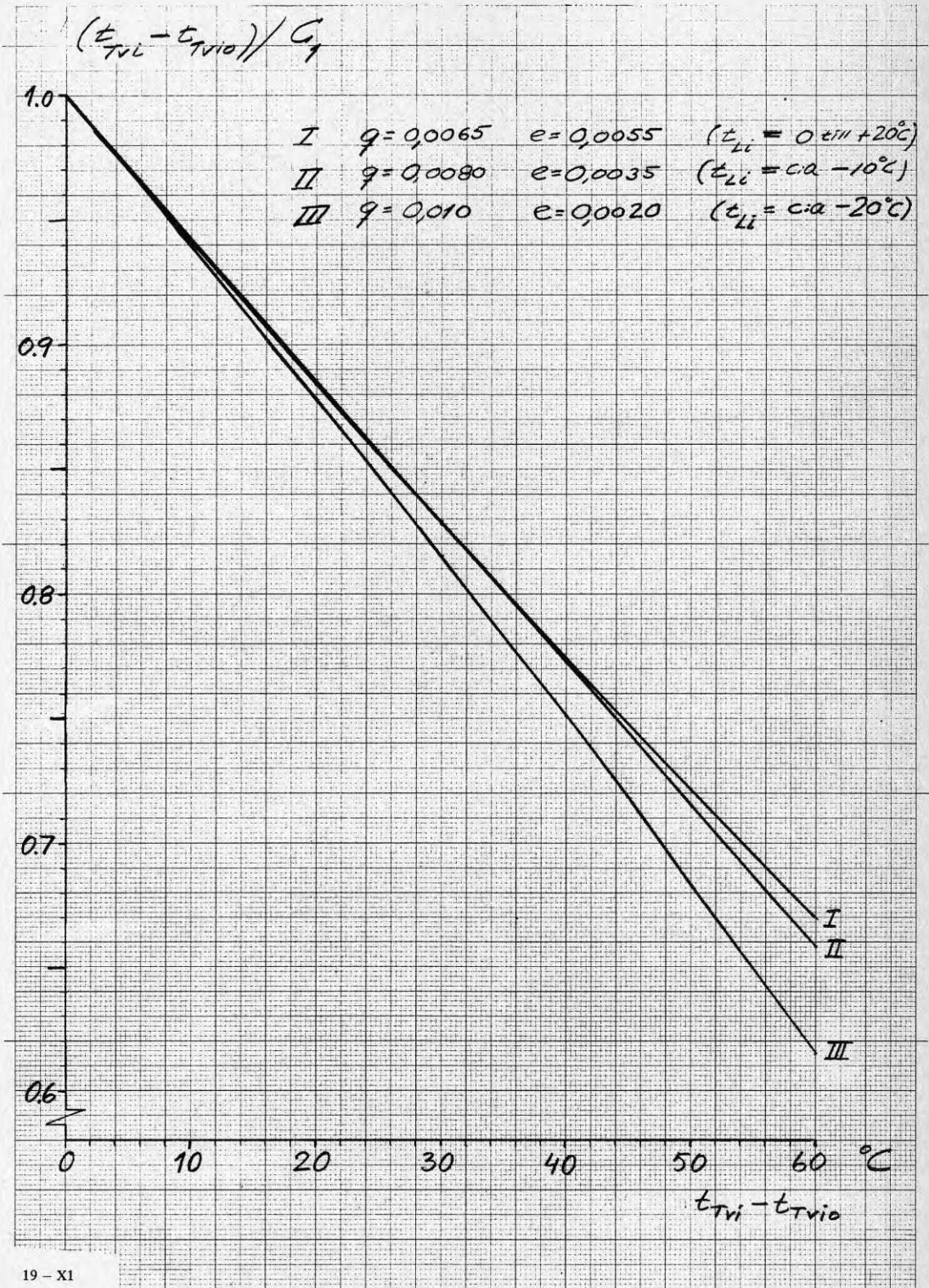
$$t_{Li} = +10^{\circ}\text{C}$$



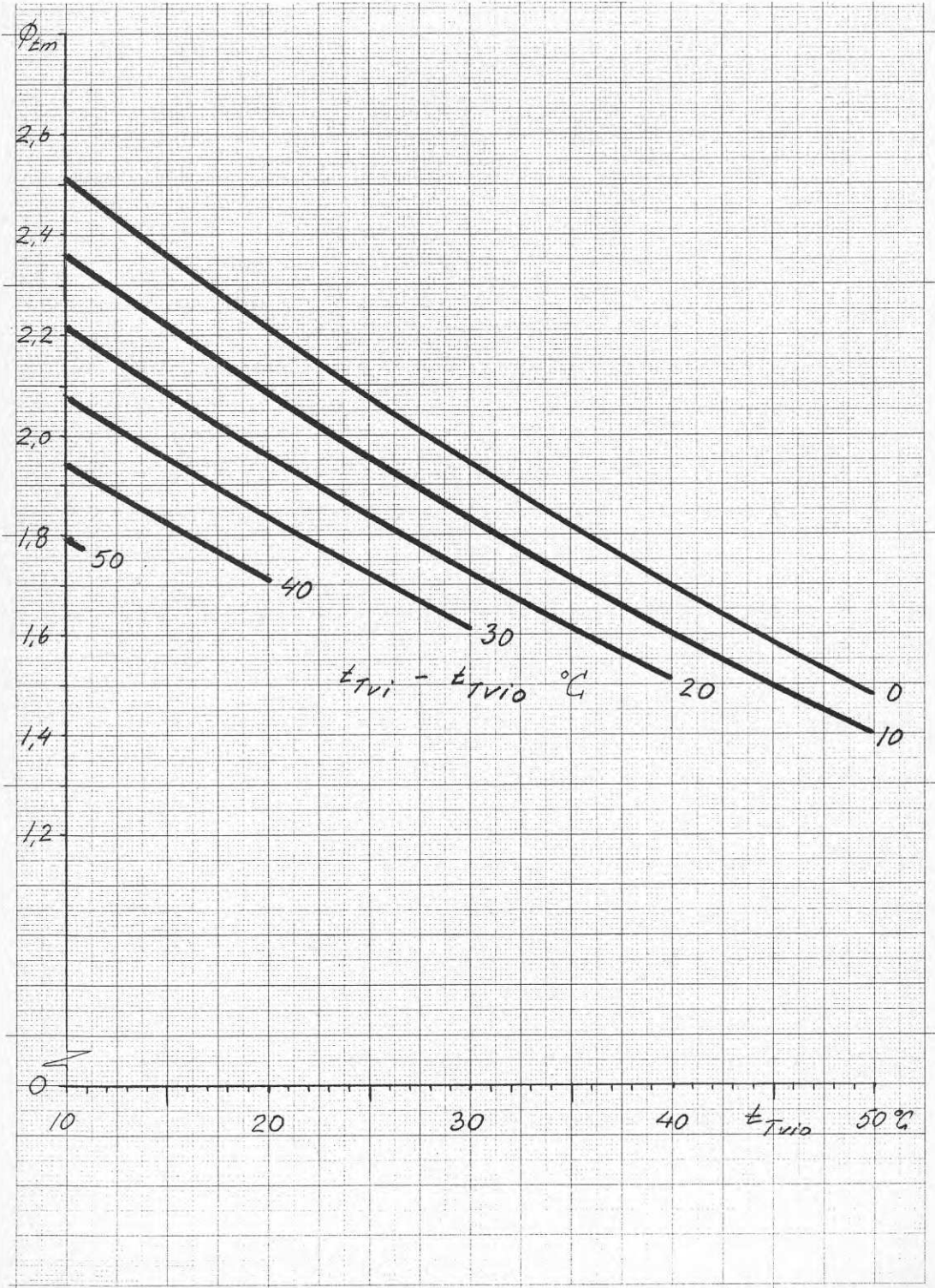
$t_{Li} = + 20^{\circ}\text{C}$



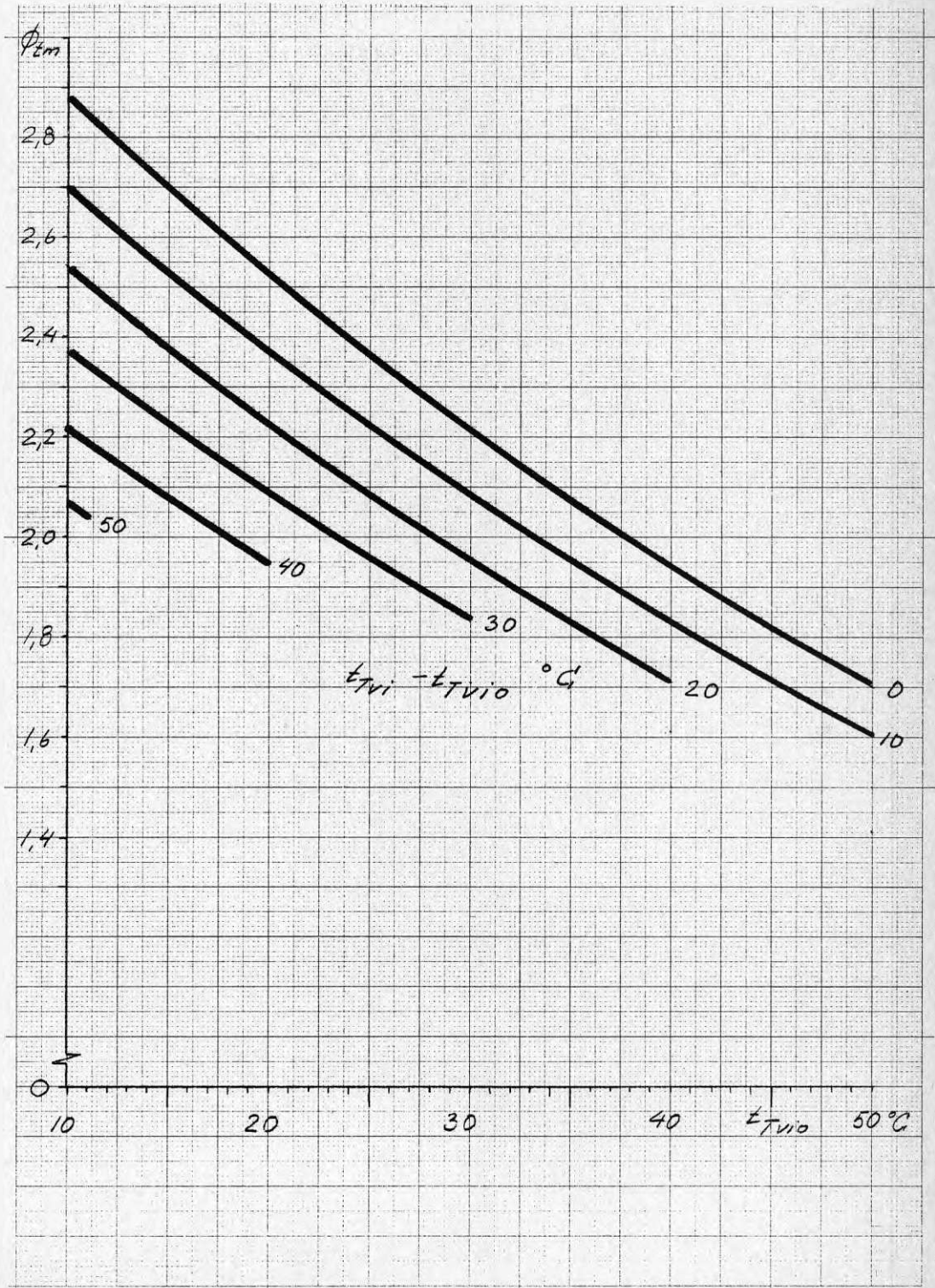




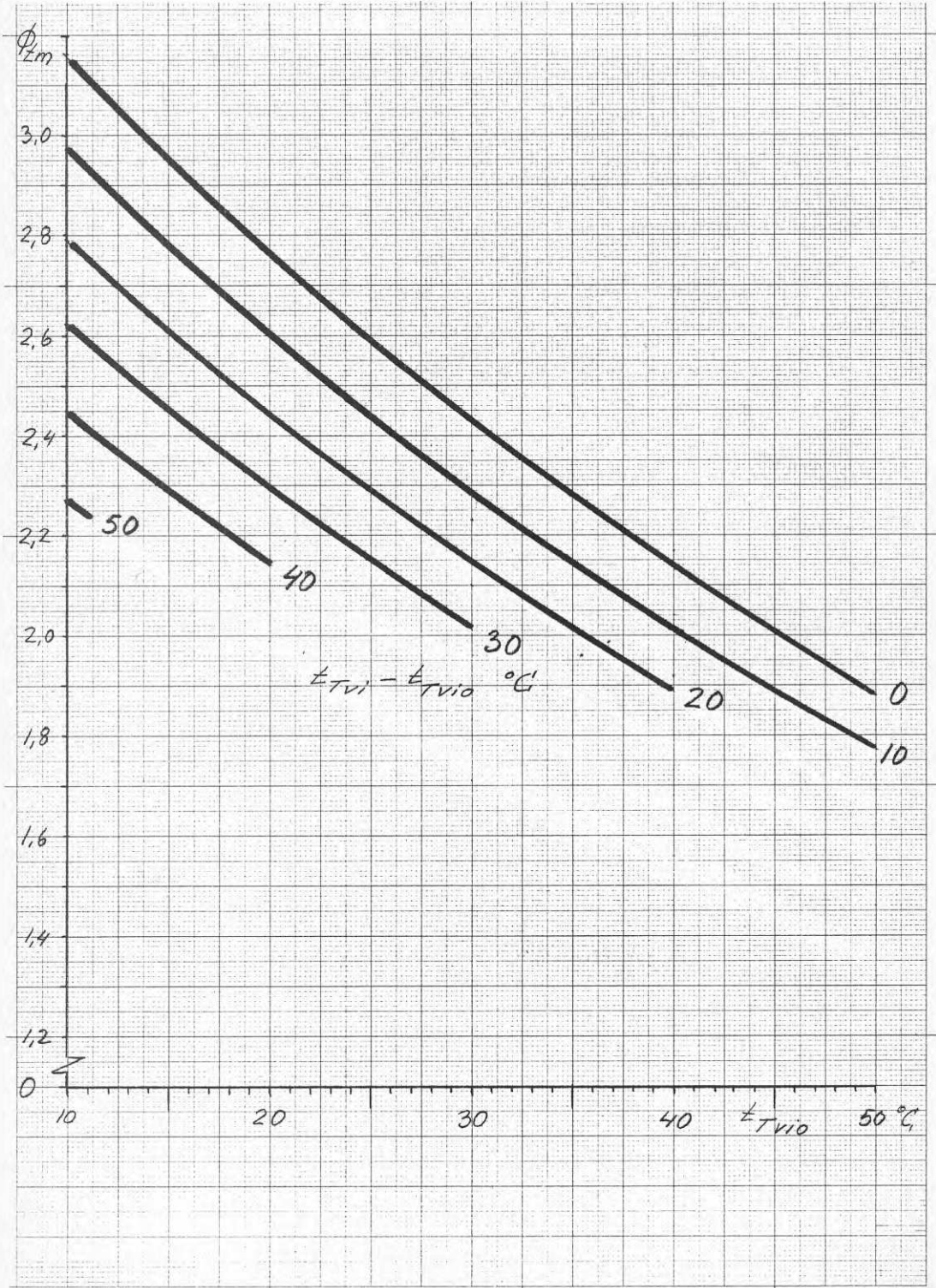
Medelvärmeffaktor ϕ_{tm} vid direkt värmning av
 tappvarmvatten från t_{Tvio} till t_{Tvi} och
 fullständig blandning i varmvattenberedare.
 $t_{Li} = -10^{\circ}\text{C}$

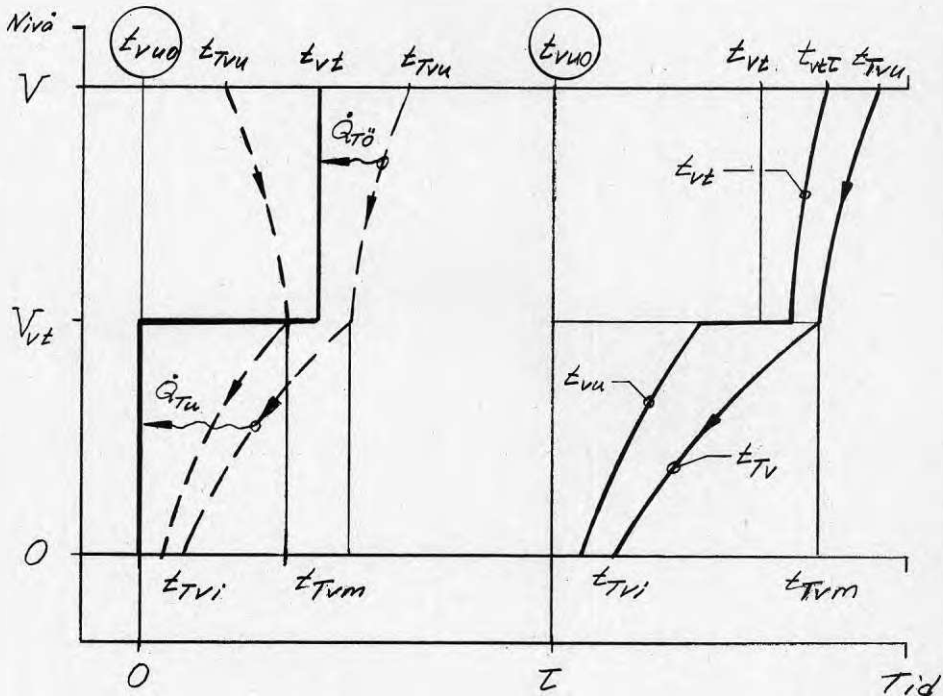
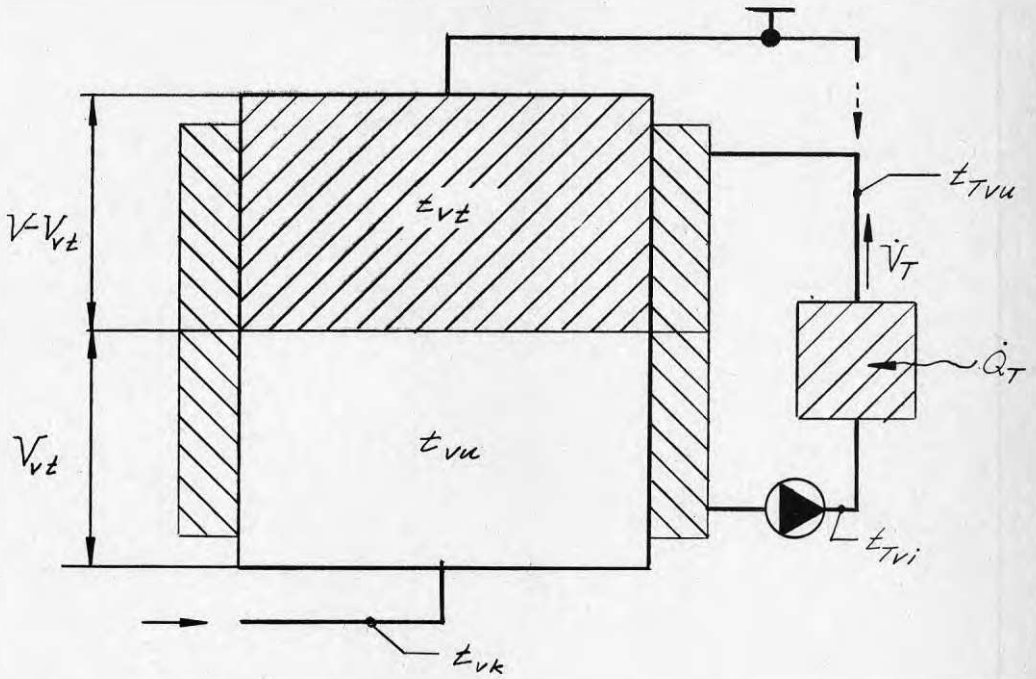


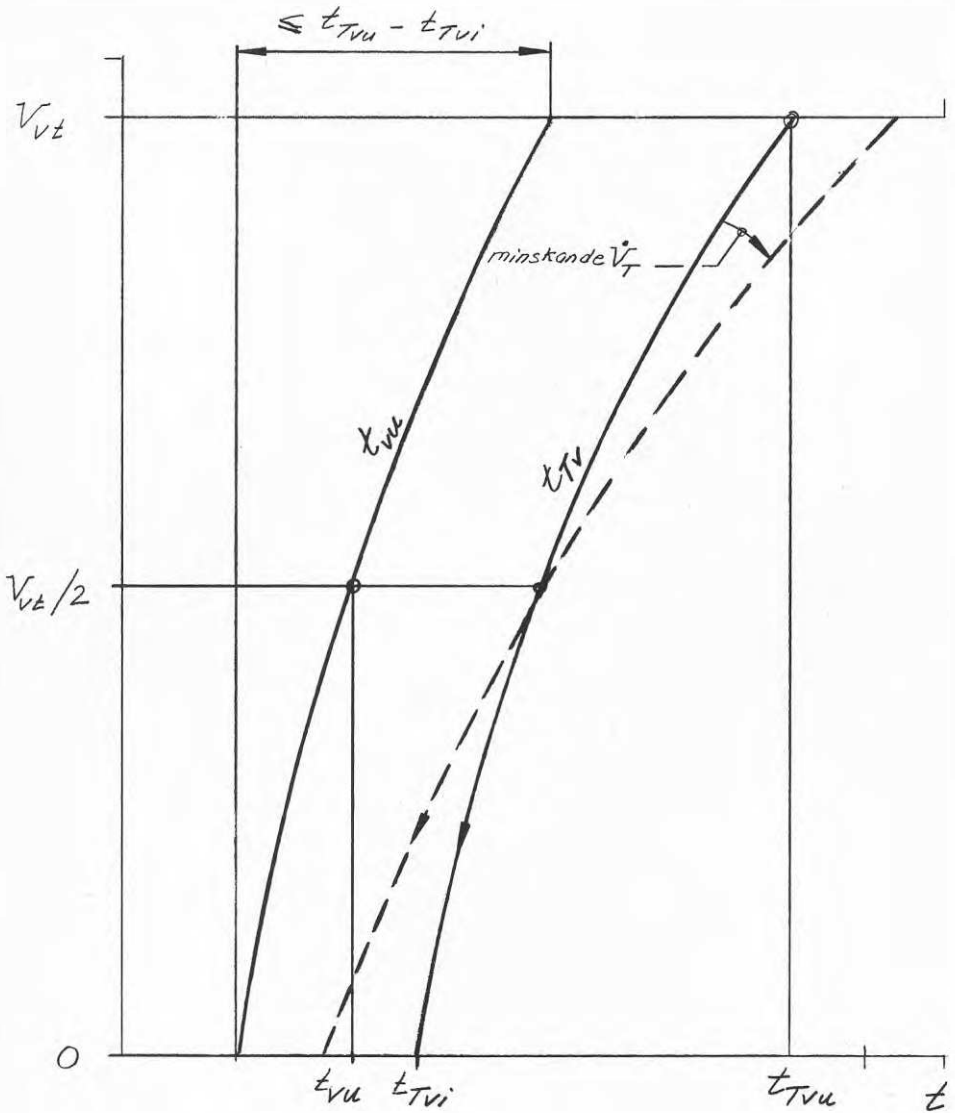
Medelvärmefaktor ϕ_{tm} vid direkt värmning av
 tappvarmvatten från t_{TVi0} till t_{TVi} och
 fullständig blandning i varmvattenberedare.
 $t_{Li} = + 0^{\circ}\text{C}$

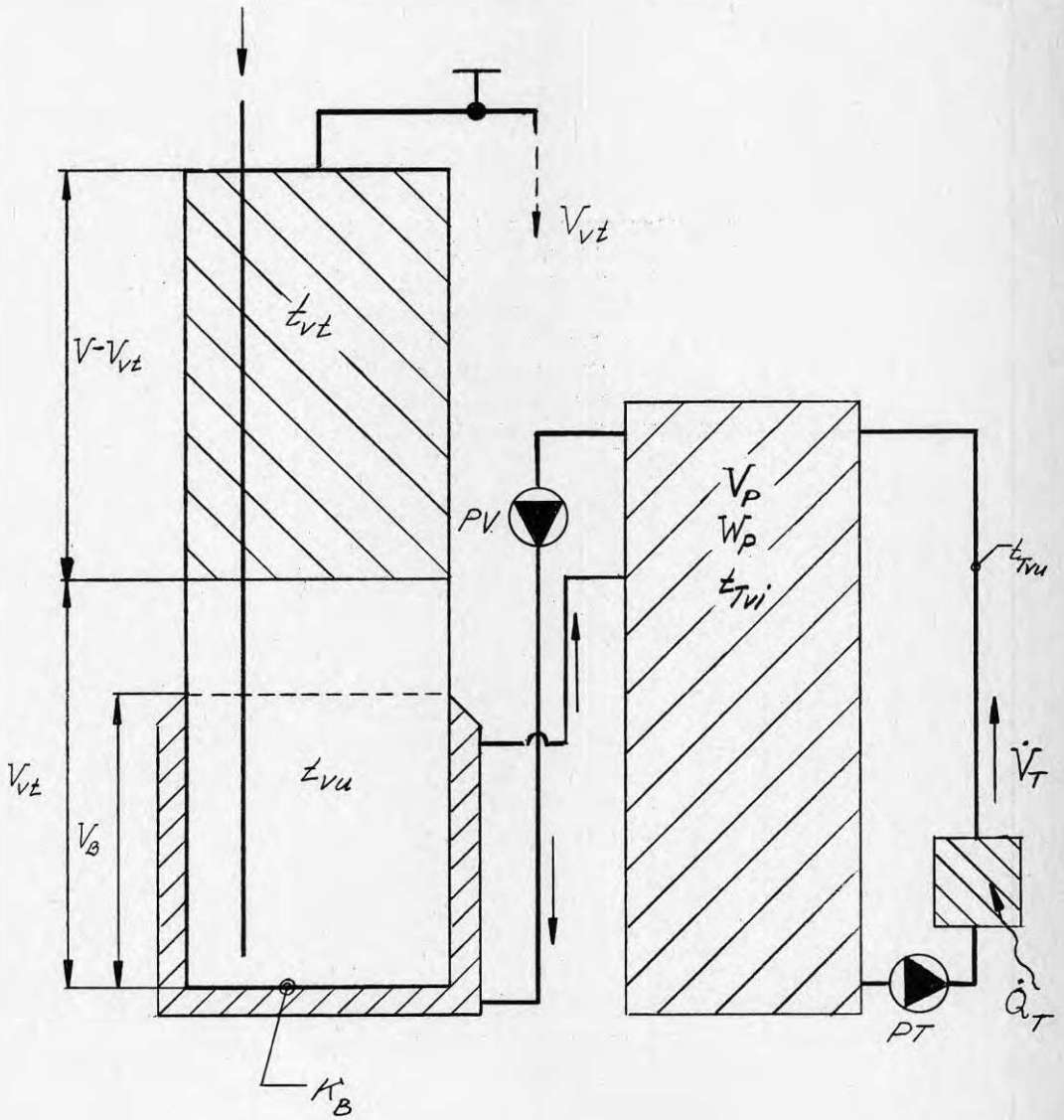


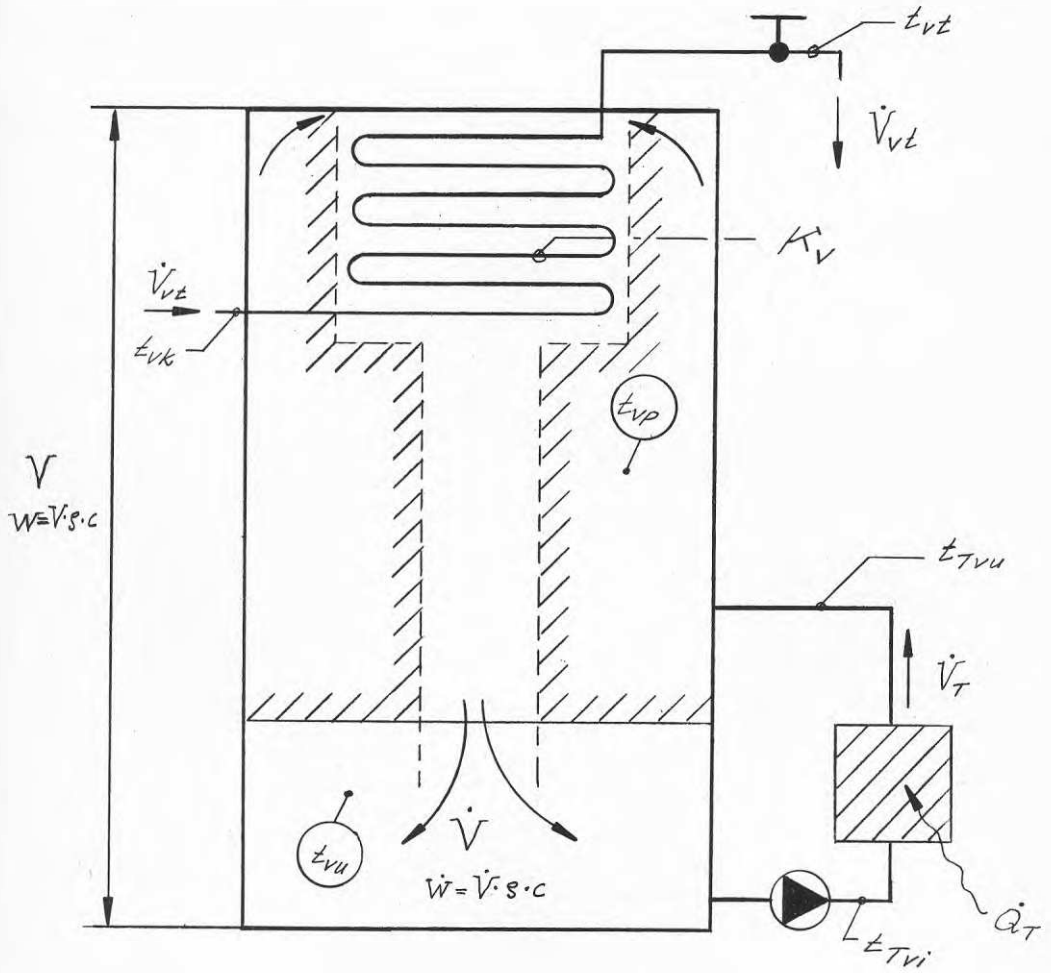
Medelvärmefaktor ϕ_{tm} vid direkt värmning av
 tappvarmvatten från t_{Tvio} till t_{Tvi} och
 fullständig blandning i varmvattenberedare.
 $t_{Li} = + 10^{\circ}\text{C}$



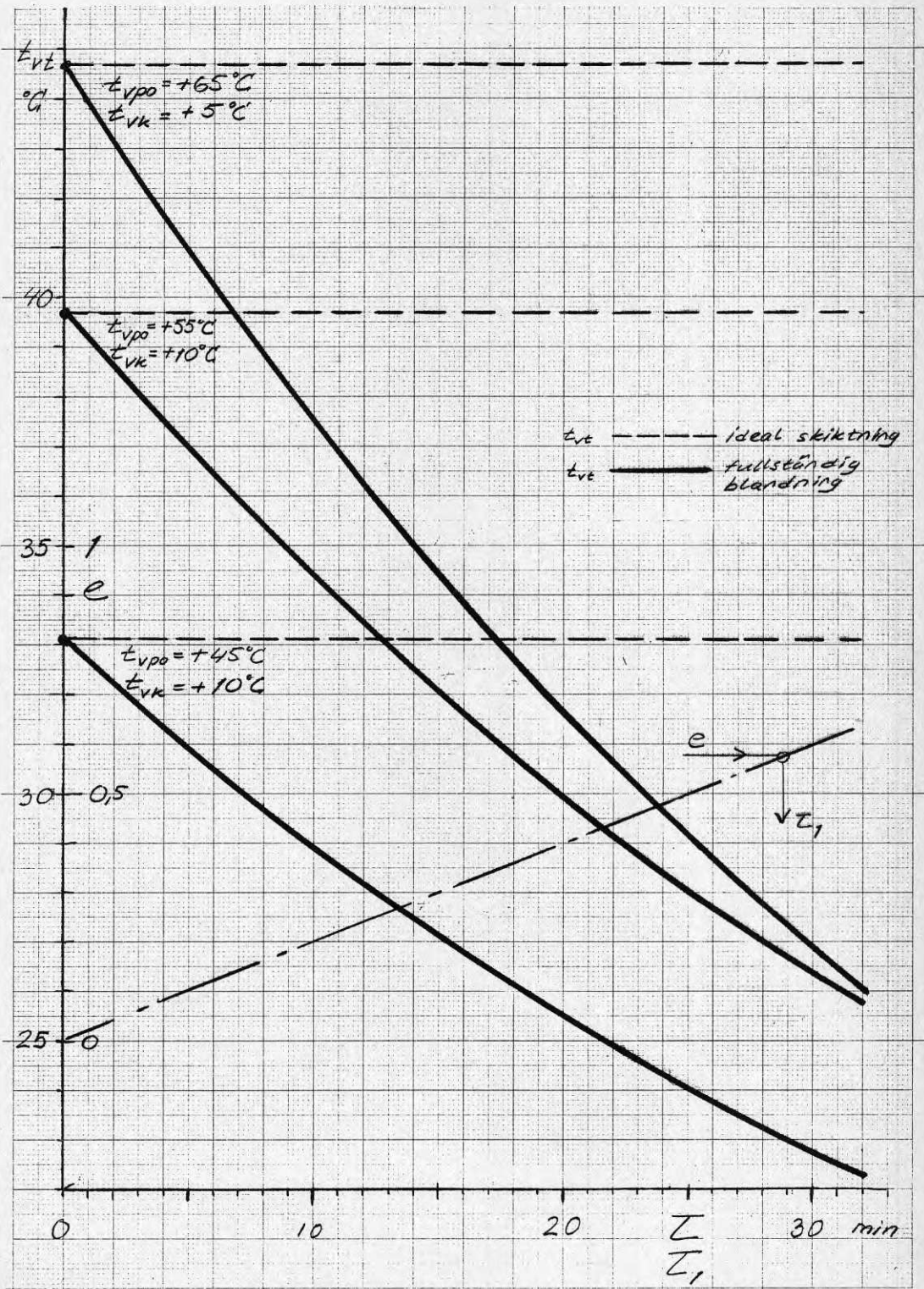




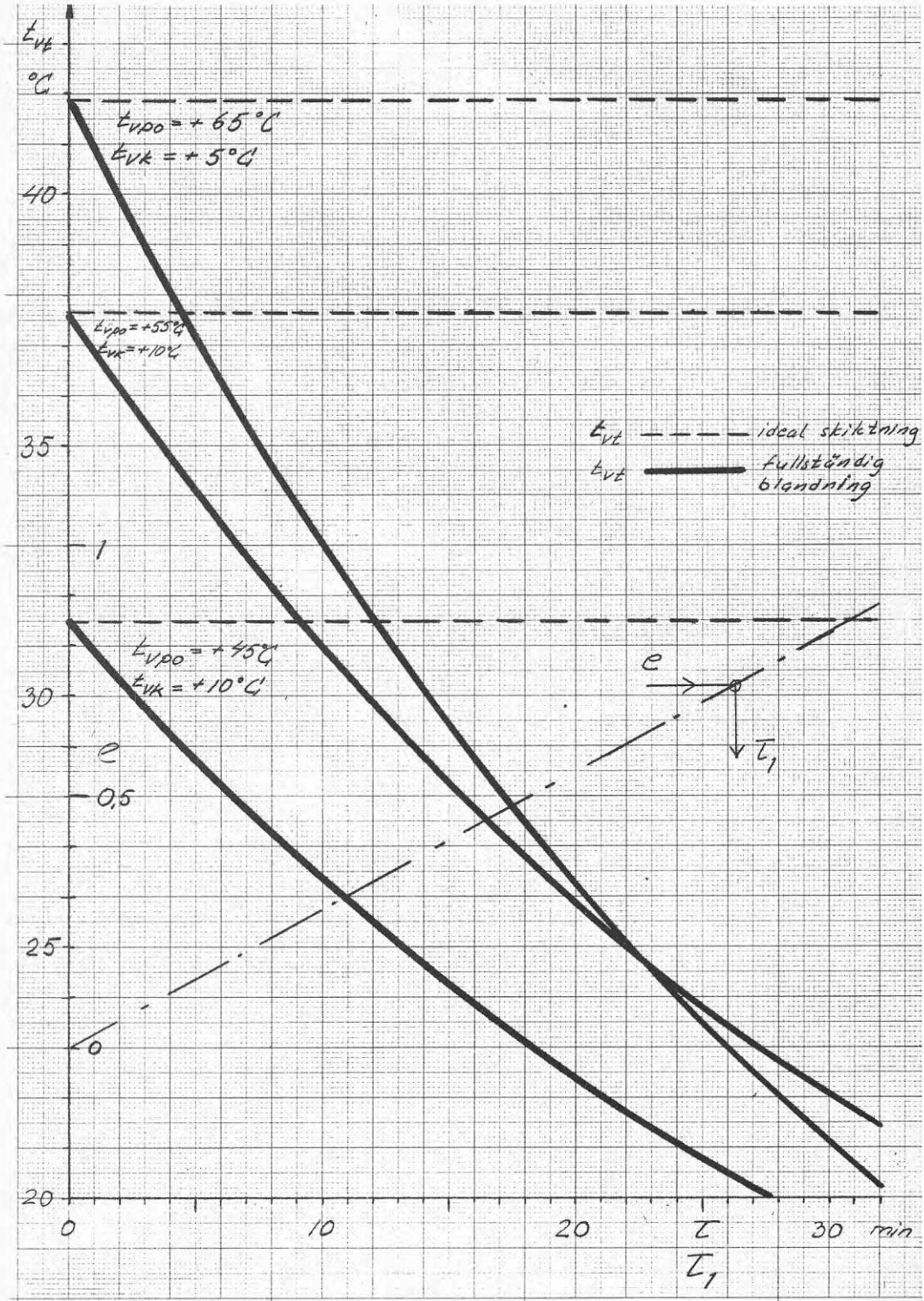




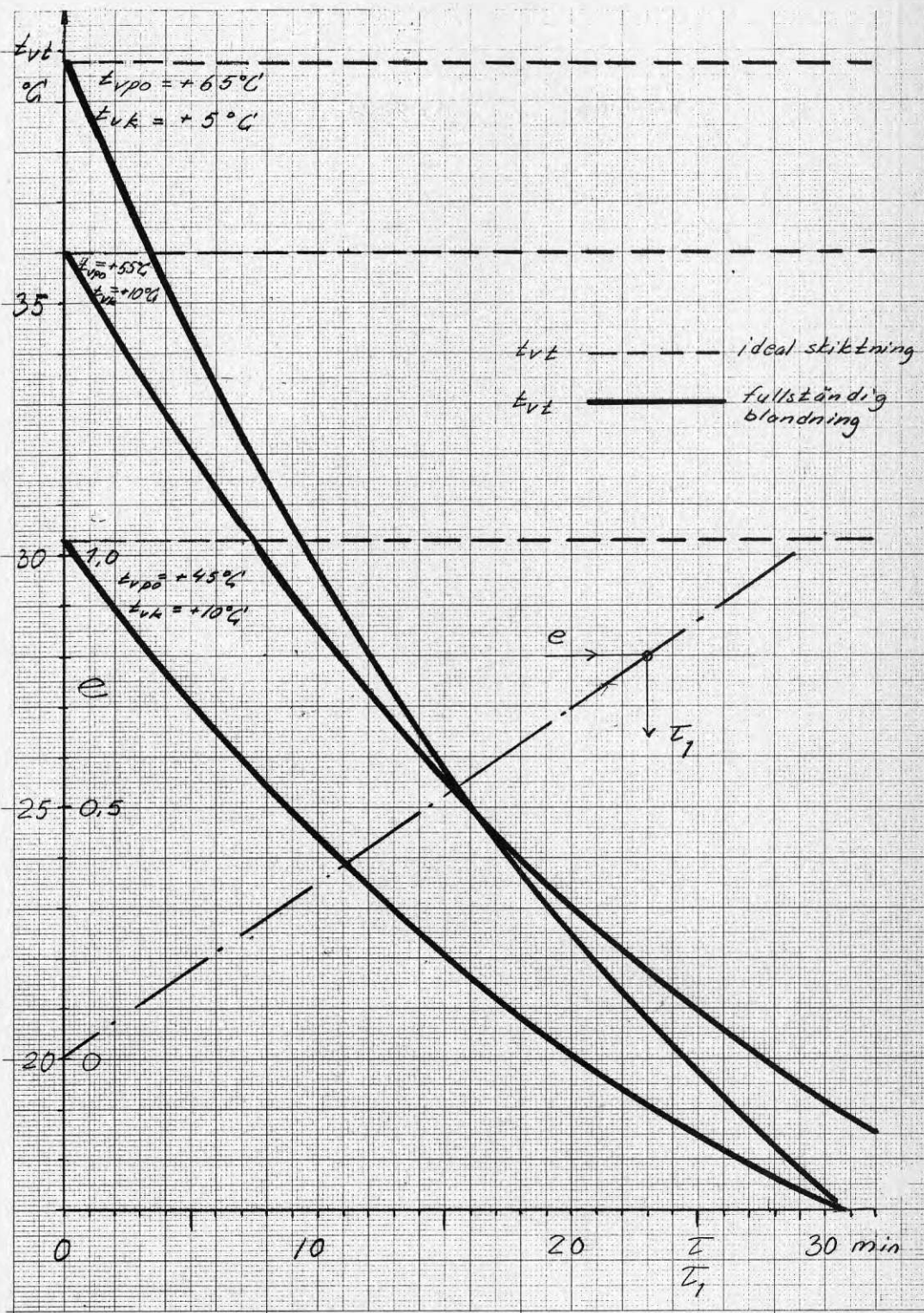
$\dot{V}_{vt} = 6 \text{ l/min}$



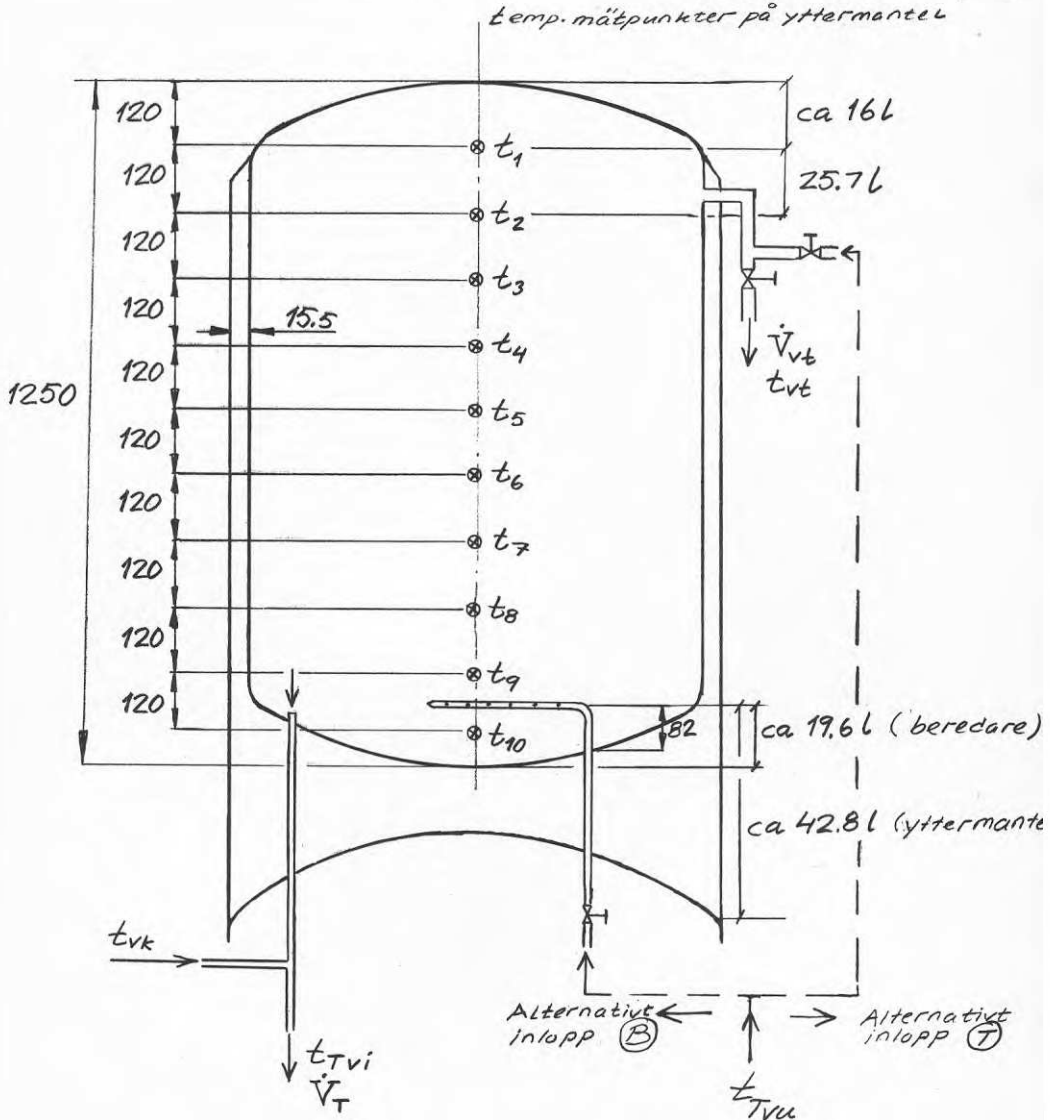
$\dot{V}_{vt} = 9 \text{ l/min}$



$\dot{V}_{vt} = 12 \text{ l/min}$



Isolering 25 mm polyuretanskum
 Beredarevolym 254L
 Ytermantelvolym 54L
 Värme kapacitet för vatten 0,36 kWh/°C
 beredare 0,03 kWh/°C
 Temp. mätpunkter på ytermantel

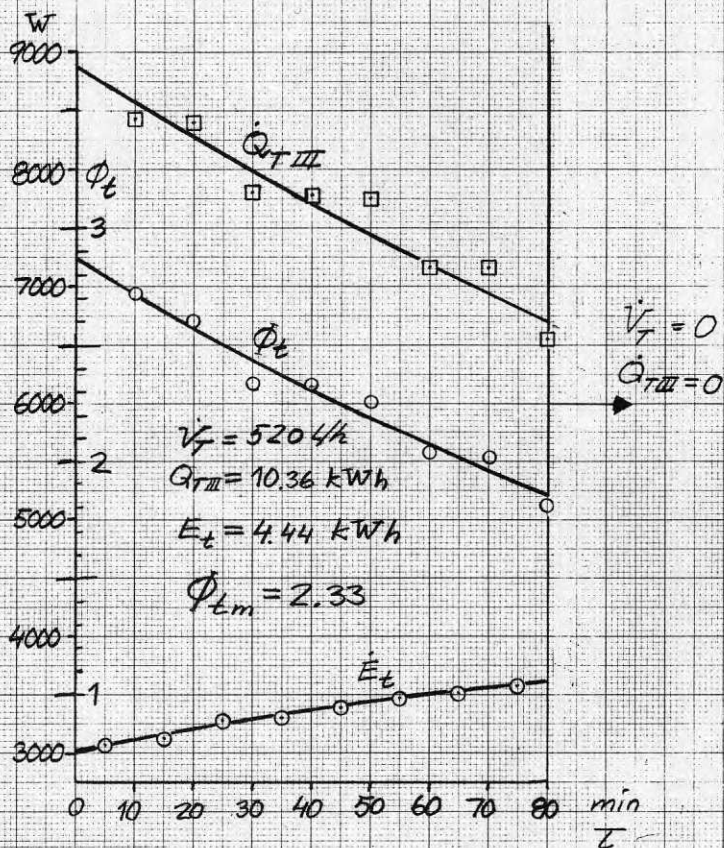
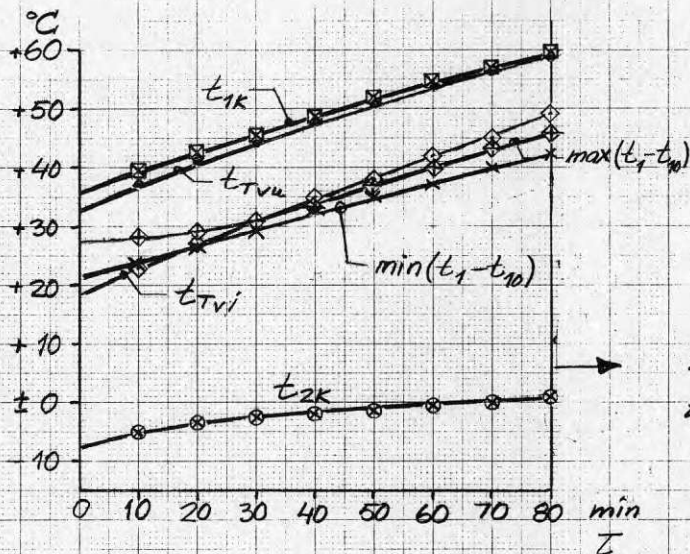


FIGUR 7.33

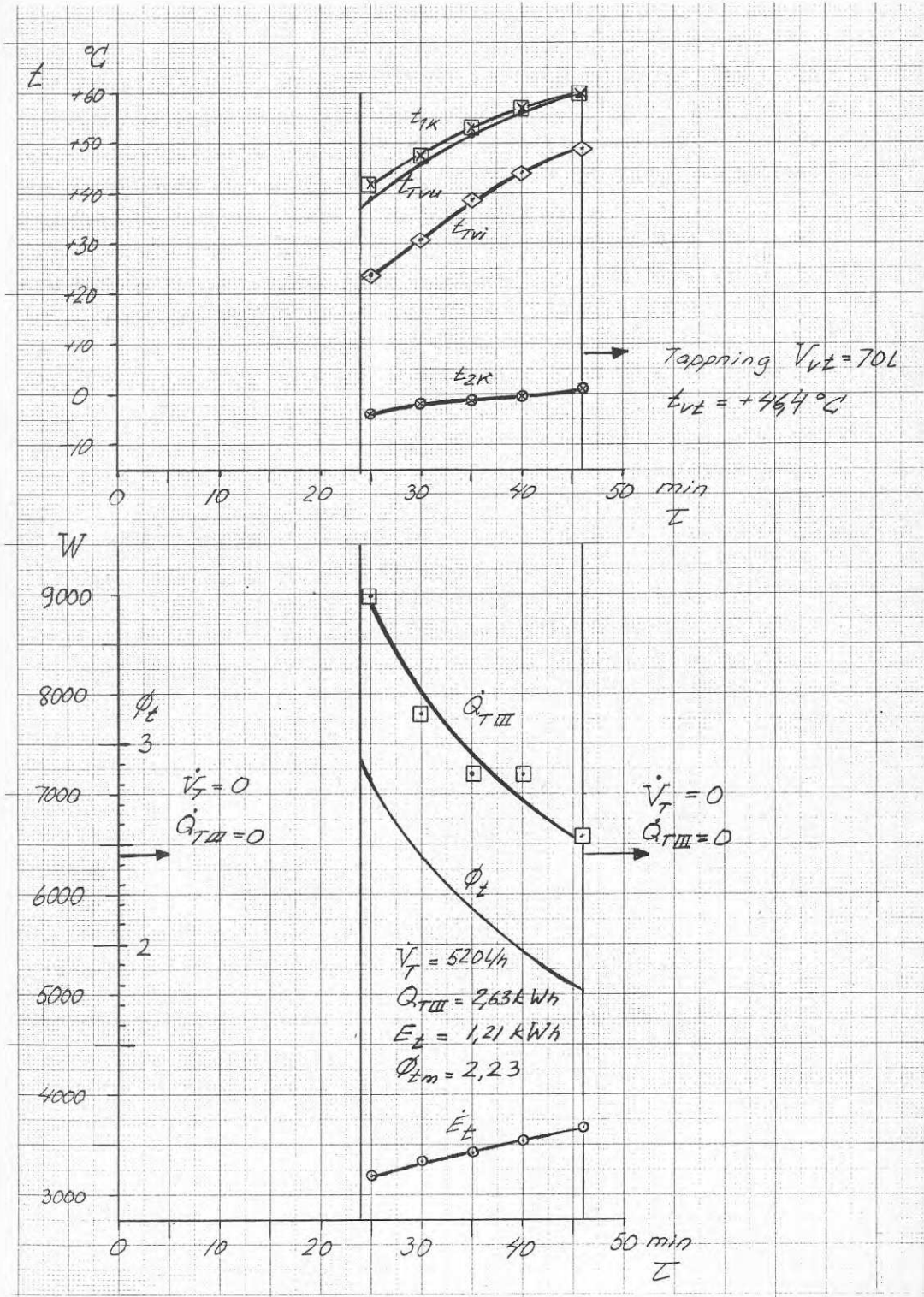
Tappvattenvärmningsprov 70-1.

Inlopp (B)

$t_{Li} = +20^{\circ}\text{C}$

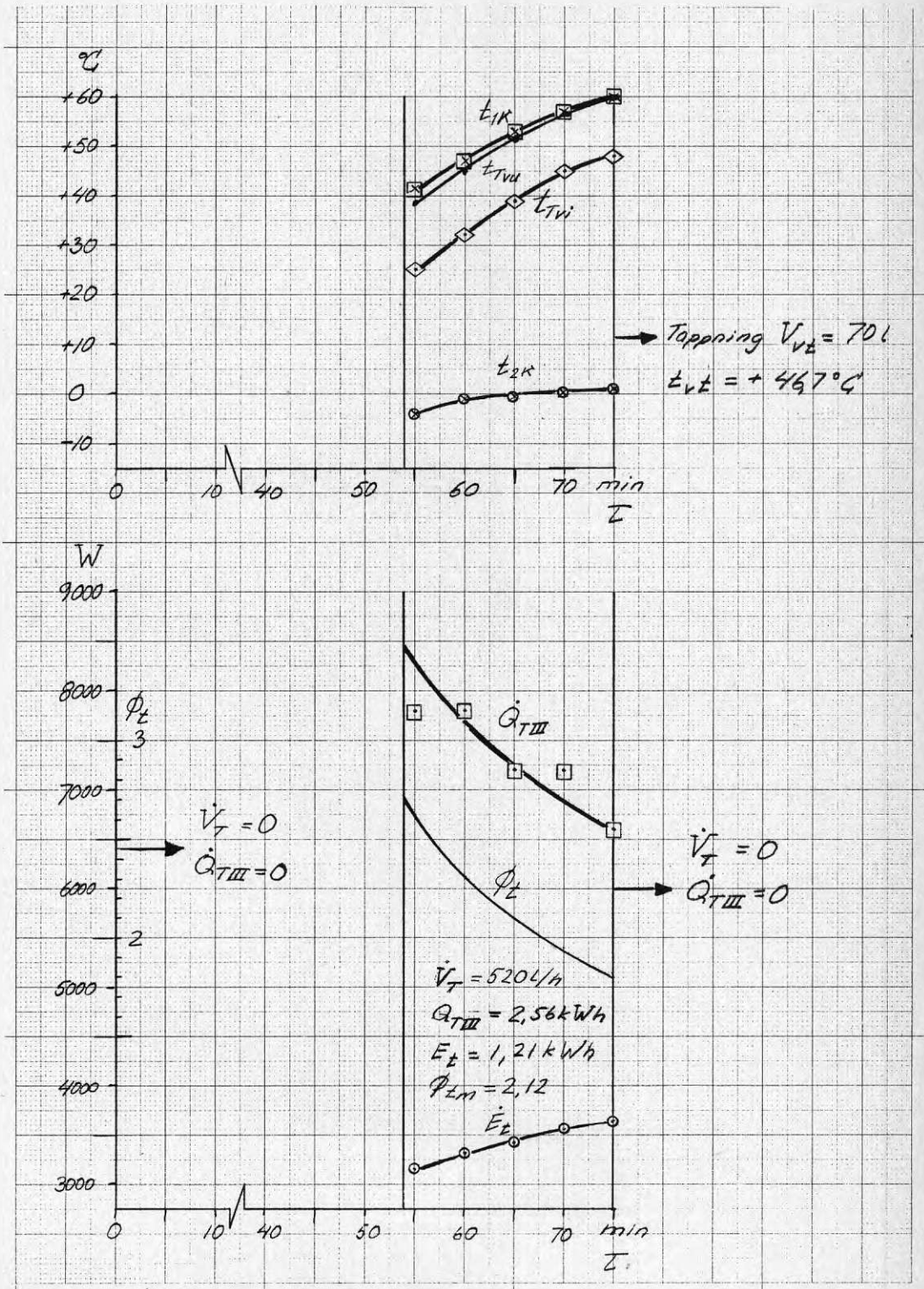


Inlopp (B)
 $t_{Li} = +16^{\circ}\text{C}$



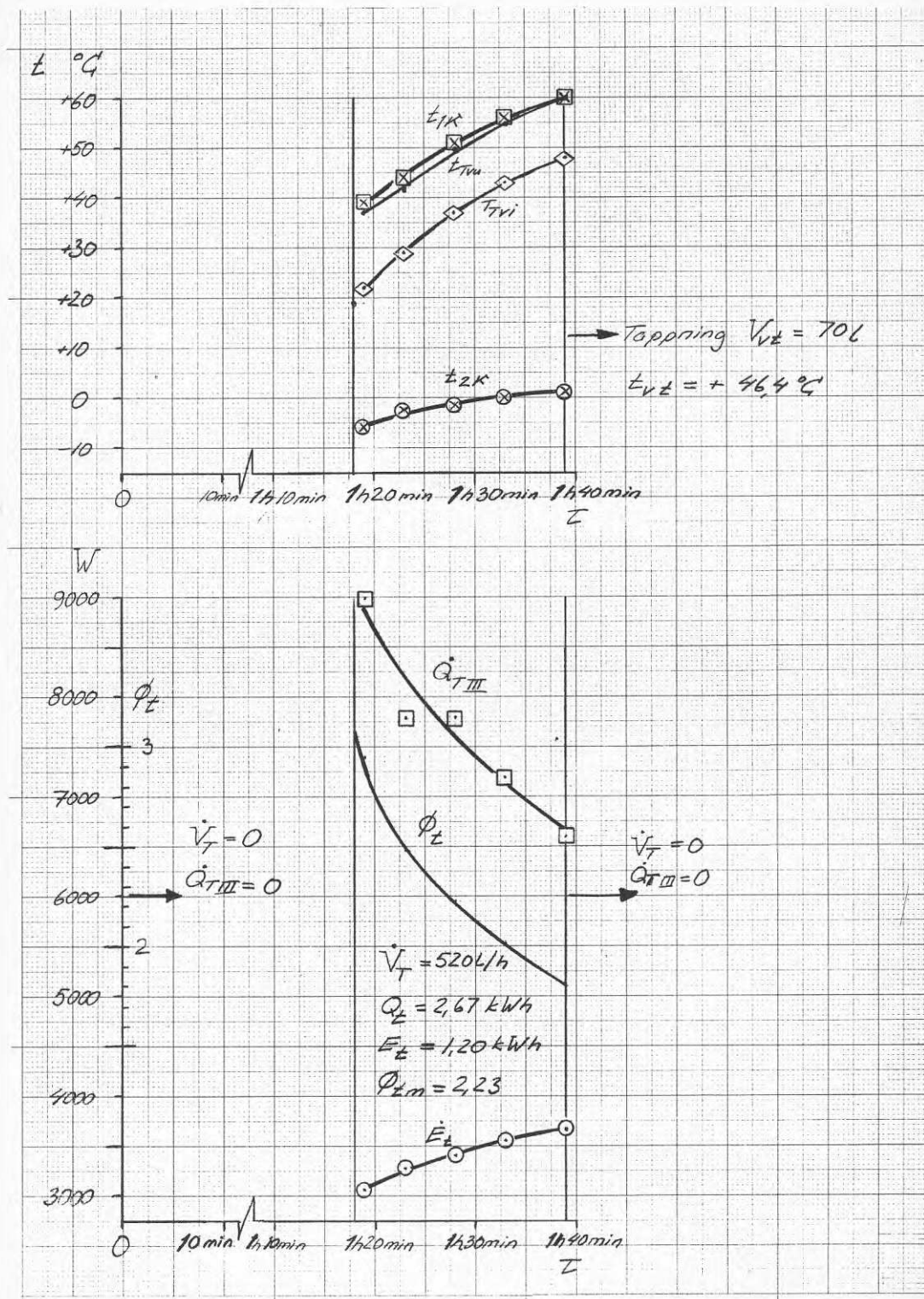
Inlopp (B)

$t_{Li} = +20^{\circ}\text{C}$



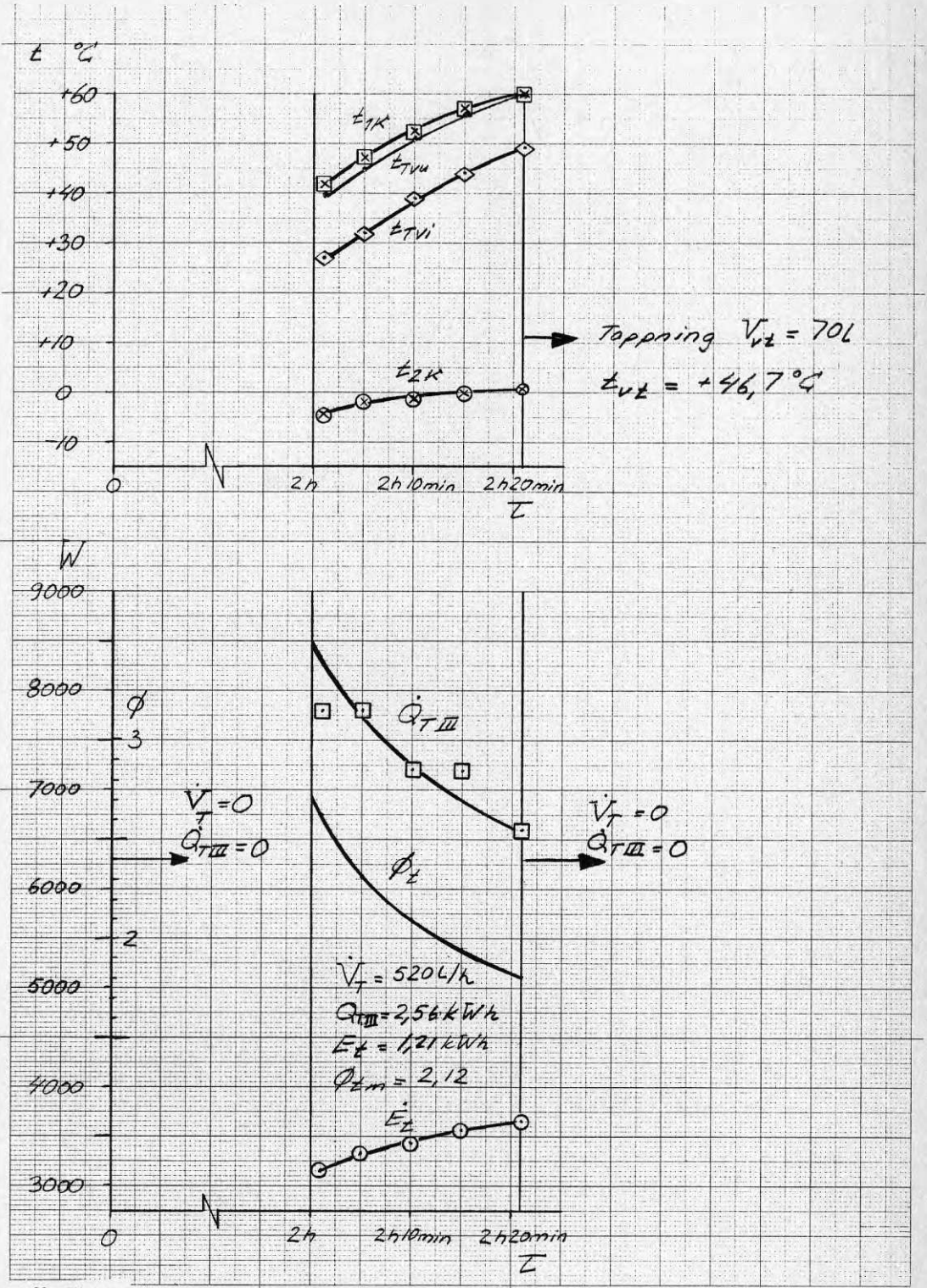
Inlopp (B)

$t_{Li} = +20^{\circ}\text{C}$



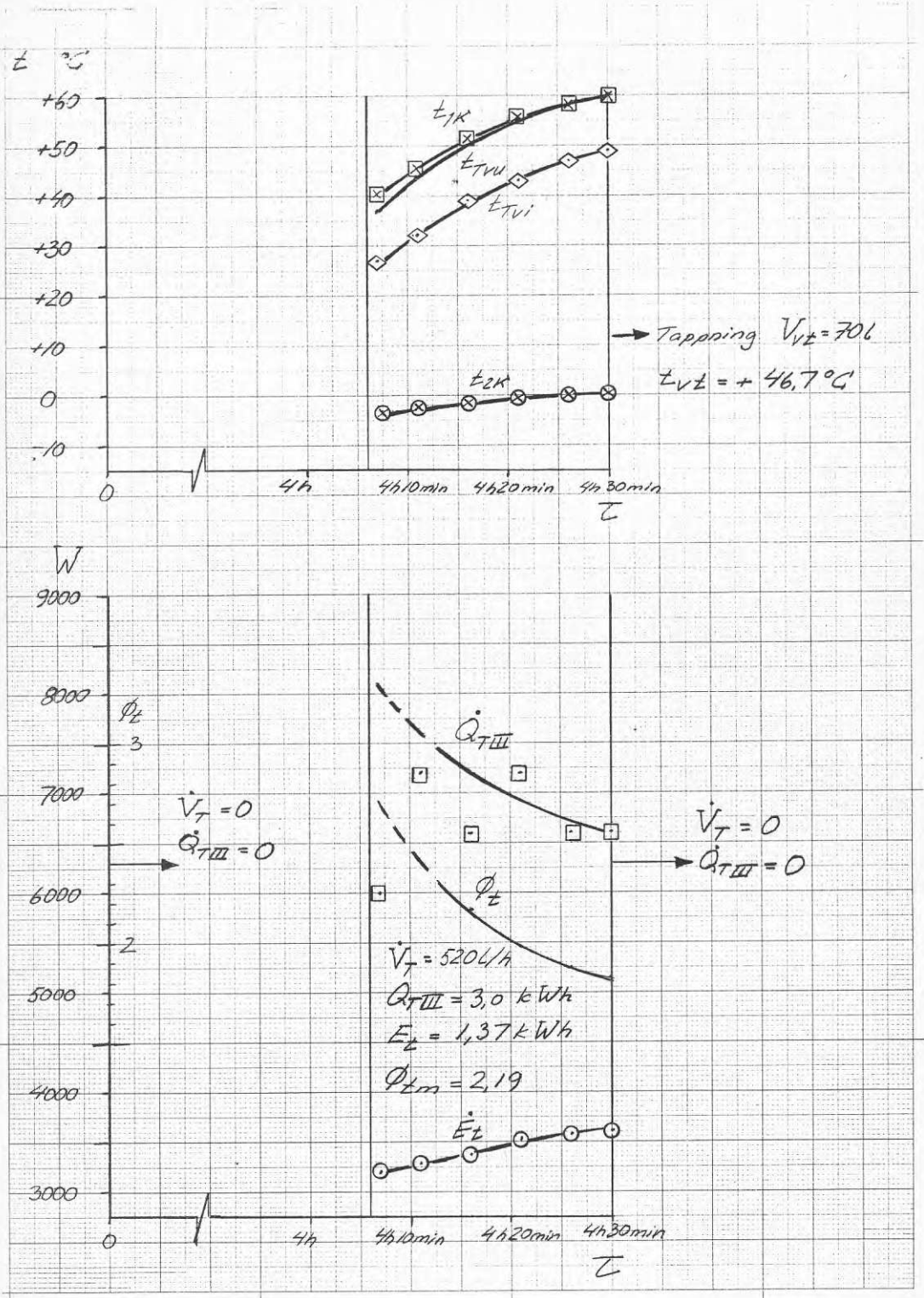
Inlopp \textcircled{B}

$t_{Li} = +20^{\circ}\text{C}$



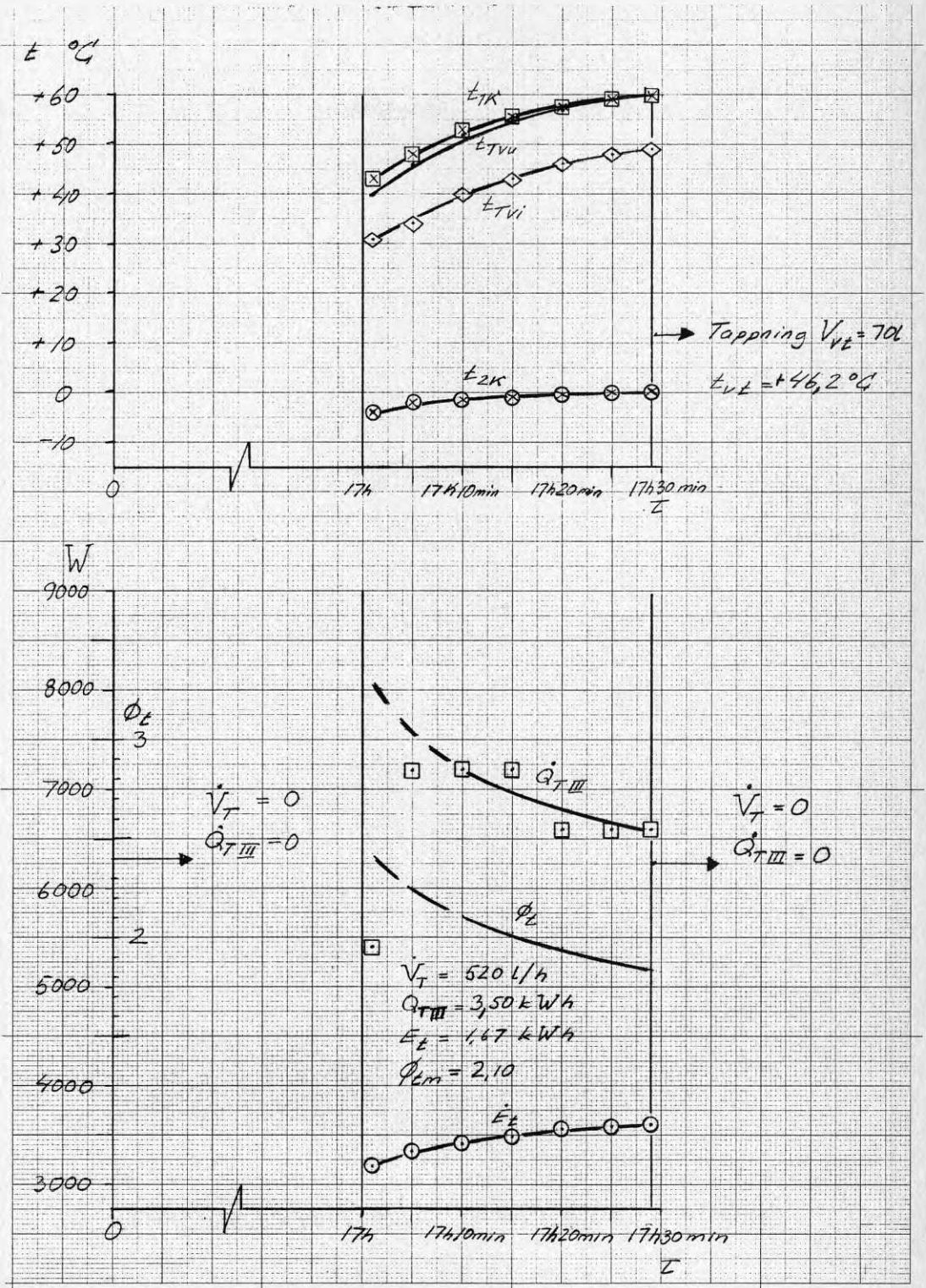
Inlopp (B)

$t_{Li} = +16^{\circ}\text{C}$



Inlopp (B)

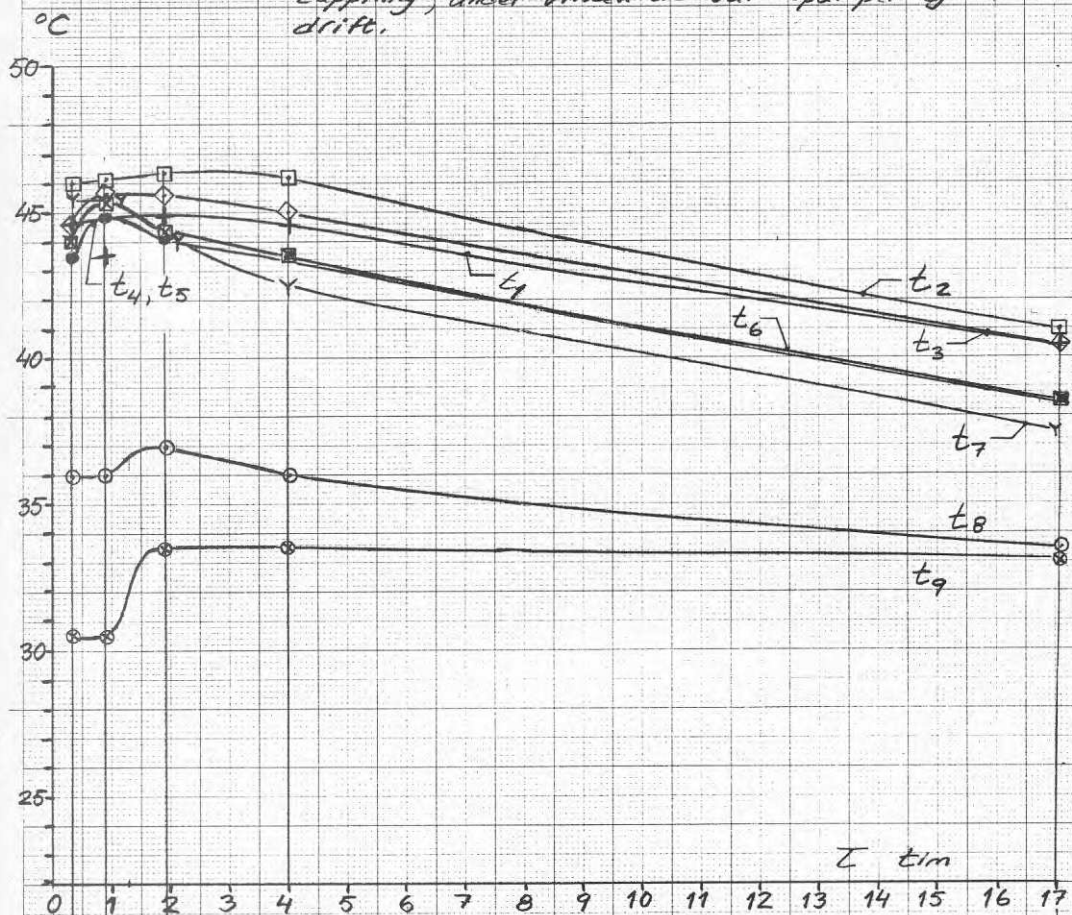
$t_{Li} = +16^{\circ}\text{C}$



Mätpunkter enligt FIG 7.32.

$t_0 = +25^\circ\text{C}$

Värmepump i drift tills stopp vid $t_{st} = +60^\circ\text{C}$, varefter omedelbart 70 l tappas med $\dot{V}_T = 10\text{ l/min}$. Angivna mätpunkters temperatur gäller tiden τ efter denna tappning, under vilken tid värmepumpen ej varit i drift.



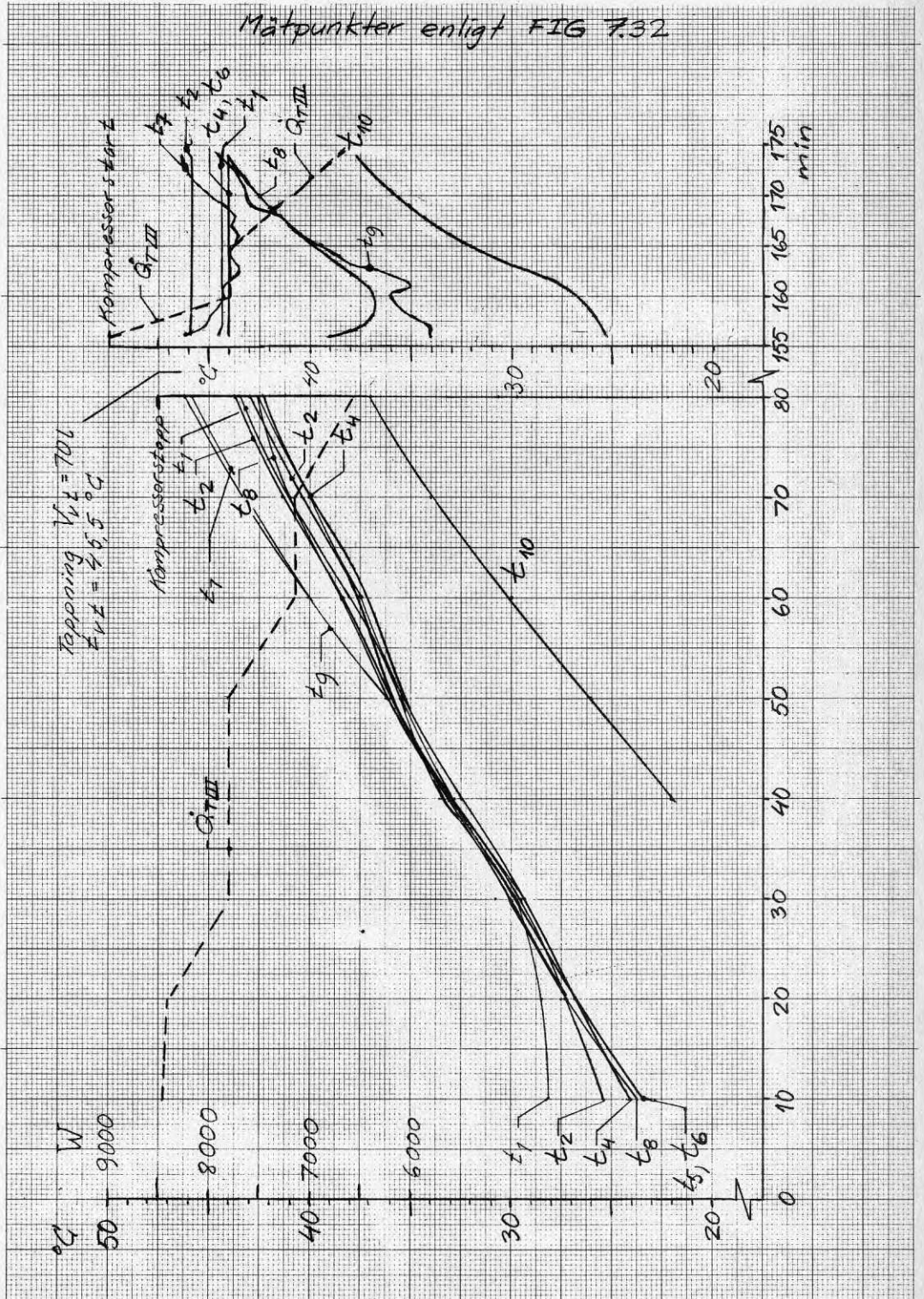
Prov 70-3
Prov 70-2

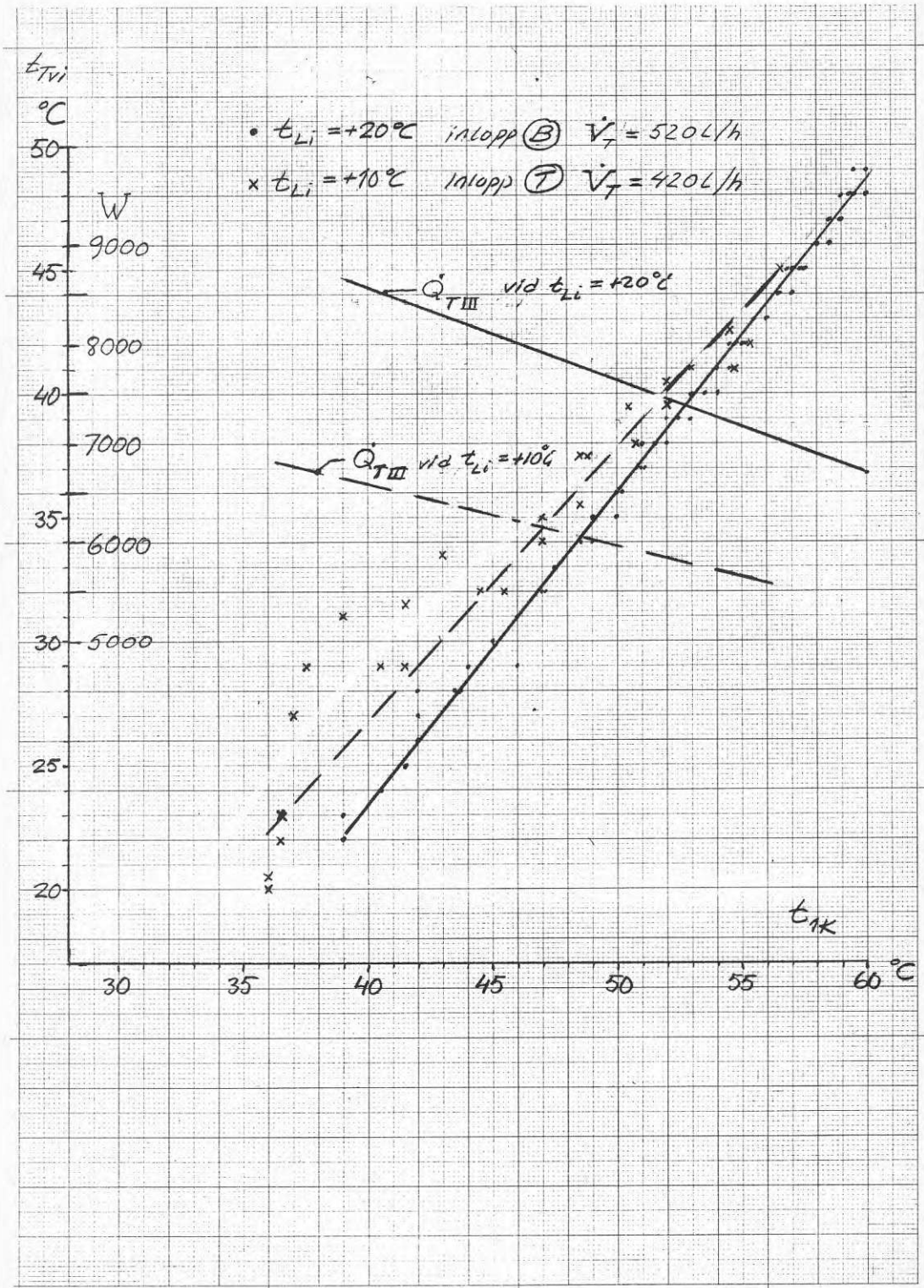
Prov 70-5 Prov 70-6

Prov 70-7

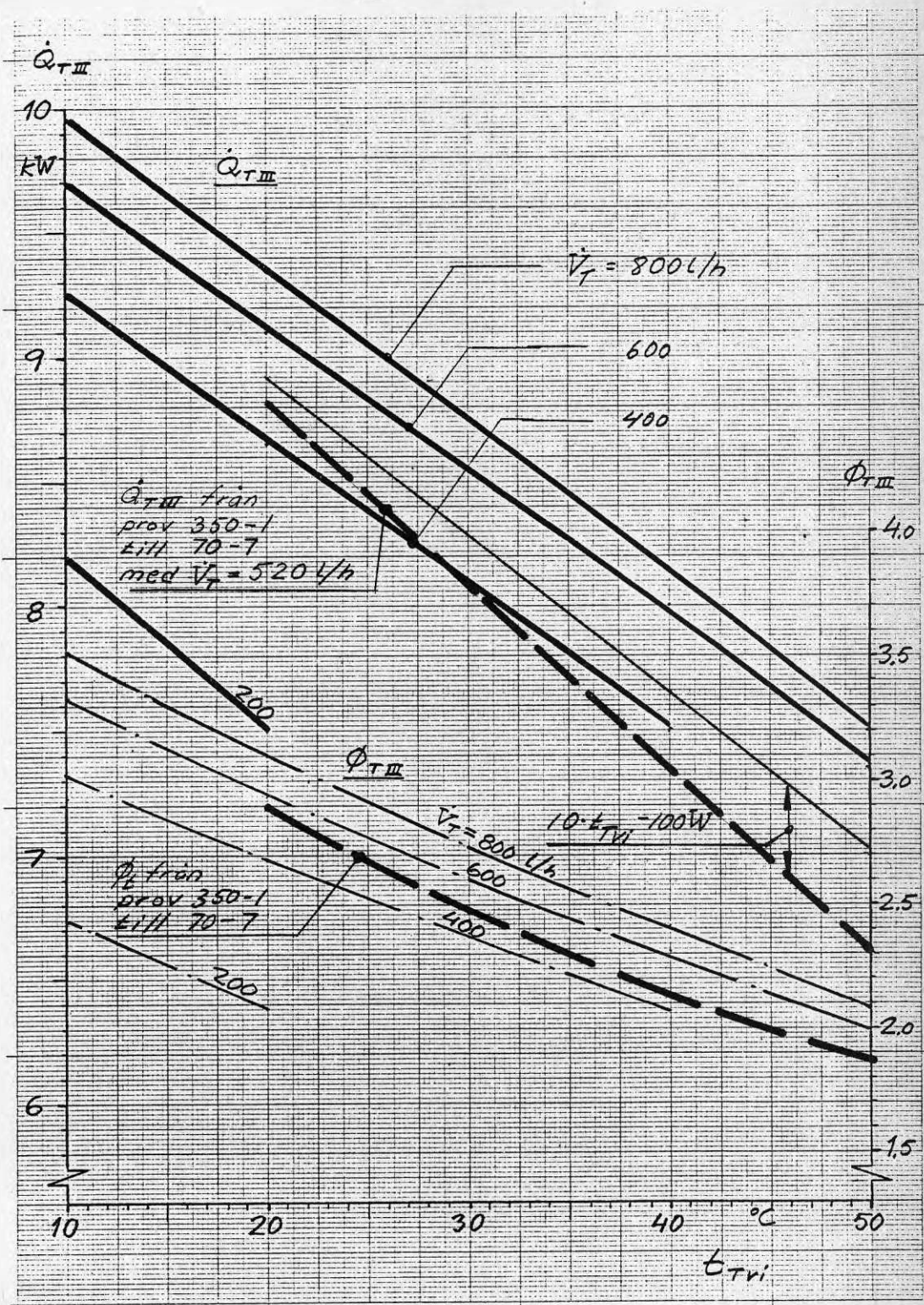
70 l urtappas

Inlopp (B)

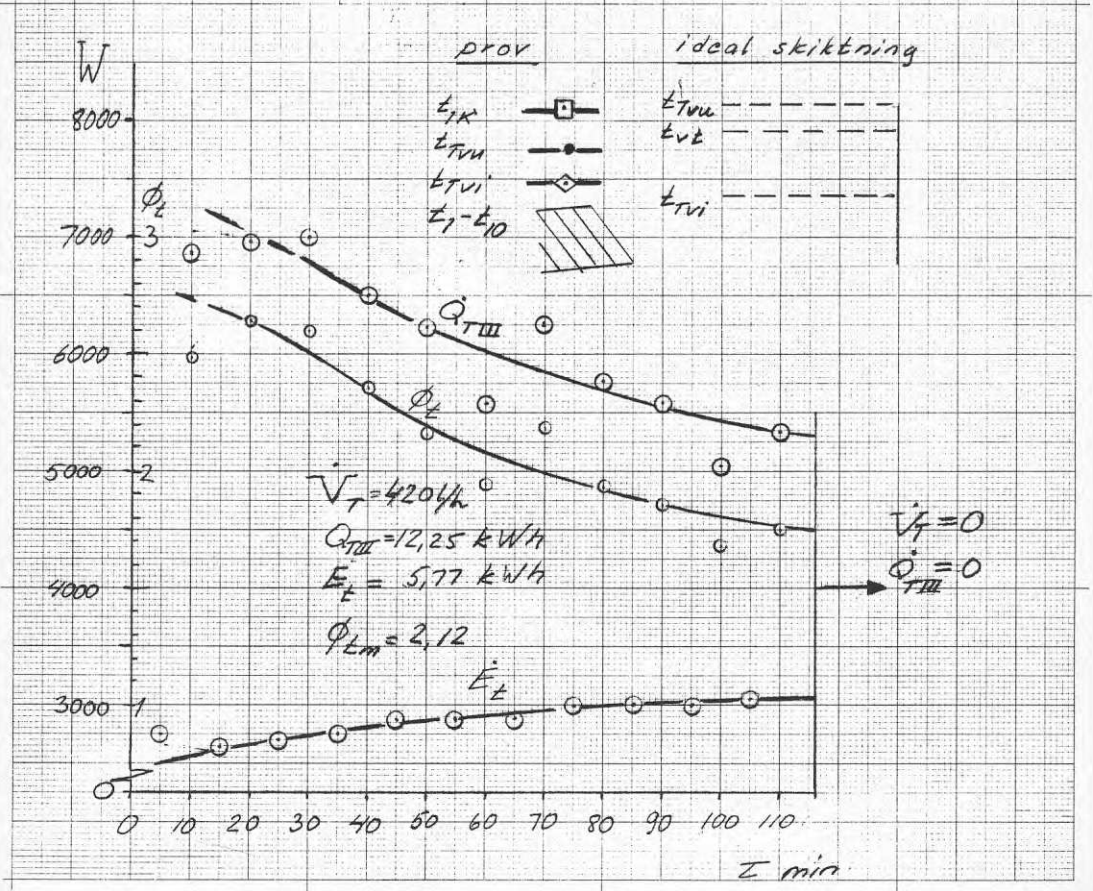
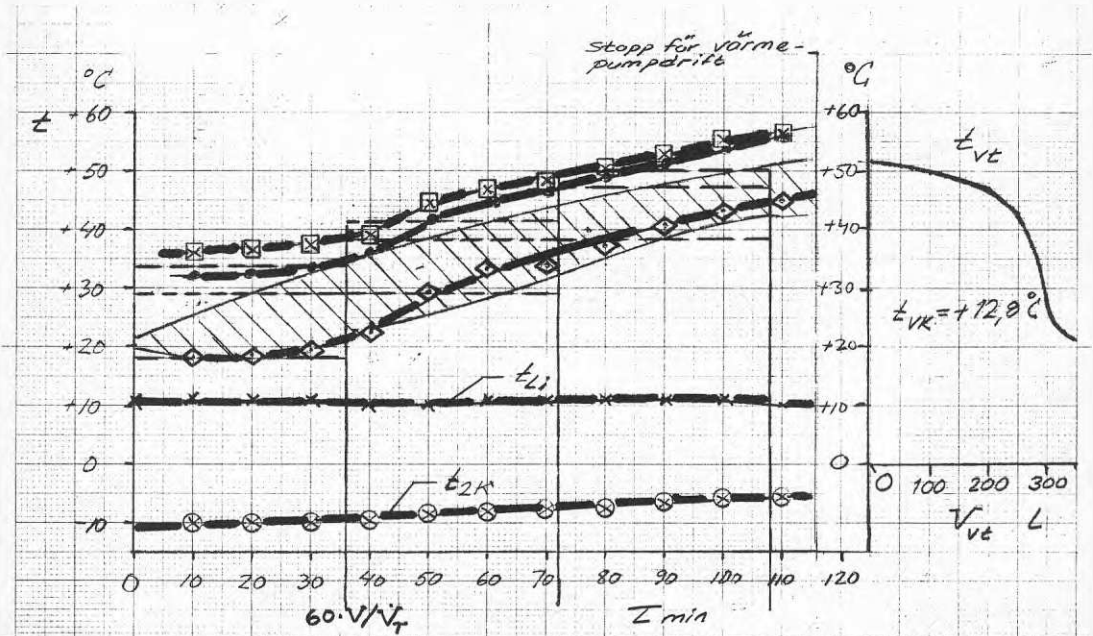




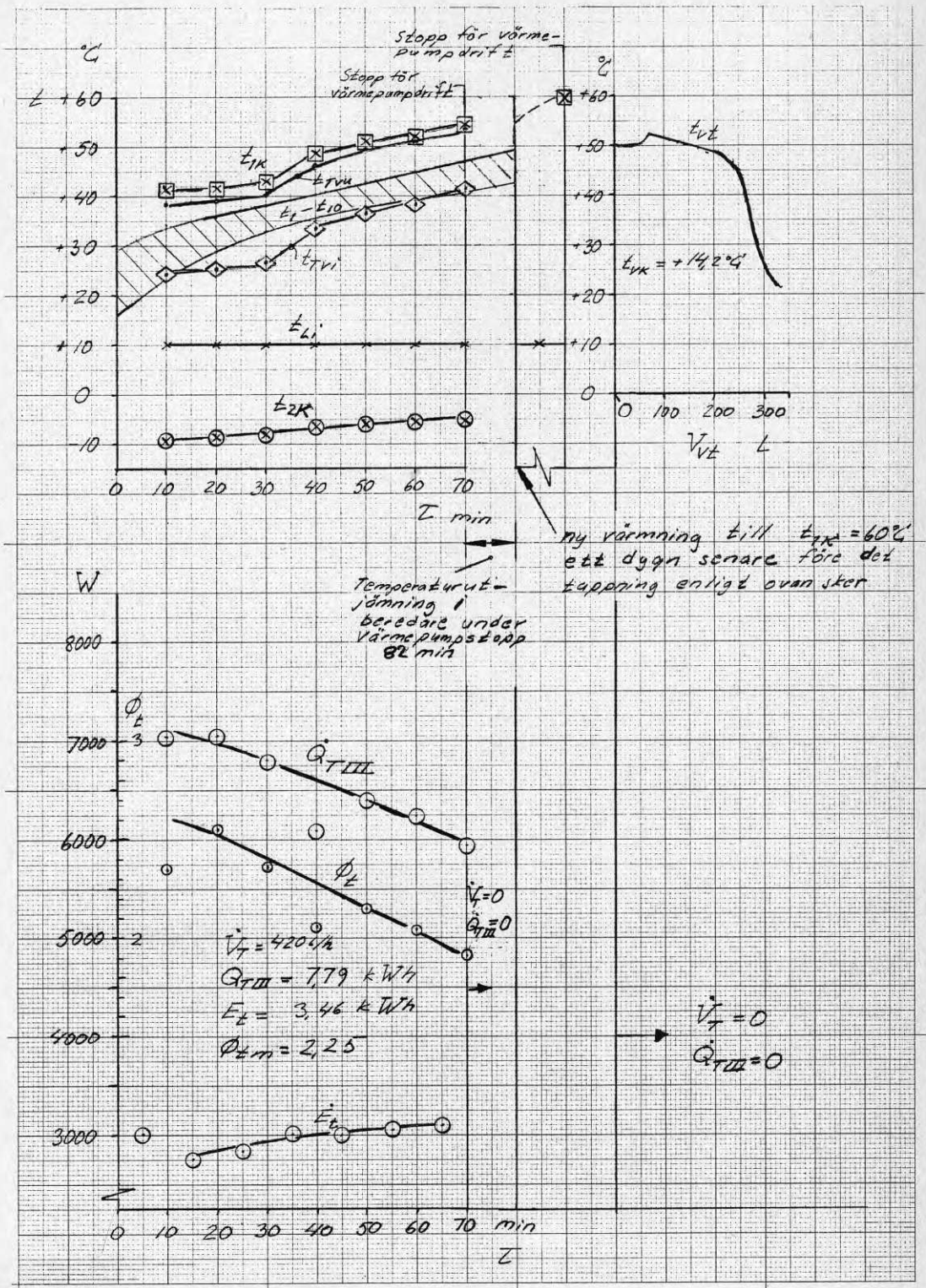
$$t_{Li} = + 20^{\circ}\text{C}$$



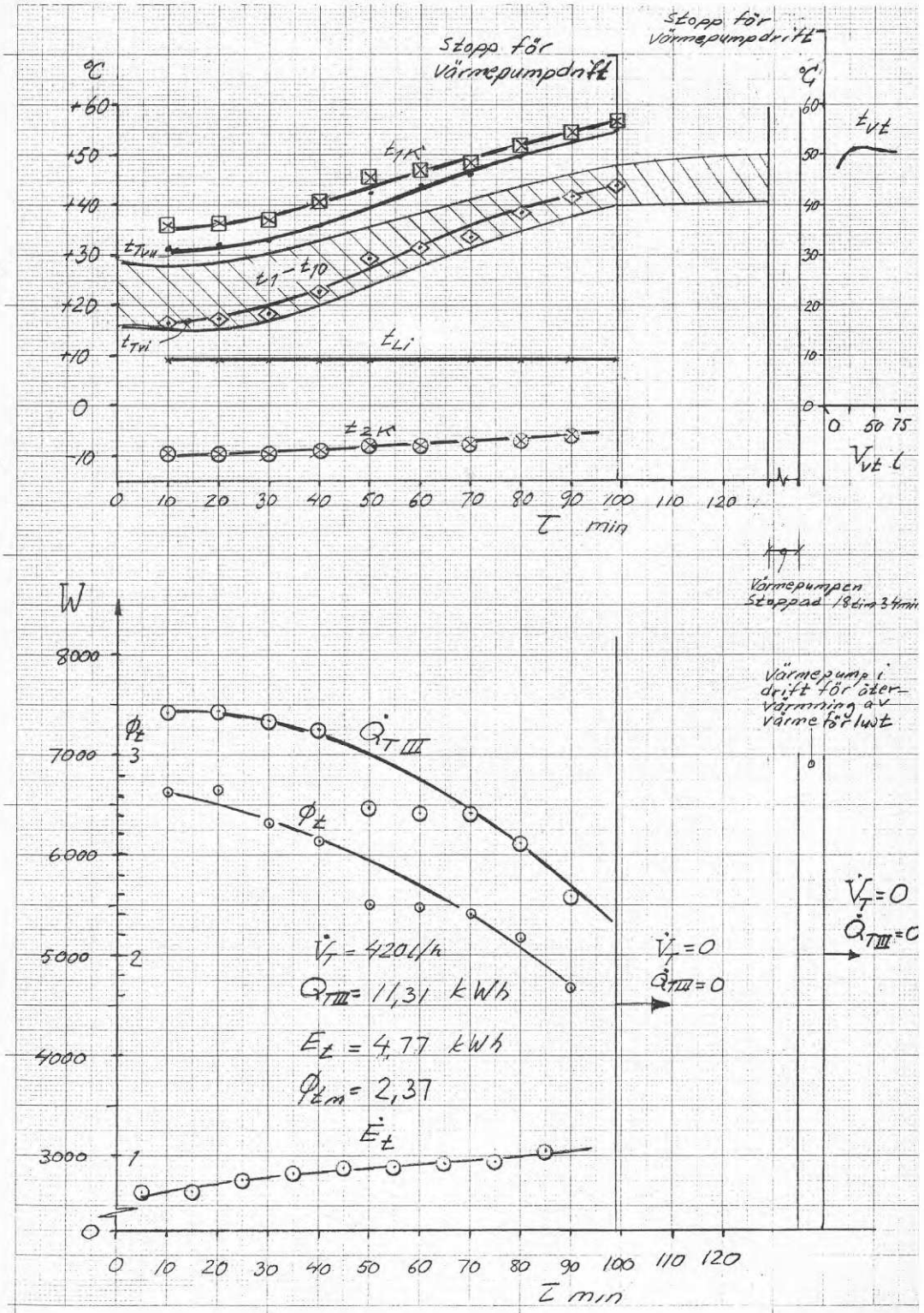
Inlopp (T)



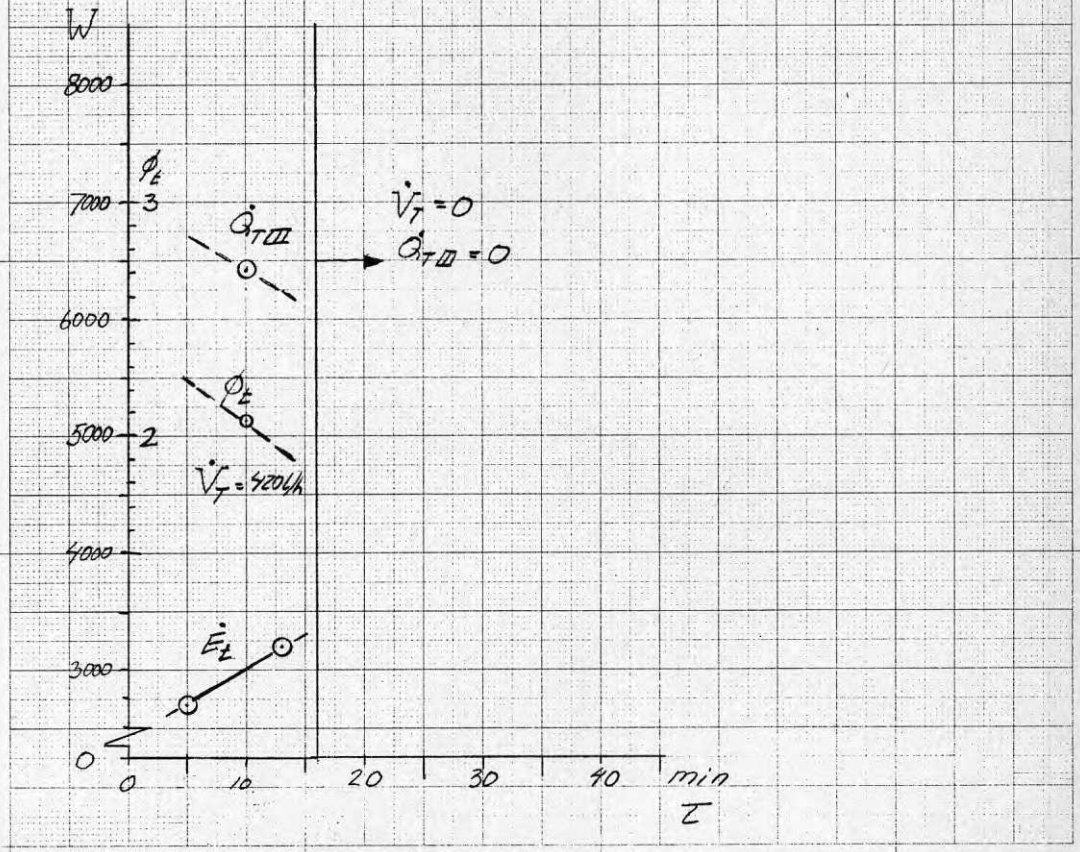
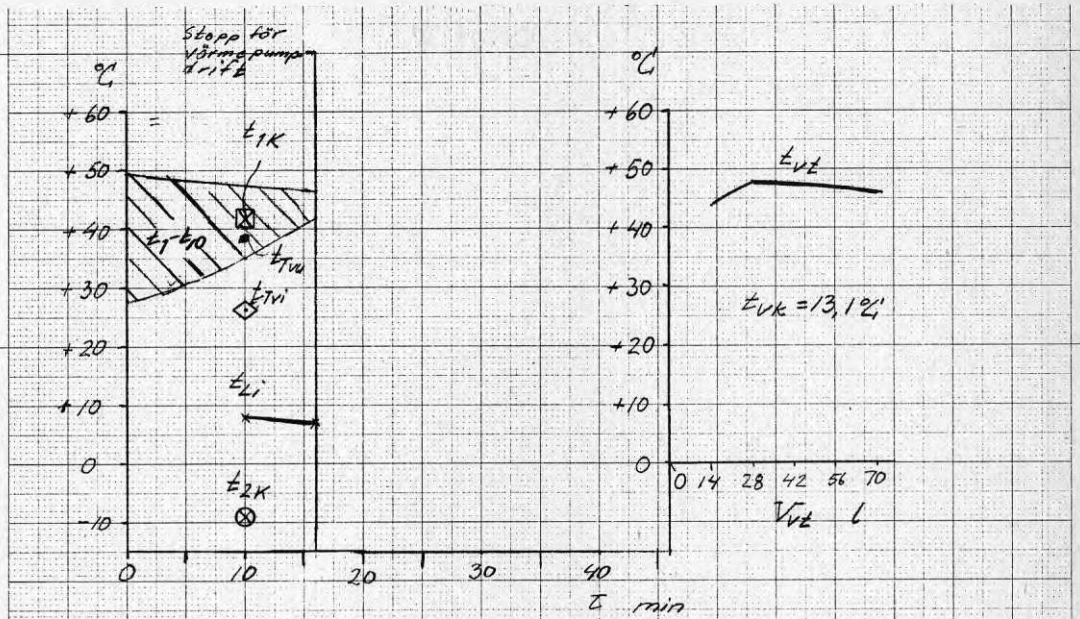
Inlopp (T)



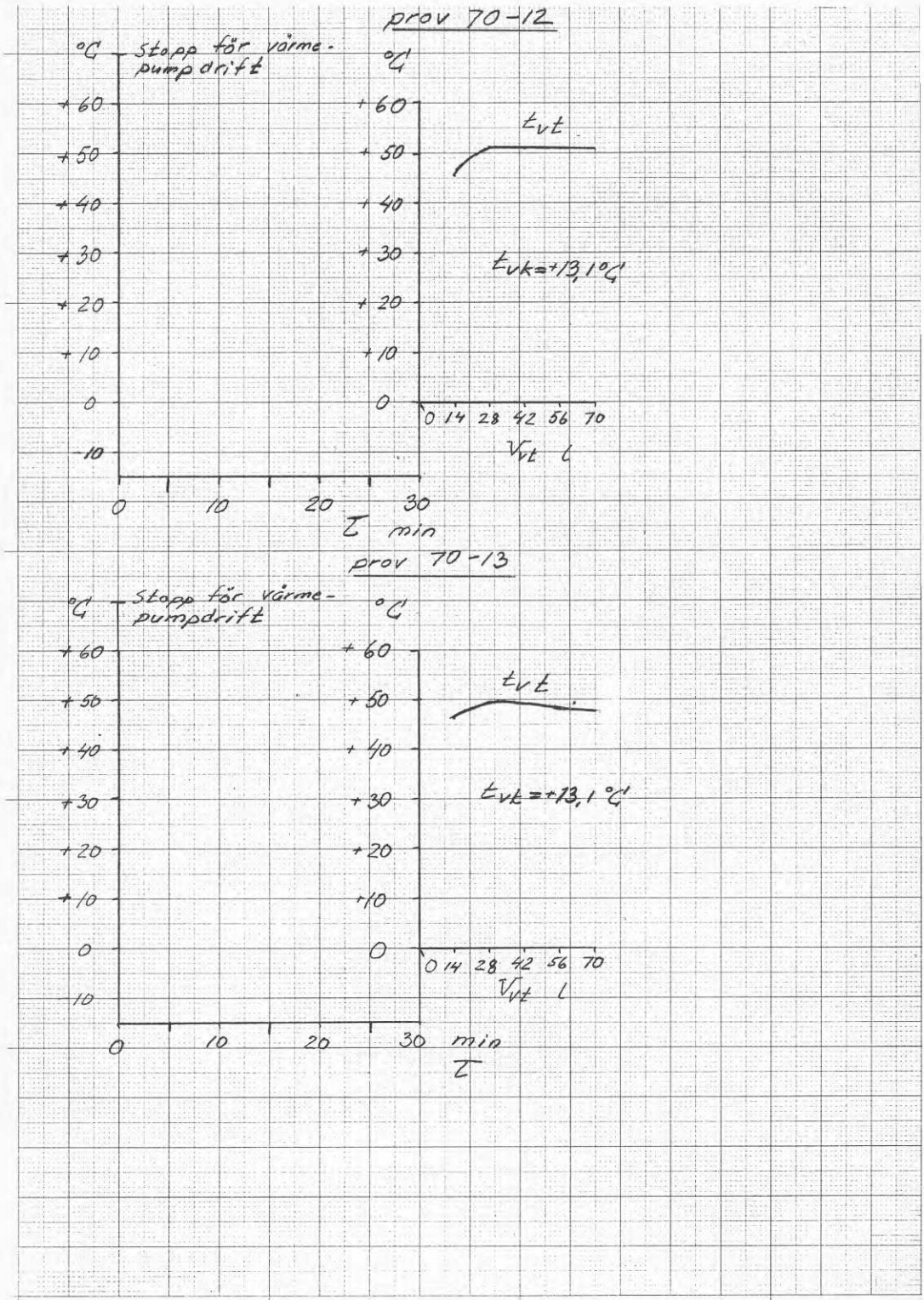
Inlopp (T)



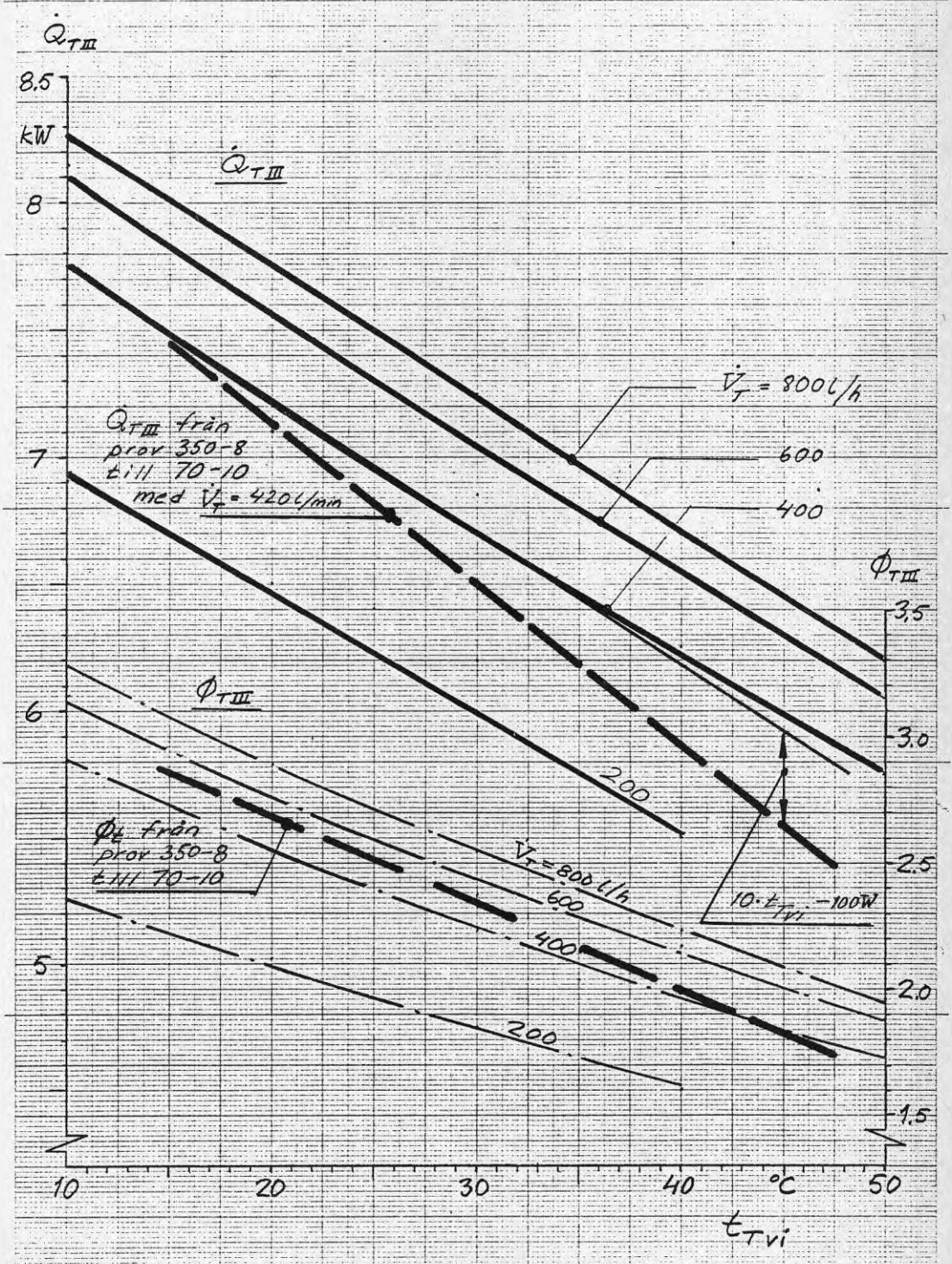
Inlopp (T)



Inlopp (T). Proven utförda i enlighet med prov 70-11.



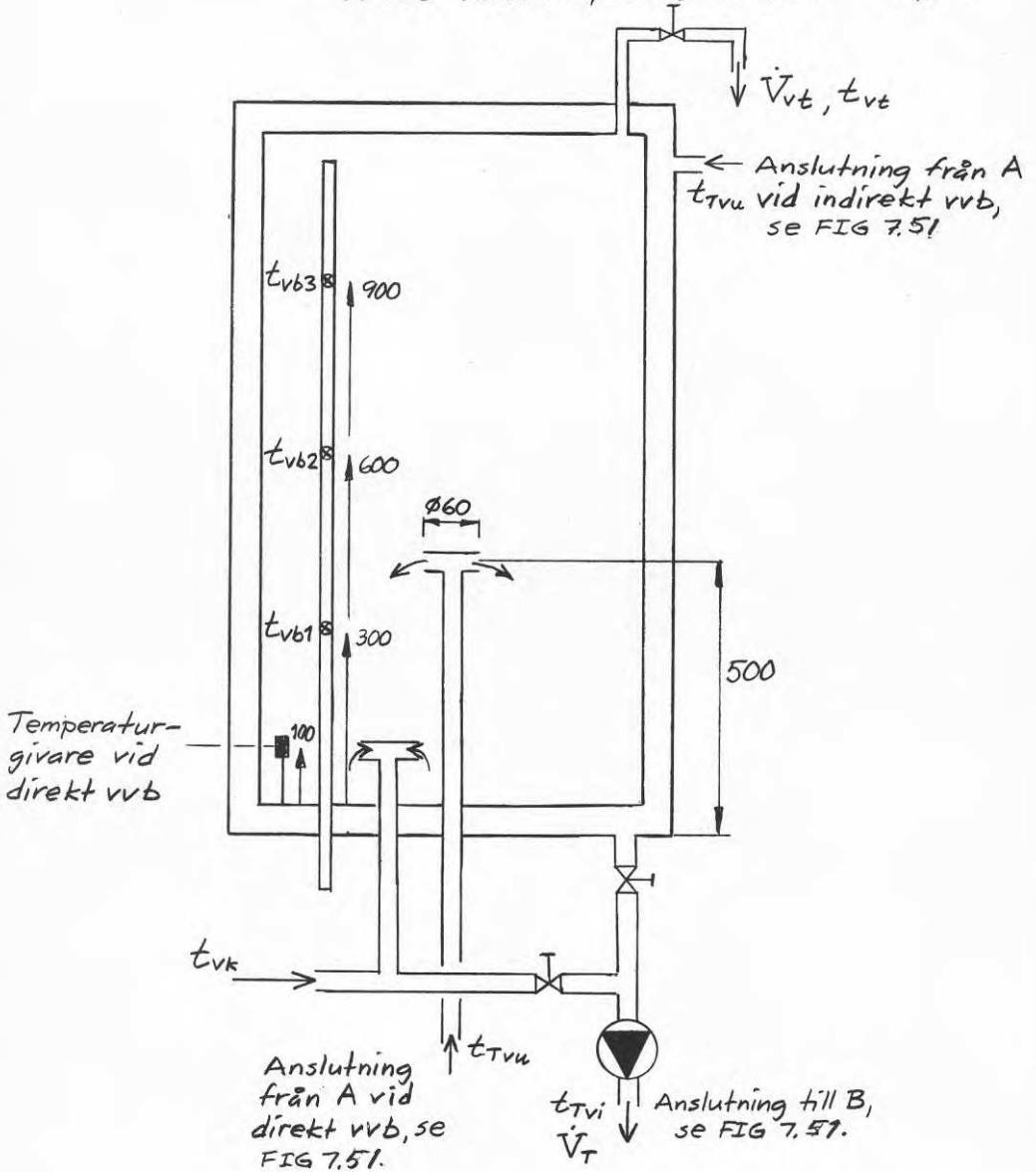
$$t_{Li} = + 10^{\circ}\text{C}$$



Volym innerbehållare: 210 l

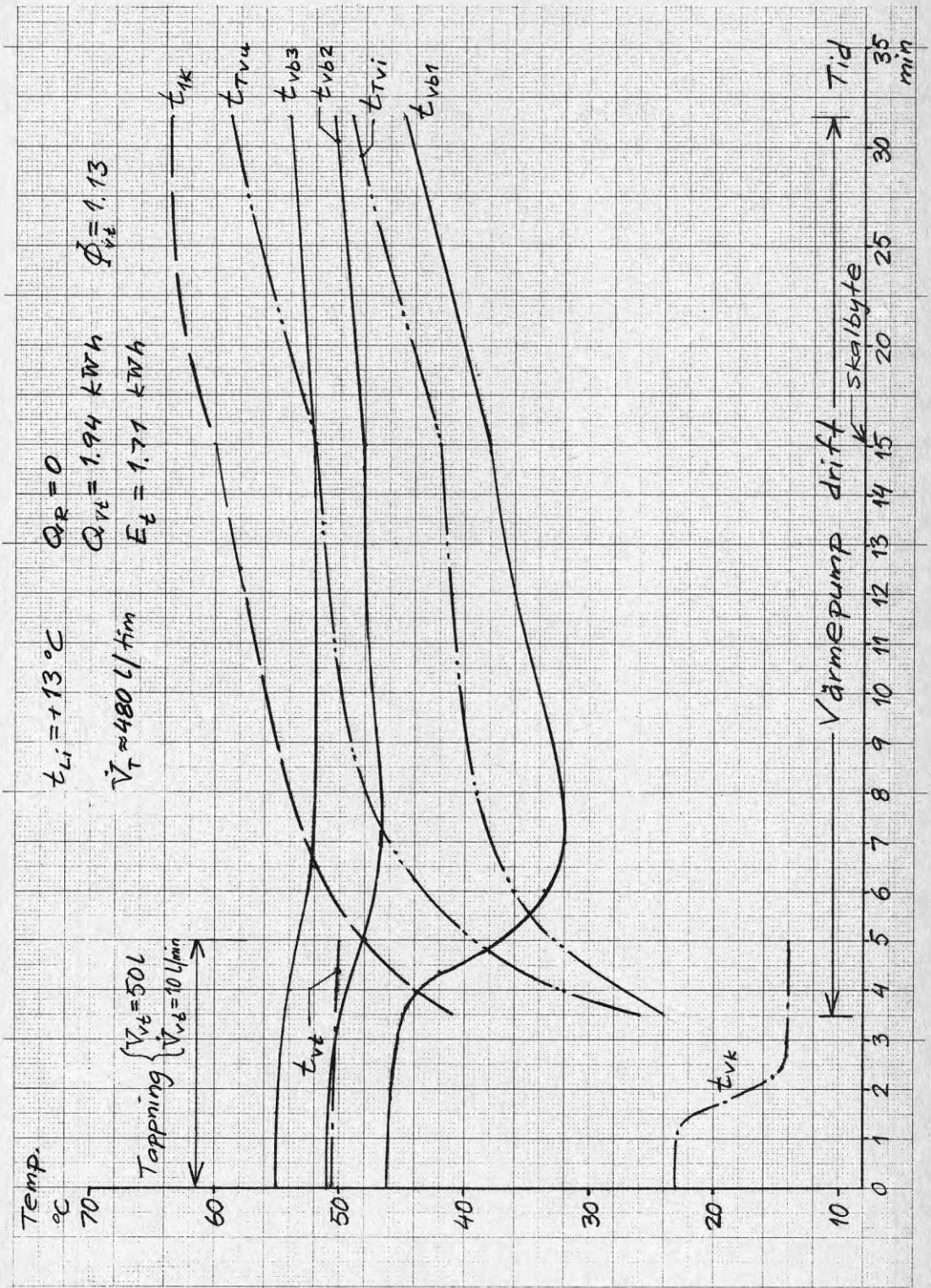
Volym mantelrum: ca 30 l

Total värmekapacitet: 0,30 kWh/°C

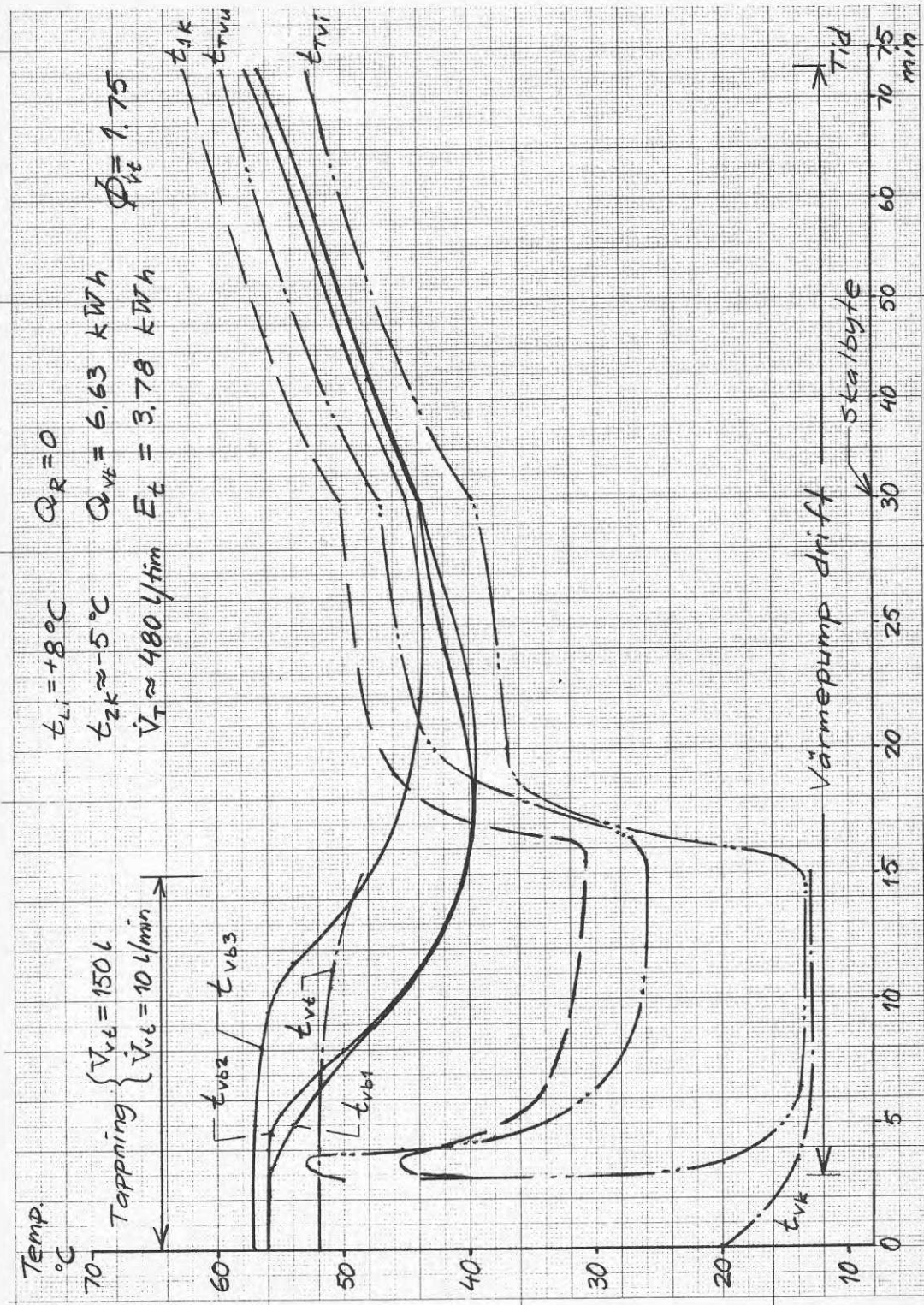


beredning. $\dot{Q}_R = 0$.

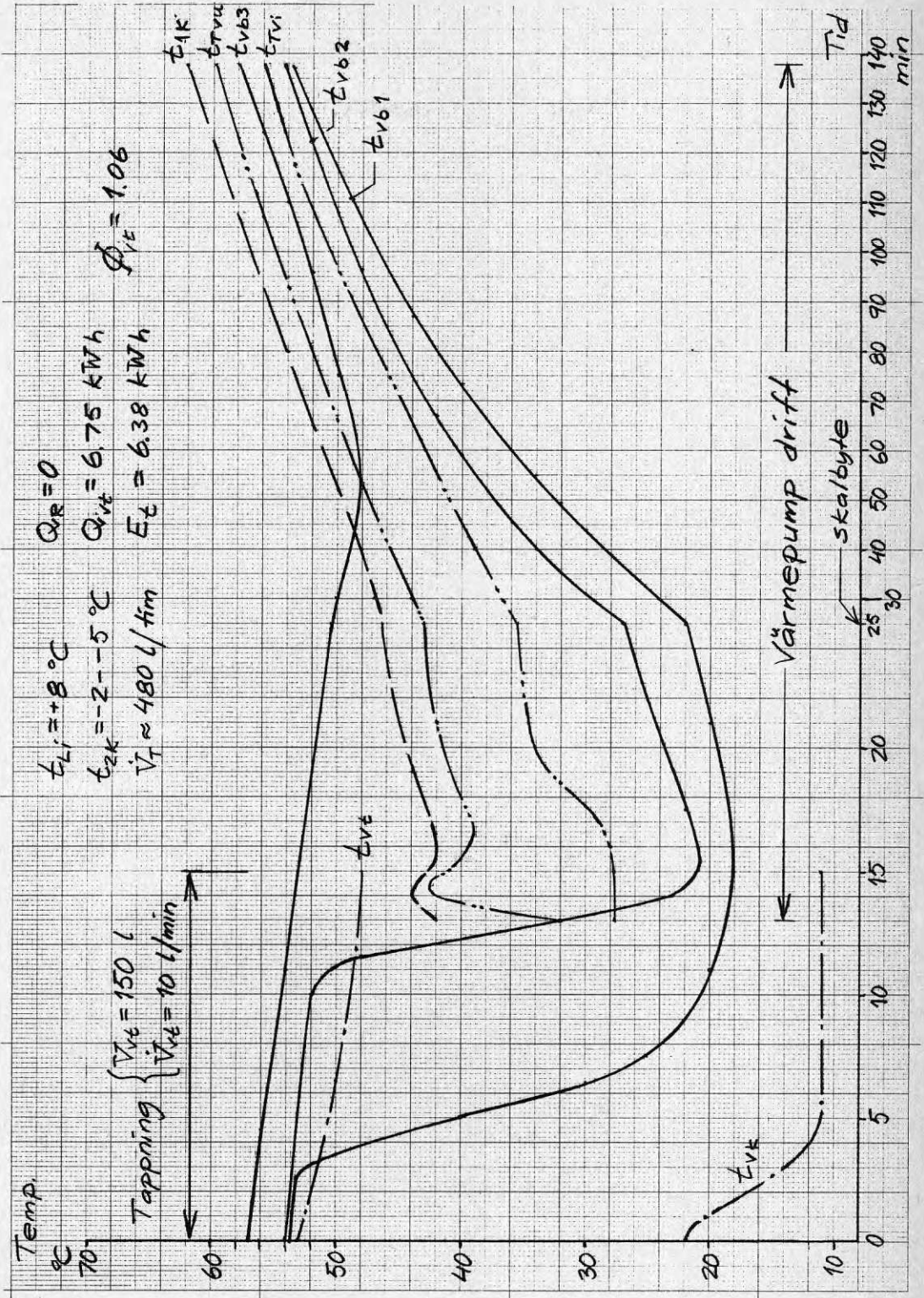
Försöksutrustning enligt FIGUR 7.49.



Försöksutrustning enligt FIGUR 7.49.

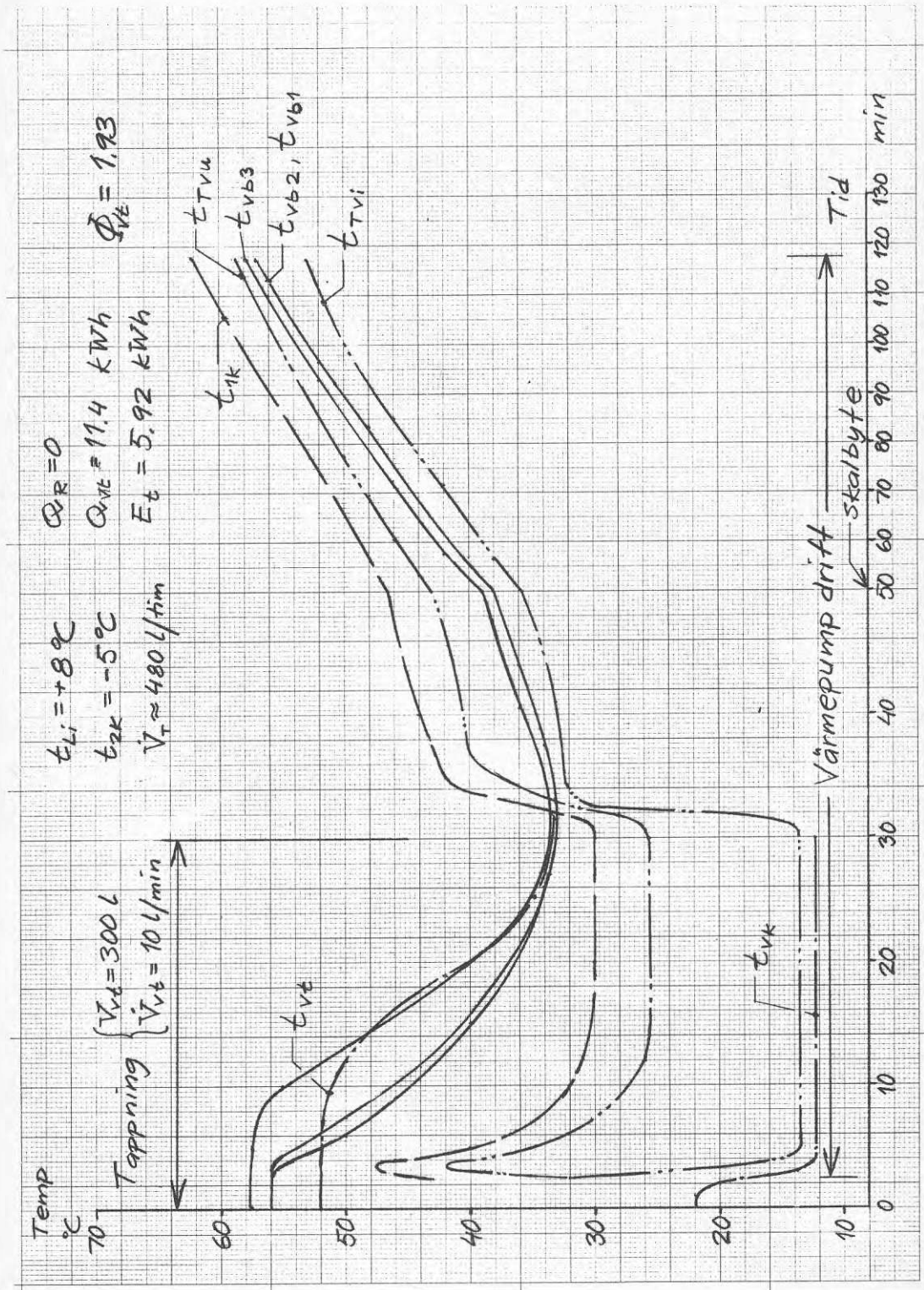


Försöksutrustning enligt FIGUR 7.49.

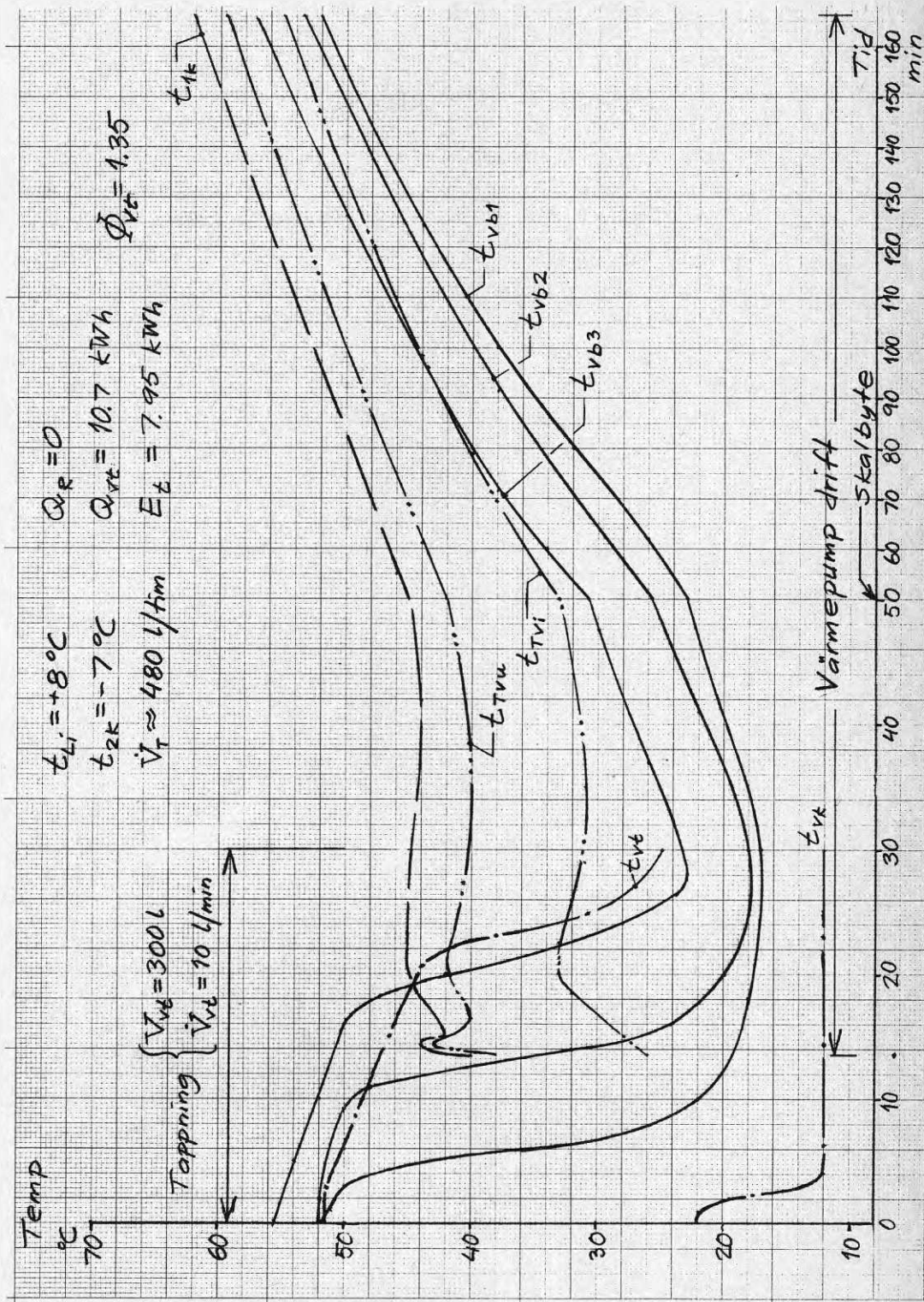


FIGUR 7.56

Temperaturförlopp vid direkt varmvattenberedning. $\dot{Q}_R = 0$.
Försöksutrustning enligt FIGUR 7.49.



Försöksutrustning enligt FIGUR 7.49.



8 SAMDIMENSIONERING AV KOMPONENTER

8.1 Kompressor-förångare

I avsnitt 6 har värmefaktoroptimala utföranden av förångareutrustning till en given kompressor behandlats. Praktiska problem gällande ljudalstring och utrymmesbehov berördes då också. För att snabbt kunna bedöma olika kombinationers av förångarytor, fläkt- och kompressorkapaciteter prestanda i ett värmepumpaggregat har FIG 8.1 - 8.12 utarbetats.

FIG 8.1 - 8.12 visar för olika värden på avkokat köldmedieflöde \dot{m}_k sambandet mellan t_{Li} och t_{2u} , när förångarens luftberörda värmeöverföringsyta A och lufthastigheten w_{fr} är givna. Ytan A tillhör en rörslinga med angiven längd L och figurerna omfattar följande kombinationer för A och L

$$A = 60 \text{ m}^2 \quad L = 48 \text{ m}$$

$$A = 45 \text{ m}^2 \quad L = 34 \text{ m}$$

$$A = 30 \text{ m}^2 \quad L = 24 \text{ m}$$

$$A = 20 \text{ m}^2 \quad L = 16 \text{ m}$$

För varje kombination finns tre värden på w_{fr} nämligen 1,5, 2,2 och 3,0 m/s.

I avsnitt 4 ger FIG 4.13 - 4.19 köldmedietransporten \dot{m}_k genom några av de hos SRM provade kompressorerna och deras effektbehov \dot{E}_k som funktion av "kondenserings"- och "förångningstemperaturer" t_{1K} respektive t_{2K} . Dessa figurer kan nu användas tillsammans med FIG 8.1 - 8.12 för beräkning av exempelvis en värmepumps avgivna värmeeffekt \dot{Q}_t , eleffektbehov \dot{E}_t och värmefaktor $\phi_t = \dot{Q}_t / \dot{E}_t$ vid olika t_{1K} och ingående lufttemperaturer t_{Li} .

Principen är den följande:

För aktuell kompressor uttas \dot{E}_k och t_{2K} vid givet t_{1K} för olika $\dot{m}_k = N \cdot \dot{m}_{k_0}$, där N är antalet parallellkopplade rörslingar, vardera med längd L och tillhörande yta A, hos aktuellt förångarbatteri. För enklaste behandling väljs \dot{m}_k med samma värden som kurvorna i FIG 8.1 - 8.12 ger, dvs med värden 0,01, 0,02, 0,03 o.s.v kg/s och rörslinga.

Tryckfallet i sugledningen mellan förångarutlopp och kompressorinlopp måste antas vara känt och motsvarar förångningstemperatursänkningen Δt_{2s} . Normalt är Δt_{2s} omkring 2 °C. Nu gäller $t_{2u} = t_{2K} + t_{2s}$.

För varje värde på $\dot{m}_k = \dot{m}_{k_0} / N$ kan då i aktuell FIG 8.1 - 8.12, eftersom t_{2u} fastställts, tillhörande värde på t_{Li} avläsas. Därefter beräknas

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_K \cdot (i_{2u} - i_s) = N \cdot \dot{m}_K \cdot (i_{2u} - i_s) \dots\dots\dots 8.1$$

där för R502 vid $-40 < t_{2u} < +20$ °C

$$i_{2u} = 569 + 0,45 \cdot t_{2u} + 0,80 \cdot \Delta t_o \text{ (kJ/kg)} \dots\dots\dots 8.2$$

och vid $-20 < t_s < +50$ °C

$$i_s = 419 + 1,2 \cdot t_s \text{ (kJ/kg)} \dots\dots\dots 8.3$$

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_2 + \dot{E}_K + \dot{E}_1 + \dot{E}_S - \dot{Q}_f \dots\dots\dots 8.4$$

$$\dot{E}_t = \dot{E}_K + \dot{E}_1 + \dot{E}_S + \dot{E}_{F1} \dots\dots\dots 8.5$$

\dot{E}_1 = effekt till cirkulationspumpar, fläktar etc. på värmepumpens värmeavgivningssida.

\dot{E}_S = eleffekt till styrutrustning.

\dot{Q}_f = ej nyttiggjort värme från \dot{E}_K , \dot{E}_1 och \dot{E}_S , dvs värmeförluster från värmepumpens värmeavgivningssida.

\dot{E}_{F1} = förångarluftfläktens effektbehov, se vidare nedan.

I ett diagram kan alltså bl.a kurvor dras för \dot{Q}_t och ϕ_t som funktion av t_{Li} , när varje valt utgångsvärde på \dot{m}_K ger \dot{E}_K , t_{Li} , \dot{Q}_t , etc.

Förutsättningarna för de aktuella batterierna i FIG 8.1 - 8.12 och dessas tillämpbarhet är de följande, jämför avsnitt 6 :

Köldmedium R502.

Batterier med 0,3 mm aluminiumfläns med 3 mm flänsdelning, rör med 50 x 50 mm delning och 15 mm invändig diameter d_1 .

$$\dot{Q}_{2F} = k \cdot A \cdot (\nu_i - \nu_u) / \ln(\nu_i / \nu_u) = 1200 \cdot w_{fr} \cdot A_{fr} \cdot (t_{Li} - t_{Lu}) =$$

$$\dot{m}_K \cdot (i_{2u} - i_s) \text{ (W)} \dots\dots\dots 8.6 - 8.8$$

där

$$k = 1 / \left[1 / (\alpha_u \cdot \xi) + 1 / (\alpha_{\text{kok}} \cdot A_i / A) \right] \dots\dots\dots 8.9$$

jämför EKV 6.3 i vilken nu termen $\sum [\delta / (\lambda \cdot A_m)_r]$ försumrats, $A_{ru} + \xi \cdot A_{fl}$ ersatts med $\xi \cdot A$, där $A = A_{ru} + A_{fl}$ och

$$\alpha_i = \alpha_{\text{kok}} = 500 \cdot (\dot{q}_{2F} \cdot \dot{m}_k / L)^{0,4} \quad (W/m^2 \text{ } ^\circ C) \dots\dots\dots 8.10$$

sedan data för R502 och $d_i = 15 \cdot 10^{-3}$ (m) insatts. L avser rörlängden i förångarens rorslinga för köldmedieflödet \dot{m}_k .

$\alpha_u \cdot \xi$ som funktion av w_{fr} har tagits ur FIG 6.11 för 5/8" rör, $d_u = 16$ mm, samt gällande för antal rör i djup $Z = 6$ och approximativt för $Z = 4$ till 8.

$$\nu_i^{\delta} = t_{Li} - t_{2u} \dots\dots\dots 8.11$$

$$\nu_u^{\delta} = t_{Lu} - (t_{2u} + \Delta t_{2F}) \dots\dots\dots 8.12$$

med köldmediets tryckfall i förångaren motsvarande förångningstemperatursänkningen Δt_{2F} bestämd med hjälp av EKV 6.11 .

Från överhettningens inverkan på k har bortsetts, dvs $\Delta t_{\text{ö}} / \nu_i^{\delta} < 0,7$, i_{2u} har dock uttagits för $\Delta t_{\text{ö}} = 5 \text{ } ^\circ C$ och med EKV 8.2 och 8.3 blir

$$i_{2u} - i_s = (154 + 0,45 \cdot t_{2u} - 1,2 \cdot t_s) \quad (kJ/kg) \dots\dots\dots 8.13$$

Två värden på köldmediets temperatur t_s före förångarens tryppventil har använts för kurvorna i FIG 8.1 - 8.12, dels + 40 °C, dels $t_{2u} + 30 \text{ } ^\circ C$. Den senare temperaturen är aktuell vid användning av underkylare för utnyttjande av köldmediekondensatvärme, exempelvis till värmning av uteluftventilation. I detta fall erhålls en väsentlig förbättring av värmefaktorn, trots att t_{2u} sjunker på grund av större värmeupptagning i förångaren.

Beträffande övriga batteridimensioner gäller sambanden:

flänsad bredd $B = L_f / (Z \cdot n_H)$ med $n_H =$ antal rorrader i höjddled

flänsad höjd $H = 0,05 \cdot n_H$

där $L_f =$ flänsad rörlängd $\approx 0,85 \cdot L$ för aktuella bredder.

$$A_{fr} = B \cdot H = 0,05 \cdot L_f / Z \dots\dots\dots 8.14$$

$$A \approx 1,5 \cdot L_f \approx 1,3 \cdot L \dots\dots\dots 8.15$$

vilket ger

$$A_{fr} \approx 0,038 \cdot A/Z \dots\dots\dots 8.16$$

och luftflöde \dot{V}_L genom batteriet

$$\dot{V}_L = w_{fr} \cdot A_{fr} \approx 0,038 \cdot A \cdot w_{fr}/Z \dots\dots\dots 8.17$$

Fläkteeffektbehovet blir med EKV 6.19, 6.20, och 8.11

$$\dot{E}_{Fl} = \left(\frac{5 \cdot Z}{s} \cdot g_L \cdot w_{fr}^2 + \Delta p_{Ly} \right) \cdot 0,038 \cdot A \cdot w_{fr} / (Z \cdot \eta) \dots\dots\dots 8.18$$

Med $s = 3 \text{ mm}$, $\eta = 0,5$ och $g_L = 1,2 \text{ kg/m}^3$ erhålls

$$\dot{E}_{Fl} = A \cdot w_{fr}^3 \cdot \left[0,15 + 0,08 \cdot \Delta p_{Ly} / (Z \cdot w_{fr}^2) \right] \dots\dots\dots 8.19$$

De ovan angivna förhållandena är karakteristiska för luftberörda förångare. Måttliga avvikelser från angivna mått för d_1 , s , L , rördelningar och flänstjocklekar på $c:a \pm 10\%$ inverkar ej nämnvärt på batterikapaciteten vid givet A .

Exempel:

FIG 8.13 och 8.14 ger resultatet för tre olika förångarutrustningar kombinerade med en kompressor av typ BH5 med prestanda enligt FIG 4.14.

Utrustningarna har

a) $A = 45 \text{ m}^2$, $L = 34 \text{ m}$, $w_{fr} = 1,5 \text{ m/s}$, $N = 1$, se FIG. 8.7.

b) $A = 45 \text{ m}^2$, $L = 34 \text{ m}$, $w_{fr} = 2,2 \text{ m/s}$, $N = 1$, se FIG. 8.8.

c) $A = 30 \text{ m}^2$, $L = 24 \text{ m}$, $w_{fr} = 2,2 \text{ m/s}$, $N = 2$, se FIG 8.5. I detta fall blir den totala förångarytan $2 \times 30 = 60 \text{ m}^2$.

I samtliga fall gäller

$$Z = 6, \Delta p_{Ly} = 60 \text{ Pa}, t_{2s} = 2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_2 + \dot{E}_K + 200 + 20 - 100 = \dot{Q}_2 + E_K + 120 \text{ (W)}, \text{ se EKV. 8.4.}$$

$$\dot{E}_t = \dot{E}_K + 200 + 20 + A \cdot w_{fr}^3 \cdot \left[0,15 + 0,08 \cdot 60 / (6 \cdot w_{fr}^2) \right] =$$

$$= \dot{E}_K + A \cdot w_{fr}^3 \cdot (0,15 + 0,8/w_{fr}^2) + 220 \text{ (W)}, \text{ se EKV. 8.5.}$$

$$\Delta t_{2s} = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

TAB 8.1 illustrerar gången för uttagandet av kurvorna i FIG 8.13 och 8.14 för förångarutrustning enligt a) ovan, varvid med $w_{fr} = 1,5 \text{ m/s}$, $\dot{E}_t = \dot{E}_K + 290 \text{ W}$

I FIG 8.13 och 8.14 framgår att en förstoring av förångarytan från 45 till 60 m² ger en relativt måttlig ökning av \dot{Q}_t och ϕ_t . Användning av underkylare ger en väsentlig ökning av ϕ_t men betyder likaledes en måttlig höjning av \dot{Q}_t med omkring 10 %.

Den ovan antagna förlustvärmen $\dot{Q}_f = 100 \text{ W}$ kan innehållas, om värmepumpaggregatet innesluts i ett tätt och välisolerat hölje, framförallt gällande skiljeväggen mellan den kalla värmeupptagningsdelen och den varma värmeavgivningsdelen, där kompressorn för låga \dot{Q}_f måste placeras. Lämpligen låter man vid användning av underkylare för värmning av uteluftventilation, denna luft passera aggregatets värmeavgivningsdel med kompressor. För ett aggregat av exemplets storlek upptager då luften omkring 600 W från kompressor och övriga varma apparatdelar. Värmet från kompressorn utgör merparten av detta värme.

Ett värmepumpaggregat, som utförts enligt dessa principer, TA 3200, och utrustats med komponenter enligt exempel a) och b) ovan med w_{fr} ungefär 1,7 m/s, har givit \dot{Q}_t och ϕ_t enligt punkter i FIG 8.13 och 8.14 vid provningar. Överensstämmelsen är alltså mycket god med beräkningarnas exempel.

Figureerna visar vidare, att den relativa förändringen av \dot{Q}_t med kondenseringstemperaturen t_{1K} vid $t_{Li} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ ligger omkring 0,5 % per $^\circ\text{C}$ ändring av t_{1K} , medan den vid $t_{Li} = -20 \text{ } ^\circ\text{C}$ blir nära 2 %. ϕ_t :s variation med t_{1K} är dock tämligen oberoende av t_{1K} . Sålunda blir värmepumpens prestanda relativt okänslig för kondensorns dimensionering.

TAB 8.1

\dot{m}_K kg/s	t_{1K} °C	Ur FIG 4.14 t_{2K} °C	$t_{2u} = t_{2K} + 2$ °C	Ur FIG 8.7 t_{Li} för $t_s =$ + 40 °C $t_{2u} + 30$ °C	Beräkning				\dot{E}_t , EKV 8.5 kW	$\phi_t = \dot{Q}_t / \dot{E}_t$ för $t_s =$	
					\dot{Q}_2 , EKV 8.1 och 8.1.3 för $t_s =$ + 40 kW	$t_{2u} + 30$ kW	\dot{Q}_t , EKV 8.4 för $t_s =$ + 40 kW	$t_{2u} + 30$ kW		+ 40	$t_{2u} + 30$
0,05	+50	-9	-7	+15	6,16	6,16	8,11	9,13	3,14	2,58	2,91
	+40	-11	-9	+13,5	6,24	6,24	7,87	9,01	2,94	2,68	3,06
0,04	+50	-13	-11	+6,5	5,05	5,05	6,64	7,65	2,77	2,40	2,76
	+40	-15	-13	+5	5,11	5,11	6,56	7,66	2,72	2,41	2,82
0,03	+50	-17,5	-15,5	-2	3,89	2,97	5,24	6,16	2,44	2,15	2,52
	+40	-20	-18	-4,5	3,95	2,94	5,15	6,16	2,38	2,16	2,59
0,02	+50	-22,5	-20,5	-11	2,67	1,94	3,77	4,50	2,00	1,89	2,25
	+40	-25,5	-23,5	-14	2,71	1,91	3,74	4,54	2,00	1,87	2,27
0,01	+50	-29,5	-27,5	-22	1,39	0,94	2,18	2,63	1,41	1,55	1,70
	+40	-33	-31	-25,5	1,43	0,92	2,13	2,64	1,38	1,54	1,91

8.2. Årsvärmefaktor vid olika kompressorstorlekar i ett givet värmepumpsystem vid olika värmebehov

8.2.1 Beräkningsprinciper

I detta avsnitt skall en metod att beräkna årsvärmefaktorn ϕ_{tA} för värmepumpar i bostadshus redovisas. Med ϕ_{tA} avses här kvoten av husets årsvärmebehov och av värmepumpen med behövlig tillsatsvärme totalt förbrukad elenergi. För det fall exempelvis oljevärme används som tillsatsvärme kan dennas, här redovisade, årsnettoenergi Q_{TV} kWh omräknas till motsvarande ungefärliga oljebehov vid pannverkningsgraden η_P såsom

$$Q_{TV}/(10000 \cdot \eta_P) \text{ m}^3/\text{år} \dots\dots\dots 8.20$$

Beräkningsmetoden avser ett värmepumpsystem enligt FIG 8.15, d v s med separat tappvattenvärmeväxlare och underkylare för tilluftvärmning till huset. Detta utförande ger maximal värmefaktor men är också det mest komplicerade att beräkna ϕ_{tA} för. Saknas en eller båda av dessa komponenter gäller fortfarande här redovisade beräkningsprinciper men de förenklas.

FIG 8.16 illustrerar principiellt de olika driftfall som blir aktuella med FIG 8.15:s värmepump. Följande förhållanden karakteriserar dessa driftfall:

Driftfall I

Upp till utetemperatur $t_u = t_{uo}$, d v s för period 0 till τ_o , har värmepumpen kontinuerlig drift, eftersom dess totala värmeeffektavgivning, se FIG 8.15, $\dot{Q}_{tI} = \dot{Q}_{TI} + \dot{Q}_{RI} + \dot{Q}_{VI}$ ej täcker husets värmebehov $\dot{Q}_B = \dot{Q}_{BT} + \dot{Q}_{BR}$, där \dot{Q}_{BT} är husets dygnsmedeleffektbehov för tappvattenvärmning och \dot{Q}_{BR} dess rumsvärmebehov.

Sålunda blir i detta fall med tillsatsvärmens \dot{Q}_{TV}

$$\dot{Q}_{tI} + \dot{Q}_{TV} = \dot{Q}_{BR} + \dot{Q}_{BT} = \dot{Q}_B$$

Perioden 0 till τ_o timmar/år har värmebehovet

$$\int_0^{\tau_o} \dot{Q}_B \cdot d\tau = Q_{BIO} \dots\dots\dots 8.21$$

och energibehov för tillsatsvärme och värmepumpdrift

$$\int_0^{\tau_0} (\dot{E}_{tI} + \dot{Q}_{TV}) \cdot d\tau = E_{tIo} + Q_{TV} \dots\dots\dots 8.22$$

med

$$\dot{E}_{tI} = \dot{E}_K + \dot{E}_S + \dot{E}_{PT} + \dot{E}_{PR} + E_{Fl} \dots\dots\dots 8.23$$

För $\tau = \tau_0$ och $t_u = t_{uo}$ gäller $\dot{Q}_{tI} = \dot{Q}_B$.

För $t_{uo} < t_u < t_{uI}$, dvs period τ_0 till τ_I är $\dot{Q}_{tI} > \dot{Q}_B$, varför tillsatsvärmebehovet reduceras och kapacitetsutnyttjandet hos värmepumpen blir mindre än 100 %.

Om $\tau_{rI} < 1$ betecknar hur stor del av \dot{Q}_{tI} , som behövs under denna period, gäller

$$\tau_{rI} = \dot{Q}_B / \dot{Q}_{tI} \dots\dots\dots 8.24$$

Om värmepumpen endast har ett kapacitetssteg, såsom exempelvis hermetiska kolvkompressorer, kommer τ_{rI} att beteckna dess relativa gångtid.

Perioden τ_0 till τ_I timmar/år har värmebehovet

$$\int_{\tau_0}^{\tau_I} \dot{Q}_B \cdot d\tau = Q_{BI} \dots\dots\dots 8.25$$

och drivenergibehovet

$$\int_{\tau_0}^{\tau_I} [\tau_{rI} \cdot \dot{E}_{tI} + (1 - \tau_{rI}) \cdot \dot{E}_{to}] \cdot d\tau = E_{tI} \dots\dots\dots 8.26$$

där \dot{E}_{to} betecknar energibehovet under stilleståndsperiod för värmepumpens kompressor etc vid intermittent drift, t ex för oljevärming och eventuella pumpars drift samt $\tau_{rI} \cdot \dot{E}_t$ effektbehovet vid drift.

Driftfall II

Driftfall II är aktuellt, när vid drift för täckande av \dot{Q}_{BR} den medelvärmeeffekt \dot{Q}_{TI} som uttas från tappvattenvärmeväxlaren, vvx T i FIG 8.15, är mindre än \dot{Q}_{BT} . Detta gäller speciellt vid intermitterent drift av värmepump med ett kapacitetssteg och stoppande av vattenflödet genom rumsvärmsystemets värmeväxlare, vvx R i FIG 8.15, för styrning av rumsvärmeeffekten \dot{Q}_{BR} . Då kommer värmepumpen att behöva vara i drift viss tid för enbart tappvattenvärmning, varvid följande samband råder:

Driftfall I ger under relativ gångtid τ_{rI} värmeavgivningen \dot{Q}_{TI} i vvx T, \dot{Q}_{RI} i vvx R och \dot{Q}_{VI} till tilluften. Driftfall II med enbart tappvattenvärmning och stoppat flöde genom vvx R, d v s $\dot{E}_{PR} = 0$, ger under relativ gångtid τ_{rII} värmeeffekten \dot{Q}_{TII} i vvx T samt \dot{Q}_{VII} genom tilluftsystemet i rummen.

$$\tau_{rI} \cdot (\dot{Q}_{RI} + \dot{Q}_{VI}) + \tau_{rII} \cdot \dot{Q}_{VII} = \dot{Q}_{BR} \quad \dots\dots\dots 8.27$$

$$\tau_{rI} \cdot \dot{Q}_{TI} + \tau_{rII} \cdot \dot{Q}_{TII} = \dot{Q}_{BT} \quad \dots\dots\dots 8.28$$

vilket ger

$$\tau_{rI} = (\dot{Q}_{BR} - \dot{Q}_{VII} \cdot \dot{Q}_{BT}/\dot{Q}_{TII}) / (\dot{Q}_{RI} + \dot{Q}_{VI} - \dot{Q}_{VII} \cdot \dot{Q}_{TI}/\dot{Q}_{TII}) \geq 0 \dots\dots\dots 8.29$$

$$\tau_{rII} = (\dot{Q}_{BT} - \dot{Q}_{TI} \cdot \tau_{rI}) / \dot{Q}_{TII} \geq 0 \quad \dots\dots\dots 8.30$$

För tidpunkt τ_I och $t_u = t_{uI}$ gäller $\tau_{rII} = 0$ och $\dot{Q}_{BT} = \dot{Q}_{TI} \cdot \tau_{rI}$,
se EKV 8.30, med τ_{rI} enligt EKV 8.24.

Perioden τ_I till τ_{II} har värmebehovet

$$\int_{\tau_I}^{\tau_{II}} \dot{Q}_B \cdot d\tau = Q_{BI-II} \quad \dots\dots\dots 8.31$$

och drivenergibehovet

$$\int_{\tau_I}^{\tau_{II}} (\tau_{rI} \cdot \dot{E}_{tI} + \tau_{rII} \cdot \dot{E}_{tII} + (1 - \tau_{rI} - \tau_{rII}) \cdot \dot{E}_{to}) \cdot d\tau = E_{tI-II} \dots\dots\dots 8.32$$

F r o m tiden τ_I , då vvx T maximalt, såsom dygnsmedelvärde, kan avge värmeeffekten

$$\dot{Q}_{TI} \cdot \tau_{rI} = \dot{Q}_{TI} \cdot \dot{Q}_{BR} / (\dot{Q}_{tI} - \dot{Q}_{TI}) \dots\dots\dots 8.33$$

jämför FIG 8.17, inträffar sålunda driftfall II och till tiden τ_{II} förekommer också driftfall I.

Vid tiden τ_{II} lämnar värmepumpen vid enbart drift för tappvattenvärmning tillräcklig värmeeffekt \dot{Q}_{VII} med tilluften för att täcka rumsvärmebehovet, d v s

$$\tau_{rI} = 0$$

varvid, se EKV 8.29 och 8.30

$$\dot{Q}_{BR} = \dot{Q}_{VII} \cdot \dot{Q}_{BT} / \dot{Q}_{TII} = \dot{Q}_{VII} \cdot \tau_{rII} \dots\dots\dots 8.34$$

Perioden τ_{II} till τ_{III} har värmebehovet

$$\int_{\tau_{II}}^{\tau_{III}} \dot{Q}_B \cdot d\tau = Q_{BII} \dots\dots\dots 8.35$$

och drivenergibehovet

$$\int_{\tau_{II}}^{\tau_{III}} [\tau_{rII} \cdot \dot{E}_{tII} + (1 - \tau_{rII}) \cdot \dot{E}_{to}] \cdot d\tau = E_{tII} \dots\dots\dots 8.36$$

För $\tau = \tau_{II}$ och $t_u = t_{uII}$ gäller alltså enligt EKV 8.34

$$\tau_{rII} = \dot{Q}_{BR} / \dot{Q}_{VII} = \dot{Q}_{BT} / \dot{Q}_{TII}, \text{ se FIG 8.17.}$$

Driftfall III

När \dot{Q}_{BR} sjunkit till noll avstängs lämpligen ventilationsluften från värmepumpen, d v s $\dot{Q}_{VIII} = 0$. Detta medför en något högre förångnings-temperatur, se FIG 8.1 - 8.12 och bättre värmefaktor för tappvattenvärmingen i detta driftfall.

Den relativa gångtiden är

$$\tau_{rIII} = \dot{Q}_B / \dot{Q}_{tIII} = \dot{Q}_{BT} / \dot{Q}_{TIII} \dots\dots\dots 8.37$$

Perioden τ_{III} till 8760 timmar/år har värmebehovet

$$\tau_{III} \int_{\tau_{III}}^{8760} \dot{Q}_B \cdot d\tau = Q_{BIII} \dots\dots\dots 8.38$$

och drivenergibehovet

$$\tau_{III} \int_{\tau_{III}}^{8760} \left[\tau_{rIII} \cdot \dot{E}_{tIII} + (1 - \tau_{rIII}) \cdot \dot{E}_{to} \right] \cdot d\tau = E_{tIII} \dots\dots\dots 8.39$$

För $\tau > \tau_{III}$ och $t_u > t_{uIII}$ gäller $\dot{Q}_{BR} = 0$

Årsvärmefaktorn blir nu

$$\phi_{tA} = Q_B / E_T = (Q_{BIO} + Q_{BI} + Q_{BI-II} + Q_{BII} + Q_{BIII}) / (Q_{TV} + E_{tIo} + E_{tI} + E_{tI-II} + E_{tII} + E_{tIII}) \dots\dots\dots 8.40$$

8.2.2 Underlag för genomförande av årsvärmefaktorberäkning

Enligt principerna under 8.2.1 behövs följande underlag för bestämning av $\phi_{tÅ}$:

1. Husets värmebehov för rumsvärmning \dot{Q}_{BR} och tappvatten \dot{Q}_{BT} som funktion av utetemperatur t_u .

Allmänt gäller här

$$\dot{Q}_{BR} = (\sum k \cdot A + \dot{V}_u \cdot g_u \cdot c_u) \cdot (t_R - t_u) - \dot{Q}_{BÖ} \dots\dots\dots 8.41$$

$$\dot{Q}_{BT} = \dot{V}_t \cdot g_t \cdot c_t \cdot (t_{tu} - t_{ti}) + \dot{Q}_{FT} \dots\dots\dots 8.42$$

där

$\sum k \cdot A$ = summan av husets ytterhöljes produkt av värmegenomgångstal k och till k -värdet hörande yta A

\dot{V}_u = uteluftintag för ventilation såväl via eventuell fläkt som genom läckage

$g_u \cdot c_u$ = uteluftens värmekapacitet per volymenhet, ca $1200 \text{ Ws/m}^3, ^\circ\text{C}$

t_R = rumsmedeltemperatur

$\dot{Q}_{BÖ}$ = värmetillskott i rum från andra värmekällor än rumsvärme-systemet, t ex från belysning, hushållsapparater, människor, tappvattensystem och sol

\dot{V}_t = tappvattenflöde

$g_t \cdot c_t$ = tappvattnets värmekapacitet per volymenhet, ca $4,2 \cdot 10^6 \text{ Ws/m}^3, ^\circ\text{C}$

t_{tu} = tappvarmvattnets temperatur från varmvattenberedare

t_{ti} = i varmvattenberedare ingående kallvattenstemperatur

\dot{Q}_{FT} = värmeförluster från tappvarmvattenberedningssystem. Under rumsvärmsäsong kan \dot{Q}_{FT} helt eller delvis nyttiggöras, d v s ingå i $\dot{Q}_{BÖ}$

Vid $t_u = t_{uIII}$ är $\dot{Q}_{BR} = 0$ och

$$\dot{Q}_{BÖ} = (\sum k \cdot A + \dot{V}_u \cdot \rho_u \cdot c_u) \cdot (t_R - t_{uIII}) \dots\dots\dots 8.43$$

2. Kapacitet hos husets rumsvärmsystem som funktion av framlednings- eller returtemperatur vid aktuellt flöde genom systemet, exempelvis

$$\dot{Q}_r = K_r \cdot (t_{Rvi} - t_R) = (\sum k \cdot A + \dot{V}_u \cdot \rho_u \cdot c_u) \cdot (t_R - t_u) - (\dot{Q}_{BÖ} + \dot{Q}_V) \dots\dots\dots 8.44$$

där K_r är kapaciteten, t ex i $W/^\circ C$ som funktion av differensen mellan returtemperaturen t_{Rvi} från rumsvärmsystemet och rumstemperaturen t_R . Observera att K_r skall innefatta distributionssystemets, i detta fall rumsvärmeelementens rörsystem, till rummen avgivna värmeeffekter och att eventuellt förvämt uteluftflöde \dot{V}_V från värmepumpen avlastar rumsvärmsystemet från en del av ventilationsluftvärmebehovet med värmeeffekten, se FIG 8.15,

$$\dot{Q}_V = \dot{V}_V \cdot \rho_u \cdot c_u \cdot (t_V - t_u) \dots\dots\dots 8.45$$

\dot{V}_V ingår ju enligt ovanstående definitioner i \dot{V}_u .

Om rumsvärmsystemets värmeöverföringsyta betecknas A_R , dennas k -värde baserad på medeltemperaturdifferensen mellan värmebärare och rum k_R samt värmebärarens värmekapacitet \dot{W}_R gäller

$$K_r = \dot{W}_R \cdot (e^{k_R \cdot A_R / \dot{W}_R} - 1) \dots\dots\dots 8.46$$

Med $\sum k \cdot A + \dot{V}_u \cdot \rho_u \cdot c_u = K_B$ blir

$$K_r \cdot (t_{Rvi} - t_R) = K_B \cdot (t_R - t_u) - \dot{Q}_{BÖ} - \dot{Q}_V \dots\dots\dots 8.47$$

$$t_{Rvi} = t_R \cdot (1 + K_B/K_r) - t_u \cdot K_B/K_r - (\dot{Q}_{BÖ} + \dot{Q}_V)/K_r \dots\dots\dots 8.48$$

Den "konventionelle" VVS-konstruktören tar ofta ingen hänsyn till $\dot{Q}_{BÖ}$ och \dot{Q}_V samt väljer $k_R \cdot A_R$ med ca 30 % säkerhetsmarginal utan beaktande av värmeavgivningen från distributionssystemet som uppgår till omkring 15 % av rumsvärmeelementens. Den "konventionella" dimensioneringen med $t_{Rvu} = +80^\circ\text{C}$ och $t_{Rvi} = +60^\circ\text{C}$ vid $t_R = +20^\circ\text{C}$ och $t_u = -20^\circ\text{C}$ skulle då medföra

$$k_R \cdot A_R \cdot (60 - 40) / \ln(60/40) = 1,3 \cdot K_B \cdot 40$$

och

$$\dot{W}_R \cdot (80 - 60) = 1,3 \cdot K_B \cdot 40$$

varvid

$$k_R \cdot A_R \approx K_B \text{ exklusive distributionssystemets värmeavgivning} \\ \approx 1,2 \cdot K_B \text{ inklusive distributionssystemets värmeavgivning}$$

och

$$\dot{W}_R \approx 2,6 \cdot K_B$$

Med hänsyn till värmeavgivning i distributionssystem och användning av EKV 8.46 och 8.48 erhålls

$$t_{Rvi} = 1,7 \cdot t_R - (\dot{Q}_{BÖ} + \dot{Q}_V) / K_R - 0,7 \cdot t_u \quad \dots\dots\dots 8.49$$

för det "konventionella" rumsvärmesystemet.

Vid $t_R = +20^\circ\text{C}$ och $t_u = -20^\circ\text{C}$ ger EKV 8.49

$$t_{Rvi} = 48 - (\dot{Q}_{BÖ} + \dot{Q}_V) / K_R \quad \dots\dots\dots 8.50$$

3. Prestanda för värmepumpsystemets komponenter vid de olika aktuella driftfallen enligt ovan.

Prestanda kan erhållas från provning eller beräknas, om komponenterna är kända. I det senare fallet uttas för aktuell kompressortyp och förångarutrustning, såsom i avsnitt 8.1, \dot{Q}_t , \dot{E}_t etc som funktion av t_{Li} , normalt lika med t_u , för olika värden på t_{LK} , t ex +30, +40, +50 och +60°C, och diagram häröver uppritas.

Ur EKV 8.44 uttas t_{Rvi} som funktion av t_u , varvid dock $\dot{Q}_{BÖ} + \dot{Q}_V$ mera överslagsmässigt måste fastställas. \dot{Q}_V förändras för en anläggning enligt FIG 8.15 i kontinuerlig drift med full kapacitet relativt obetydligt med t_u , vilket framgår av nedanstående exempel. I $\dot{Q}_{BÖ}$ ingående värmeeffekter är också tämligen oberoende av t_u bortsett från solstrålningen. Dock kan här överslagsvis $\dot{Q}_{BÖ} + \dot{Q}_V$ antas vara konstant som medelvärde för dygnet, eftersom solvärmedelen i $\dot{Q}_{BÖ}$ i huvudsak ökar med t_u , medan \dot{Q}_V 's dygnsmedelvärde sjunker på grund av då minskad relativ gångtid eller minskat kapacitetsuttag från värmepumpen. Praktiskt sett är också $\dot{Q}_{BÖ}$ ej heller möjlig att fastställa med någon precision.

Kapaciteten hos värmeväxlare för rums- och tappvattenvärmesystem bestämmer, vilket t_{LK} som gäller vid olika t_u . Härigenom kan i diagram inritas \dot{Q}_t , \dot{Q}_T , \dot{Q}_R , \dot{Q}_V och \dot{E}_t för varje driftfall I, II och III som funktion av t_u .

Medelvärden för \dot{Q}_{BR} , \dot{Q}_{BT} , \dot{Q}_{TV} , relativ gångtid och \dot{E}_t kan därefter uttas för lämpliga perioder inom de olika driftfallen och beräkning av ϕ_{tA} enligt EKV 8.40 ske.

I avsnitt 8.2.3 kommer metoden noggrannt exemplifieras.

8.2.3 Beräkningsexempel

8.2.3.1 Förutsättningar:

1. Värmepumpar enligt FIG 8.15 placerade i tre hus med olika värmebehov.

Värmepumpen har ett kapacitetssteg. Dess in- och urkoppling för värmning av rumsvärmesystem, driftfall I, sker via en givare i returledningen från rumsvärmesystemet, d v s t_{Rvi} avkännes, och för värmning av tappvarmvatten, driftfall II och III, via en givare i eller på tappvarmvattenberedaren på nivån ca 1/3 av vattenvolymen från botten räknat.

För att erhålla god temperaturkomfort i rummen men reducera antalet starter av kompressorn hålls denna stoppad minst ca 10 min efter det att för rumsvärmebehovet avpassat t_{Rvi} uppnåtts. Därefter startar

den ånyo. Lämpligt, men minimalt, t_{Rvi} för rumstemperaturens upprätthållande bestäms av en ute- och rumstemperaturgivare. Utetemperaturen fastlägger preliminärt t_{Rvi} , medan rumstemperaturgivaren reducerar detta värde med ca 10°C för varje grad rumstemperaturen överstiger inställt värde, t ex vid kraftig solinstrålning. Om börvärdet för t_{Rvi} ej uppnås, t ex vid låga utetemperaturer, inkopplas tillsatsvärmen efter ca en timma.

För att uppnå god tillgänglighet av tappvarmvatten men likaledes reducera antalet starter och erhålla låg vattentemperatur t_{Tvi} vid driftfall II och III, jämför avsnitt 7., används ovannämnda placering av givare för värmepumpstart för tappvattenvärmning. Givaren inställs för värmepumpstart vid $+30$ à $+35^{\circ}\text{C}$. Sålunda kommer omkring en tredjedel av tappvattenvolymen i beredaren då vara nedkyld till i medeltal omkring $+20^{\circ}\text{C}$. Denna volym utgörs av kallvatten inkommet genom anslutningen vid beredarens botten såsom ersättning för tappat varmvatten.

I de här aktuella tapp- och rumsvärmesystemen antas värmepumpen ge vattenflödet 600 l/h för vardera system, d v s

$$\dot{W}_R = \dot{W}_T = \dot{V}_T \cdot \rho_v \cdot c_v = (600/3600) \cdot 4200 = 700 \text{ W/}^{\circ}\text{C}.$$

Beräkningsexemplet omfattar tre hus med olika värmebehov, vilket redovisas i TAB 8.2. Vidare utförs beräkningen för två olika värden på rumsvärmesystemets radiatorytor, ett gällande jämfört med "normalfallet" enligt EKV 8.49 ca 30 % "överdimensionerade" ytor och ett gällande ca 30 % "underdimensionerade" ytor, d v s $k_R \cdot A_R \approx 1,3 \cdot 1,2 \cdot K_B = 1,6 \cdot K_B$, nedan betecknat a) respektive $k_R \cdot A_R \approx 0,7 \cdot 1,2 \cdot K_B = 0,8 \cdot K_B$, nedan betecknat b). Eftersom k_R för radiatorer är omkring $8 \text{ W/m}^2, ^{\circ}\text{C}$ och för rören i distributionssystemet ca $16 \text{ W/m}^2, ^{\circ}\text{C}$ motsvarar det senares yta dubbla radiatorytan.

TAB 8.2

Hustyp	A	B	C
Värmeeffekter, dygnsmedelvärden	1-plan, 10 x 10 m ² golvyta på mark, "högisolerat", 12 m ² 3-glasfönster	2-plan, 10 x 10 m ² per plan och på mark, "normal- isolerat", 20 m ² 2-glasfönster	2-plan, 10 x 15 m ² per plan och på mark, "normal- isolerat", 30 m ² 2-glasfönster
K_B (W/°C)			
Randzon 1 m för golv på mark.	0,3·40·1 = 12	0,4·40·1 = 16	0,4·60·1 = 24
Fönster	2·12 = 24	3·20 = 60	3·30 = 90
Yttervägg	0,2·(40·2,5-12) = 18	0,4·(40·5-20) = 72	0,4·(60·5-30) = 108
Yttertak	0,2·10·10 = 20	0,3·10·10 = 30	0,3·10·15 = 45
Uteluft	(150/3600)·1200 = 50	(150/3600)·1200 = 50	(200/3600)·1200 = 67
	ca <u>120</u>	ca <u>230</u>	ca <u>330</u>
\dot{Q}_{BT} (W)			
$\dot{V}_t \cdot c_t \cdot (t_{tu} - t_{ti})$	250 l/dygn · ·4200 ·(45-5) / (24·3600) = 500	300 l/dygn = 600	350 l/dygn = 700
\dot{Q}_{FT}	<u>200</u> <u>700</u>	<u>200</u> <u>800</u>	<u>200</u> <u>900</u>
$\dot{Q}_{BÖ}$ (W)			
Hushållsel	400	600	800
Människor	100	150	200
\dot{Q}_{FT}	200	200	200
Täppvatten	100	150	200
Sol	200	300	500
	<u>1000</u>	<u>1400</u>	<u>1900</u>
\dot{Q}_V (W)			
med hänsyn till relativ gångtid	500	1000	1500
$k_{R.A_R}$ (W/°C)			
a)	<u>192</u>	<u>368</u>	<u>528</u>
b)	<u>96</u>	<u>184</u>	<u>264</u>
Distributions-systems värmeavgivningsyta	2 m ²	4 m ²	6 m ²
Radiatoryta			
a)	20 m ²	38 m ²	54 m ²
b)	8 m ²	15 m ²	21 m ²
t_{Rvi} enligt EKV 8.46 o 8.48			
a)	24,0-0,54·t _u	24,6-0,48·t _u	24,0-0,42·t _u
b)	24,0-0,93·t _u	30,6-1,10·t _u	30,0-1,03·t _u

2. För att underlätta de fortsatta beräkningarna väljs för hustyp A, B och C samma t_{Rvi} , jämför TAB 8.2, nämligen

a) $t_{Rvi} = 24 - 0,5 \cdot t_u$ 8.51

b) $t_{Rvi} = 30 - t_u$ 8.52

3. Prestanda och kapaciteter för värmepumpen och dess komponenter är de följande, se FIG 8.15.

Köldmedium: R502

Kompressor: Tre olika storlekar med \dot{m}_K och \dot{E}_K n gånger den som gäller TH5 b, se FIG 8.18, varvid $n = 0,6, 1$ och $1,5$.

Värmeväxlare för vardera tapp-

vatten- och rumsvärmsystem: Typ C enligt avsnitt 5. och kapacitet enligt FIG 5.13, $\dot{V}_v = \dot{V}_R = 600$ l/h och FIG 5.26.

Enligt FIG 5.13 gäller approximativt vid fullständig kondensering och värmeeffekten \dot{Q}

$$\mathcal{V}_I = t_{1K} - t_{vi} = 2 + 2,2 \cdot \dot{Q} \quad \dots\dots 8.53$$

om $\dot{Q} > \text{ca } 1 \text{ kW}$

Rörsystem från kompressor

till kondensorutlopp:

Tryckfall enligt FIG 8.19, varvid dock, oavsett n och \dot{m}_K Δt_{1t} här approximeras till 1°C . Det i realiteten högre tryckfallet vid större n kompenseras av den i detta fall större kompressorns något högre verkningsgrad.

Förångare:

Typ A enligt TAB 6.1 och med prestanda enligt FIG 8.8, $d \text{ v s } Z = 6$.

Rörsystem från förångarut-

lopp till kompressorinlopp:

Tryckfall $t_{2K} - t_{2u}$ enligt FIG 8.20 - 8.22.

Pumparnas effektbehov:

$$\dot{E}_{PT} = \dot{E}_{PR} = 100 \text{ W}$$

Uteluftsystem:

Tryckfallet i utluftkanalsystemet antas vara

$$\Delta p_y = 60 \text{ Pa.}$$

I enlighet med EKV 8.19 för exemplet i avsnitt 8.1 erhålls för aktuell förångartyp fläkteffektbehovet

$$\dot{E}_{F1} = 1,3 \cdot 34 \cdot 2,2^3 \cdot [0,15 + 0,08 \cdot 60 / (6 \cdot 2,2^2)] = 150 \text{ W}$$

Styrsystemets eleffektbehov: $\dot{E}_S = 20 \text{ W}$

Kompressors eleffektbehov
för oljevärmning vid stille-
stånd

$$: \dot{E}_{Ko} = 50 \text{ W}$$

Förlustvärmeeffekt mellan
värmepumpens värmeavgivande
del och utluftsystem, som
medeltal för värmepumpens
drifttid

$$: \dot{Q}_F = 100 \text{ W}$$

8.2.3.2 Beräkningar

Såsom första beräkningssteg skall diagram över värmeeffekter etc från värmepumpen upprättas för olika t_{1K} som funktion av till förångaren ingående lufttemperatur

$t_{Li} = t_u$. Härför används FIG 8.18 och 8.8. Ur FIG 8.18 uttas t_{2K} och \dot{E}_K för $\dot{m}_K = \dot{m}_{Kn} = 0,01/n, 0,02/n, 0,03/n, 0,04/n, 0,05/n$ och $0,06/n$. Eftersom här antas, att η_s eller η_{ct} ej ändras med n , blir kompressorslagvolymen proportionell mot n . Den köldmediemängd \dot{m}_K kompressorn verkligen cirkulerar blir då $n \cdot \dot{m}_{Kn} = 0,01, 0,02$ o s v, vid det avlästa värdet på t_{2K} för $\dot{m}_{Kn} = \dot{m}_K$ i FIG 8.18 gällande för TH5 b. Givetvis blir då också effektbehovet n gånger större, d v s $n \cdot \dot{E}_K$.

Ur FIG 8.20 - 8.22 fås vid aktuellt t_{2K} och n , värdet på t_{2u} vid givet t_{1K} . Eftersom endast en rørslinga finns i förångaren blir $n \cdot \dot{m}_{Kn} = \dot{m}_K = 0,01, 0,02$ o s v och FIG 8.8 ger rådande t_{Li} . Alltså kan i likhet med i TAB 8.1 för olika t_{1K} och n effektbehovet $n \cdot \dot{E}_K$ och $t_{Li} = t_u$ fastställas för olika $\dot{m}_K = n \cdot \dot{m}_{Kn} = 0,01, 0,02$ o s v.

För driftfall I gäller, jfr EKV 8.4:

$$\dot{Q}_{tI} = \dot{Q}_2 + n \cdot \dot{E}_K + \dot{E}_{PR} + \dot{E}_{PT} + \dot{E}_S - \dot{Q}_f$$

$t_s = t_{2u} + 30^\circ\text{C}$ antas gälla med hänsyn till den uteluftkylda köldmedieunderkylaren, vilken kondensatet lämnar med en temperatur t_s omkring 10°C högre

$$\text{än } t_{Li} = t_u.$$

Med EKV 8.13 och förutsättningar ovan erhålls

$$\dot{Q}_{tI} = \dot{m}_k \cdot (118000 - 750 \cdot t_{2u}) + n \cdot \dot{E}_K + 120 \text{ (W)} \dots\dots\dots 8.54$$

$$\dot{E}_{tI} = n \cdot \dot{E}_K + \dot{E}_{PT} + \dot{E}_{PR} + \dot{E}_S + \dot{E}_{Fl} = n \cdot \dot{E}_K + 370 \text{ (W)} \dots\dots\dots 8.55$$

$$\dot{Q}_{VI} = \dot{m}_k \cdot 1200 \cdot (t_{1K} - t_{2u} - 30) + 400 \text{ (W)} \dots\dots\dots 8.56$$

enär 400 W avges till ventilationsluften från kompressor, värmeväxlare, varma rördelar etc, se FIG 8.15.

$$\dot{Q}_{TI} = K_i \cdot (t_{Ku} - t_{1K} - 10) \dots\dots\dots 8.57$$

eftersom $t_{Tvi} = t_{1K} + 10^\circ\text{C}$ antas gälla som medelvärde

$$t_{Ku} = 1,5 \cdot (t_{1K} - t_{2K}) + 10 \dots\dots\dots 8.58$$

gäller approximativt för R502 i hermetiska kompressorer av denna storleksklass.

$$\dot{Q}_{RI} = \dot{Q}_{tI} - \dot{Q}_{TI} - \dot{Q}_{VI} \dots\dots\dots 8.59$$

För driftfall II gäller vid samma t_{1K} som för driftfall I:

$$\dot{Q}_{tII} = \dot{Q}_{tI} - \dot{E}_{PR} = \dot{Q}_{tI} - 100 \text{ (W)} \dots\dots\dots 8.60$$

$$\dot{E}_{tII} = \dot{E}_{tI} - \dot{E}_{PR} = \dot{E}_{tI} - 100 \text{ (W)} \dots\dots\dots 8.61$$

$$\dot{Q}_{VII} = \dot{Q}_{VI} \dots\dots\dots 8.62$$

$$\dot{Q}_{TII} = \dot{Q}_{tII} - \dot{Q}_{VII} = \dot{Q}_{tI} - 100 - \dot{Q}_{VI} \dots\dots\dots 8.63$$

$$\dot{Q}_{RII} = 0$$

För driftfall III antas, att ventilationsluften stoppats, d v s $\dot{Q}_{VIII} = 0$, och att $t_s = +40^\circ\text{C}$ i medeltal, jfr FIG 8.8.

Härvid gäller, se EKV 8.13

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{tIII} &= \dot{m}_k \cdot (154000 + 450 \cdot t_{2u} - 1200 \cdot 40) + n \cdot \dot{E}_K + \dot{E}_{PT} - \dot{Q}_F = \\ &= \dot{m}_k \cdot (106000 + 450 \cdot t_{2u}) + n \cdot \dot{E}_K = \dot{Q}_{TIII} \dots\dots\dots 8.64\end{aligned}$$

$$\dot{E}_{tIII} = n \cdot \dot{E}_K + \dot{E}_{PT} + \dot{E}_S + \dot{E}_{F1} = n \cdot \dot{E}_K + 270 \text{ (W)} \dots\dots\dots 8.65$$

Driftfall III kommer för ett givet t_{1K} och t_{Li} ej att ge samma \dot{E}_K som driftfallen I och II, eftersom FIG 8.8 ger olika t_{Li} för driftfall III:s $t_s = +40^\circ\text{C}$ och I och II:s $t_s = t_{2u} + 30^\circ\text{C}$ vid givet t_{2u} och \dot{m}_k . Lägre t_s ger större belastning på förångaren med lägre t_{2u} vid givet t_{Li} och \dot{E}_K ökar med t_{2K} eller t_{2u} .

FIG 8.23 - 8.37 visar resultatet av beräkningar enligt EKV 8.54 - 8.65 för $t_{1K} = +30, +40, +50$ och $+60^\circ\text{C}$ med de aktuella effekterna som funktion av t_{Li} .

Det andra beräkningssteget avser att uttaga effekterna enligt FIG 8.23 - 8.37 som funktion av $t_u = t_{Li}$ vid tillhörande värmebärartemperaturer t_{Rvi} för driftfall I och t_{Tvi} för driftfall II och III och redovisa dessa i diagramform. Alltså måste först t_{1K} som funktion av t_{Li} beräknas.

För driftfall I gäller, se EKV 8.53

$$t_{1K} = t_{Rvi} + \mathcal{V}_I + \Delta t_{1t} = t_{Rvi} + 2 + 2,2 \cdot \dot{Q}_{RI} + 1 = 3 + t_{Rvi} + 2,2 \cdot \dot{Q}_{RI} \dots\dots\dots 8.66$$

och för driftfall II, med $\dot{Q}_{TII} = \dot{Q}_T$, och III, med $\dot{Q}_{TIII} = \dot{Q}_T$, gäller

$$t_{1K} = t_{Tvi} + \mathcal{V}_I + \Delta t_{1t} = t_{Tvi} + 2 + 2,2 \cdot \dot{Q}_T + 1 = 3 + t_{Tvi} + 2,2 \cdot \dot{Q}_T \dots\dots\dots 8.67$$

\dot{Q}_{RI} , \dot{Q}_{TII} och \dot{Q}_{TIII} är vid givet t_{Li} beroende på t_{LK} som i sin tur beror på dessa effekter. Sålunda skulle en passningsräkning för bestämning av t_{LK} och aktuella effekter behövas, enär sambandet mellan effekterna, t_{LK} och t_{Li} är komplicerat. Eftersom dock värmeeffekterna relativt litet förändras med t_{LK} , ger följande två-stegsberäkning ett tillräckligt noggrant resultat:

t_{LK} antas vara närmaste 10-tal $^{\circ}\text{C}$ över $3 + t_{Rvi}$ respektive t_{Tvi} . \dot{Q}_{RI} och \dot{Q}_T uttas för detta t_{LK} och insätts i EKV 8.66 och 8.67, varvid slutligen giltigt t_{LK} kan beräknas och \dot{Q}_{RI} , \dot{Q}_{TII} och \dot{Q}_{TIII} kan avläsas ur FIG 8.23, 8.26, 8.27 etc.

Ett för metoden mycket ogynnsamt exempel redovisas här. Förutsättningarna är $n = 1,5$, $t_{Li} = +20^{\circ}\text{C}$ och bestämning av \dot{Q}_{RI} vid $t_{Rvi} = +26^{\circ}\text{C}$.

$t_{LK} = +30^{\circ}\text{C}$, enär $3 + t_{Rvi} = +29^{\circ}\text{C}$, ger i FIG 8.23 $\dot{Q}_{RI} = 8,75 \text{ kW}$.

$t_{LK} = 3 + 26 + 2,2 \cdot 8,75 = +48^{\circ}\text{C}$, vilket ger $\dot{Q}_{RI} = 7,4 \text{ kW}$, vilket skulle vara metodens slutresultat.

Ytterligare ett passningssteg ger $t_{LK} = 3 + 26 + 2,2 \cdot 7,4 = +45^{\circ}\text{C}$, vilket ger $\dot{Q}_{RI} = 7,6 \text{ kW}$, d v s korrekt värde i detta fall är $t_{LK} = +46^{\circ}\text{C}$ och $\dot{Q}_{RI} = 7,5 \text{ kW}$.

Metoden ger alltså även vid ogynnsammaste förhållanden ett relativt ringa fel. Vid uppritande av kapacitetskurvorna enligt nedan kommer också eventuella av metoden orsakade diskontinuiteter för kurvförloppet kunna utjämnas.

För t_{Li} från -20 till $+20^{\circ}\text{C}$ utförs i steg på 10°C för t_{Li} bestämning av t_{LK} . De erhållna värdena har inritats i FIG 8.38 för driftfall I och FIG 8.39 för driftfall II och III. t_{Rvi} för driftfall I ges av EKV 8.51 och 8.52 och t_{Tvi} för driftfall II och III antas såsom medelvärde vara $+35^{\circ}\text{C}$, enär direkt tappvattenvärmning förutsätts.

Dessa värden för t_{LK} som funktion av driftfall och t_{Li} ger med hjälp av FIG 8.23 - 8.37 det andra beräkningsstegets slutresultat i FIG 8.40 - 8.42:s effektkurvor. Givetvis kan sådana kurvor också erhållas direkt från provning av aktuella värmepumptyper.

I det tredje beräkningssteget skall de olika driftfallens relativa värmepump-gångtid och energibehov fastställas med hjälp av FIG 8.40 - 8.42 för husen A, B och C samt slutligen årsvärmefaktorn ϕ_{tA} beräknas.

Enligt TAB 8.2 gäller som värmebehov vid $t_R = +20^\circ\text{C}$ för

$$\text{hus A} \quad \dot{Q}_{BR} = 120 \cdot (20 - t_u) - 1000 = 1400 - 120 \cdot t_u \text{ (W)} \dots\dots\dots 8.68$$

$$\dot{Q}_{BT} = 700 \text{ (W)}$$

$$\text{hus B} \quad \dot{Q}_{BR} = 230 \cdot (20 - t_u) - 1400 = 3200 - 230 \cdot t_u \text{ (W)} \dots\dots\dots 8.69$$

$$\dot{Q}_{BT} = 800 \text{ (W)}$$

$$\text{hus C} \quad \dot{Q}_{BR} = 330 \cdot (20 - t_u) - 1900 = 4700 - 330 \cdot t_u \text{ (W)} \dots\dots\dots 8.70$$

$$\dot{Q}_{BT} = 900 \text{ (W)}$$

FIG 8.43 visar en varaktighetskurva t_u i stockholmsklimat som för förenkling av de fortsatta beräkningarna justerats till några rätlinjiga förlopp som obetydligt avviker från kurvan. Med användning av det rätlinjiga förloppet för t_u har värmebehovslinjer enligt EKV 8.68 - 8.70 inlagts för de tre hus-typerna. Härigenom kan också husens årsvärmebehov Q_B lätt beräknas för användning vid beräkning av årsvärmefaktorn enligt EKV 8.40.

FIG 8.40 - 8.43 ger underlag för FIG 8.44 a och b ur vilka E_{tIo} och $Q_{TV} = Q_B - Q_{tI}$, se EKV 8.22, kan bestämmas för perioden $\tau = 0$ till τ_o , då värmepumpens relativa gångtid $\tau_{rI} = 1$.

EKV 8.24, 8.29, 8.30 och 8.37 samt FIG 8.40 - 8.42 används för uppritande av FIG 8.45 - 8.50, som visar varaktigheten för driftfallen I, II och III och värmepumpens relativa gångtid för dessa driftfall.

Beräkning av $E_{tIo} + Q_{TV}$, E_{tI} , E_{tI-II} , E_{tII} och E_{tIII} , se EKV 8.22, 8.26, 8.32, 8.36 och 8.39, sker med hjälp av FIG 8.40 - 8.42 och 8.45 - 8.50. För förenklande av beräkningen indelas årdrifttiden i perioder, då såväl τ_r som \dot{E}_t -förloppen är nära rätlinjiga. I detta fall erhålls då perioder $\tau_2 - \tau_1$ om högst ca 1000 timmars längd men också begränsade av ändpunkter τ_o , τ_I , τ_{II} , τ_{III} och brytpunkterna för \dot{Q}_{BR} -linjerna vid $t_u = -12$ och -7°C . För dessa perioders mitt $\tau_M = (\tau_2 + \tau_1)/2$ uttas driftfallens $\tau_r = \tau_{rM}$ och $\dot{E}_t = \dot{E}_{tM}$, för $\tau_2 < \tau_o$ också $\dot{Q}_{TV} = \dot{Q}_{TVM}$. E_T i EKV 8.40 för ϕ_{tA} kan då med god noggrannhet sättas till

$$\begin{aligned}
 E_T = & \sum (\dot{Q}_{TVM} + \dot{E}_{tIoM}) \cdot (\tau_2 - \tau_1) + \sum \dot{E}_{tIM} \cdot \tau_{rIM} \cdot (\tau_2 - \tau_1) + \\
 & + \sum \dot{E}_{tIIM} \cdot \tau_{rIIM} \cdot (\tau_2 - \tau_1) + \sum \dot{E}_{tIIIM} \cdot \tau_{rIIIM} \cdot (\tau_2 - \tau_1) + \\
 & + \dot{E}_{to} \cdot [\tau_A - \sum \tau_{rIM} \cdot (\tau_2 - \tau_1) - \sum \tau_{rIIM} \cdot (\tau_2 - \tau_1) - \\
 & - \sum \tau_{rIIIM} \cdot (\tau_2 - \tau_1)] \dots\dots\dots 8.71
 \end{aligned}$$

med τ_A som total tid per år då värmepumpen är elektriskt inkopplad. I detta fall antas $\tau_A = 8760$ timmar/år. Beräknat ϕ_{tA} för de olika fallen redovisas i FIG 8.51. Avfrostningsenergiebehovet har här ej medräknats. Vid praktiska prov i en villa med värmepump av typ enligt FIG 8.15 med varmgasavfrostning, har detta energibehov för ett år uppmätts till ca 3 % av E_T , d v s ϕ_{tA} minskar också med omkring 3 %, när avfrostningen medräknas. Nämnade praktiska prov finns beskrivna i BFR-rapport R90:1979.

FIG 8.52 - 8.54 visar förloppet av värmefaktorn

$$\phi_t = \dot{Q}_{BM} / (\dot{E}_{tM} + \dot{Q}_{TVM}) \dots\dots\dots 8.72$$

med utetemperaturen och tiden under året.

\dot{Q}_{BM} är husets medelvärmeeffektbehov för den tid \dot{E}_{tM} beräknats enligt ovan. \dot{Q}_{TVM} är givetvis noll då $\tau_2 > \tau_o$.

8.2.3.3 Slutsatser för beräkningsexempel

FIG 8.51 visar bl a:

1. Den högsta värmefaktorn ϕ_{tA} nås för den minsta kompressorn, $n = 0,6$, i huset A, med det minsta värmebehovet. Skälet härtill är, att de för alla kompressorstorlekarna lika stora värmeväxlarytorerna ger lägsta t_{1K} och högsta t_{2K} vid givet t_{Rvi} och $t_{Li} = t_u$ samtidigt som tillsatsvärmebehovet är ringa, se också FIG 8.44 och 8.52 - 8.53. I hus B och C överväger dock det stora tillsatsvärmebehovet och sänker ϕ_{tA} .
2. En halvering av radiatorytan fall a):s ytor till fall b):s ger en måttlig sänkning av ϕ_{tA} . Såsom exempel i hus B vid $n = 1$ från 2.47 till 2.32 och motsvarande en energibehovsökning från

$$E_T = 24500/2,47 = 9920 \text{ kWh/år}$$

till

$$E_T = 24500/2,32 = 10560 \text{ kWh/år}$$

d v s med 640 kWh/år.

Med nuvarande elpriser motsvarar detta ca 150 kr/år driftkostnadsökning. Radiatorytan måste dock vara 23 m^2 större vilket lägst torde ge installationsmerkostnaden 2500 kr. Fall a):s ytor torde sålunda ligga ovan de ekonomiskt optimala.

3. Kompressorstorlek $n = 1$, d v s TH5-storlek ligger nära den värmefaktoroptimala med aktuella värmväxlarstorlekar såväl för hus B som C. I hus B erhålls jämfört med $n = 0,6$ och fall b) energibesparingen

$$24500 \cdot (1/2,24 - 1/2,32) = 380 \text{ kWh/år}$$

motsvarande ca 90 kr/år.

Prisskillnaden mellan dessa kompressorer är år 1980 ungefär 300 kr, varför storlek $n = 1$ också är ekonomiskt motiverad.

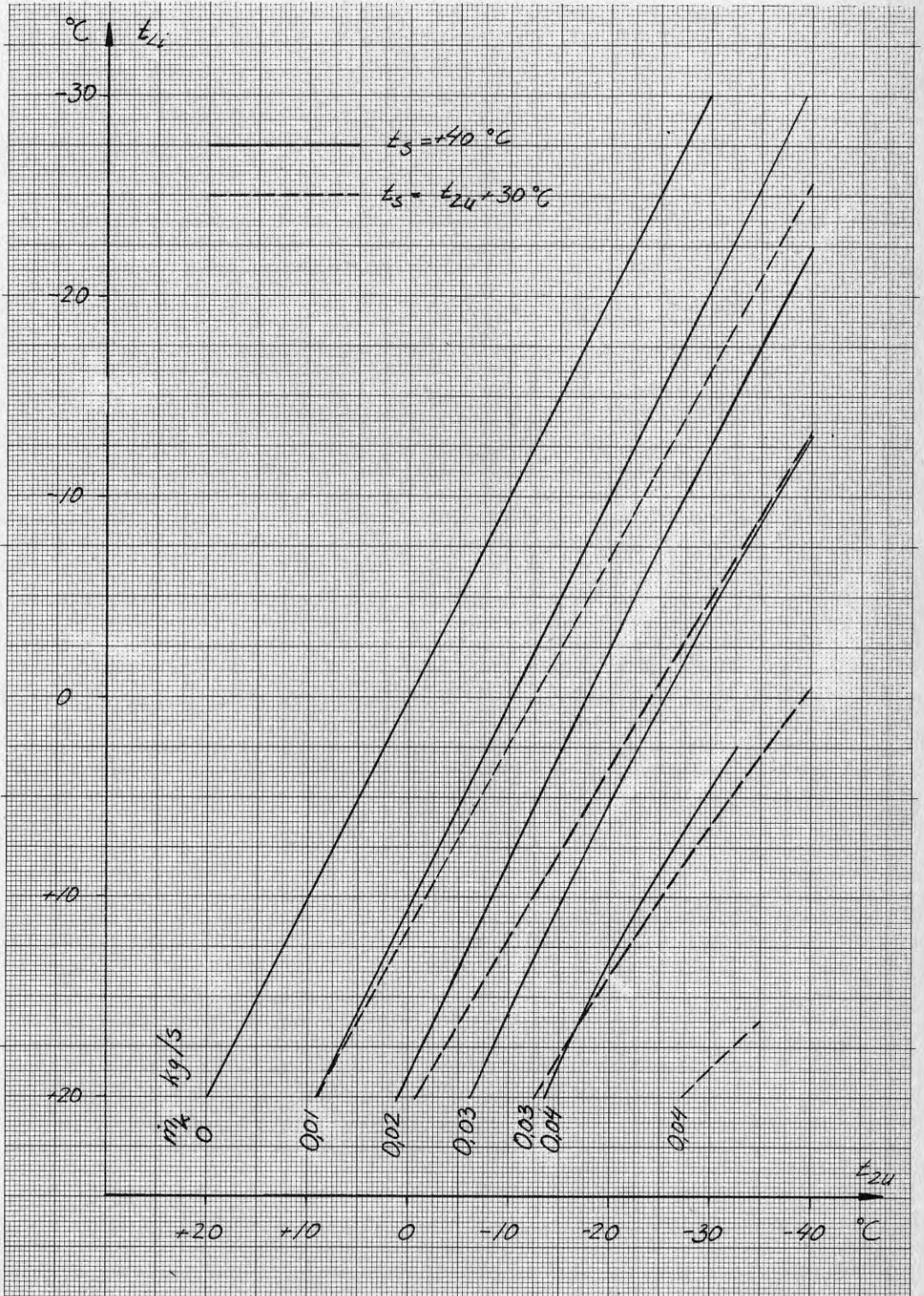
FIG 8.52 - 8.54 visar bl a:

1. Underkylaren höjer kraftigt värmefaktorn, vilket framgår av ϕ_t :s förlopp då övergång till driftfall III vid $\tau = \text{ca } 6000 \text{ tim/år}$.
2. Värmefaktorns ökning med t_u och τ avtar både på grund av underkylarens avtagande effekt och effektbehovet \dot{E}_{t0} vid ståtid för värmepumpen.
3. ϕ_{tA} är lägre än det ϕ_t som råder vid medelutetemperaturen, ca $+2^\circ\text{C}$, för tiden med rumsvärmebehov. För hus B, $n = 1$ och fall b) är såsom exempel $\phi_{tA} = 2,32$ och $\phi_t = 2,65$ vid $t_u = +2^\circ\text{C}$. Först vid $t_u = -5^\circ\text{C}$ har ϕ_t sjunkit till 2,32. Behovet av tillsatsvärme vid låga t_u och tappvattenvärmning vid höga t_u , men med ϕ_t omkring 2,0 förklarar detta förhållande.

FIGUR 8.1

Samband mellan t_{Li} och t_{2u} för förångar-
batteri vid olika \dot{m}_K .

Luftberörd yta $A = 20 \text{ m}^2$
Rörslingas längd $L = 16 \text{ m}$
Lufthastighet $w_{fr} = 1,5 \text{ m/s}$

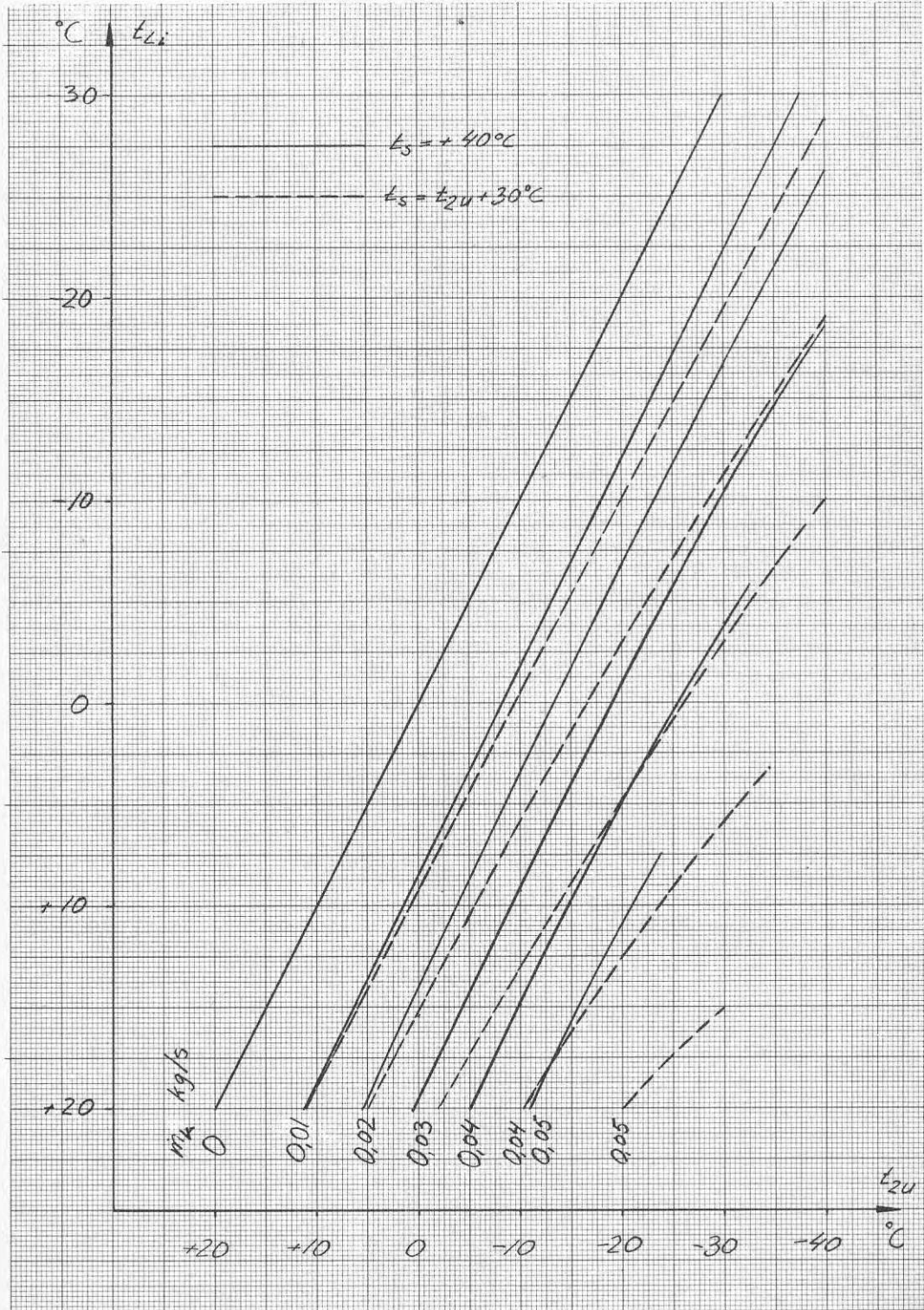


Samband mellan t_{Li} och t_{2u} för förångar-
batteri vid olika \dot{m}_K .

Luftberörd yta $A = 20 \text{ m}^2$

Rörslingas längd $L = 16 \text{ m}$

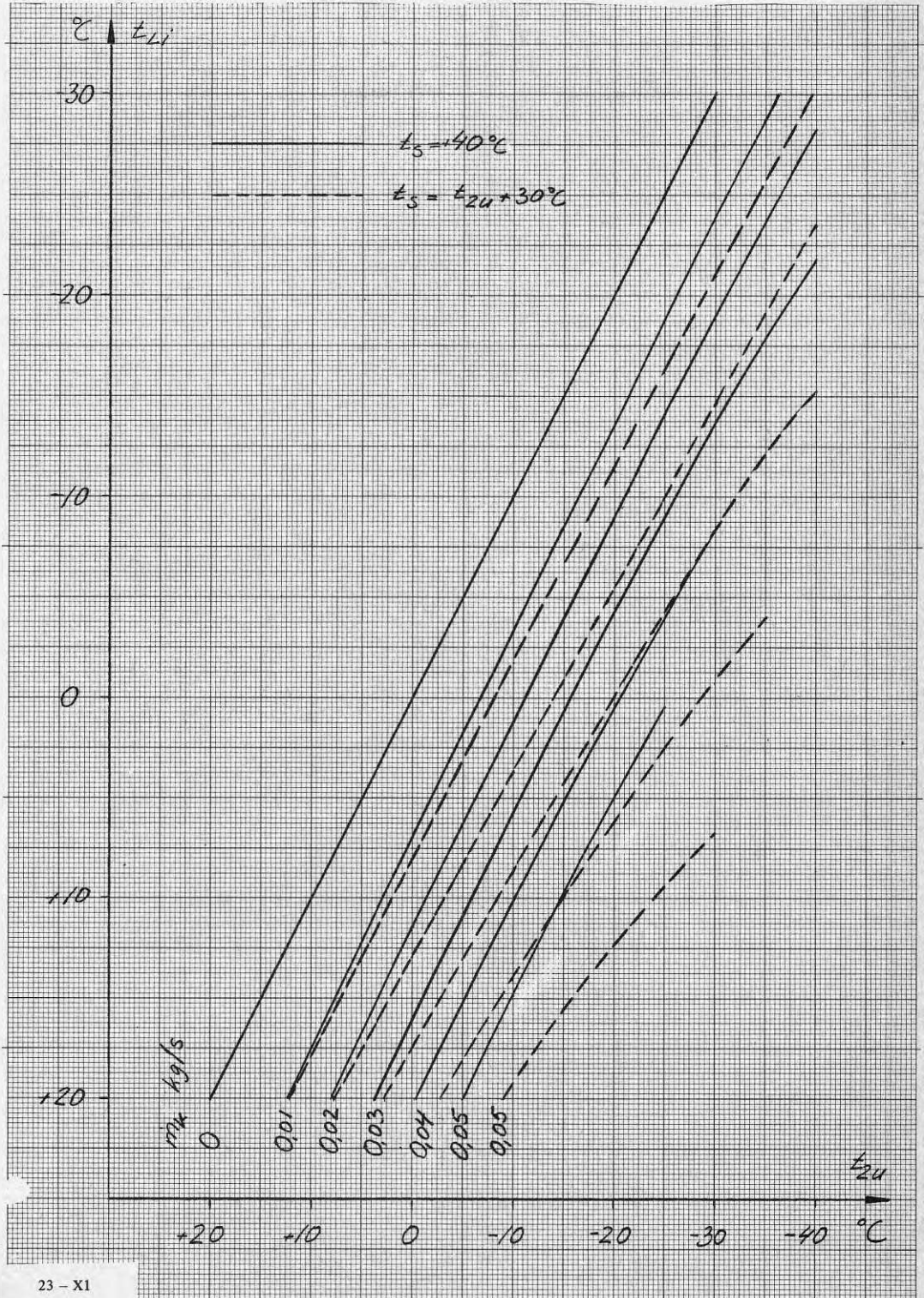
Lufthastighet $w_{fr} = 2,2 \text{ m/s}$



FIGUR 8.3

Samband mellan t_{Li} och t_{2u} för förångar-
batteri vid olika \dot{m}_K .

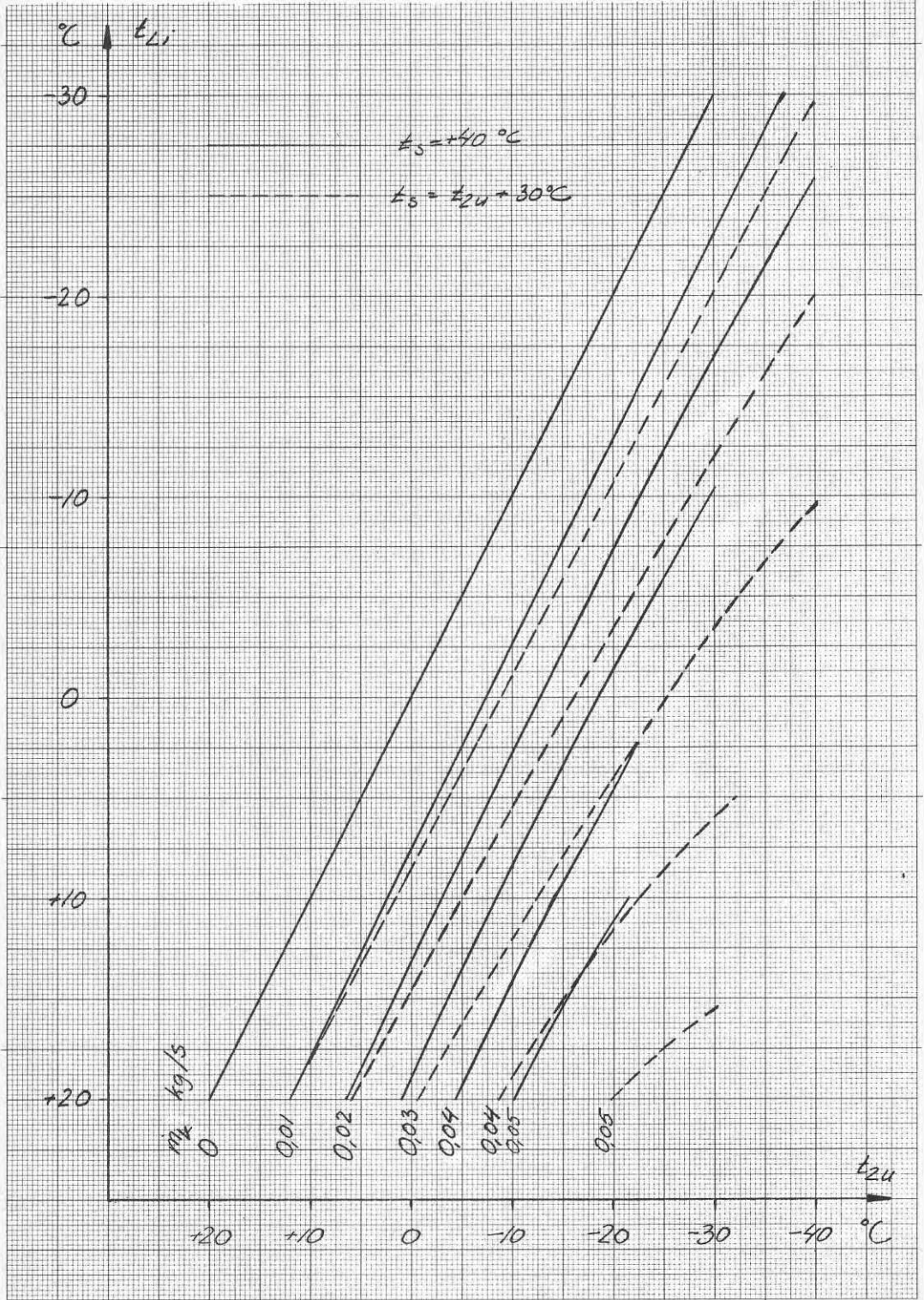
Luftberörd yta $A = 20 \text{ m}^2$
Rörslingans längd $L = 16 \text{ m}$
Lufthastighet $w_{fr} = 3,0 \text{ m/s}$



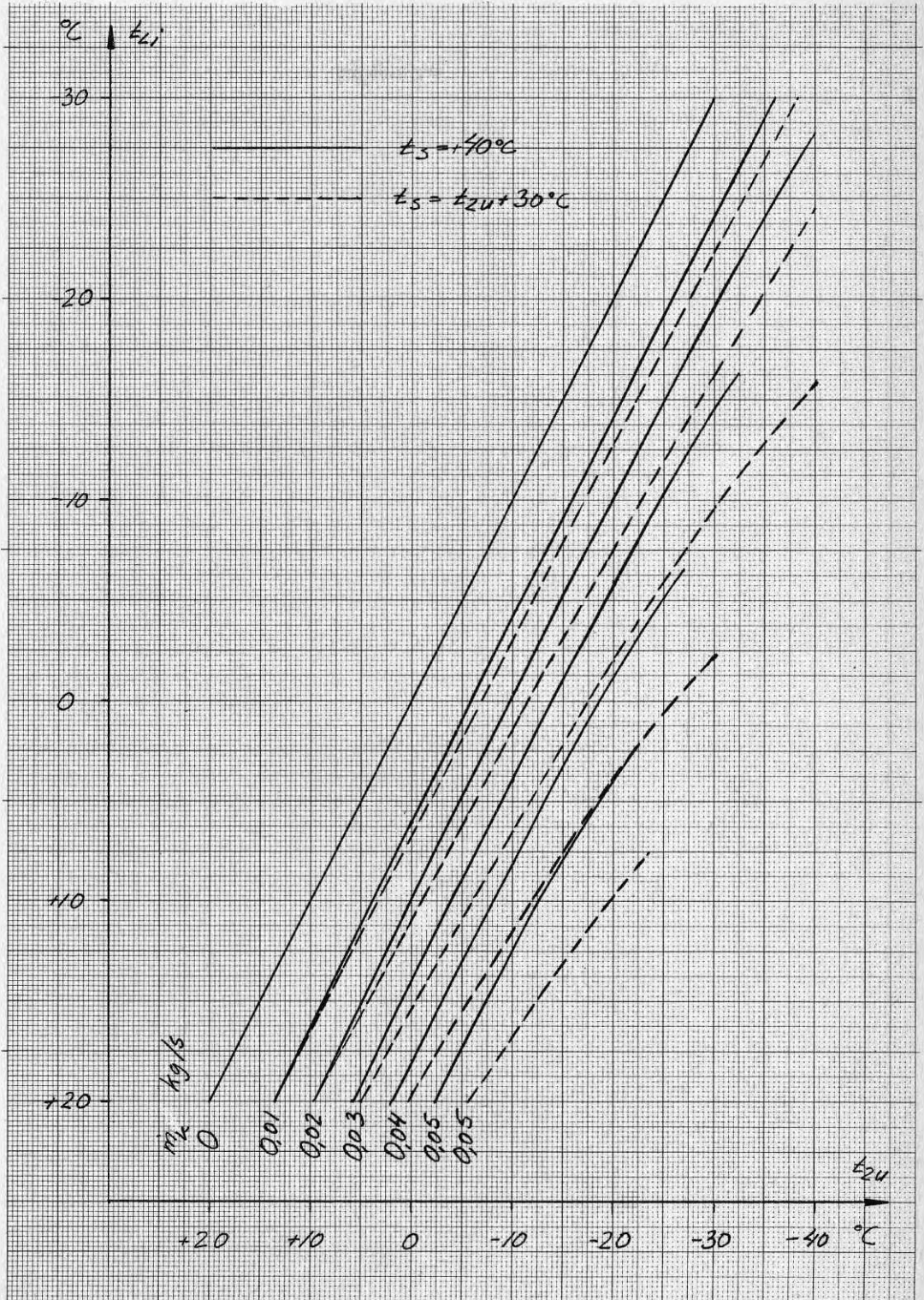
FIGUR 8.4

Samband mellan t_{Li} och t_{2u} för förångar-
batteri vid olika \dot{m}_K .

Luftberörd yta $A = 30 \text{ m}^2$
Rörslingans längd $L = 24 \text{ m}$
Lufthastighet $w_{fr} = 1,5 \text{ m/s}$

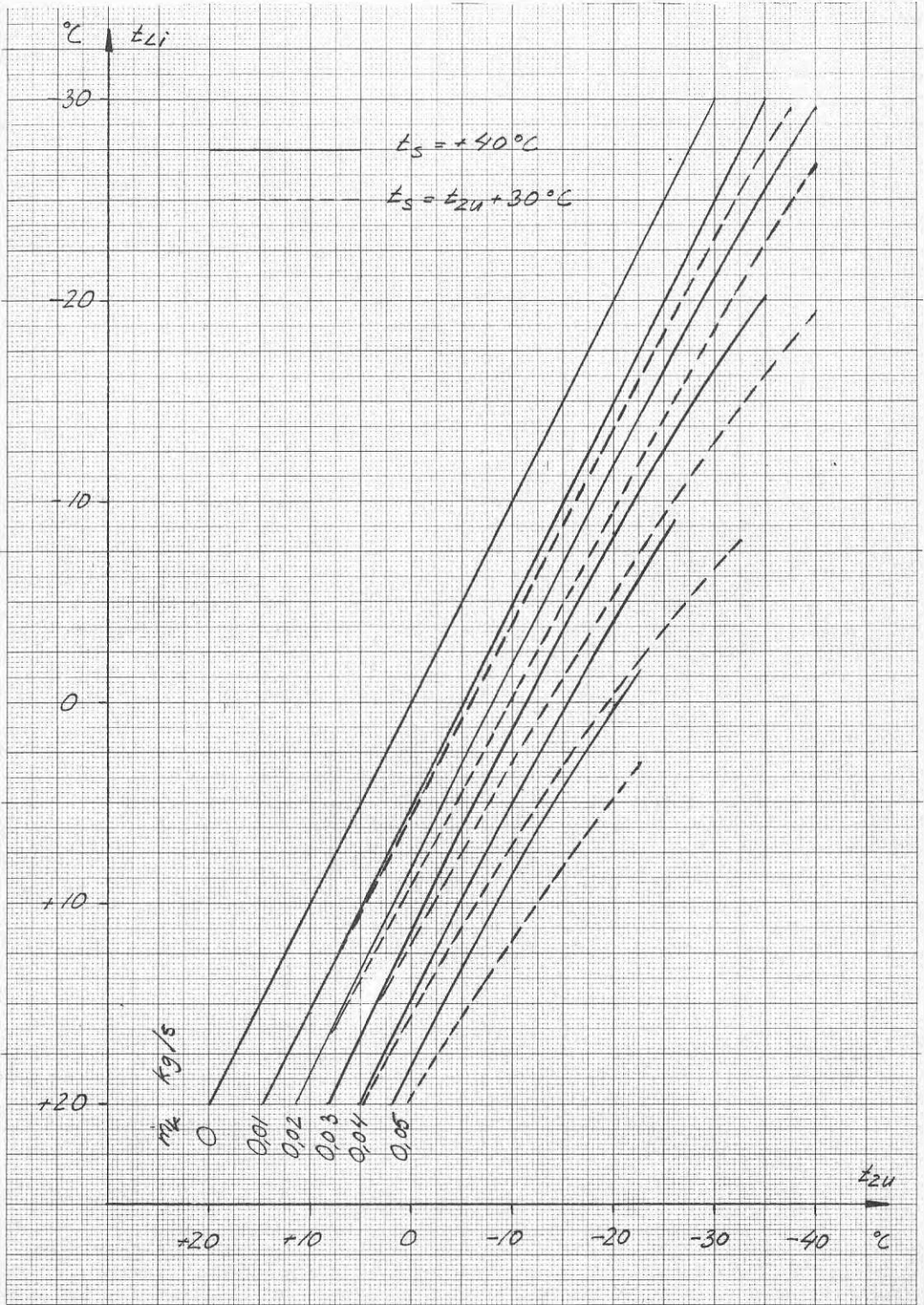


Luftberörd yta $A = 30 \text{ m}^2$
Rörslingans längd $L = 24 \text{ m}$
Luft hastighet $w_{fr} = 2,2 \text{ m/s}$



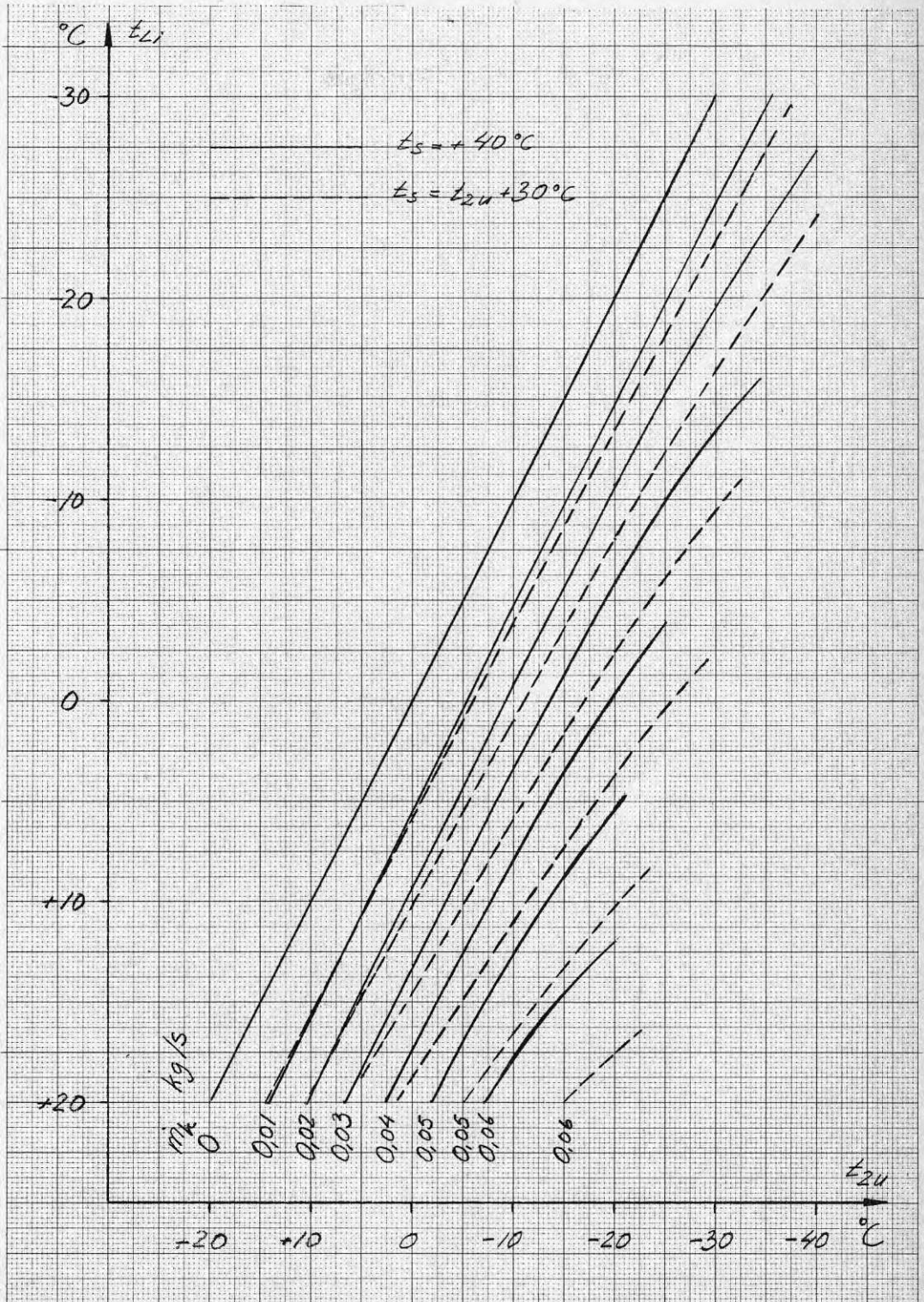
Samband mellan t_{Li} och t_{2u} för förångar-
batteri med olika \dot{m}_K .

Luftberörd yta $A = 30 \text{ m}^2$
Rörslingans längd $L = 24 \text{ m}$
Lufthastighet $w_{fr} = 3,0 \text{ m/s}$



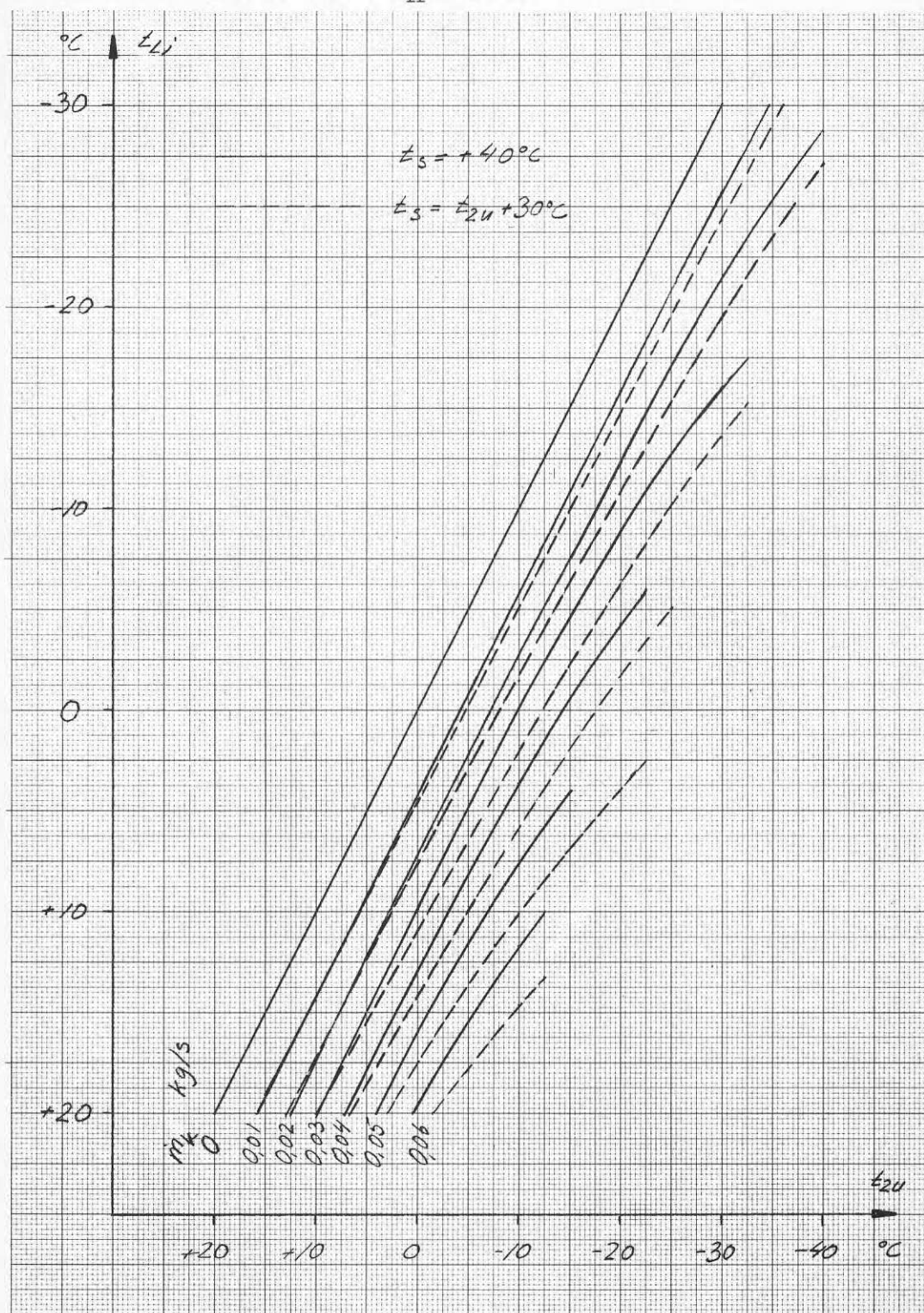
Samband mellan t_{Li} och t_{2u} för förångar-
batteri vid olika \dot{m}_K .

Luftberörd yta $A = 45 \text{ m}^2$
Rörslingans längd $L = 34 \text{ m}$
Lufthastighet $w_{fr} = 1,5 \text{ m/s}$



Samband mellan t_{Li} och t_{2u} för förångar-
batteri vid olika \dot{m}_K .

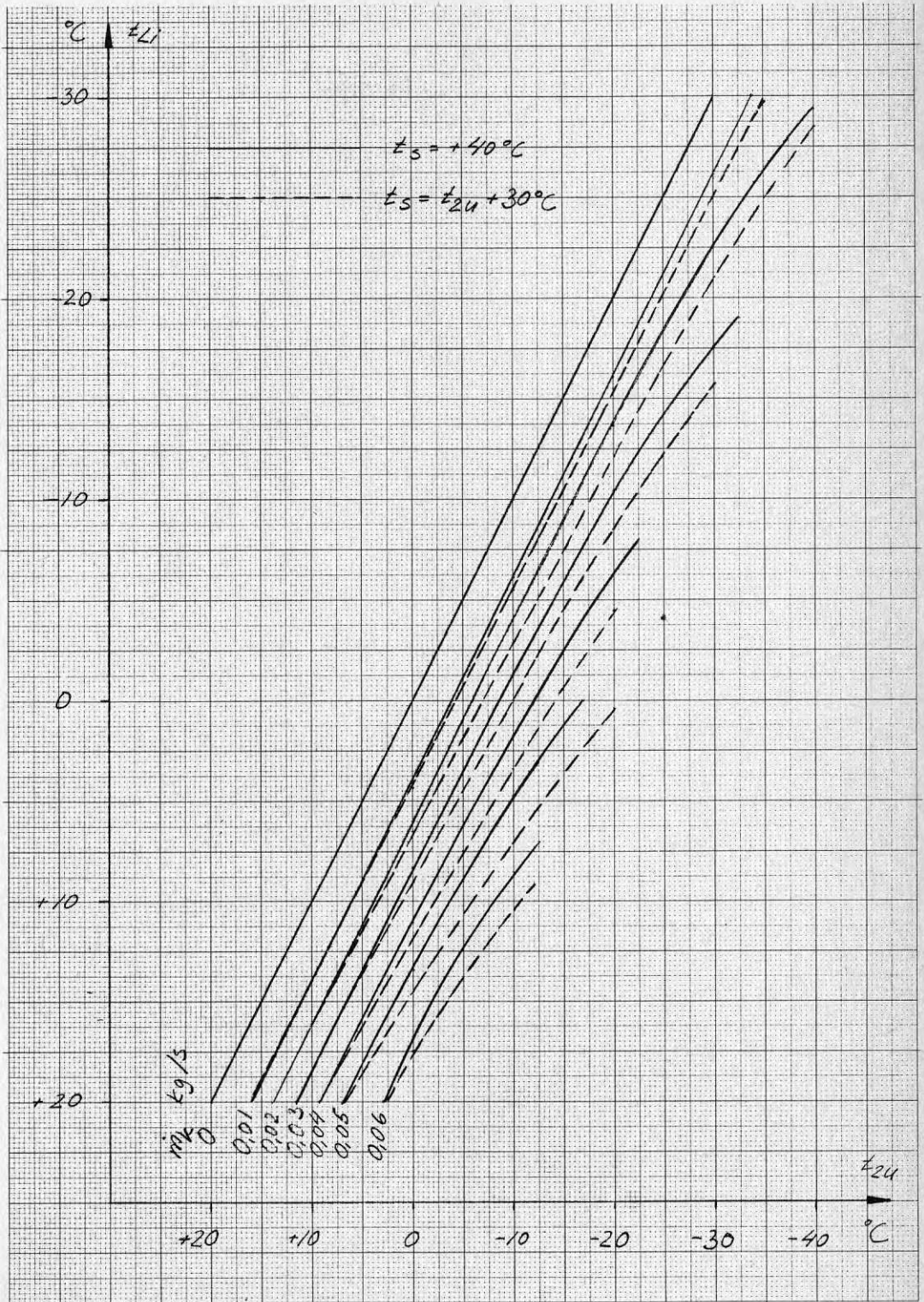
Luftberörd yta $A = 45 \text{ m}^2$
Rörslingans längd $L = 34 \text{ m}$
Lufthastighet $w_{fr} = 2,2 \text{ m/s}$



FIGUR 8.9

Samband mellan t_{Li} och t_{2u} för förångar-
batteri vid olika \dot{m}_k .

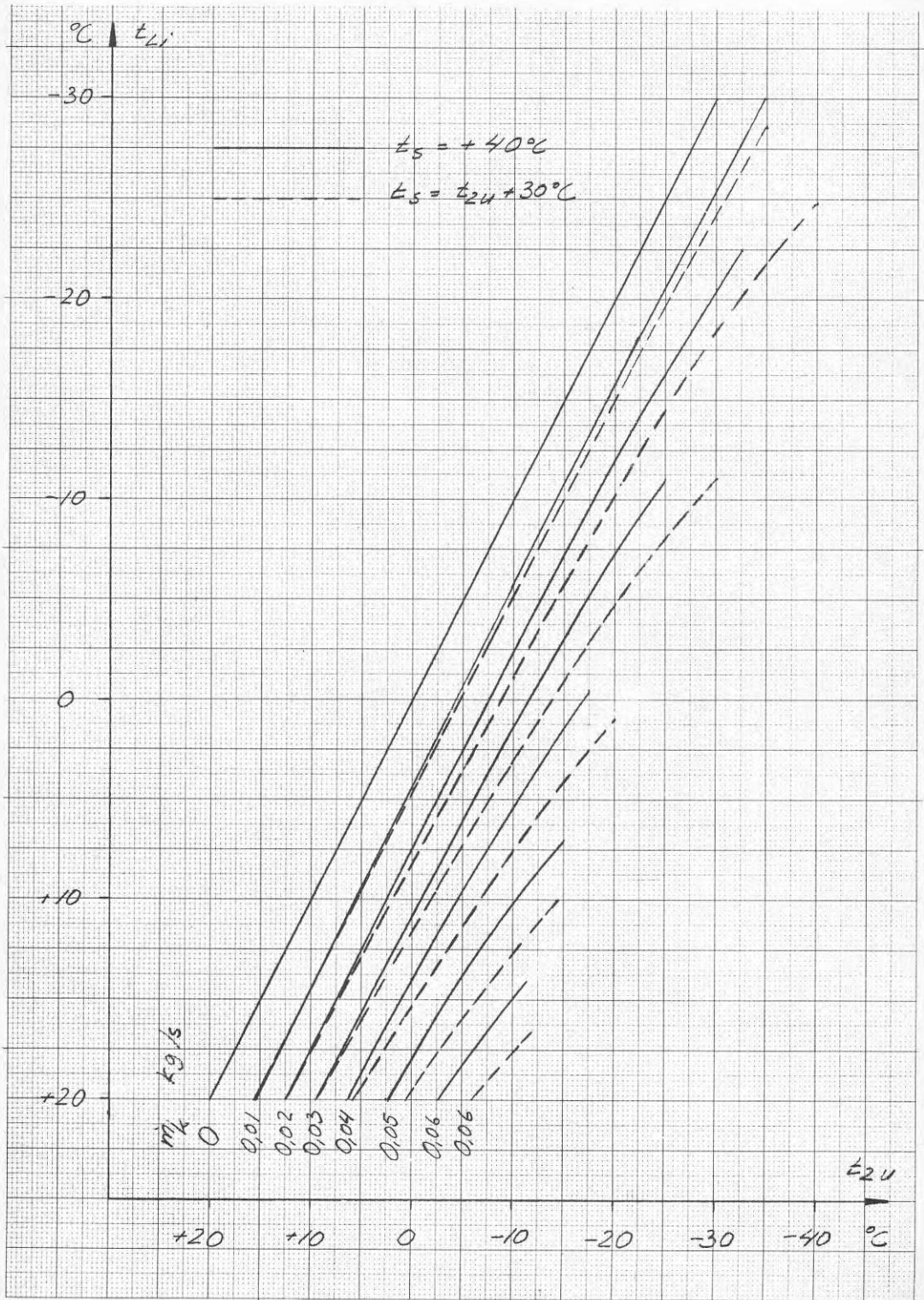
Luftberörd yta $A = 45 \text{ m}^2$
Rörslingans längd $L = 34 \text{ m}$
Lufthastighet $w_{fr} = 3,0 \text{ m/s}$



Luftberörd yta $A = 60 \text{ m}^2$

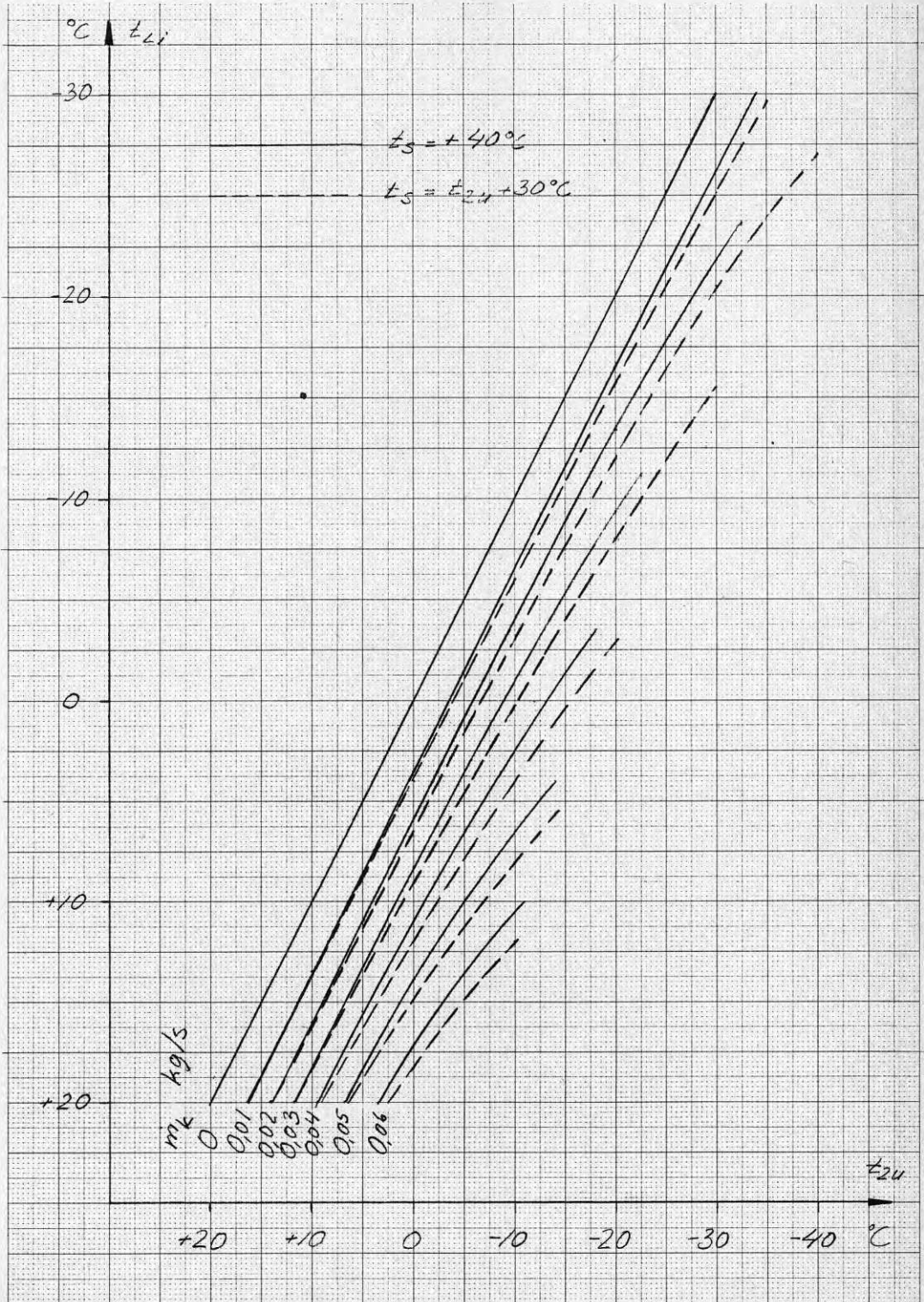
Rörslingas längd $L = 48 \text{ m}$

Lufthastighet $w_{fr} = 1,5 \text{ m/s}$



Samband mellan t_{Li} och t_{2u} för förångar-
batteri vid olika \dot{m}_k .

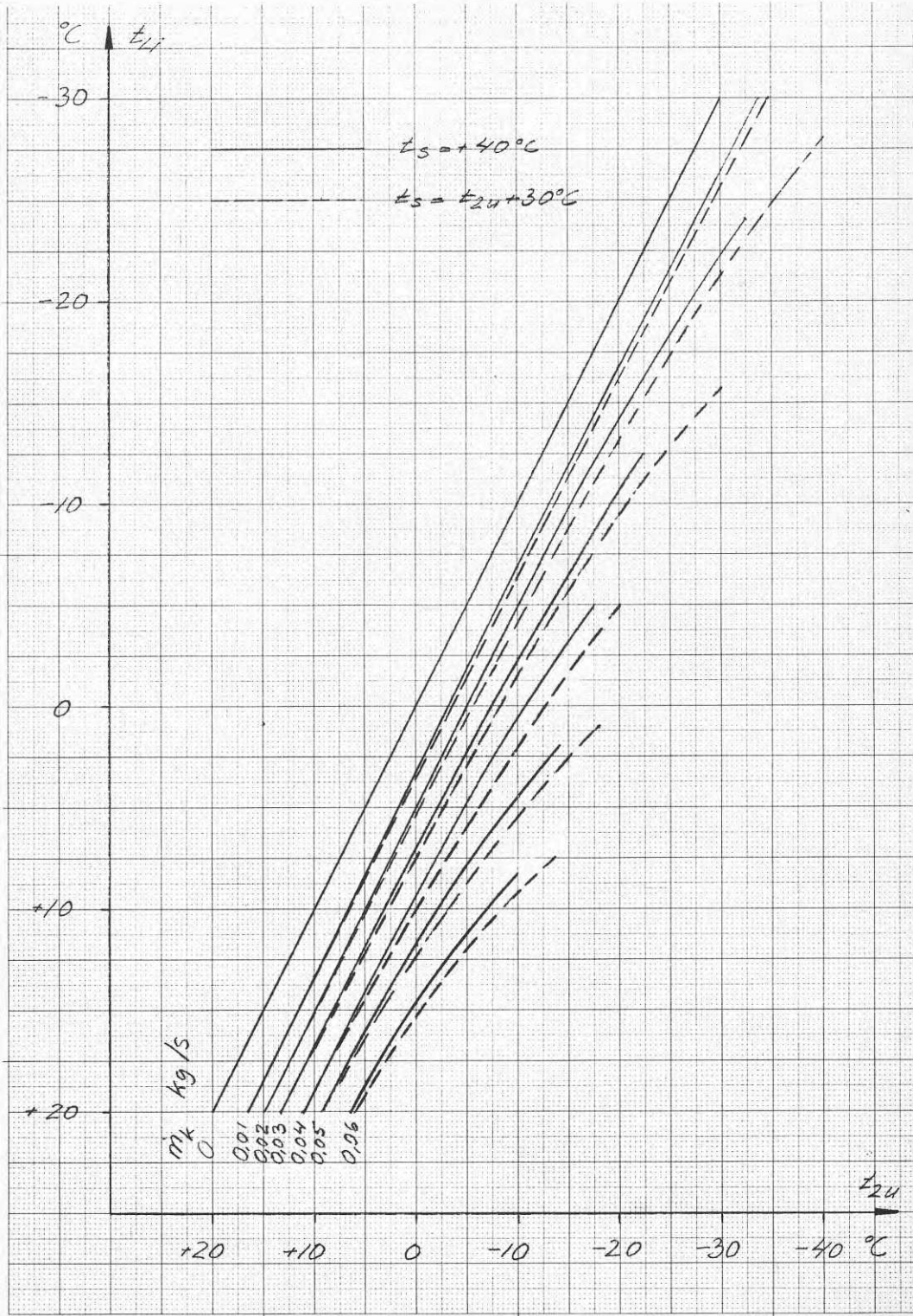
Luftberörd yta $A = 60 \text{ m}^2$
Rörslängas längd $L = 48 \text{ m}$
Lufthastighet $w_{fr} = 2,2 \text{ m/s}$



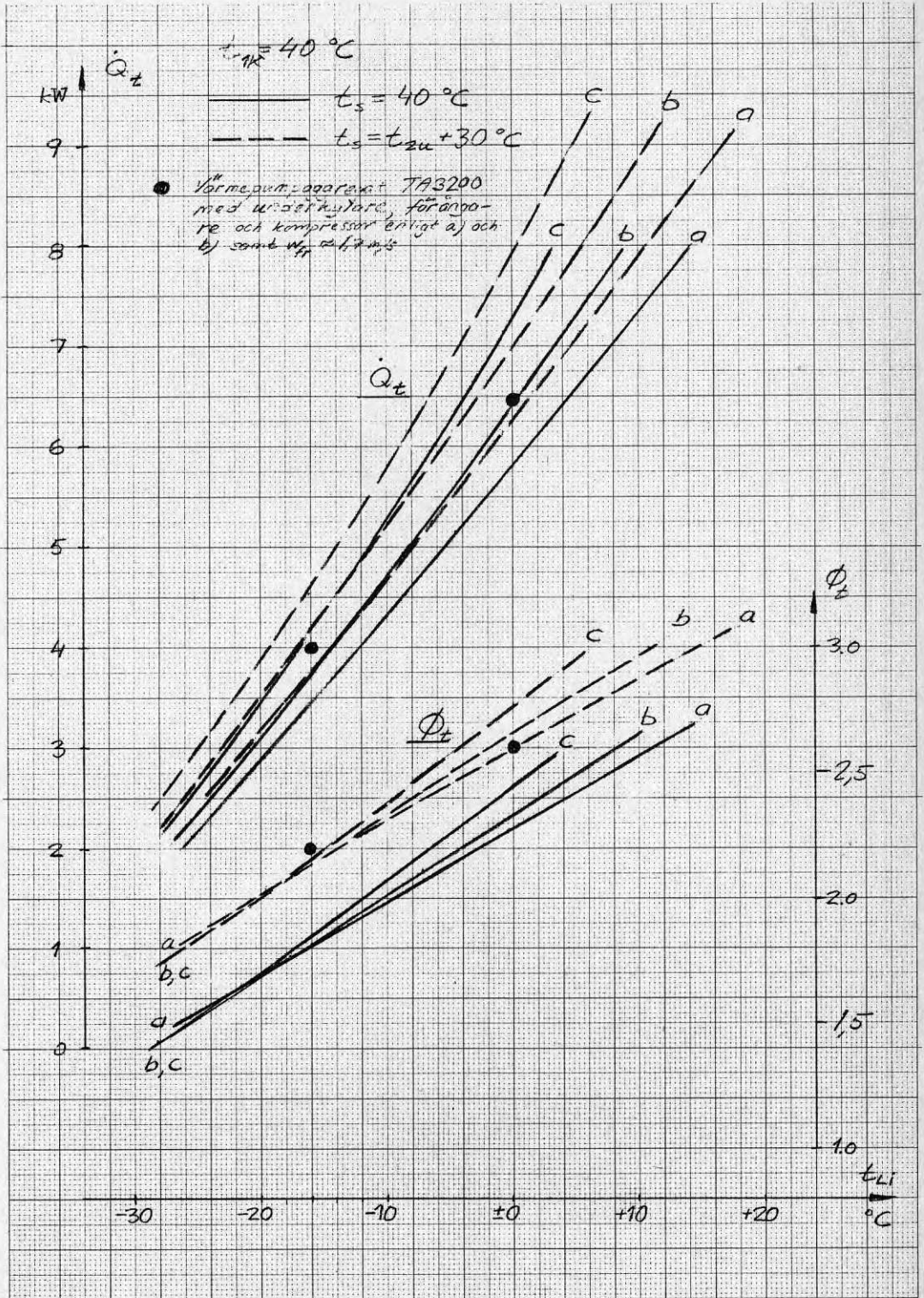
Luftberörd yta $A = 60 \text{ m}^2$

Rörslingans längd $L = 48 \text{ m}$

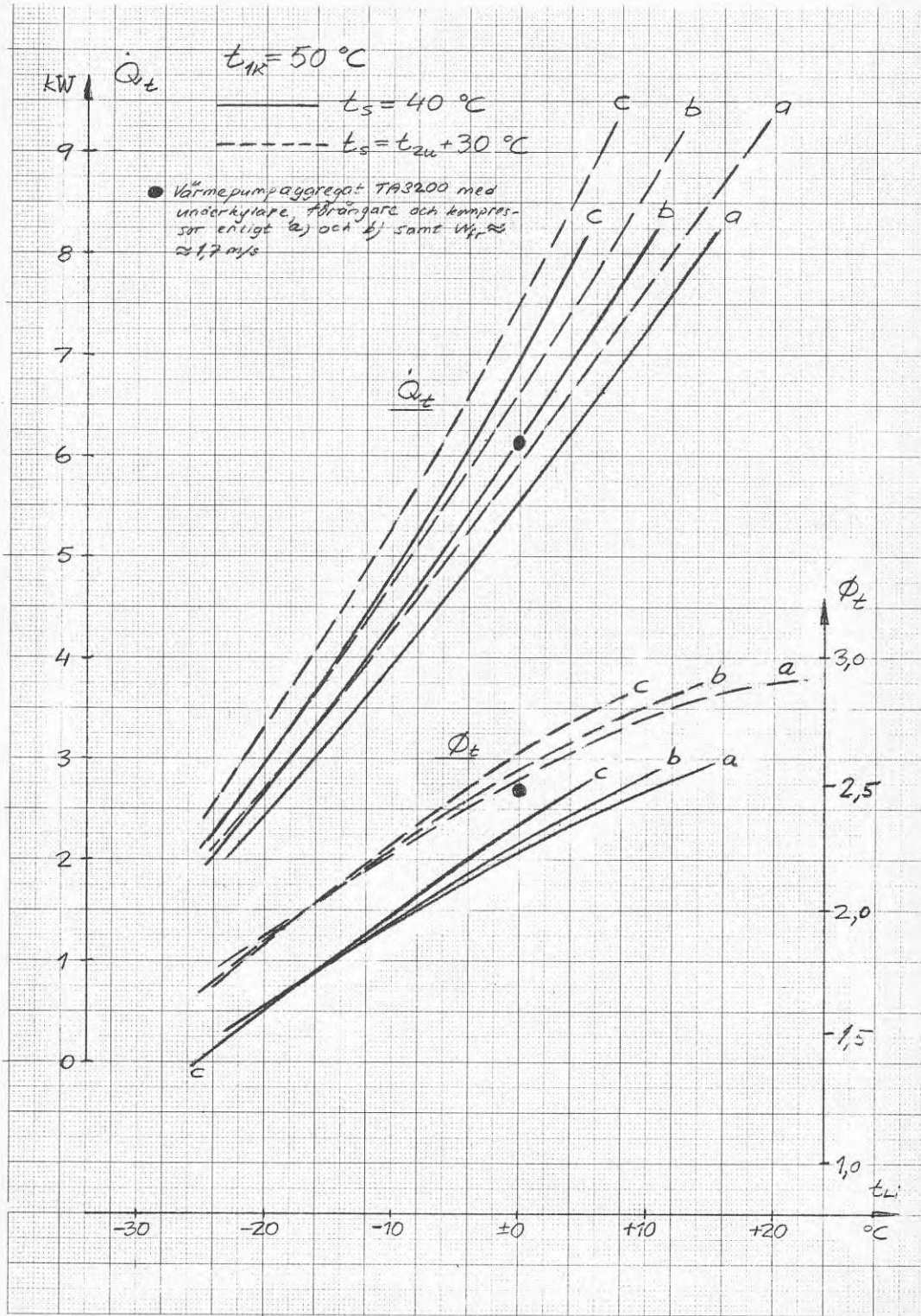
Lufthastighet $w_{fr} = 3,0 \text{ m/s}$

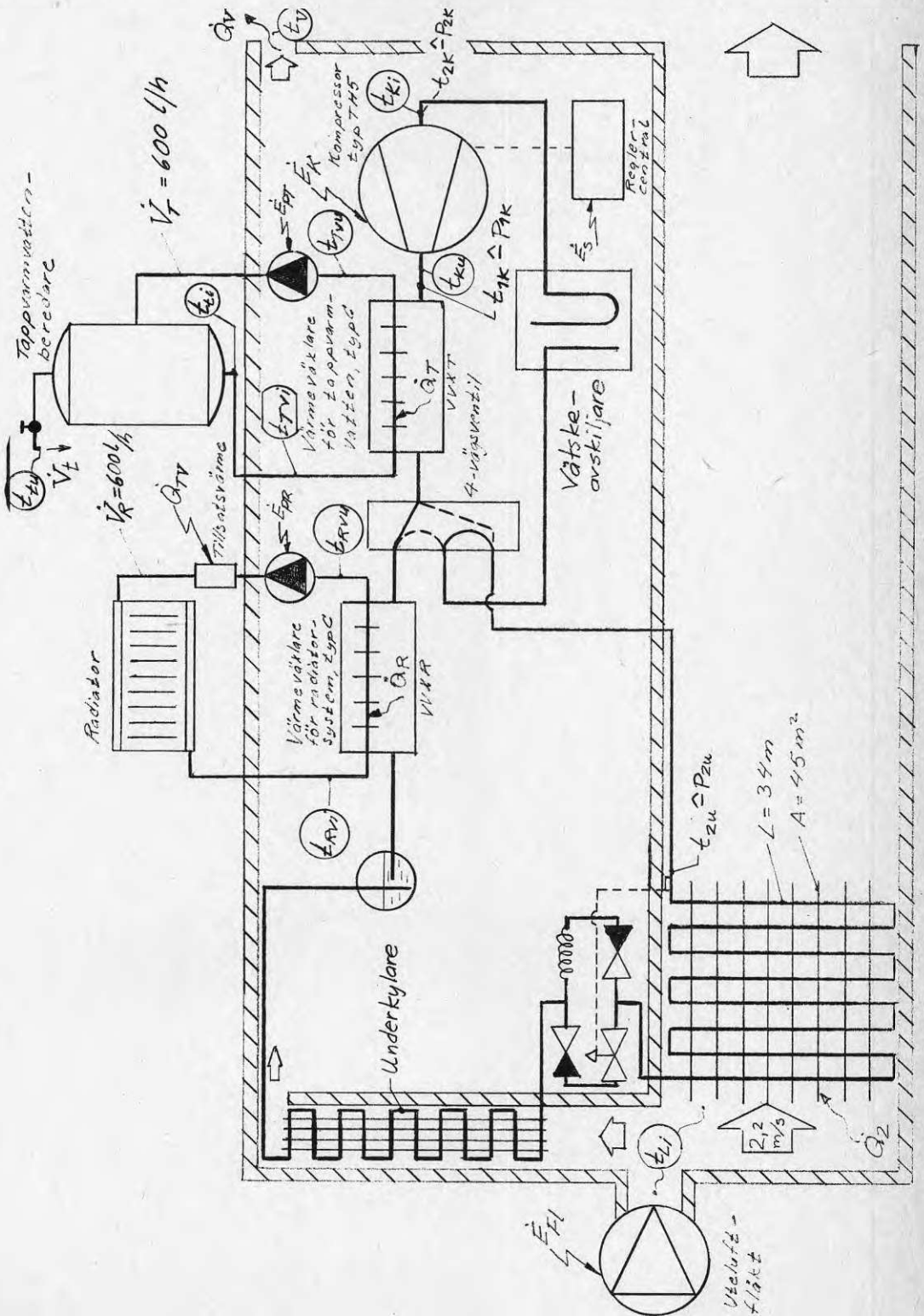


Kapacitet för olika kombinationer av kompressor och förångarutrustningar



Kapacitet för olika kombinationer av kompressor och förångarutrustningar

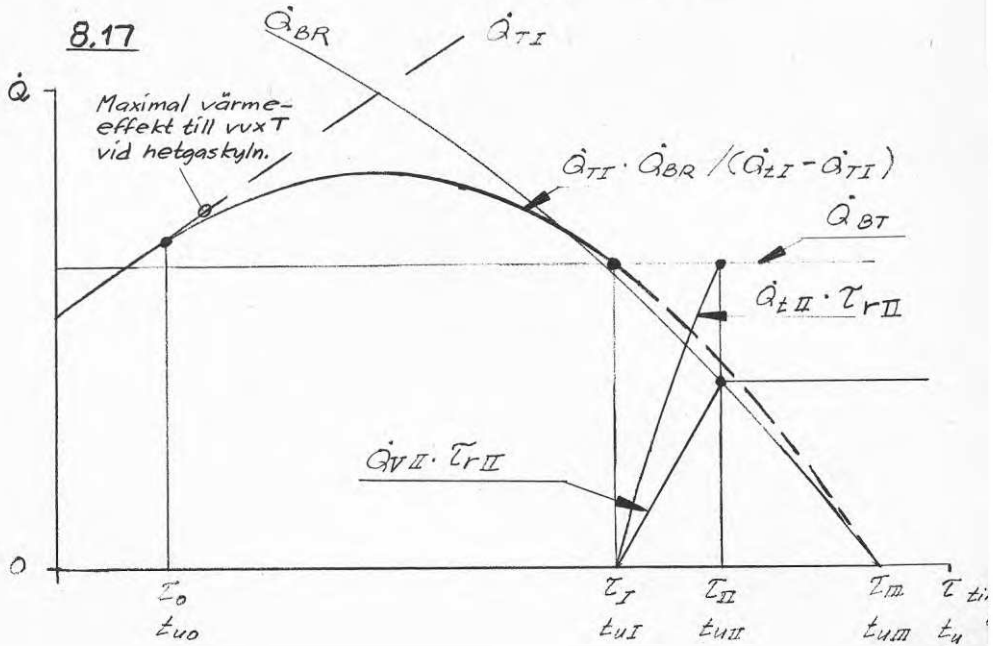
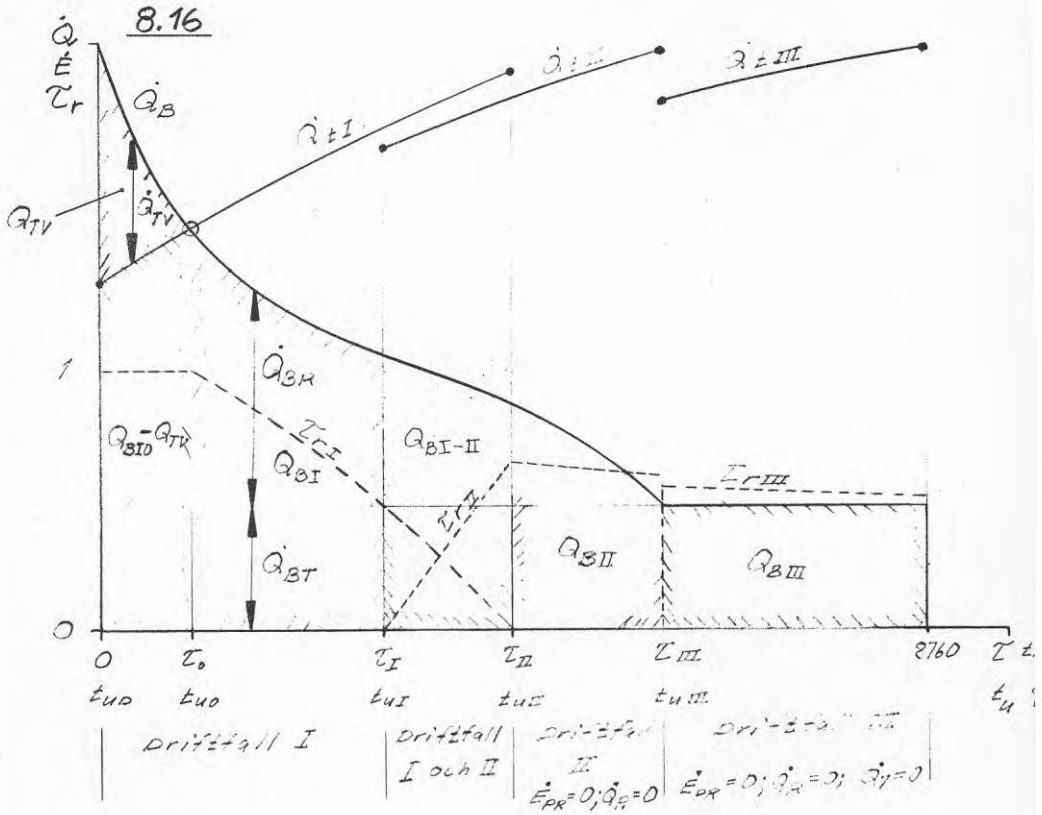




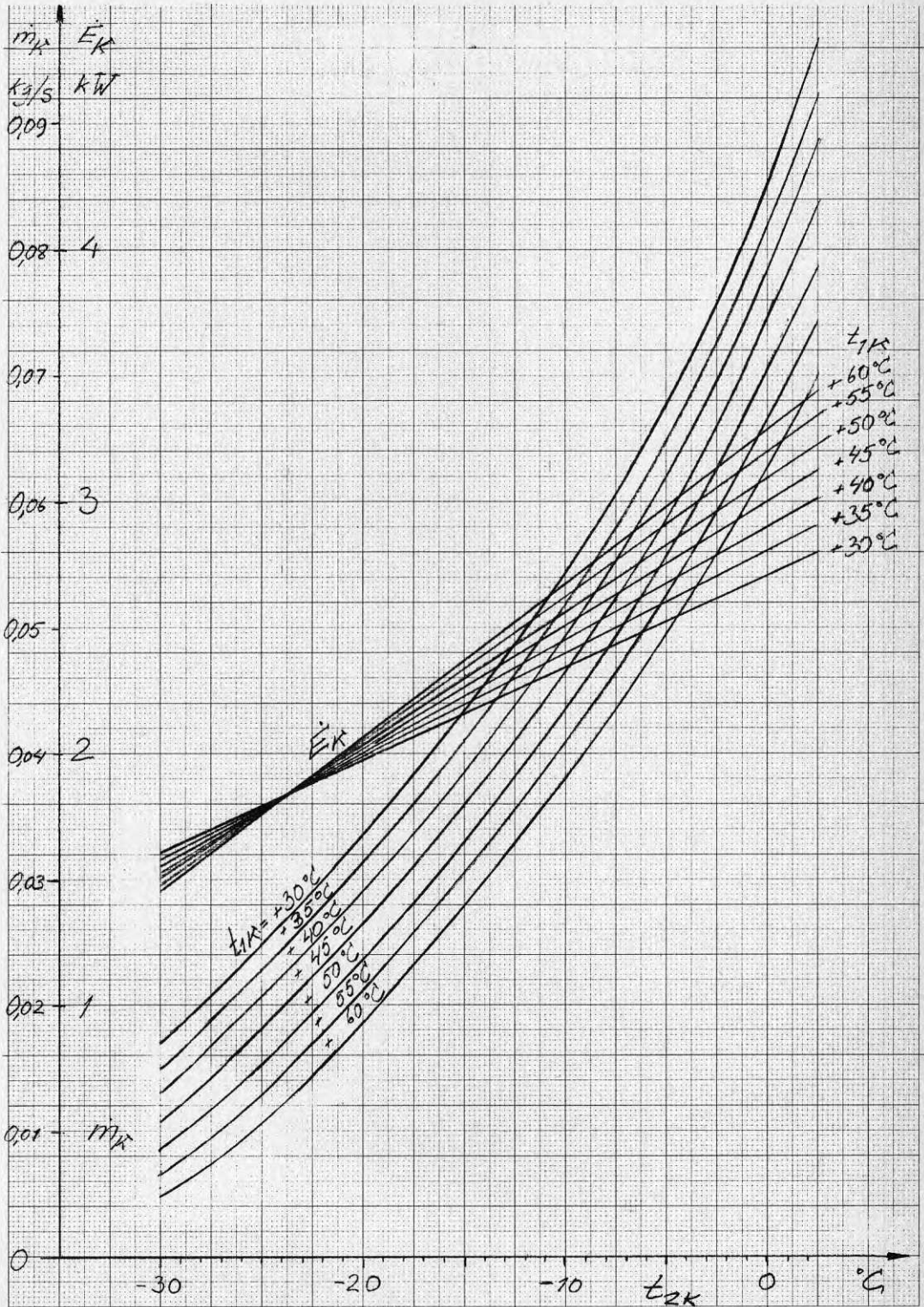
FIGUR 8.16
och 8.17

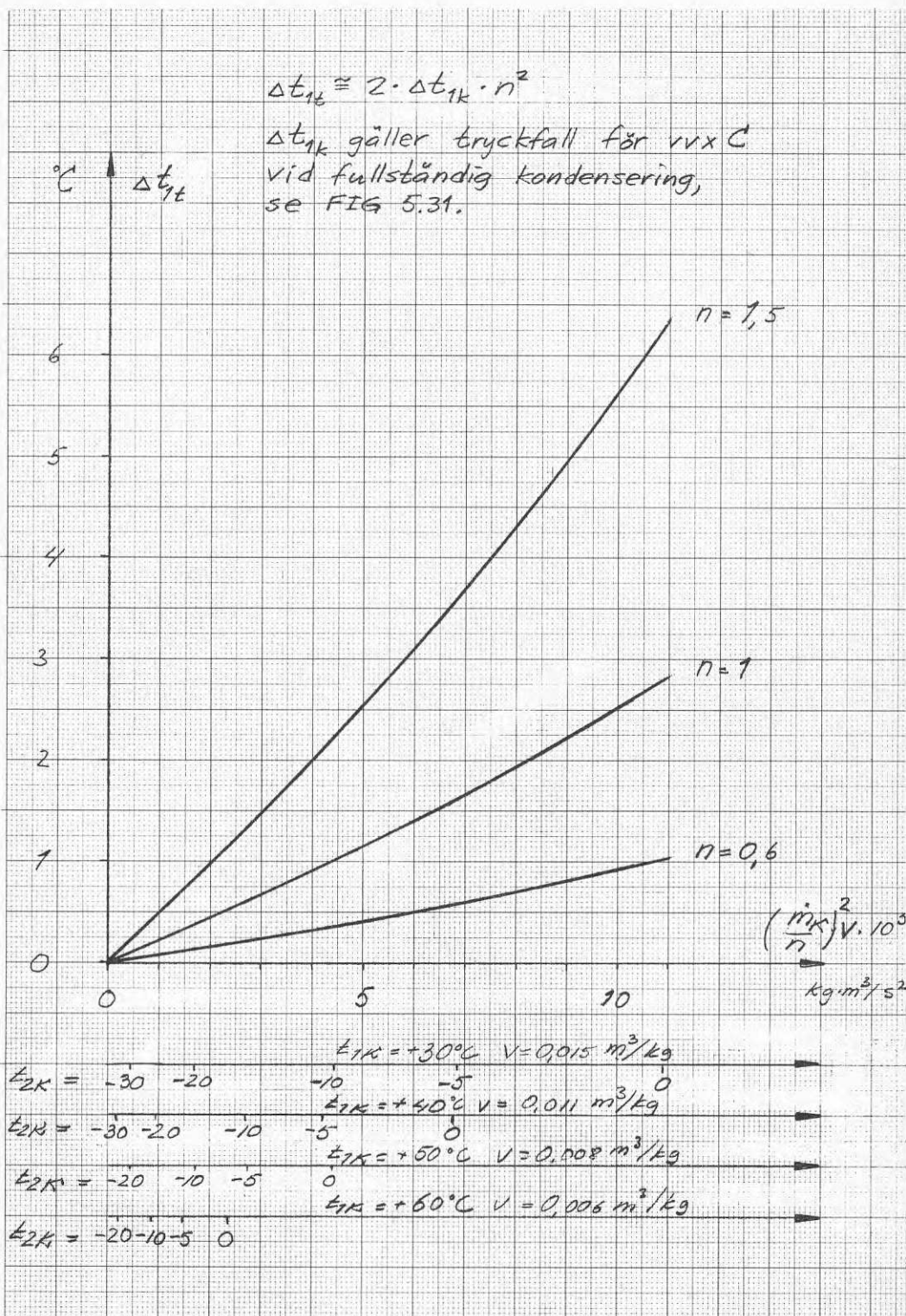
8.16 Olika driftfall för värmepump för
bostadsuppvärmning.

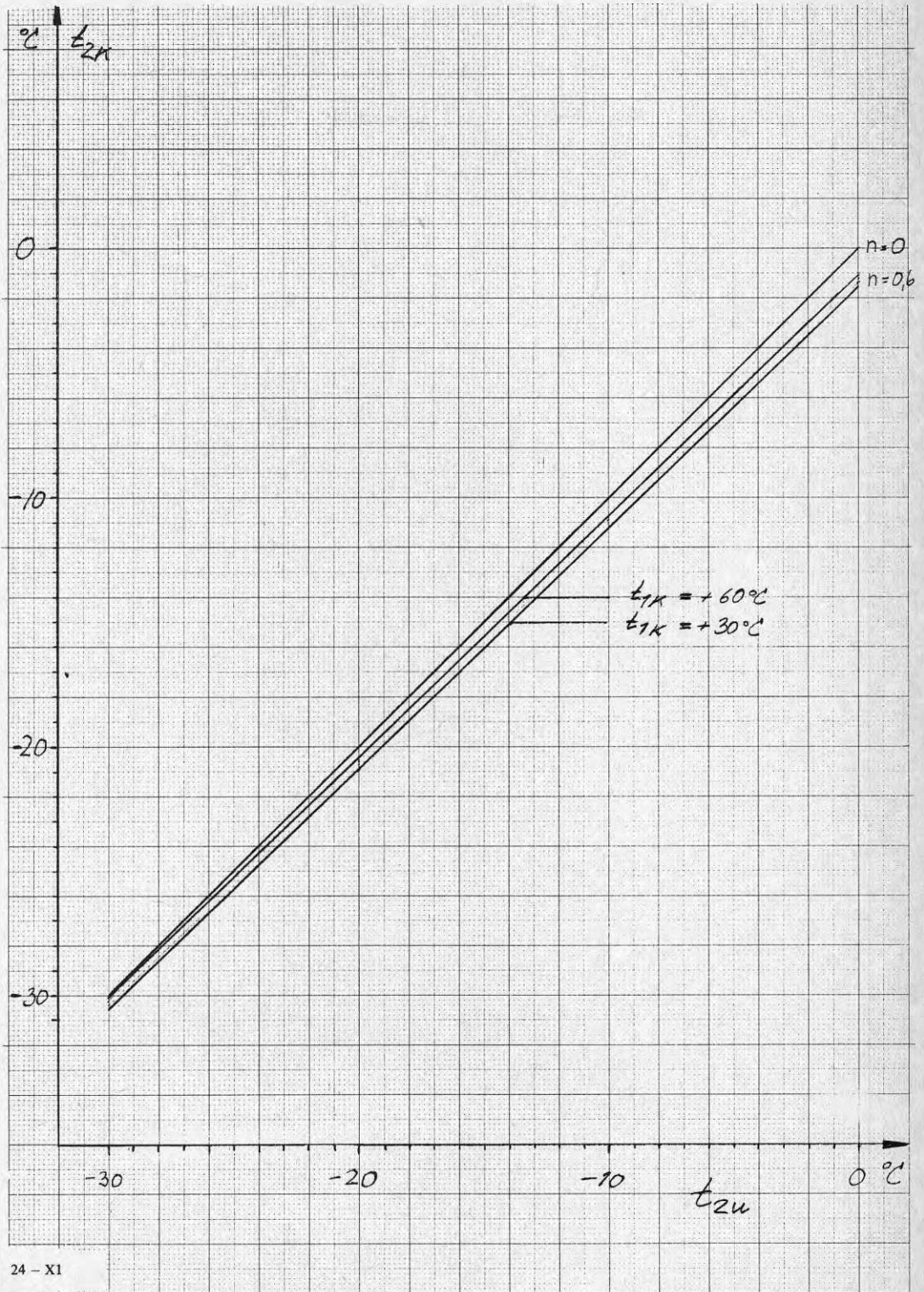
8.17 Bestämning av gränstemperaturer och
tider för driftfall I och II.

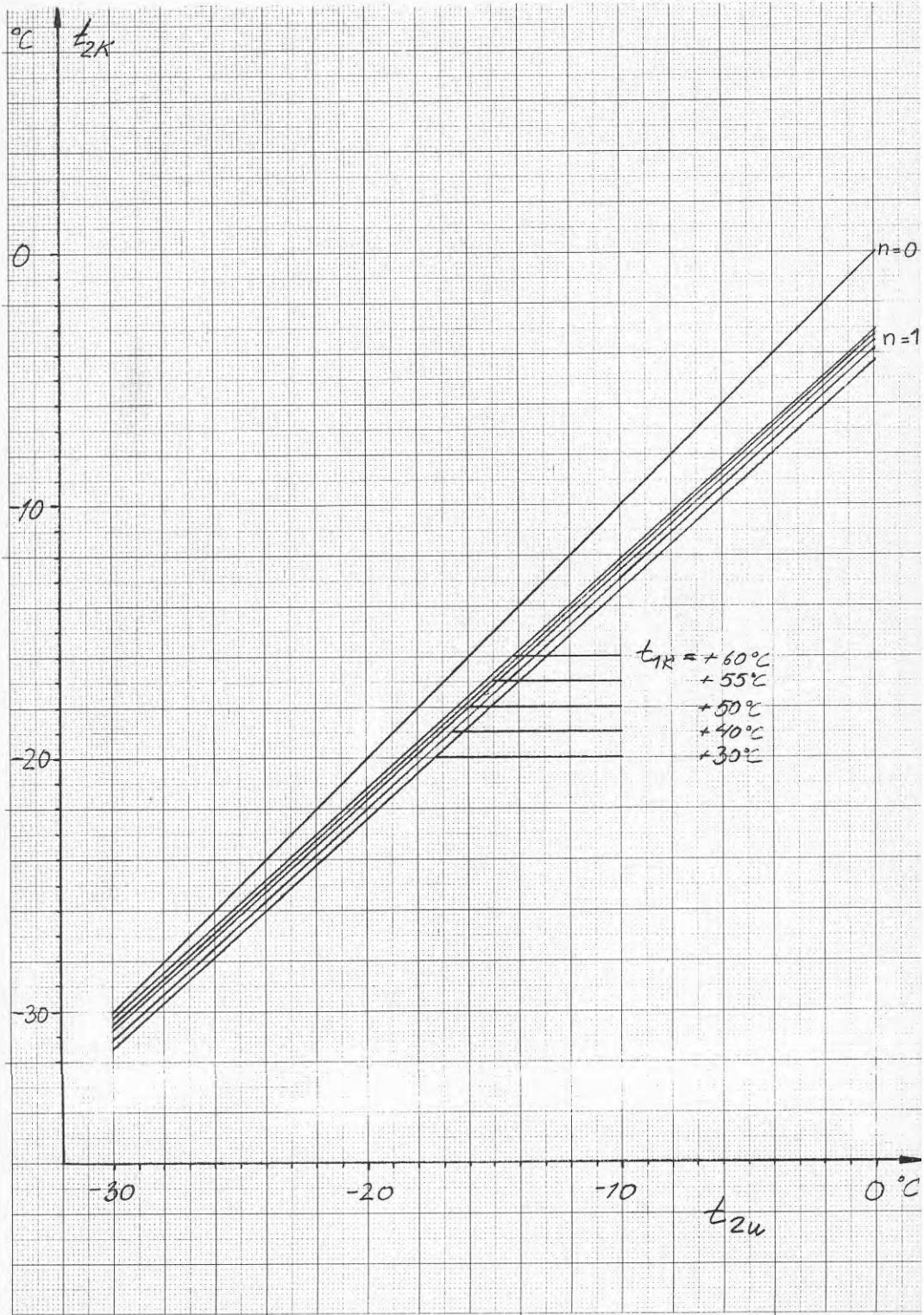


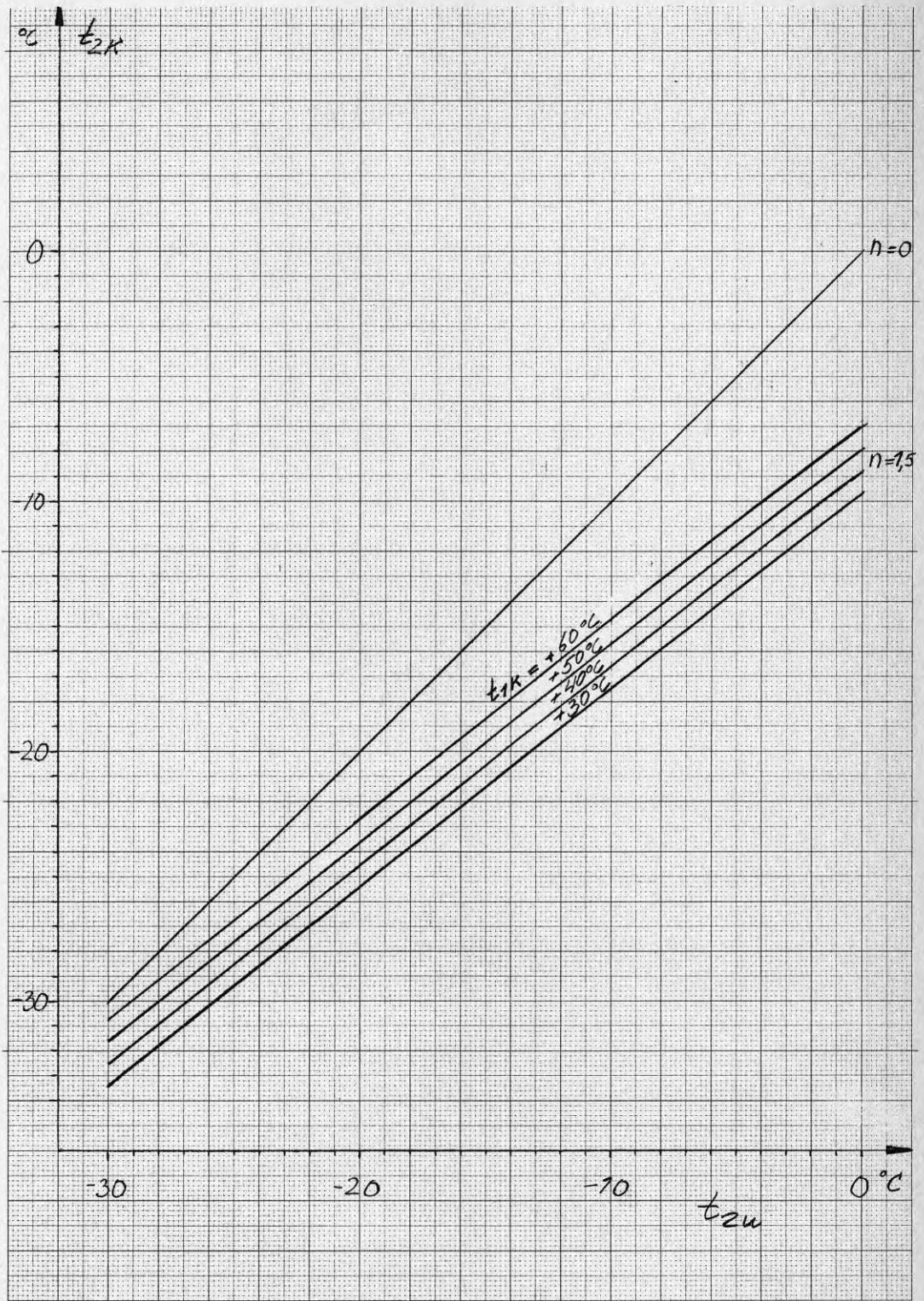
$\Delta t_g \approx 10^\circ\text{C}$, jfr FIGUR 4.47.

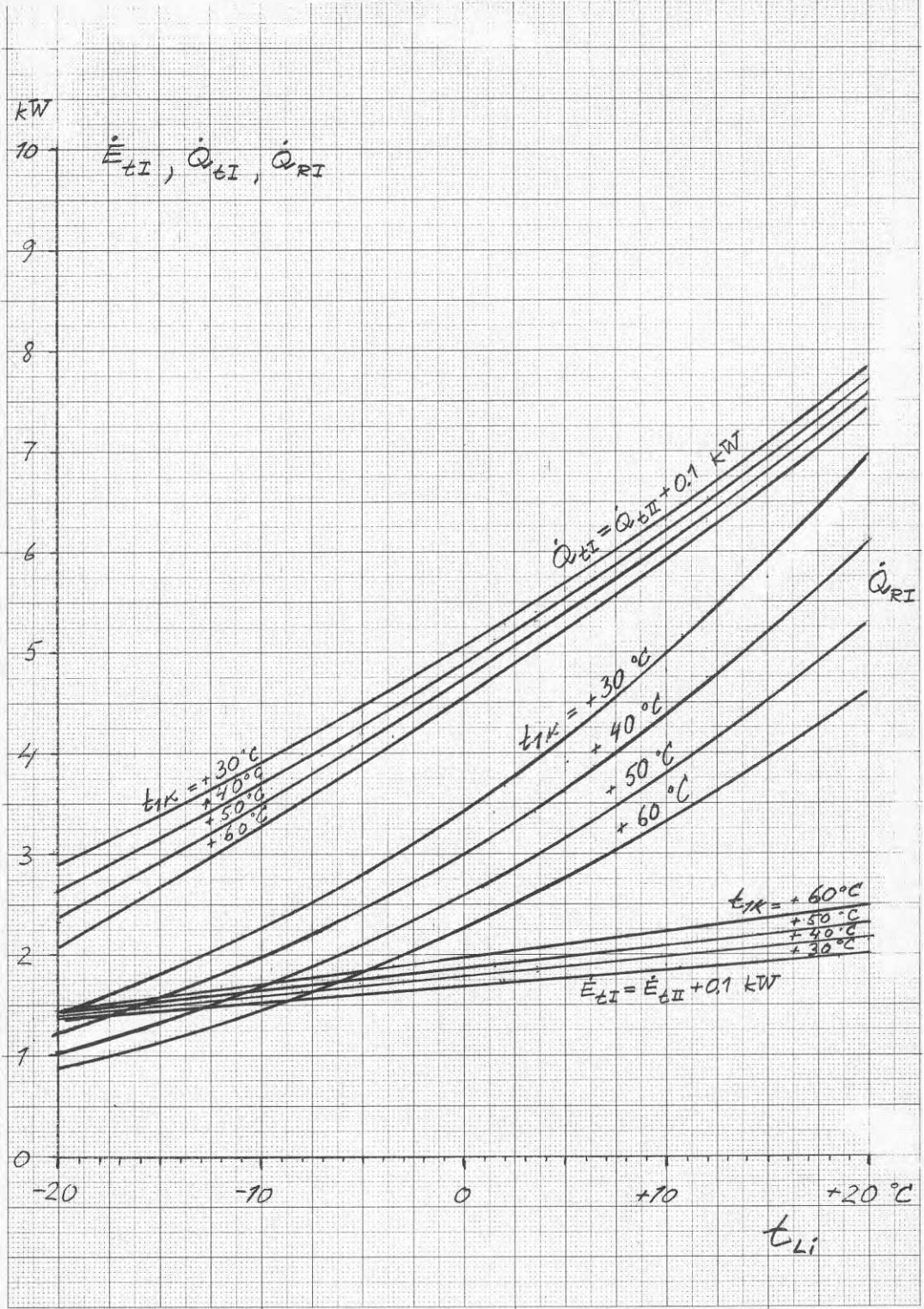


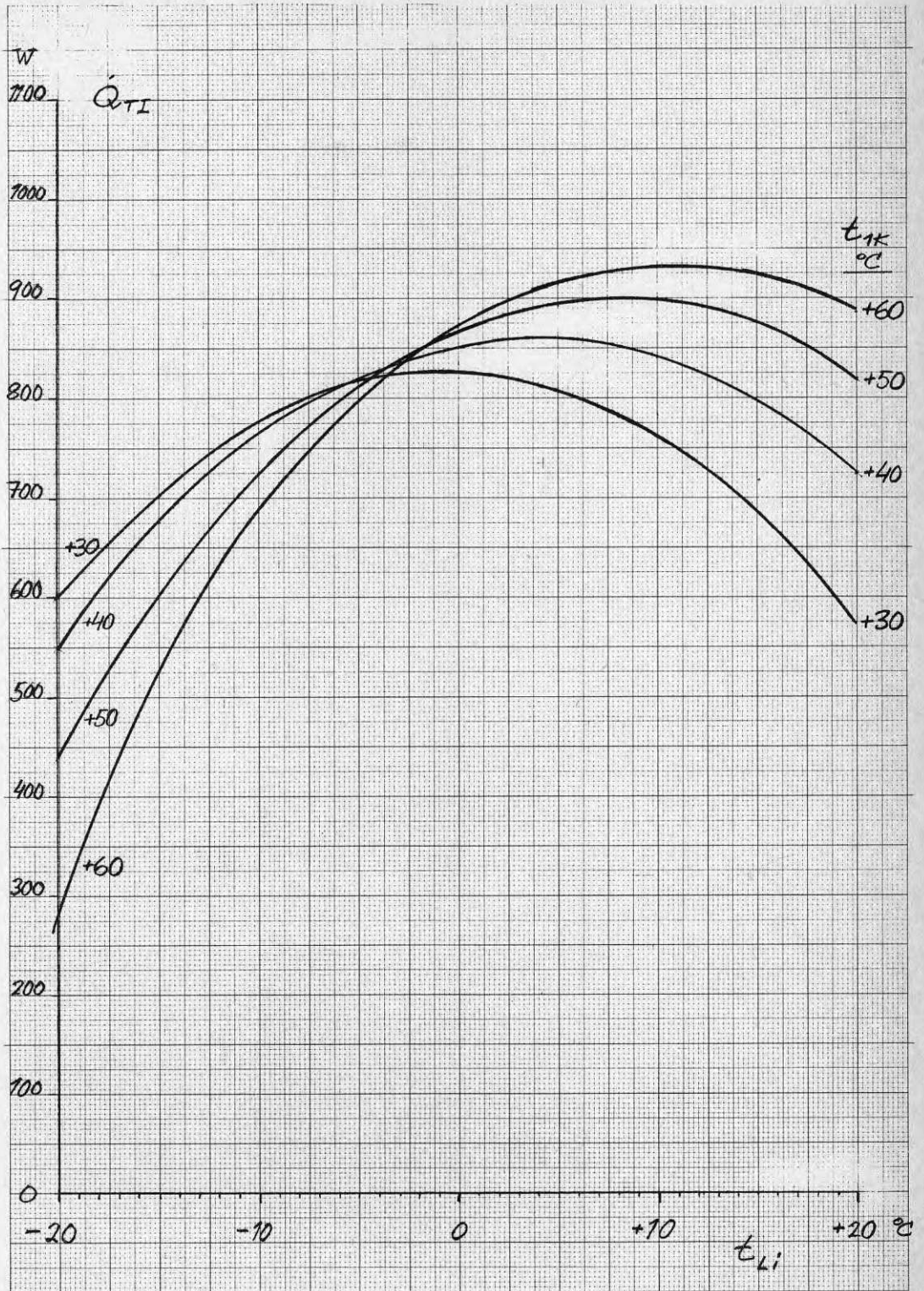


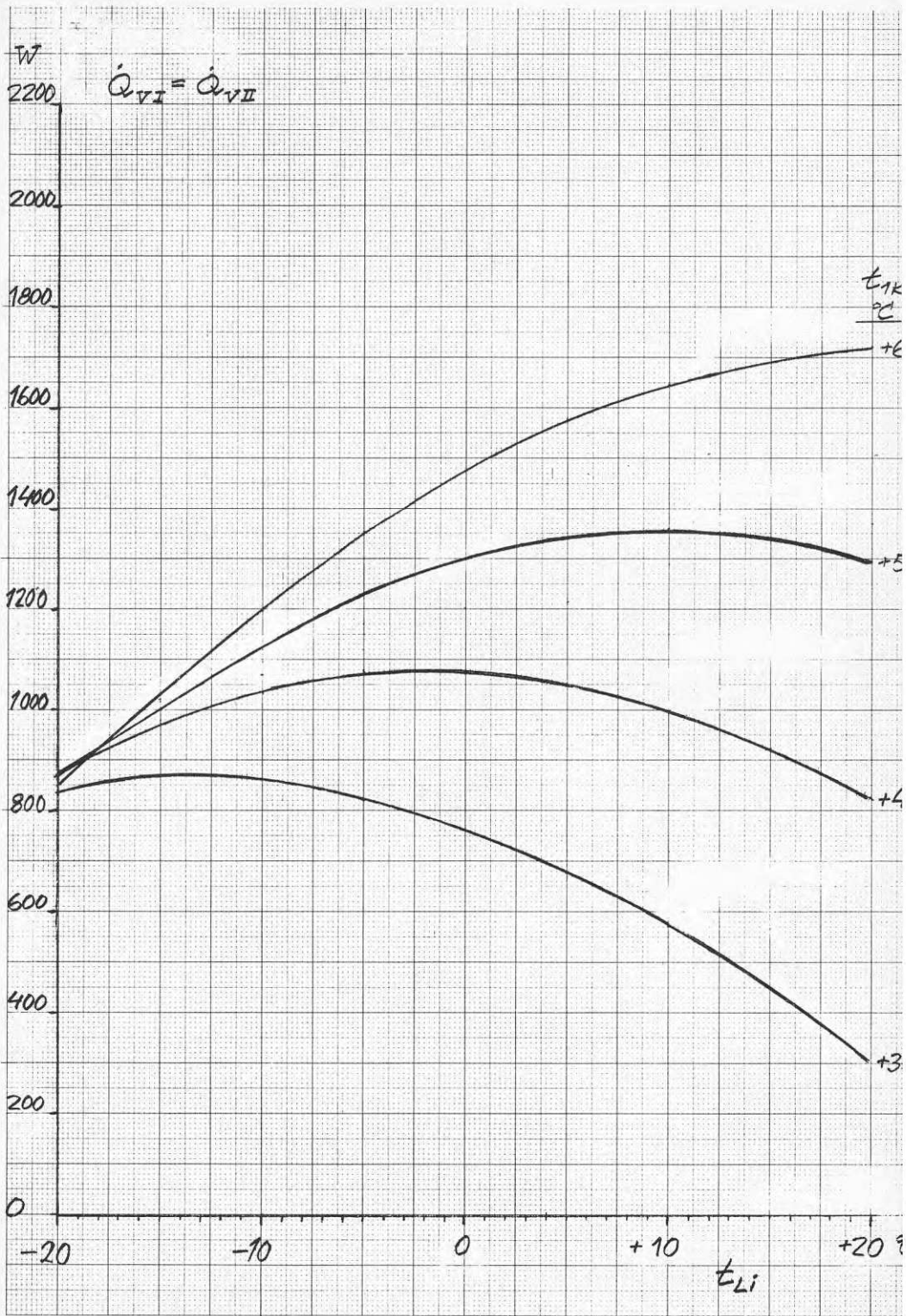


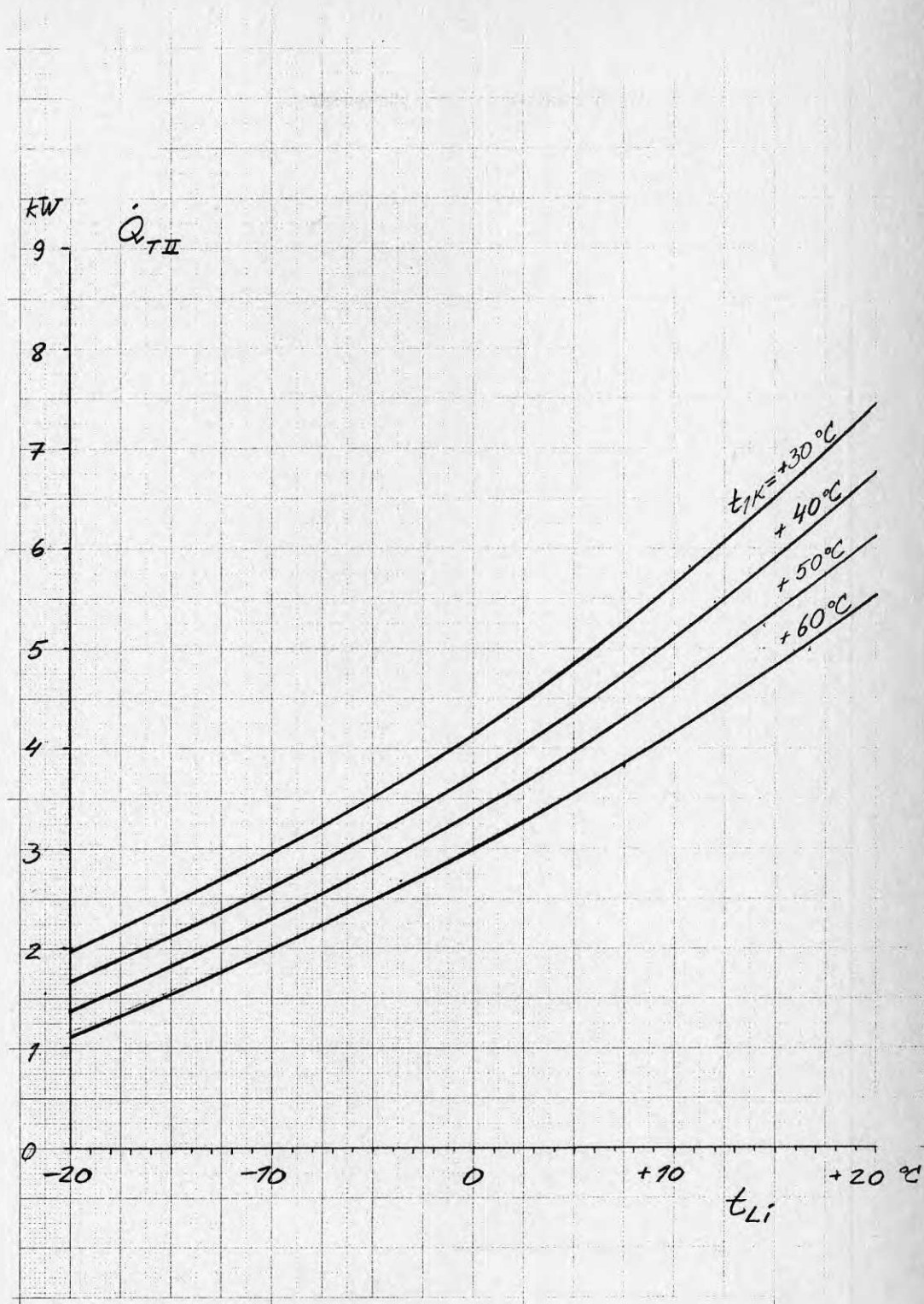


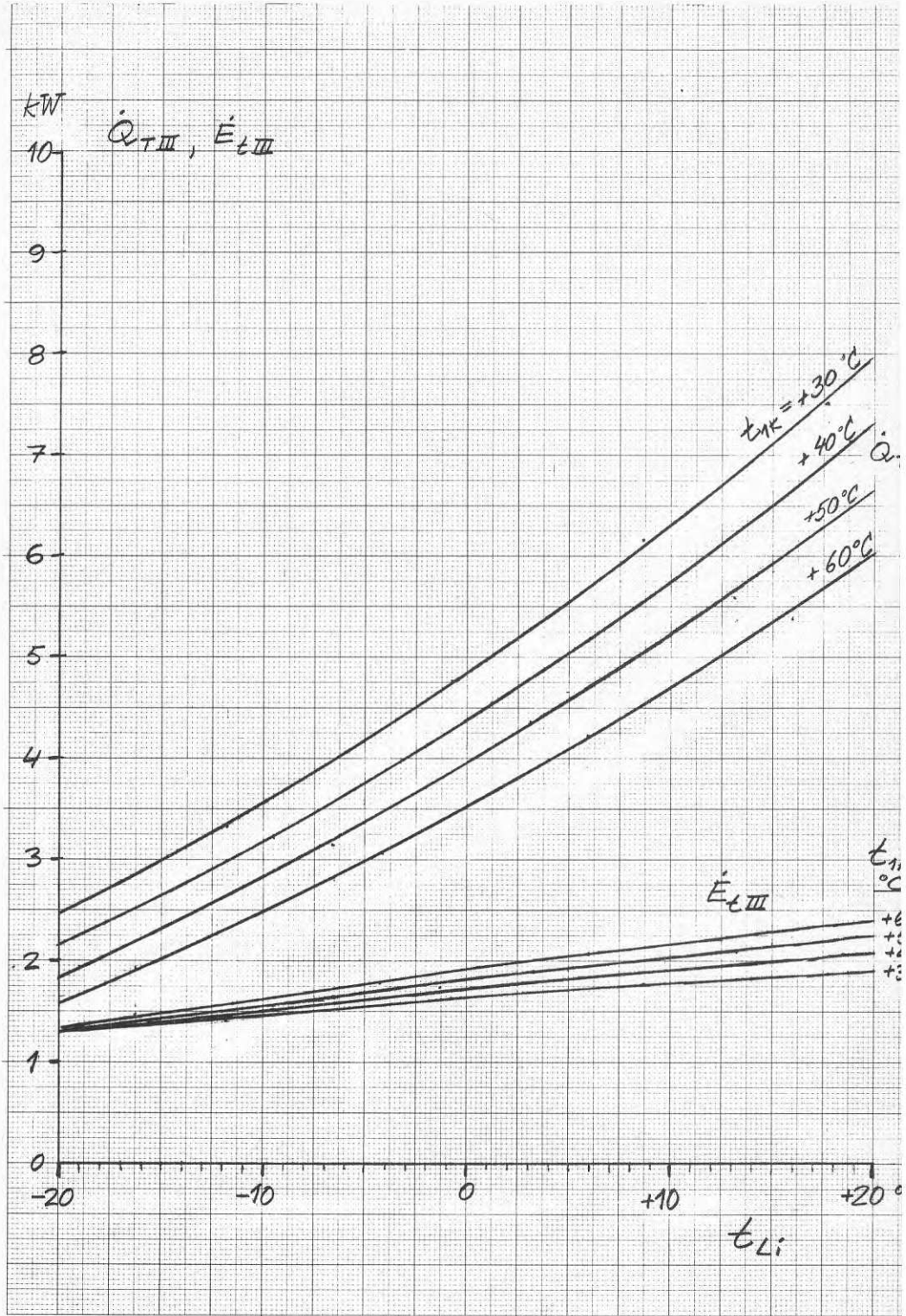


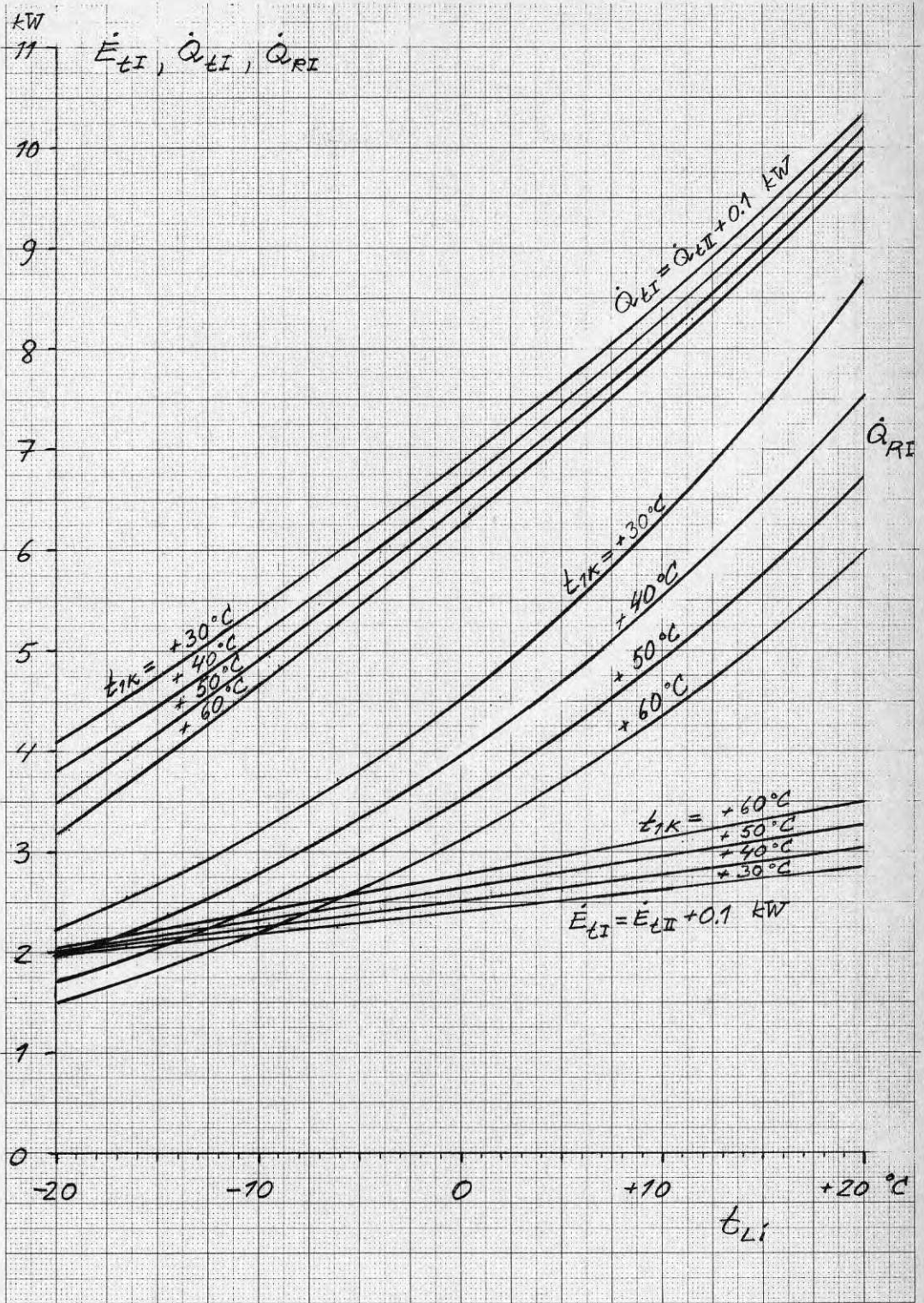


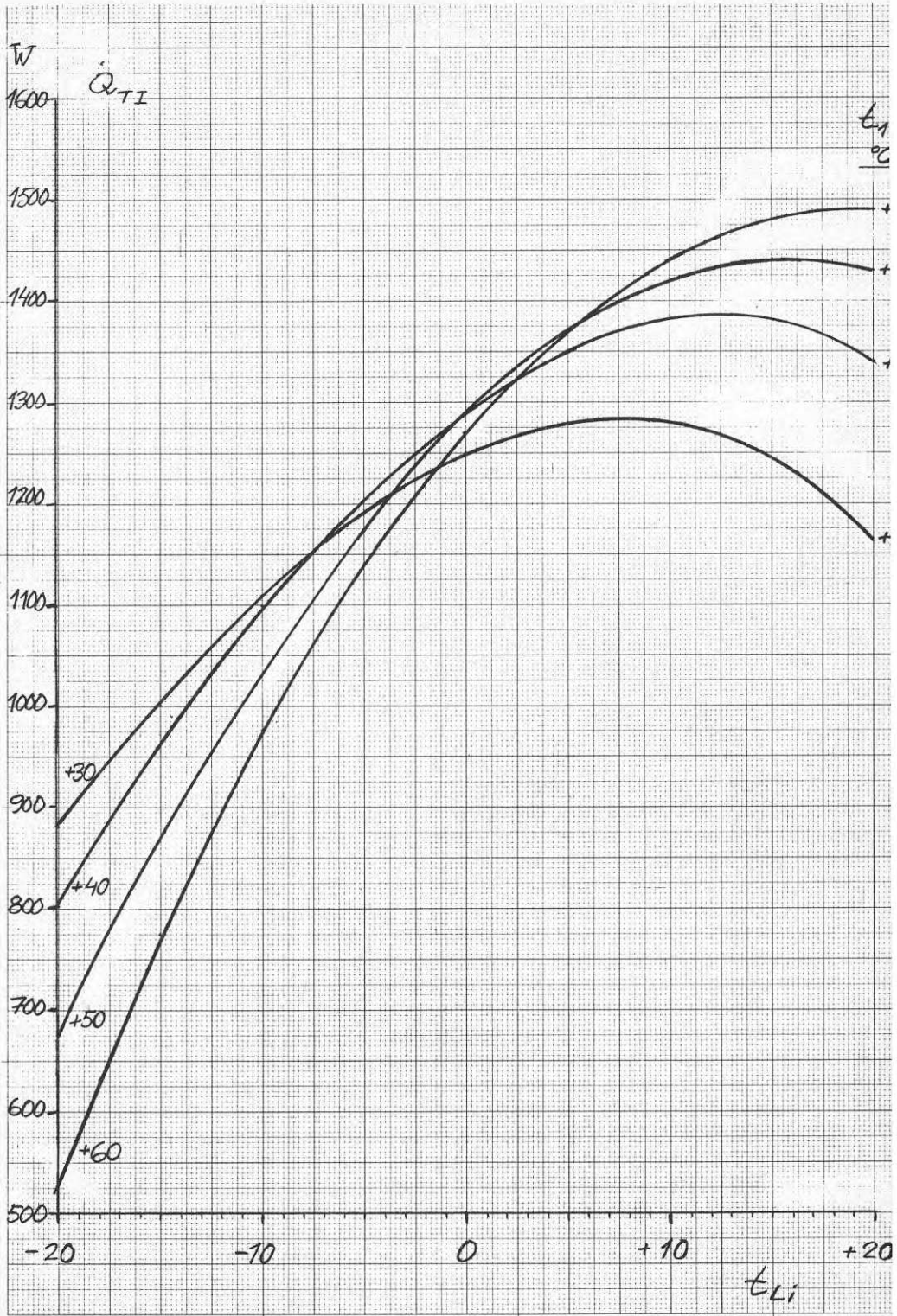


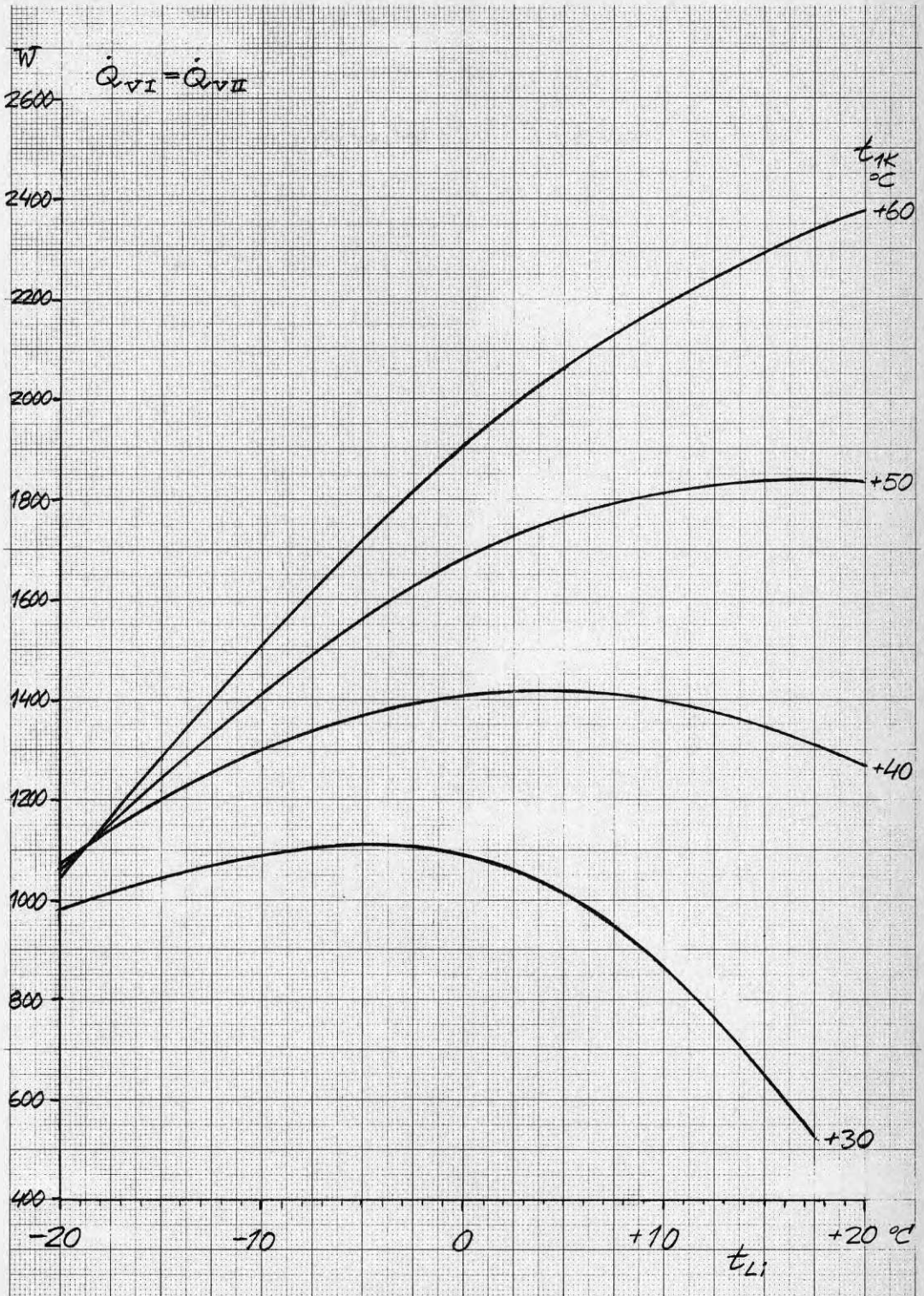


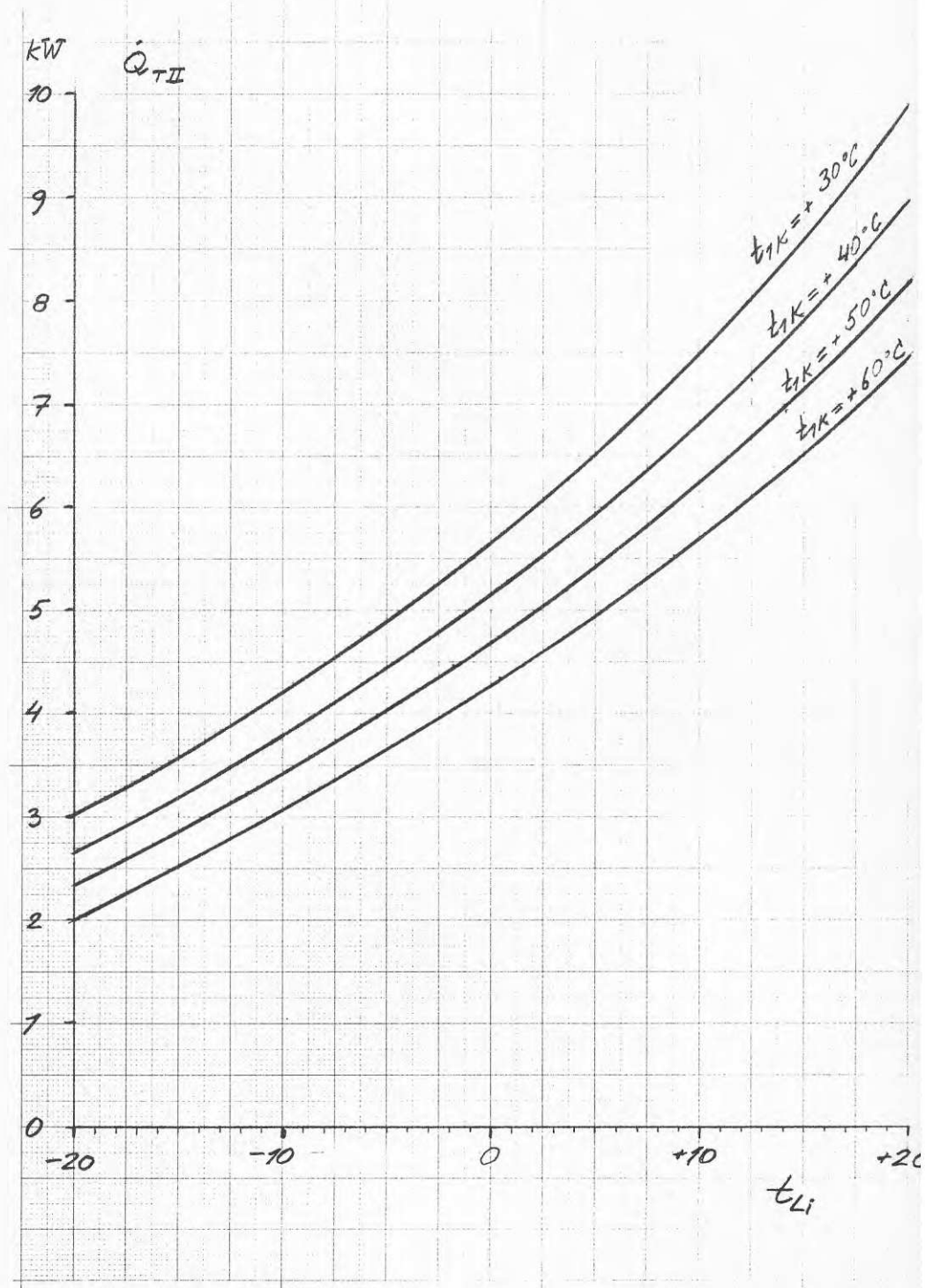


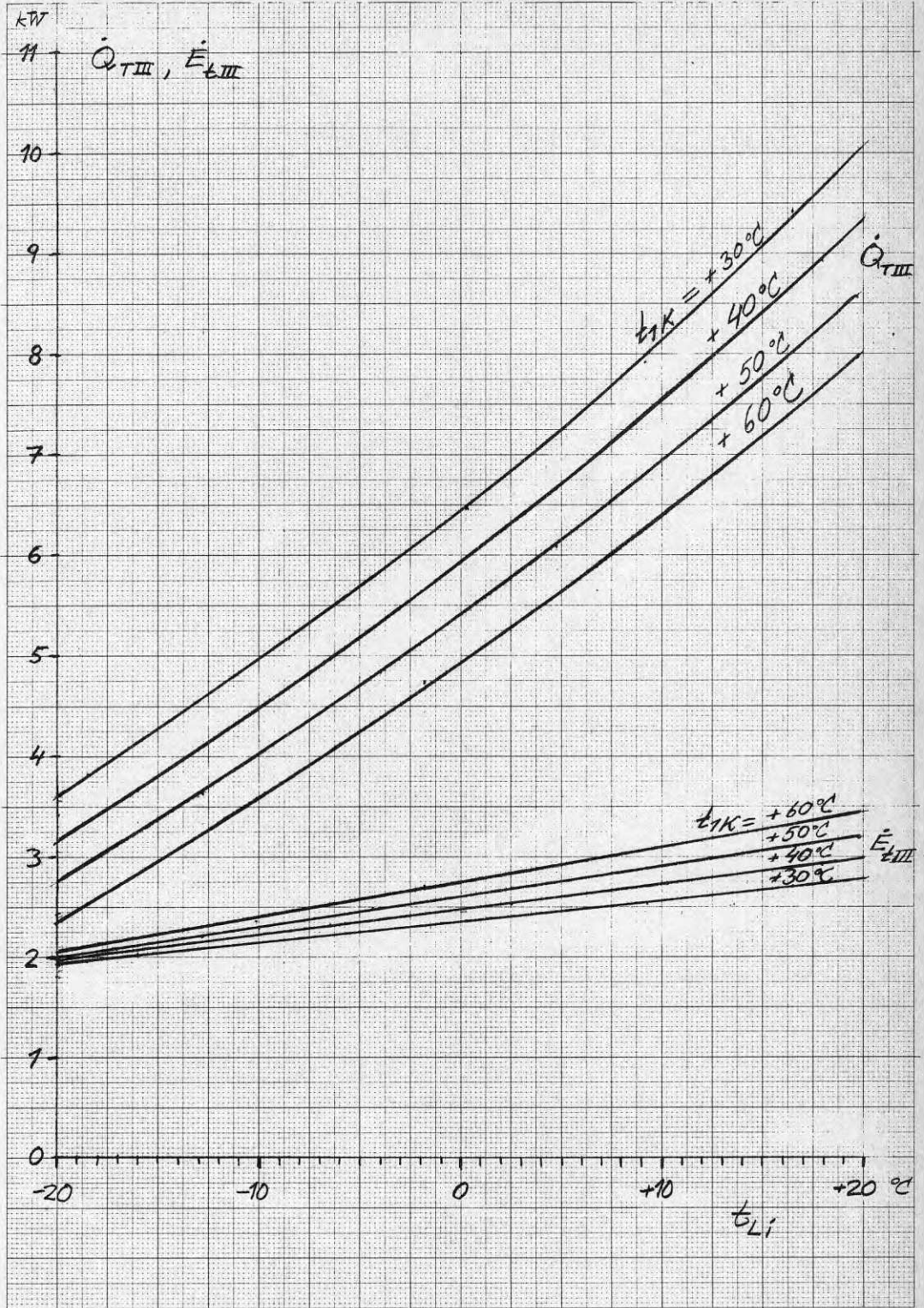


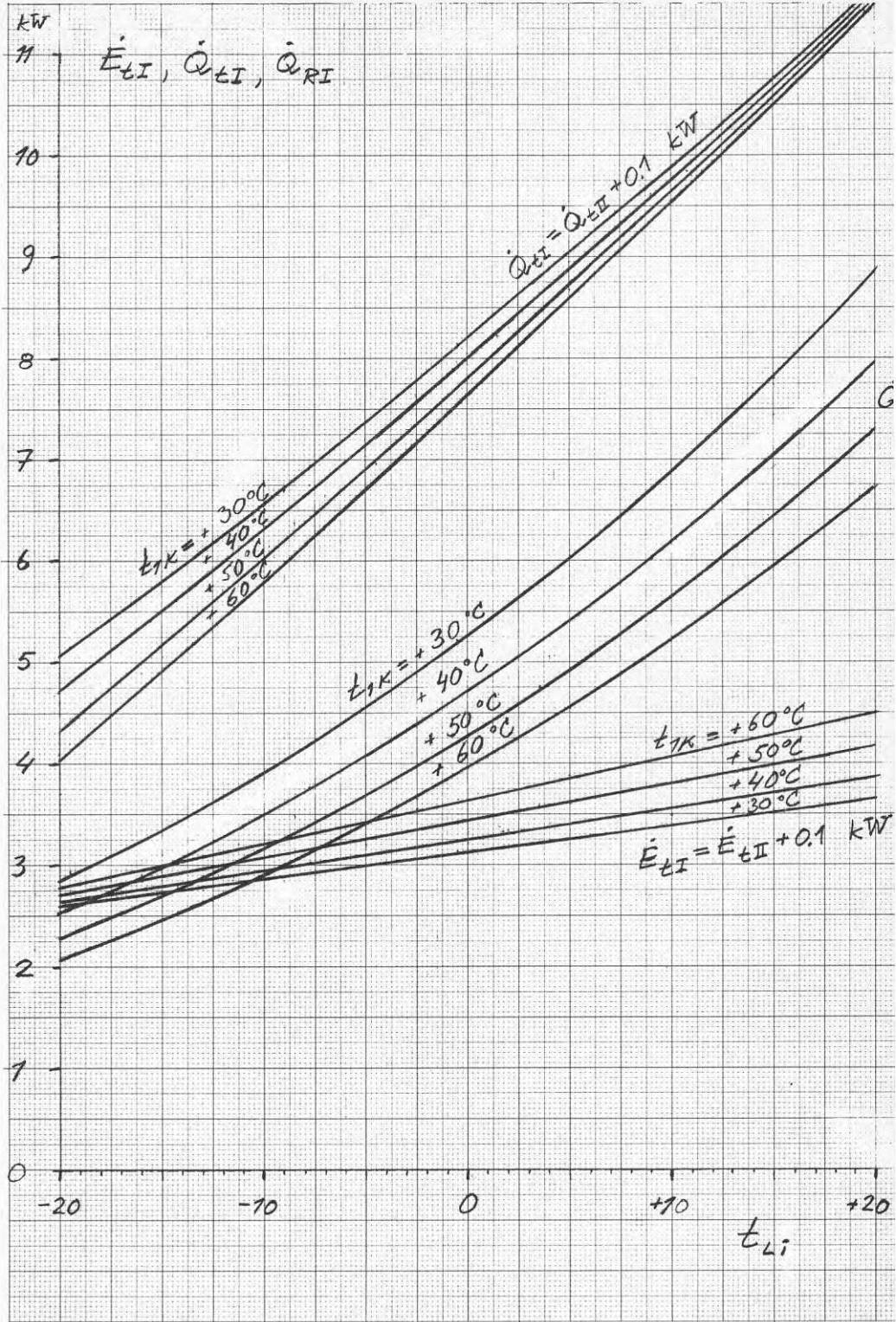


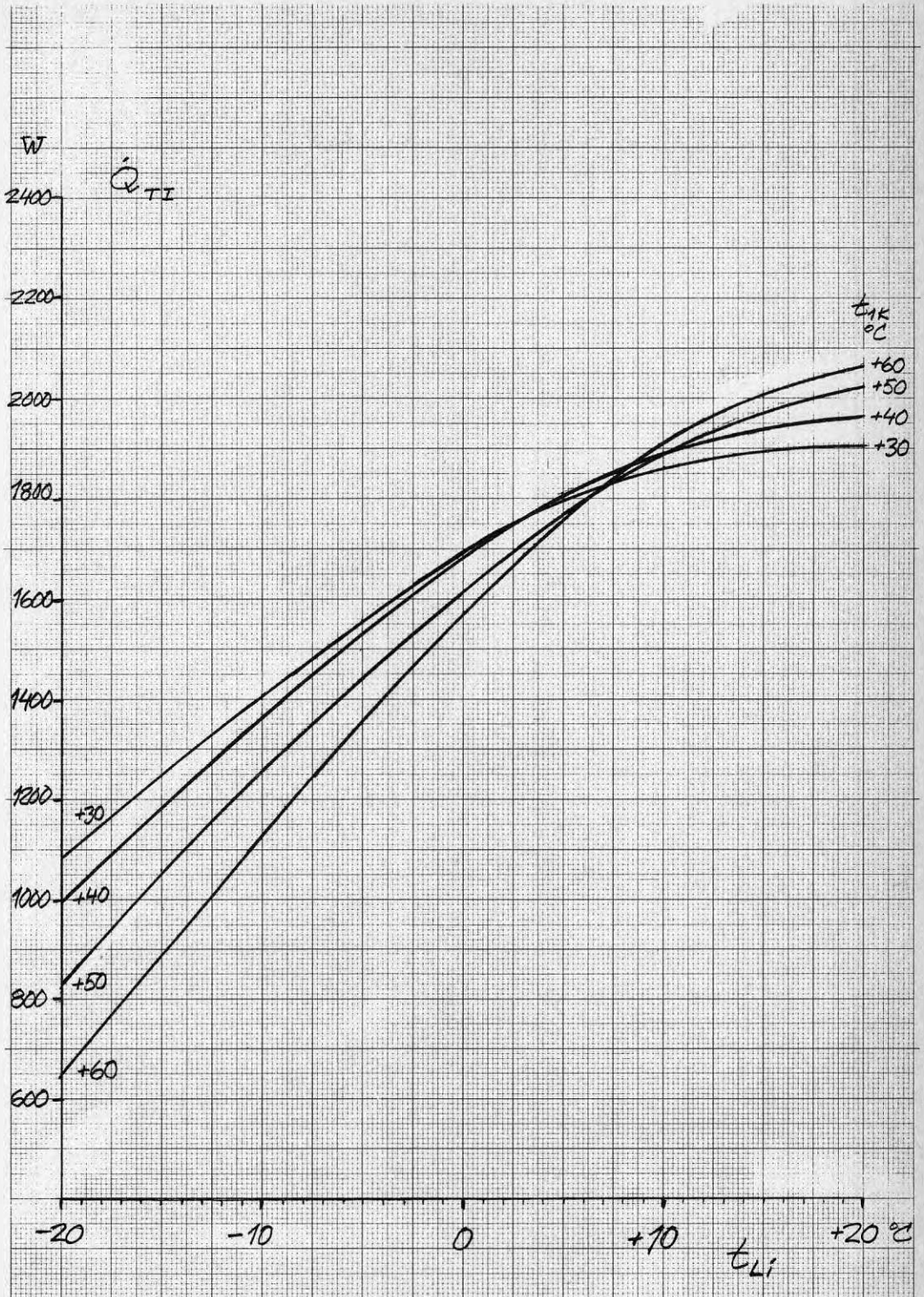


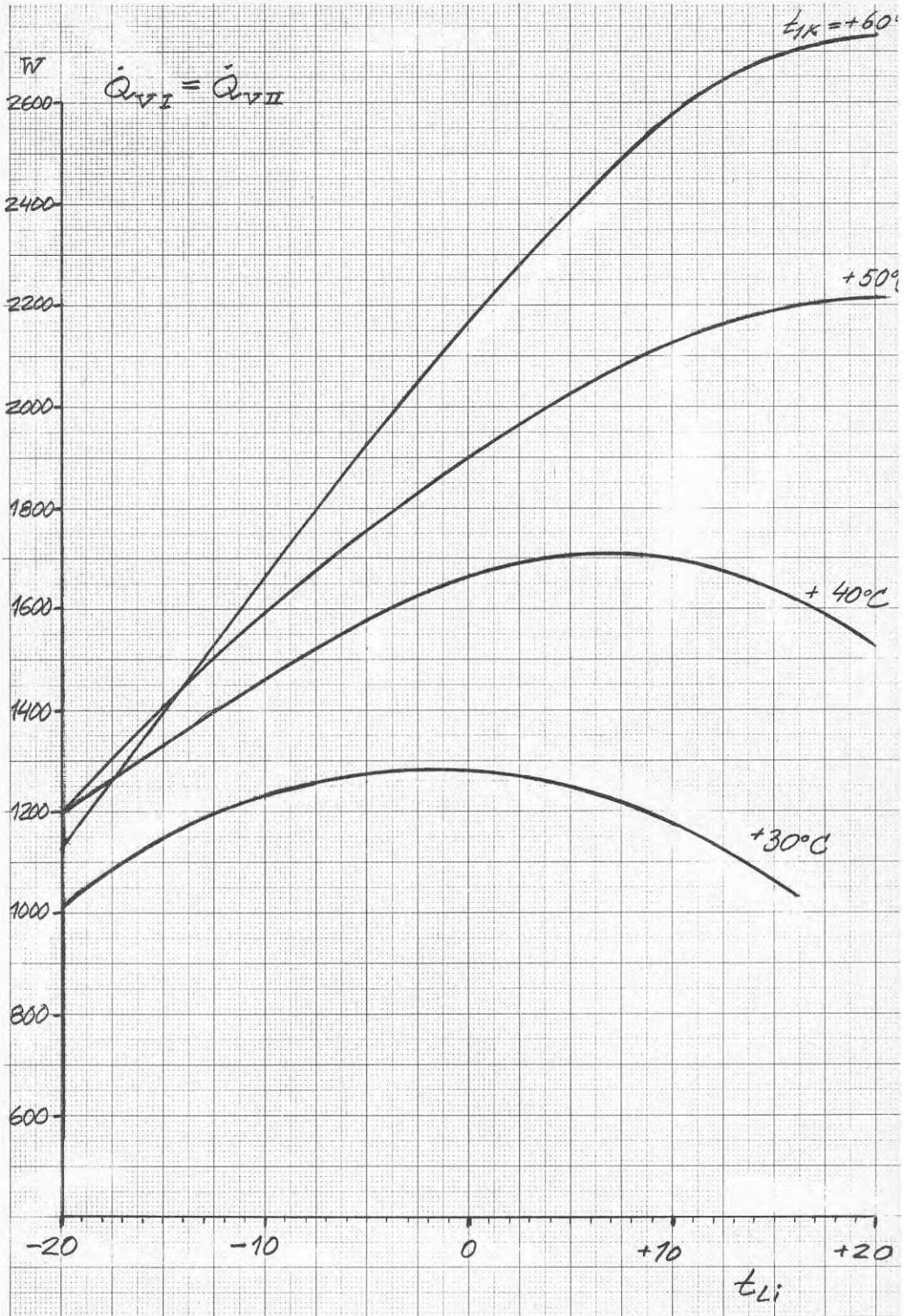


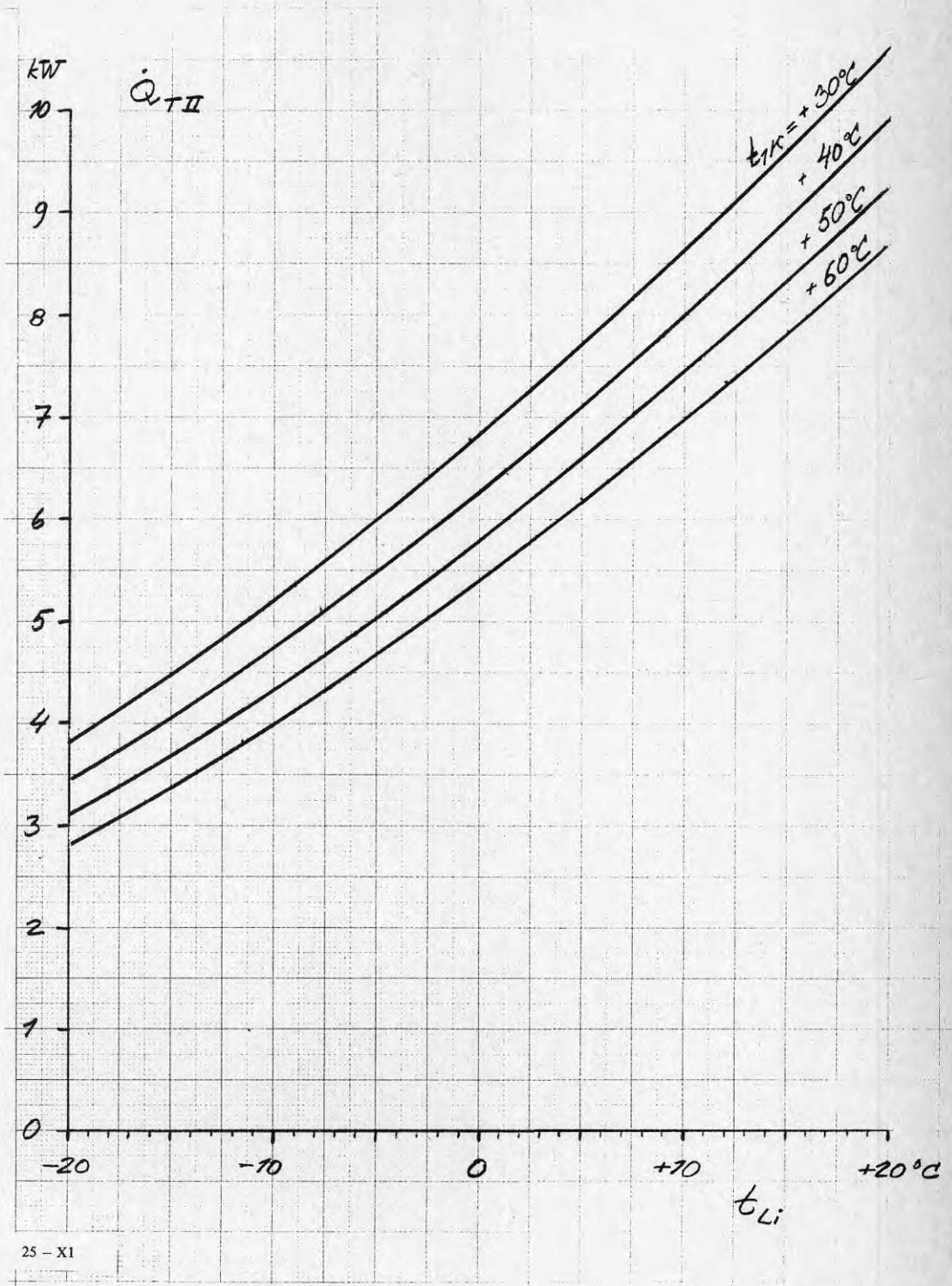


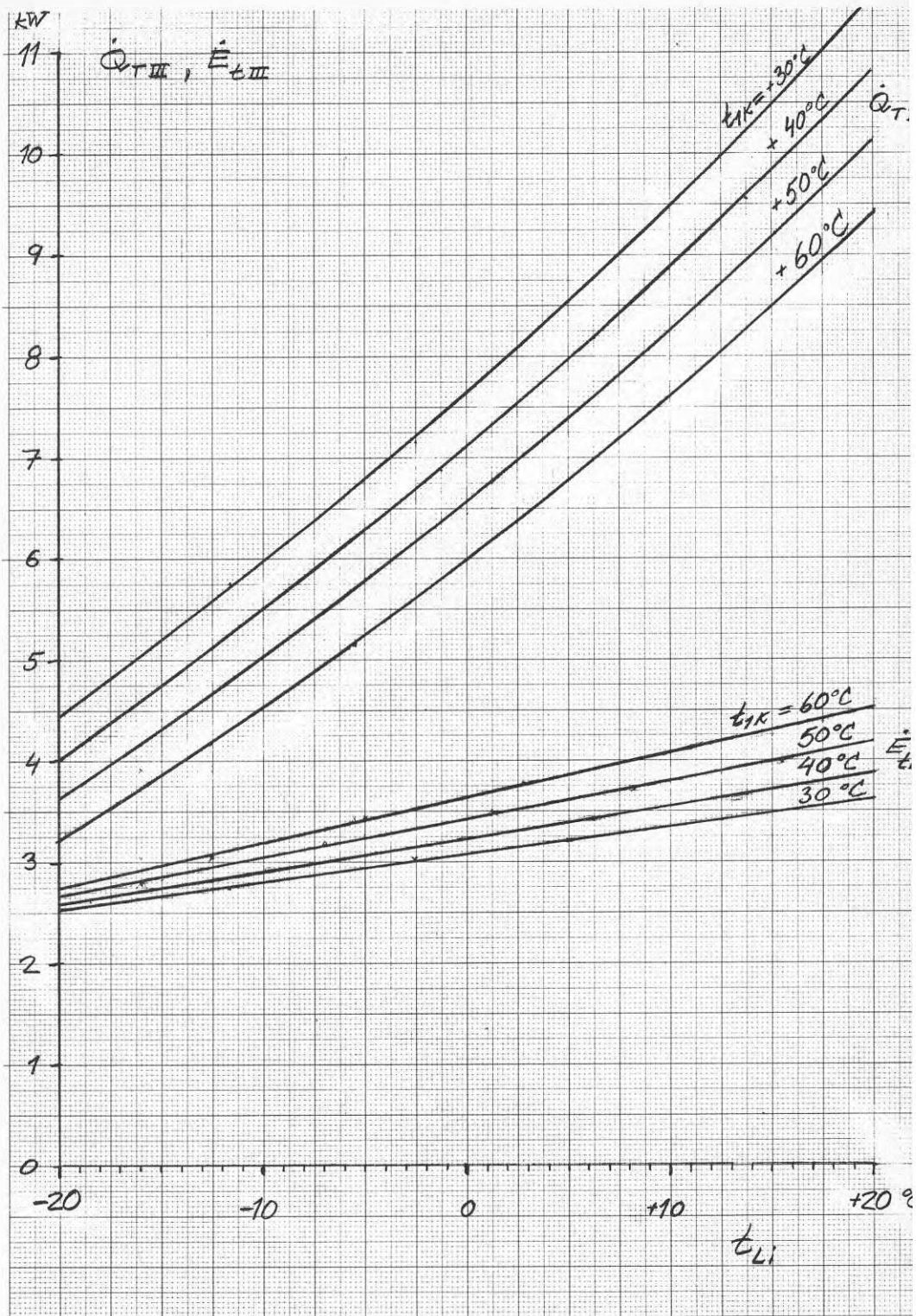


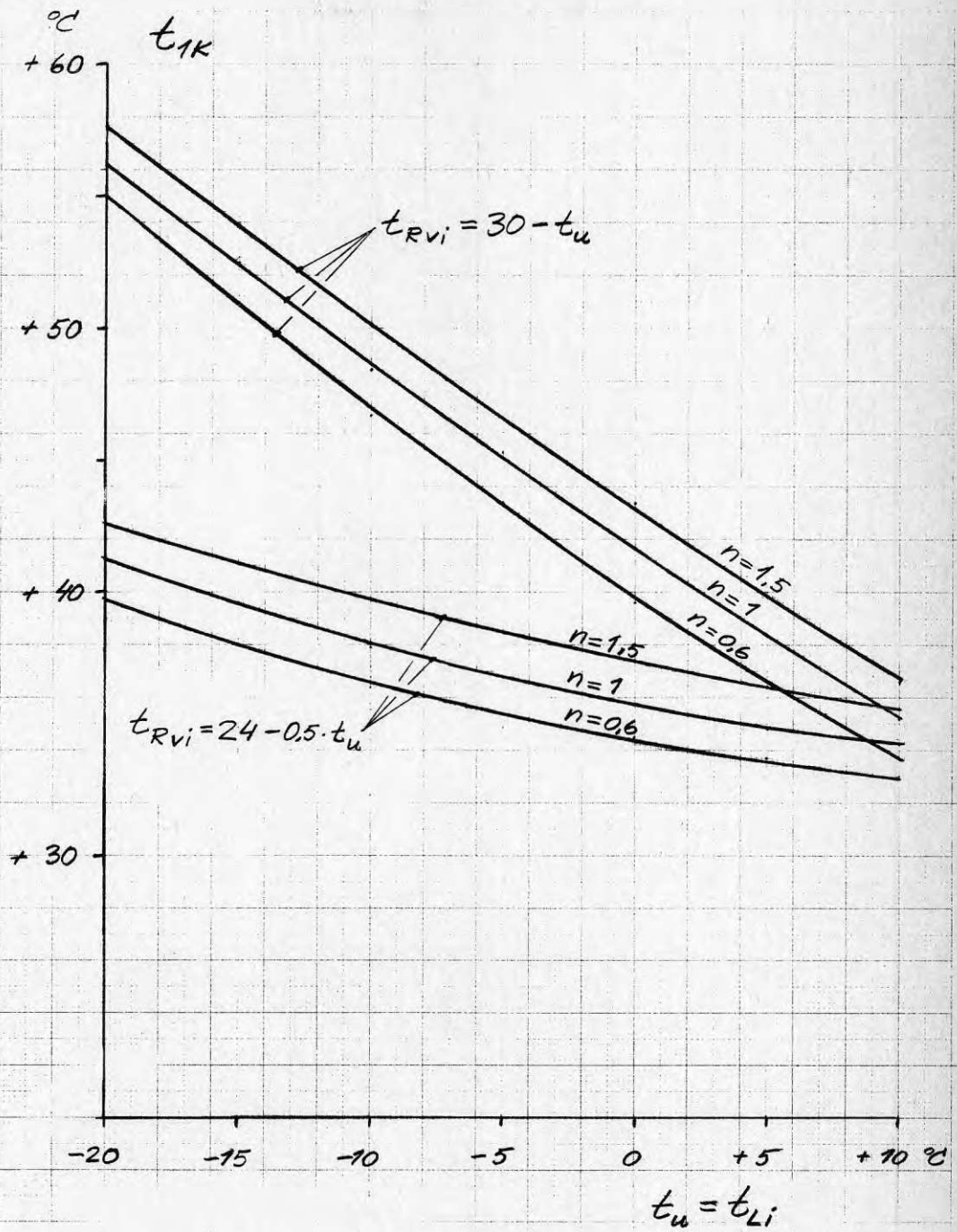


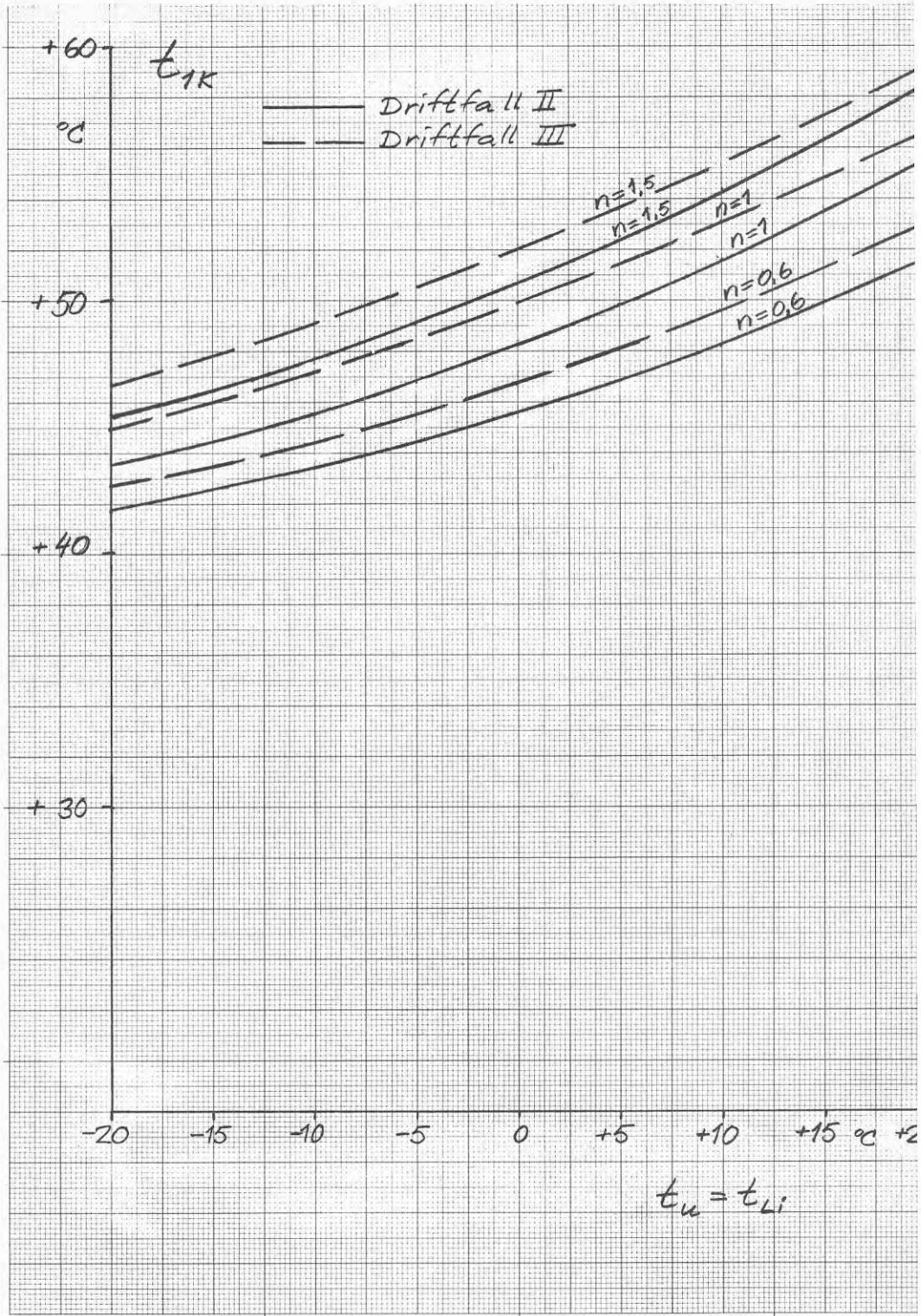






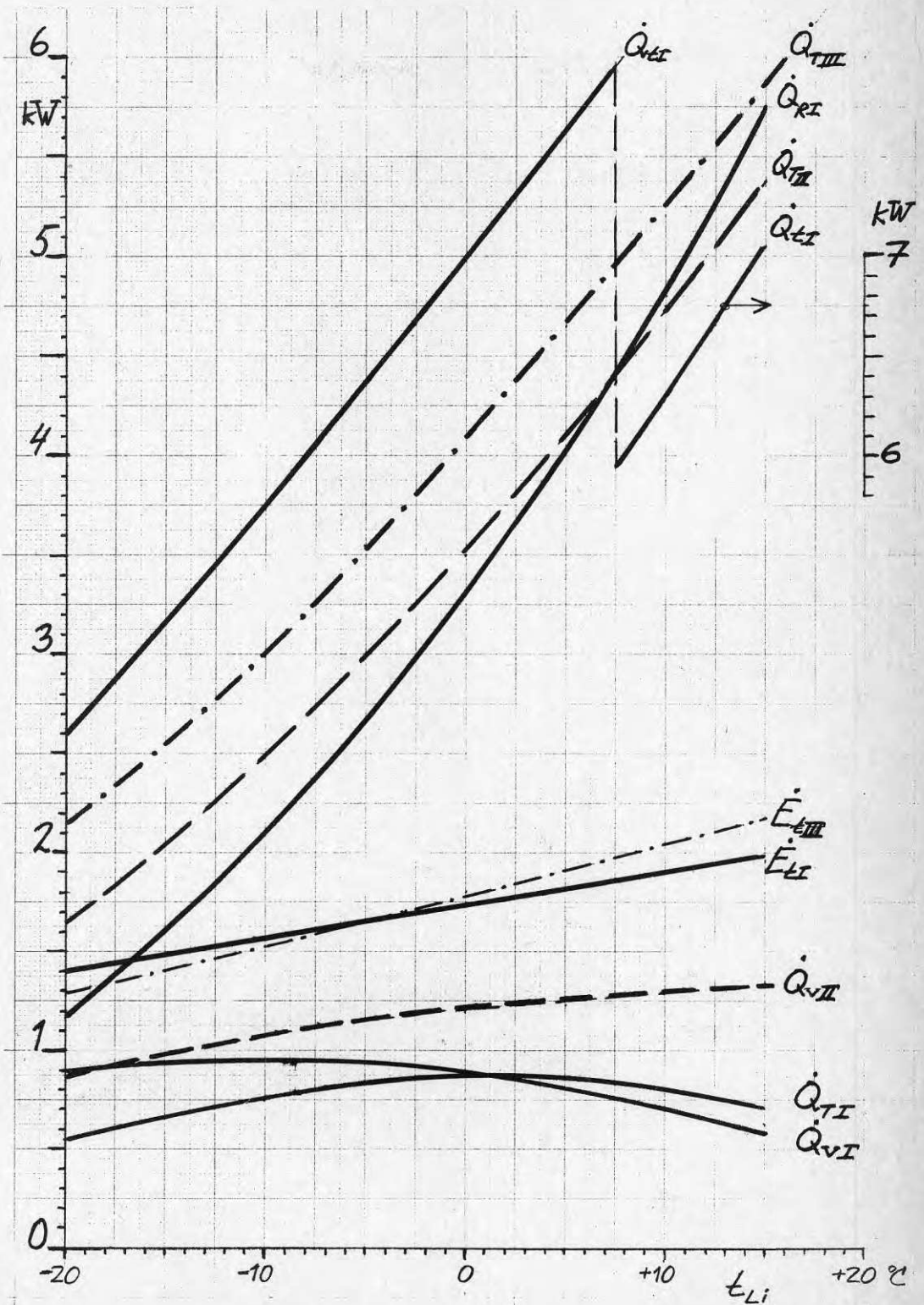


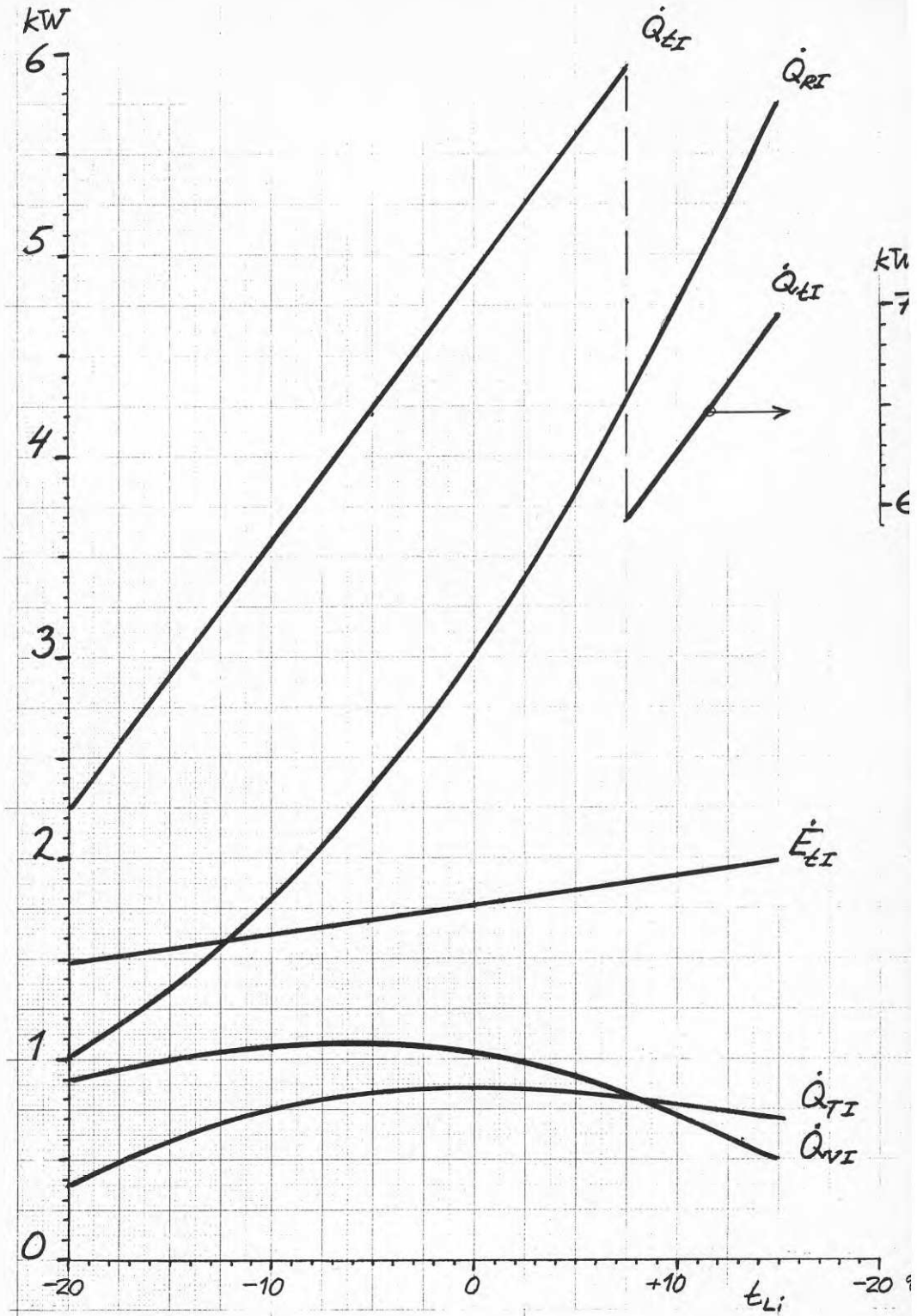




Driftfall I $t_{Rvi} = 24 - 0,5 \cdot t_u$ °C

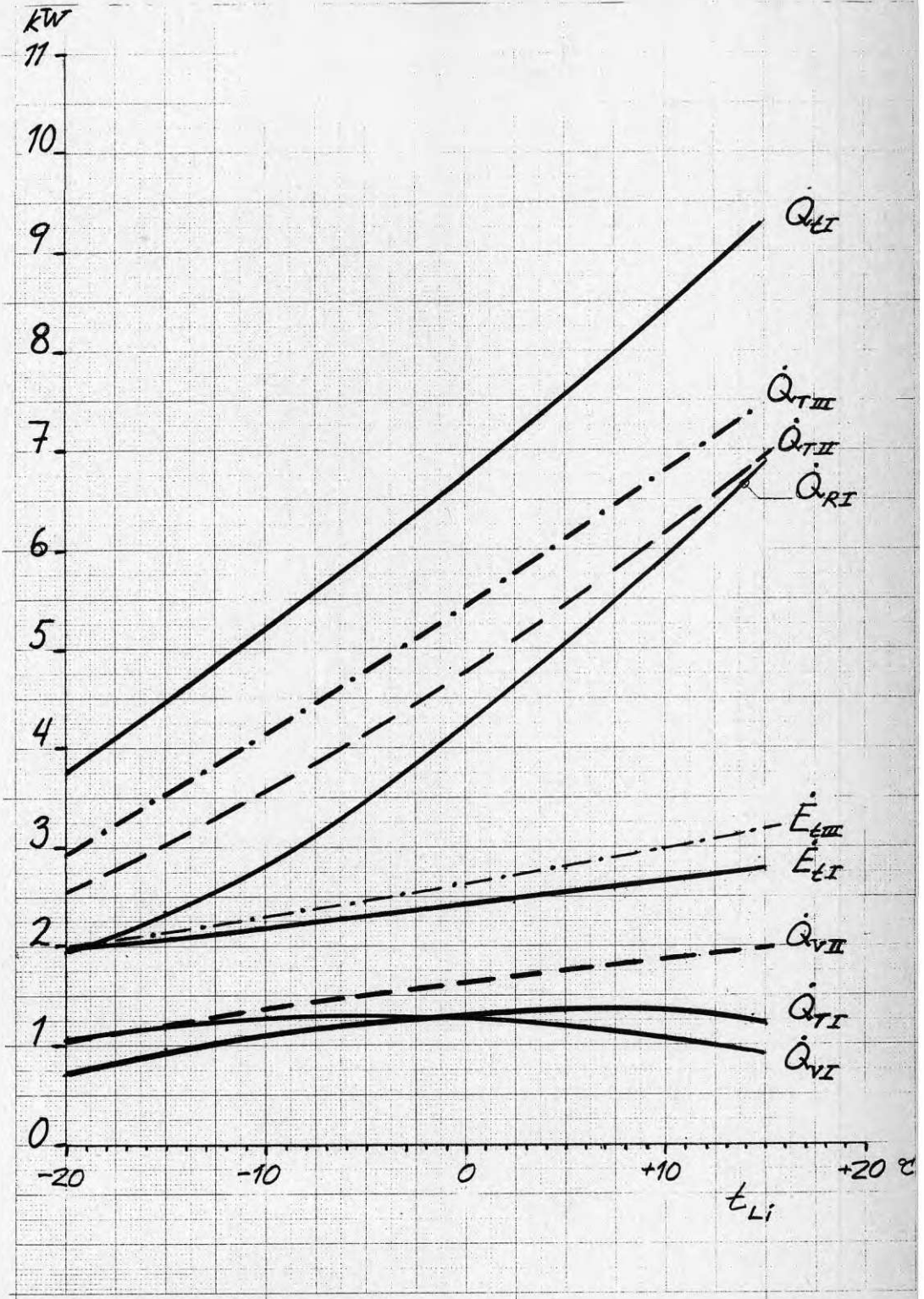
Driftfall II och III $t_{TVi} = + 35$ °C

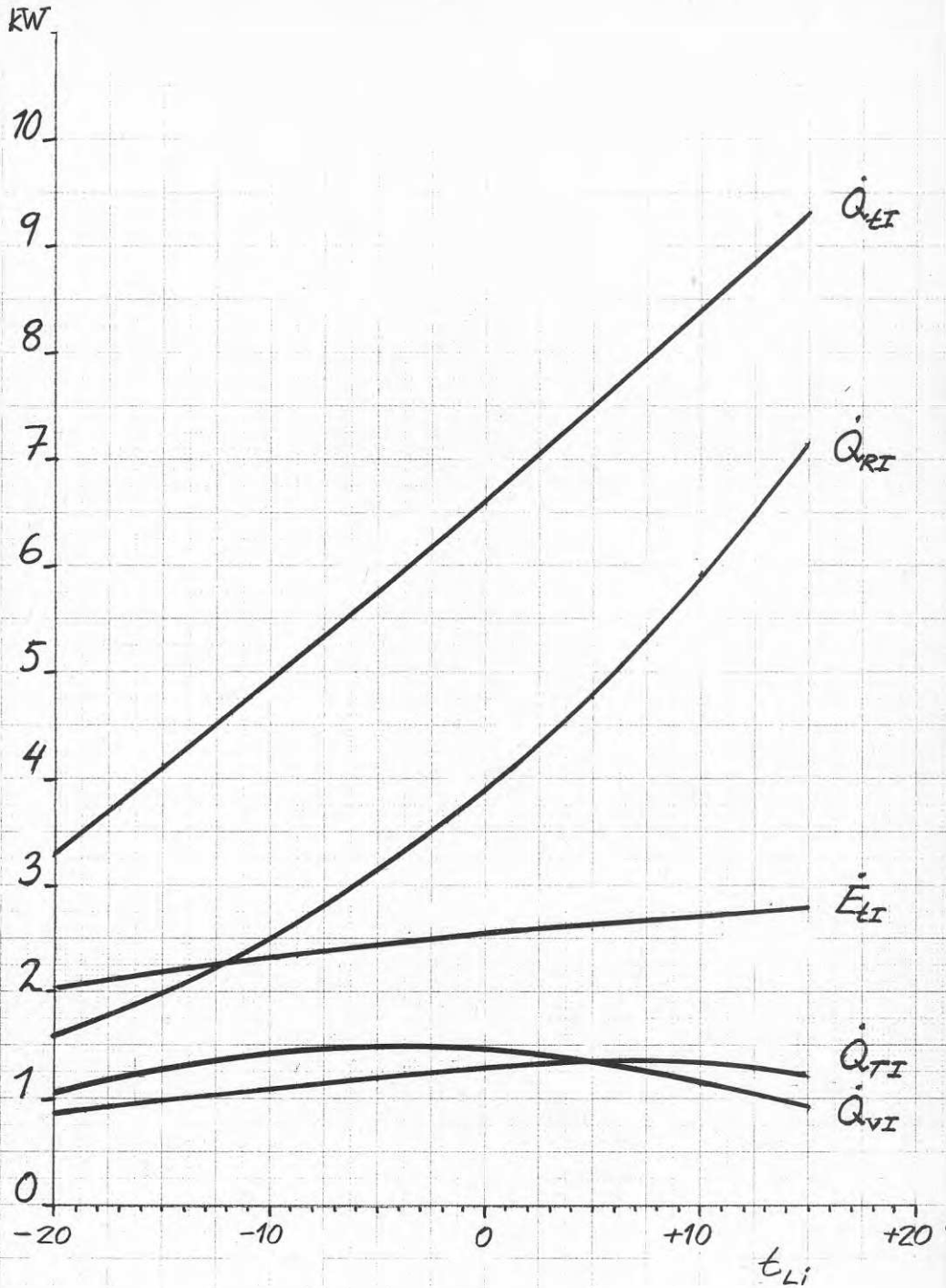


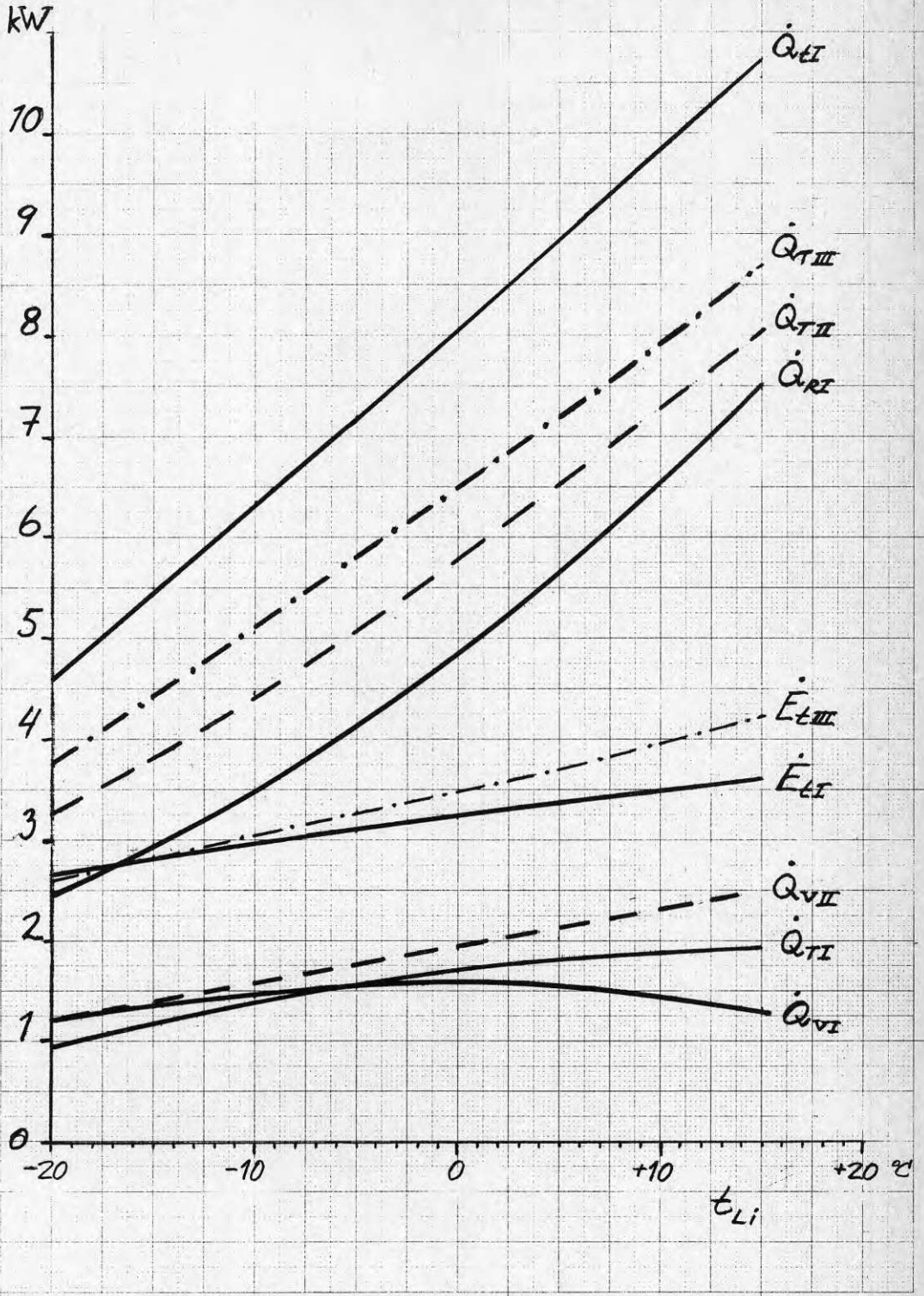


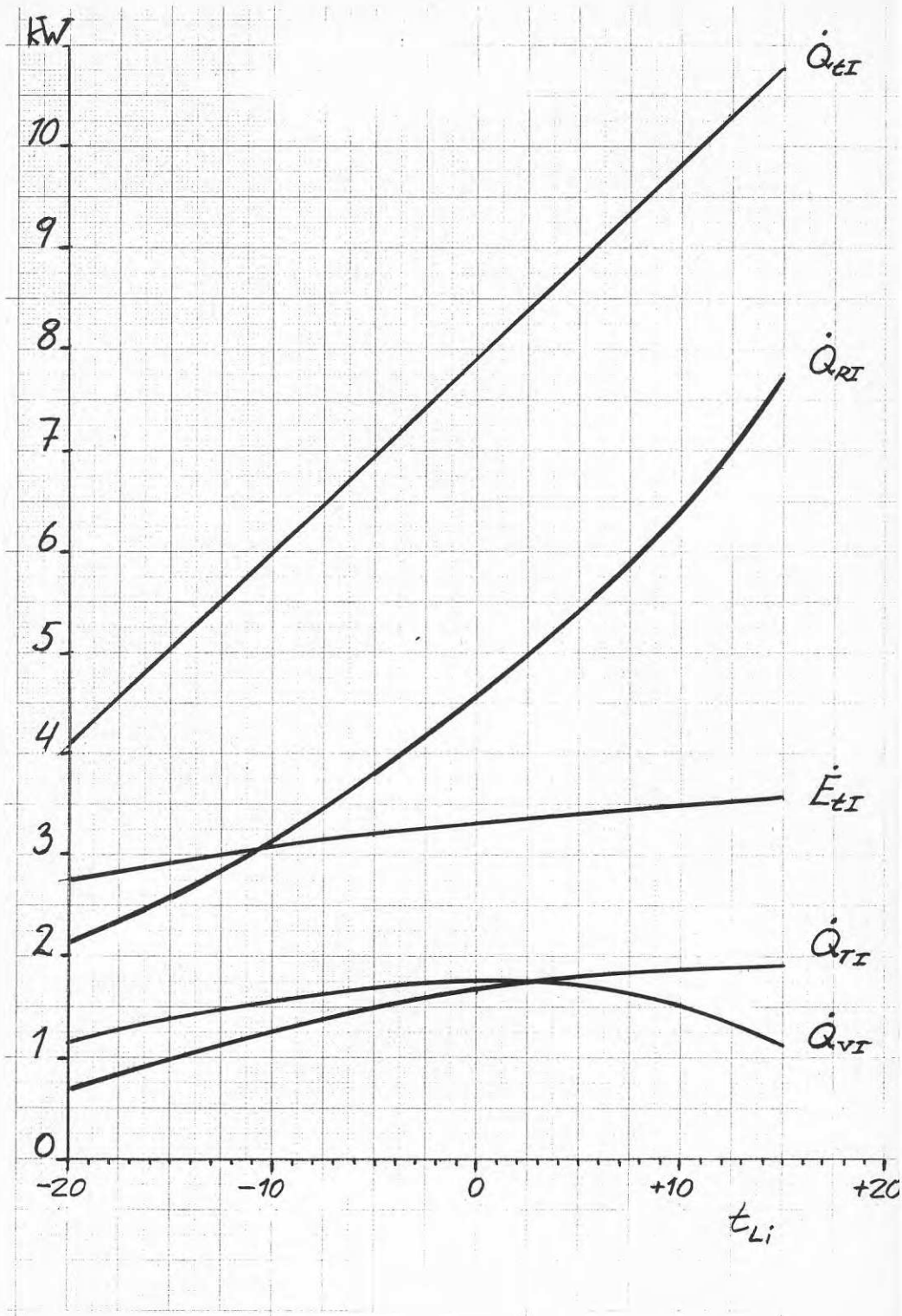
Driftfall I $t_{Rvi} = 24 - 0,5 \cdot t_u$ °C

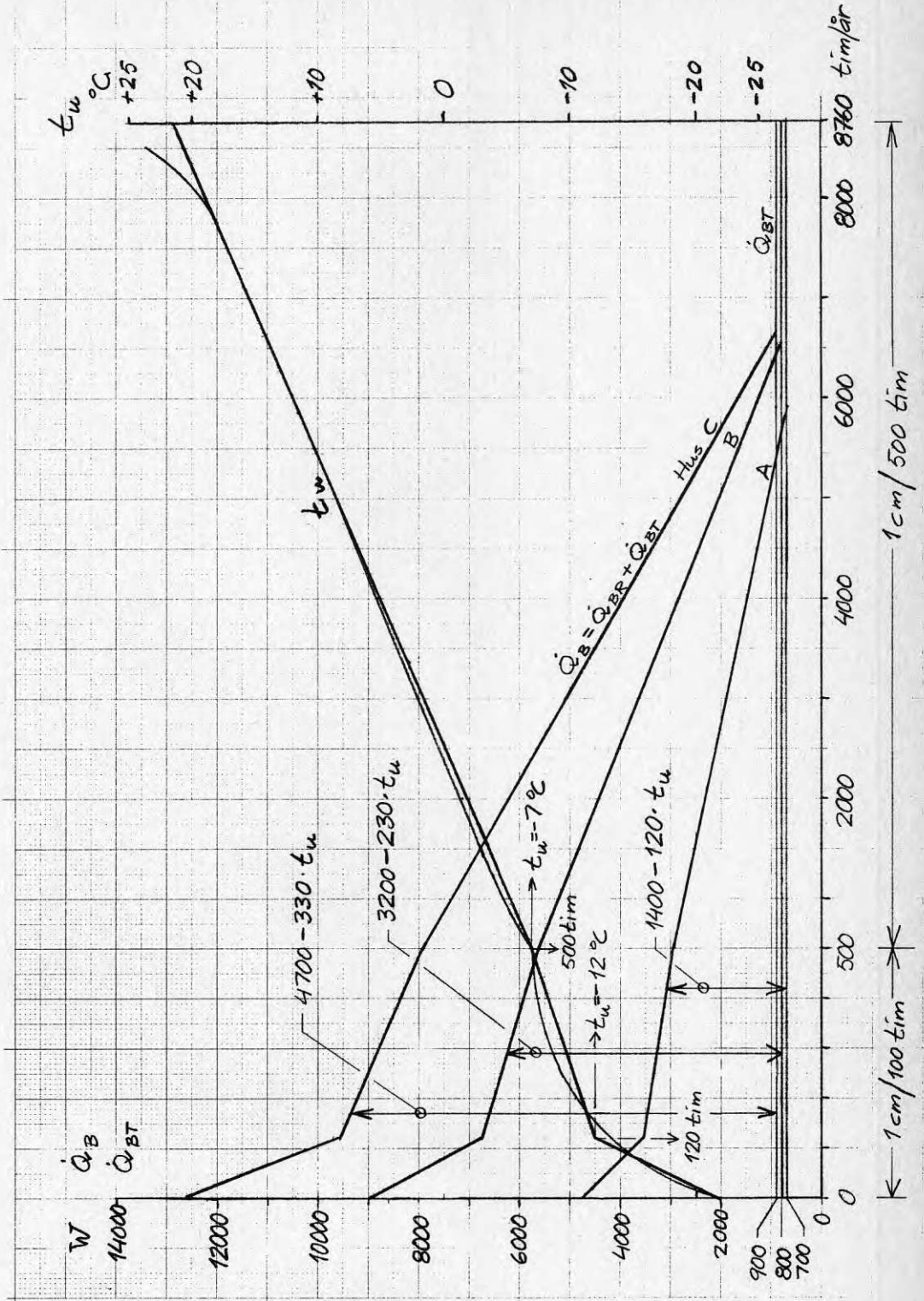
Driftfall II och III $t_{TVi} = + 35$ °C



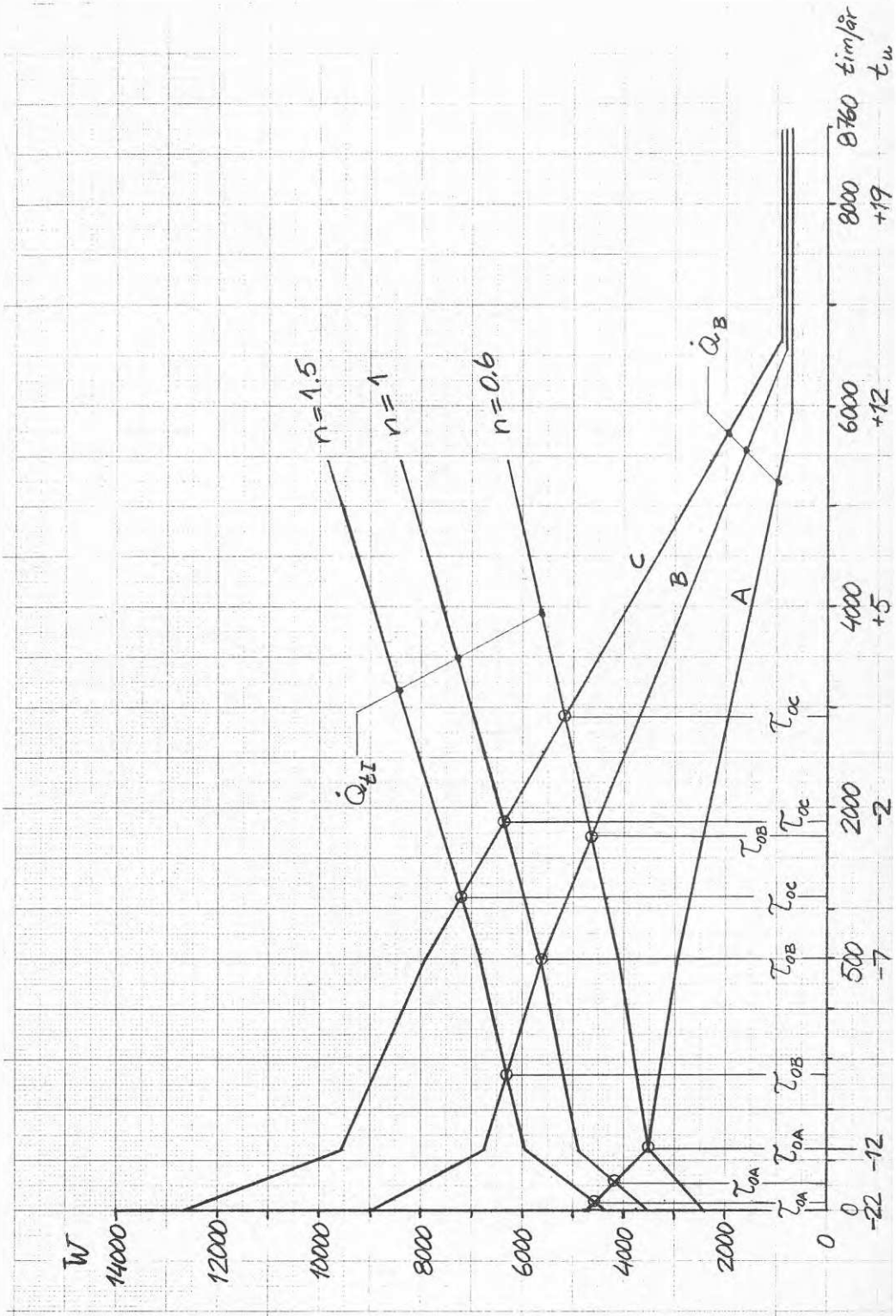




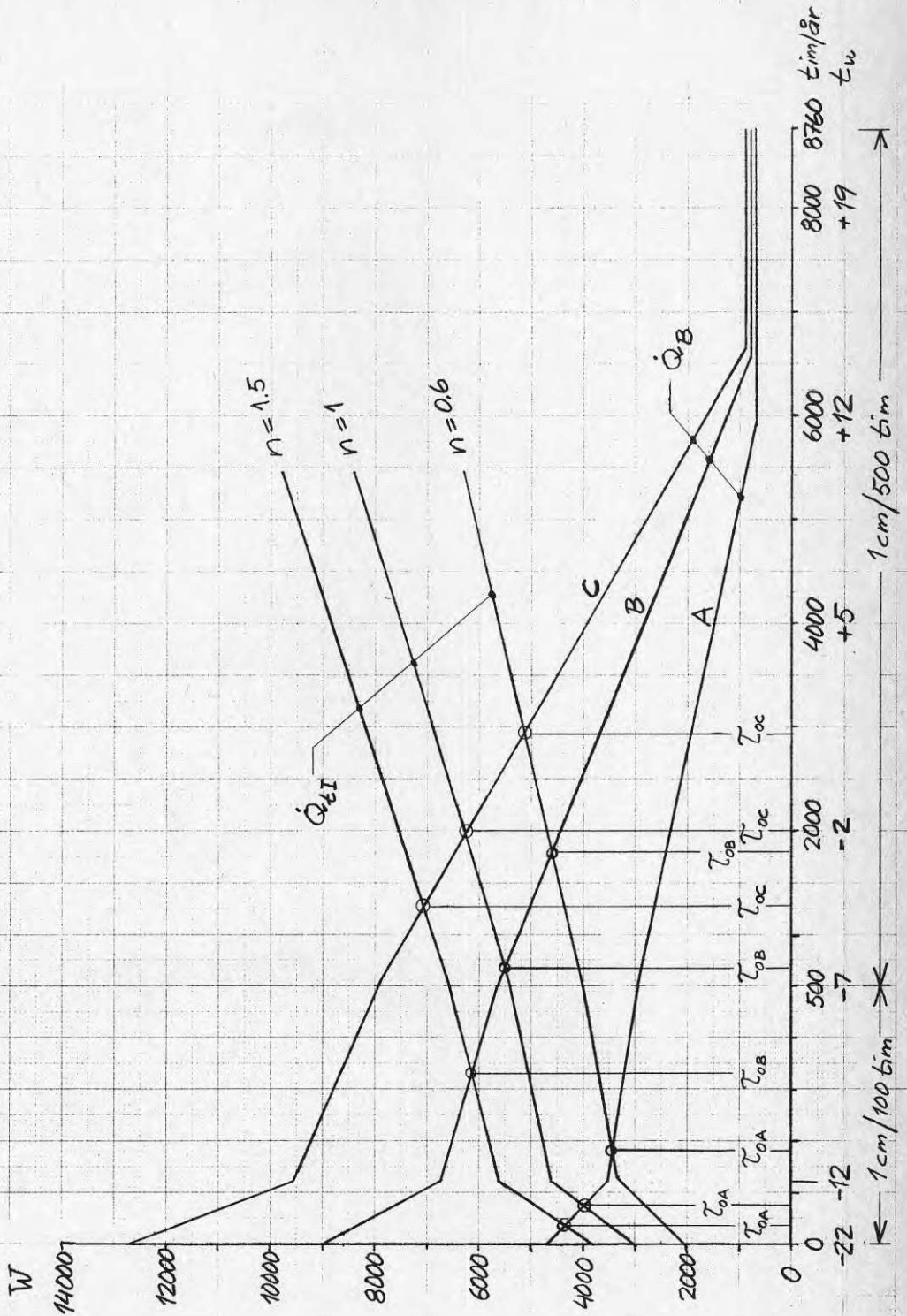


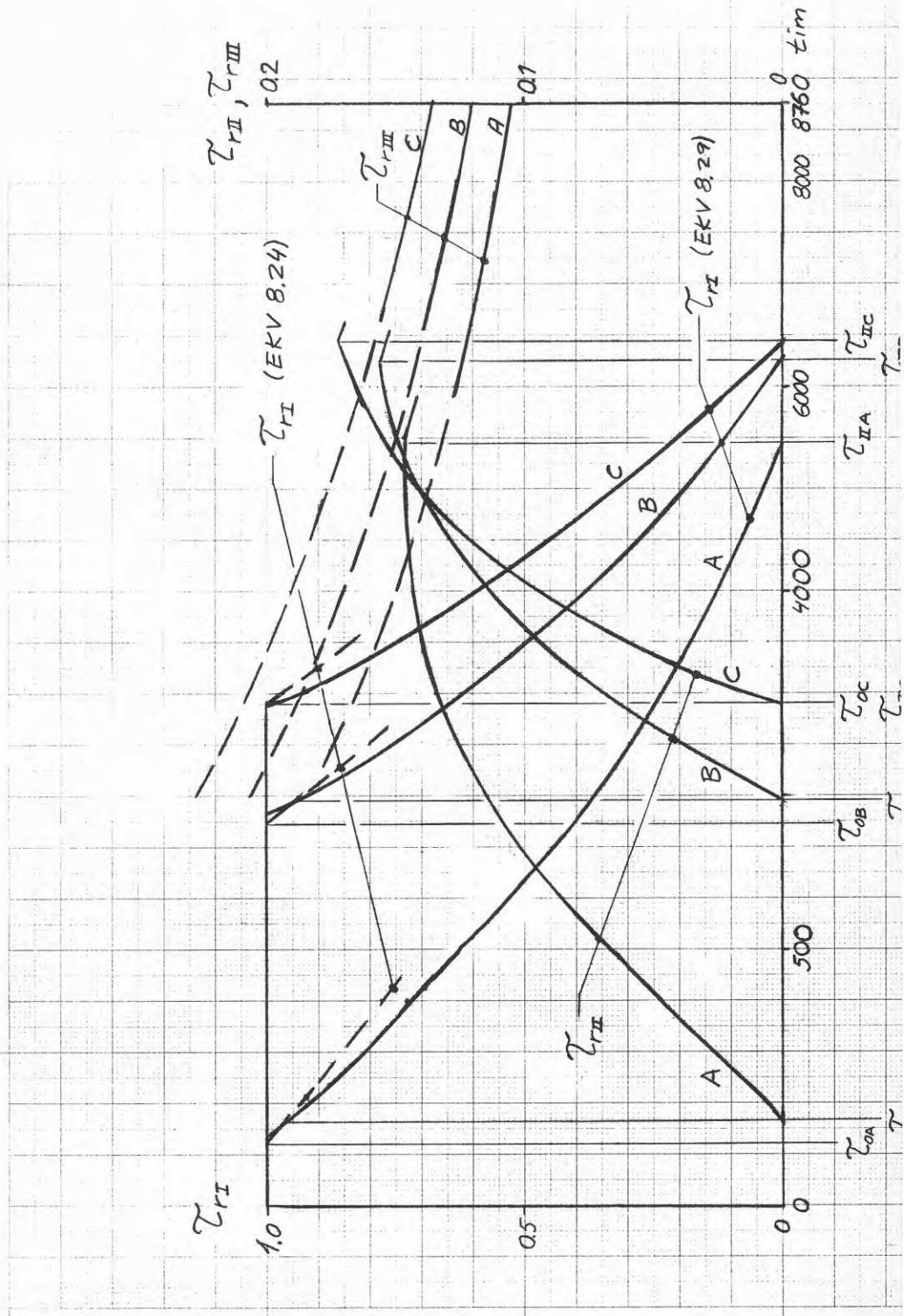


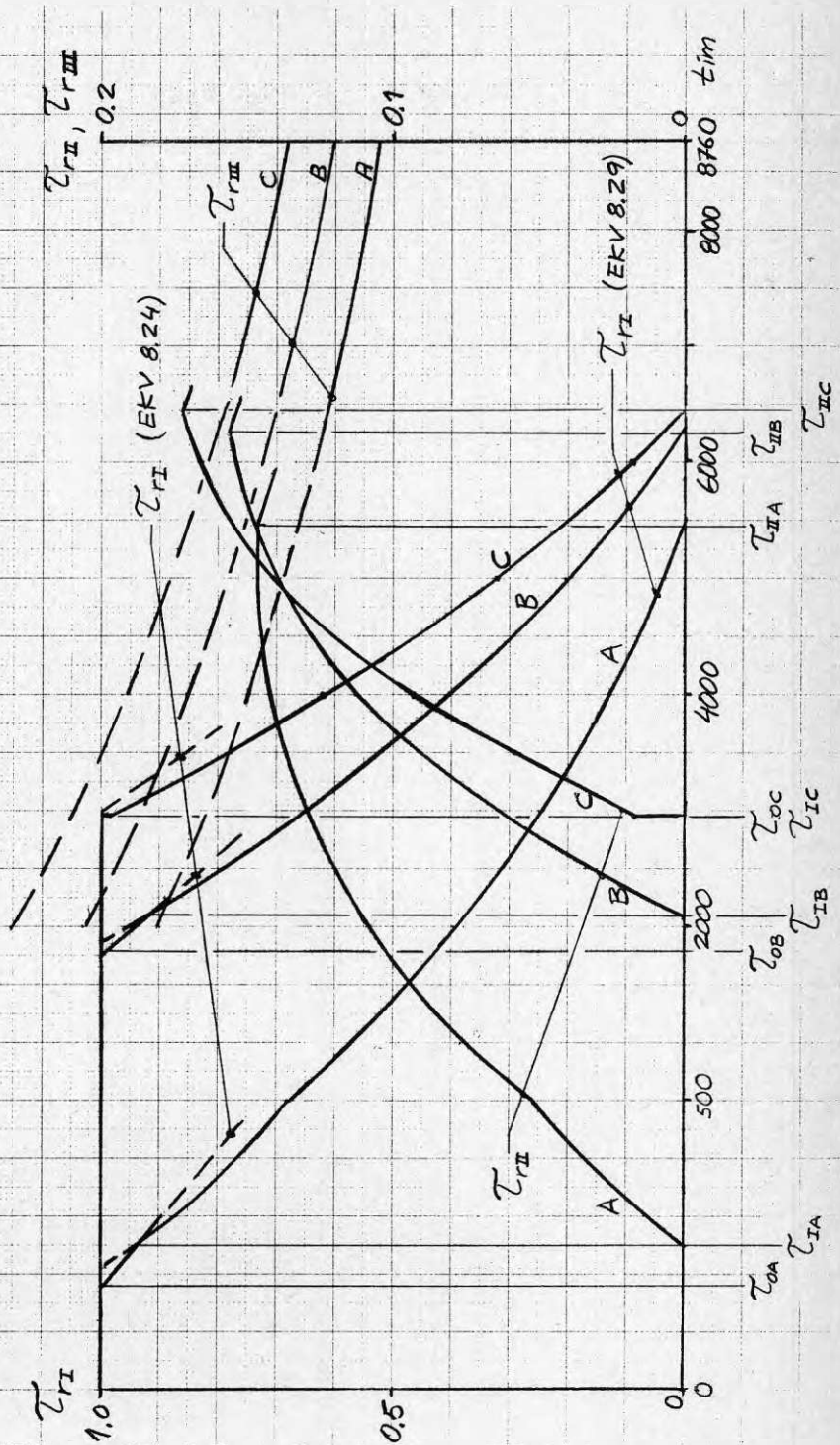
a) $t_{Rvi} = 24 - 0,5 \cdot t_u$

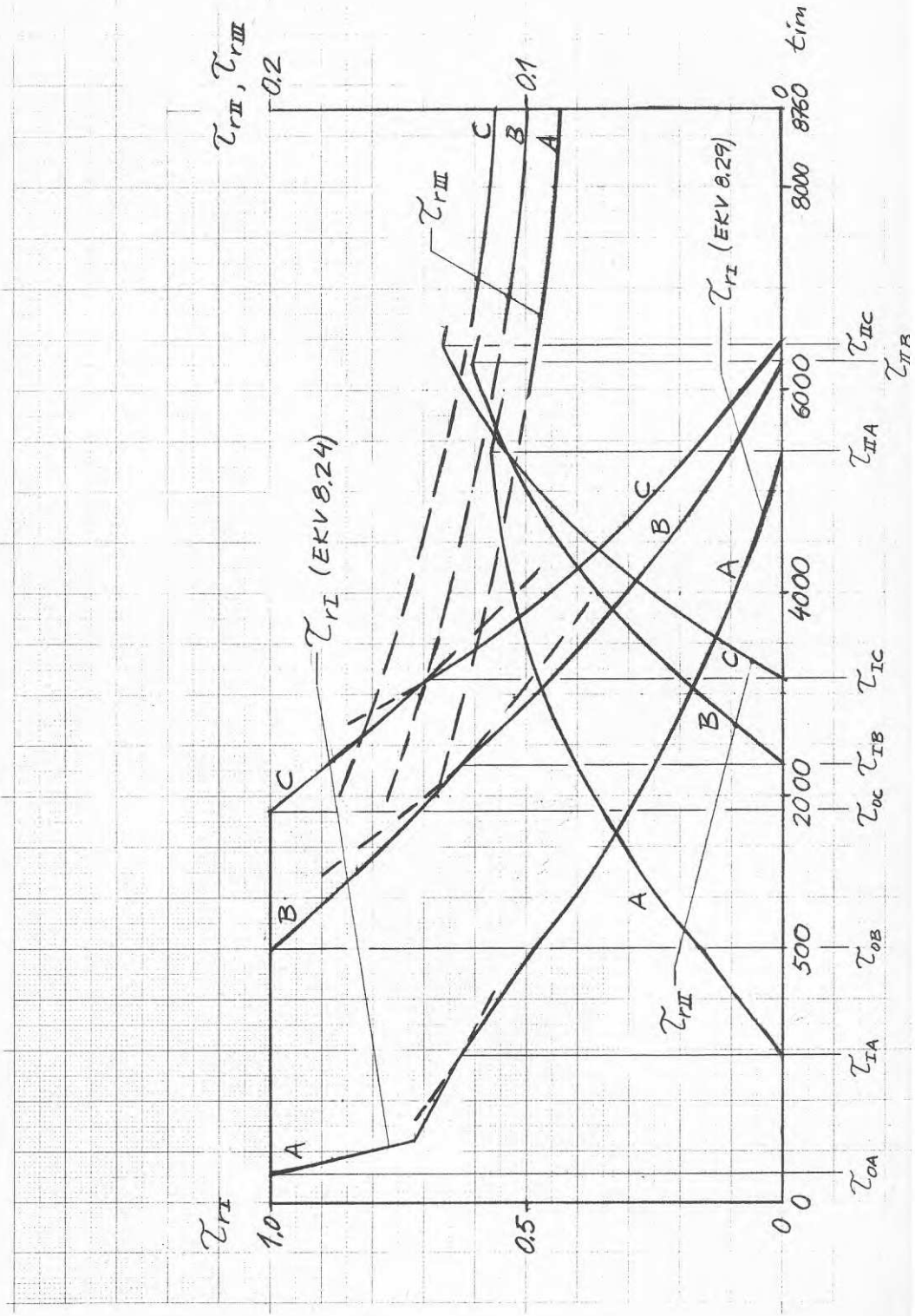


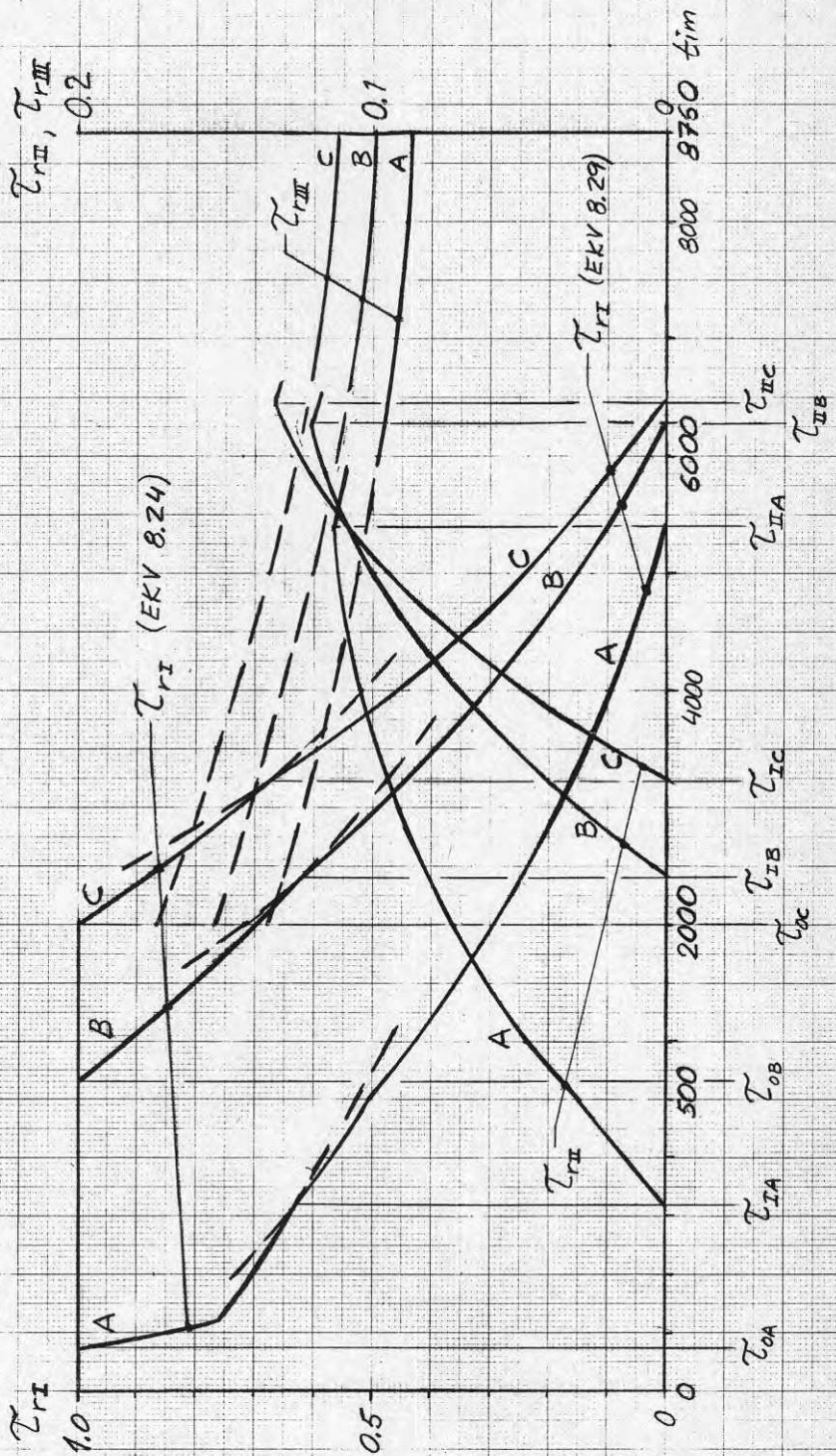
b) $t_{Rvi} = 30 - t_u$

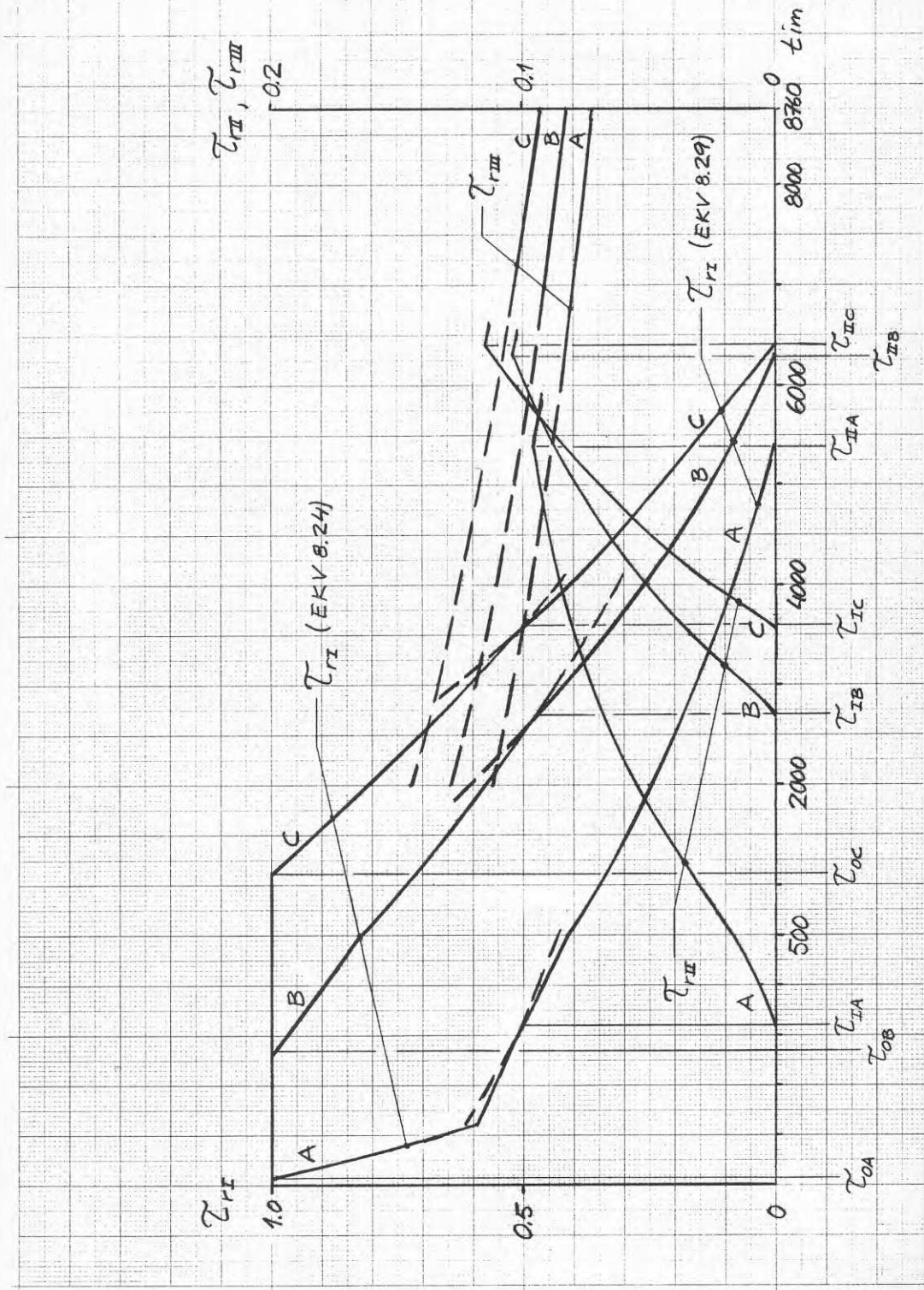


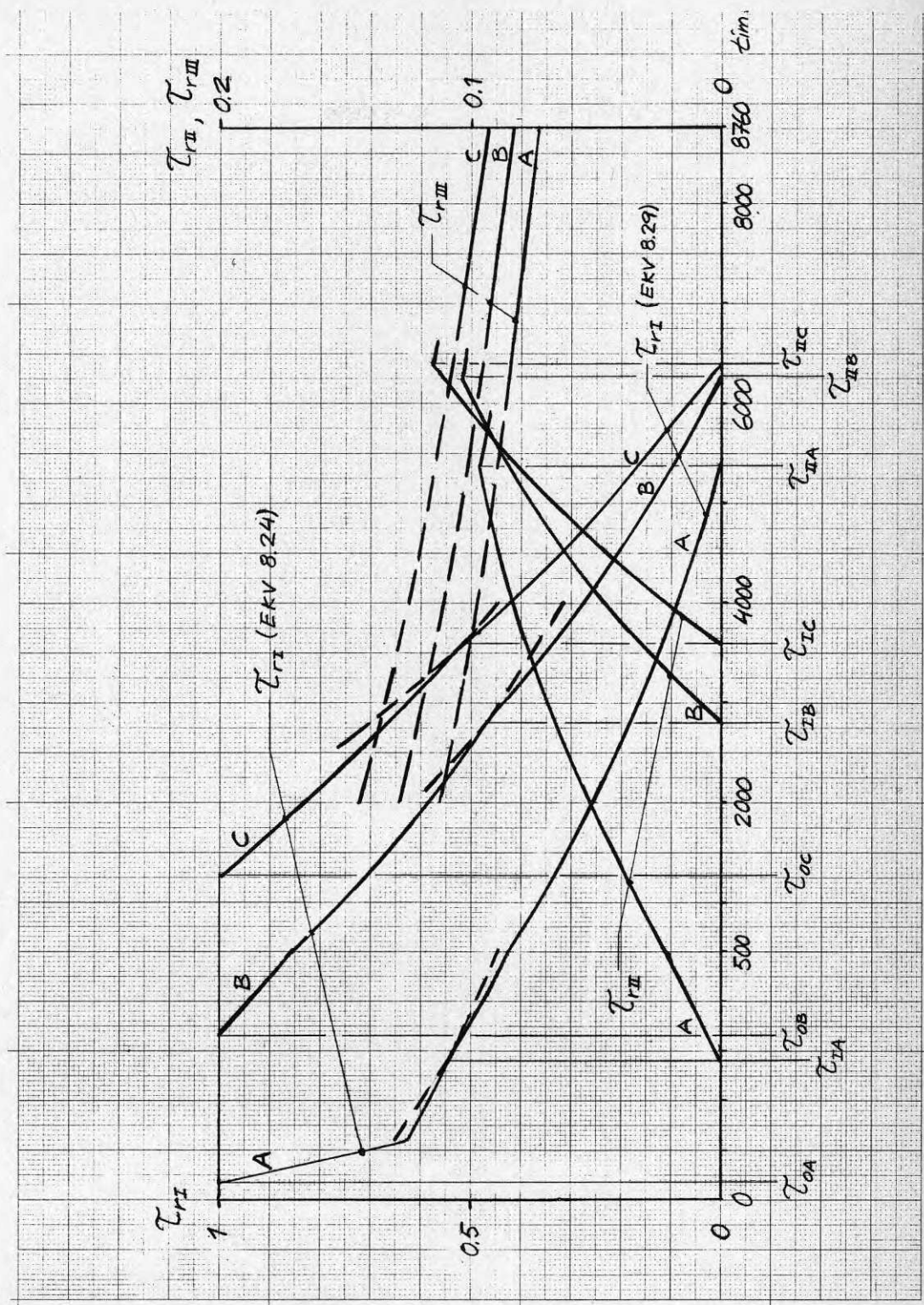


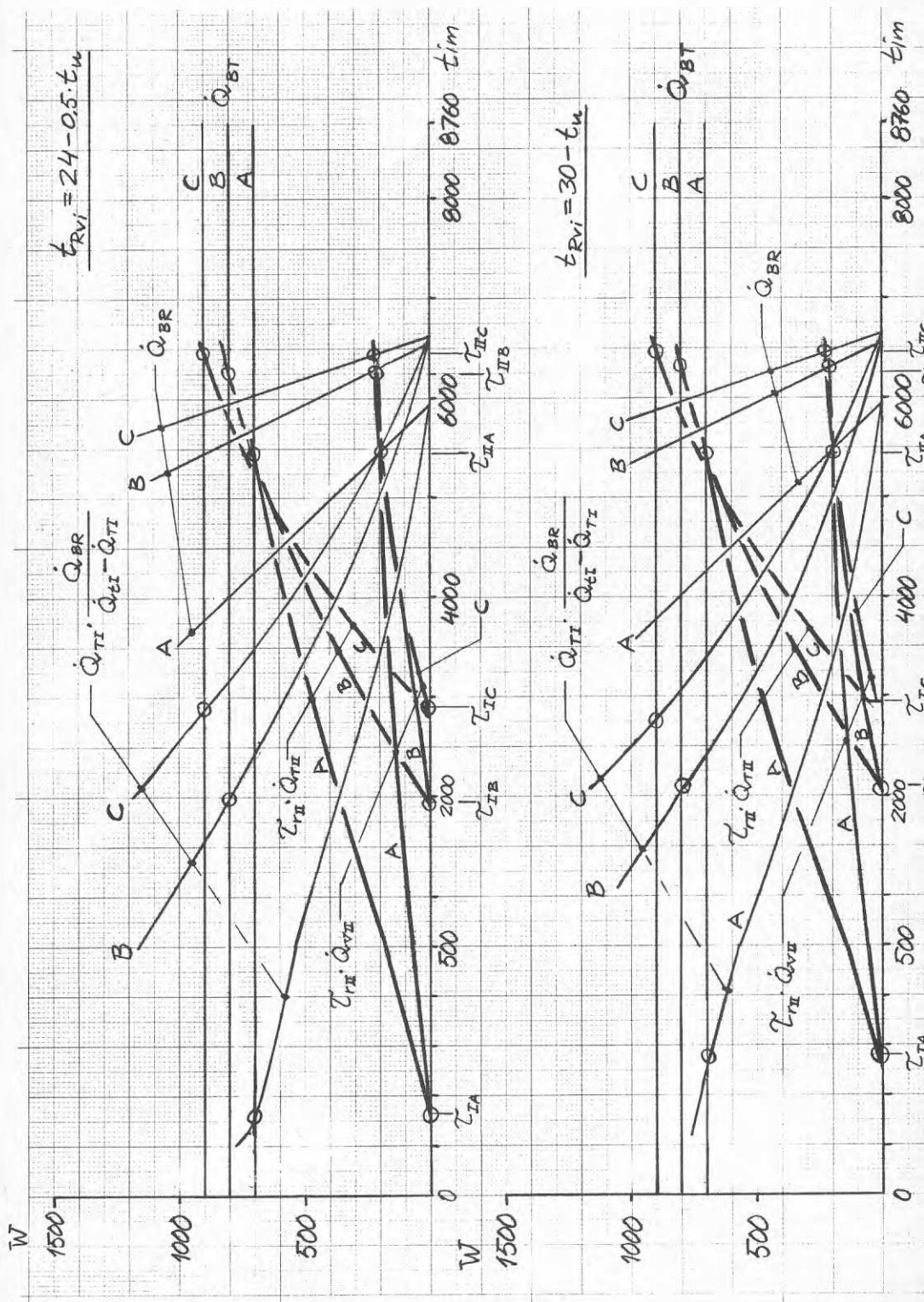


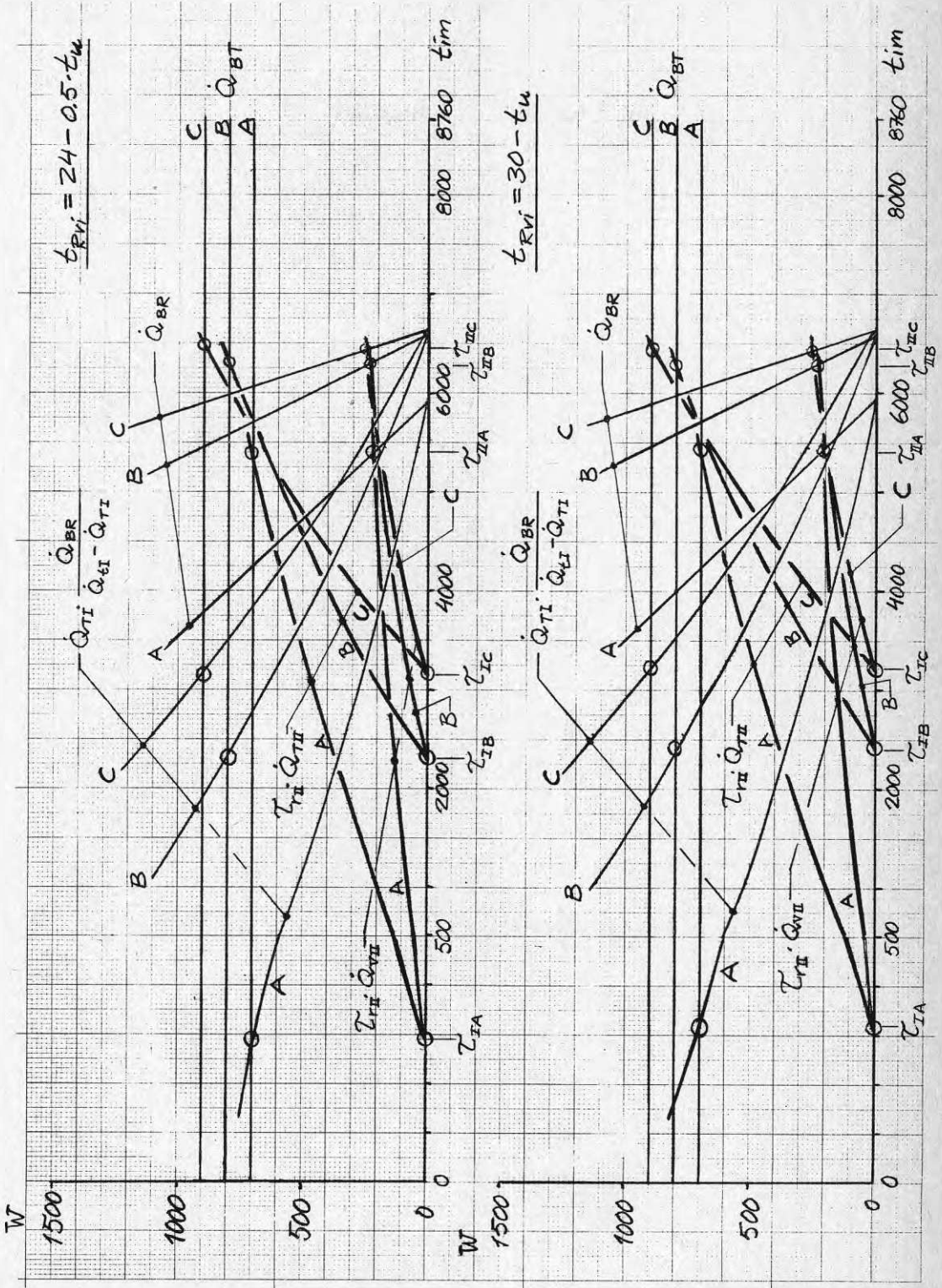


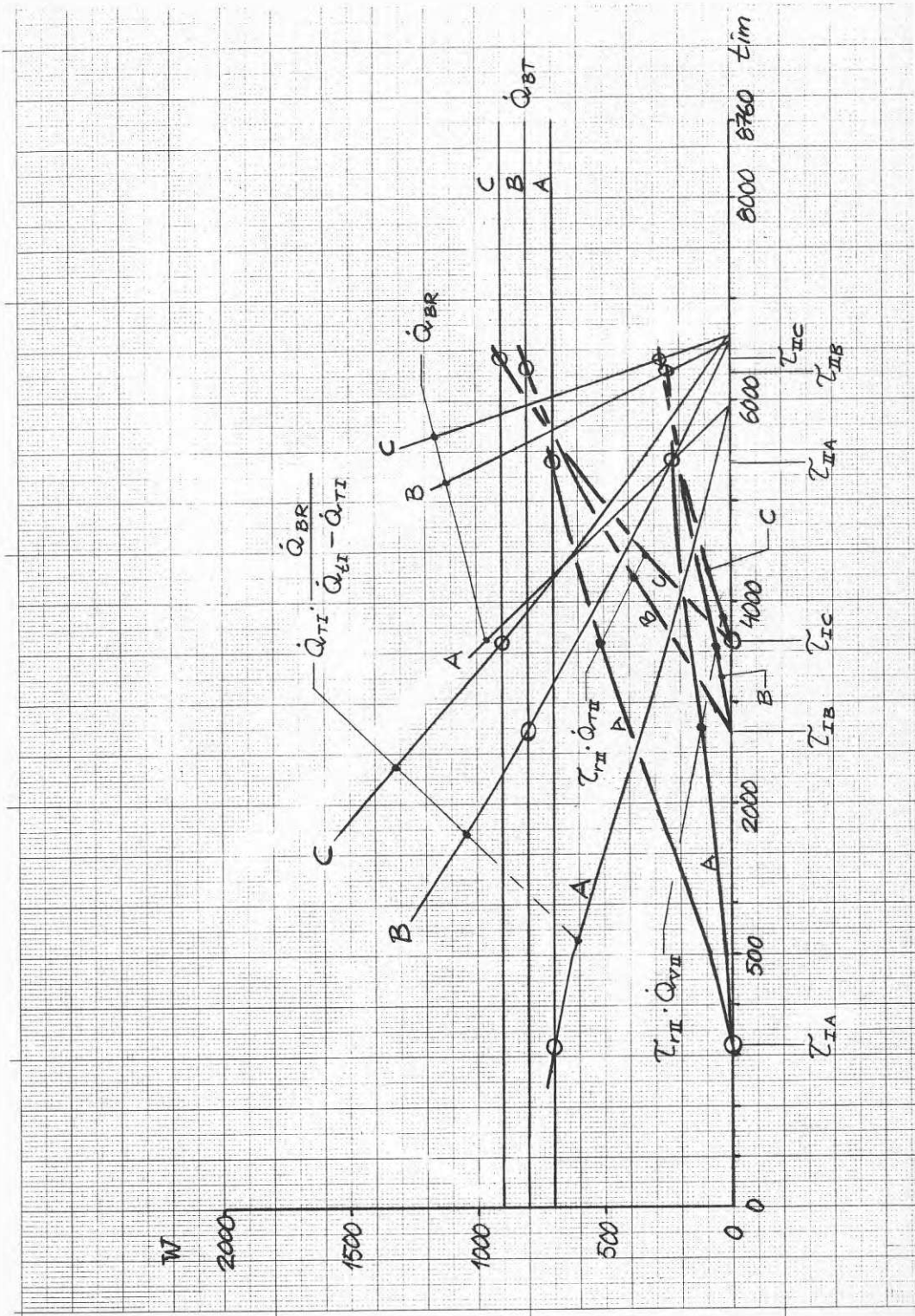


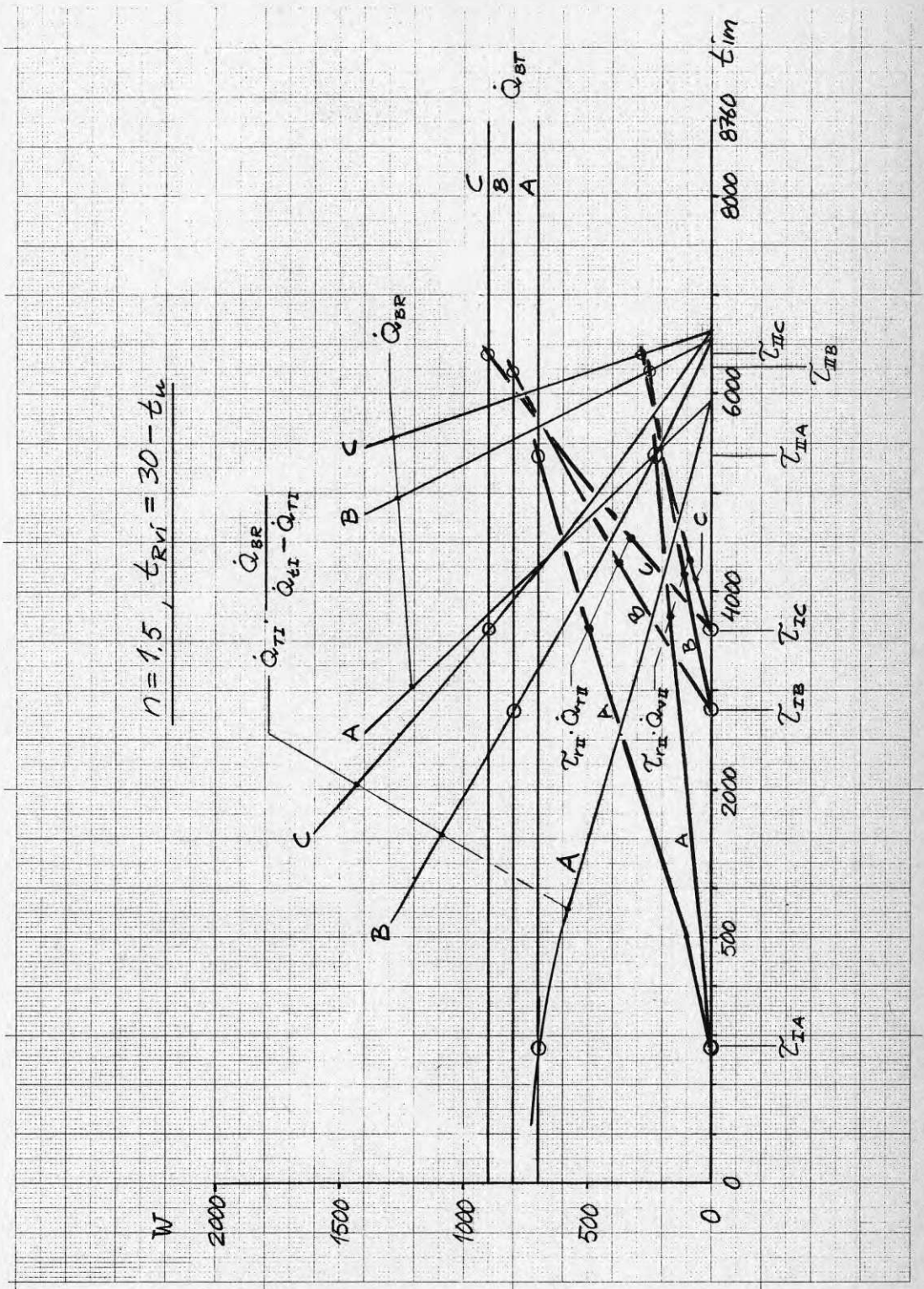


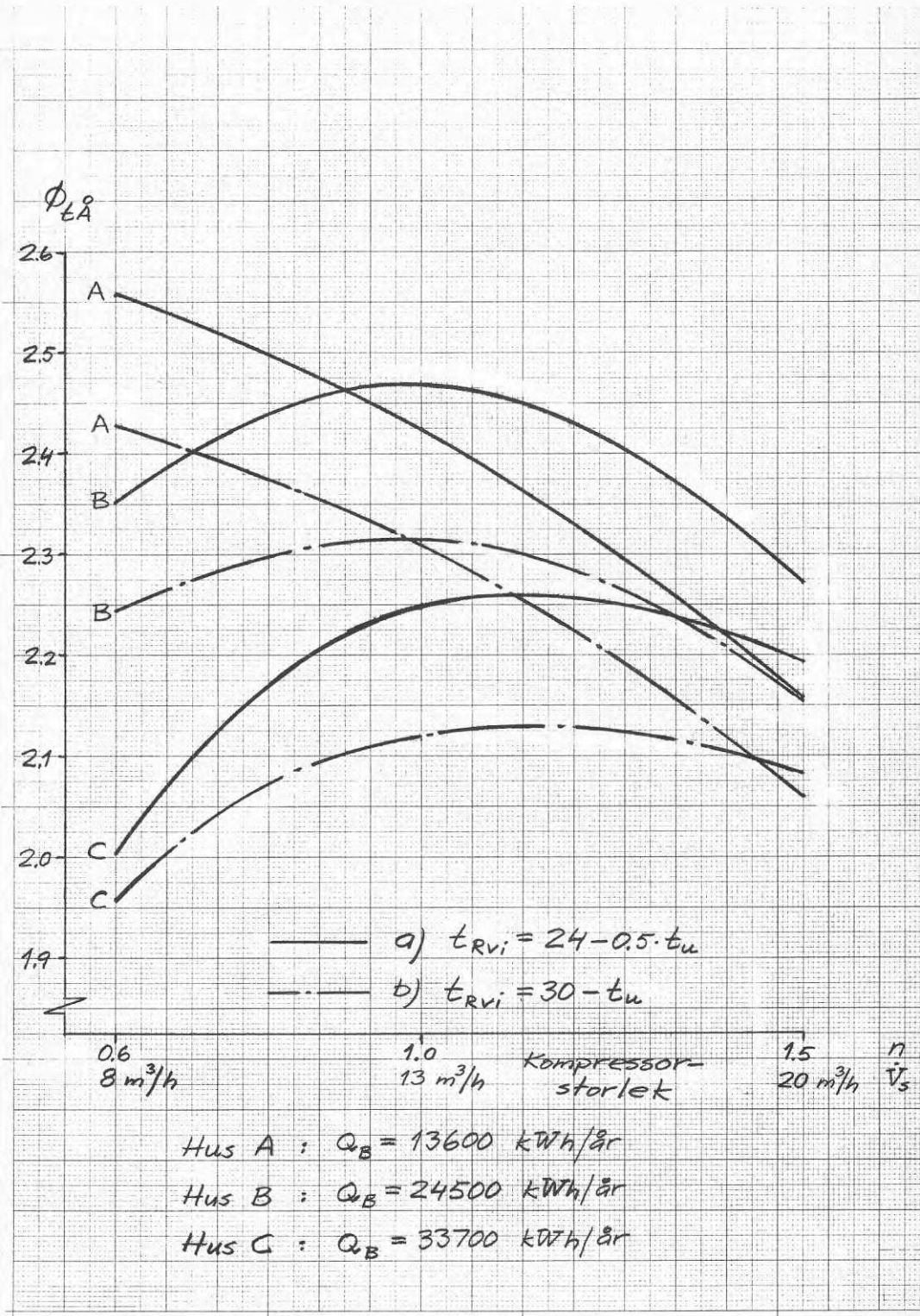


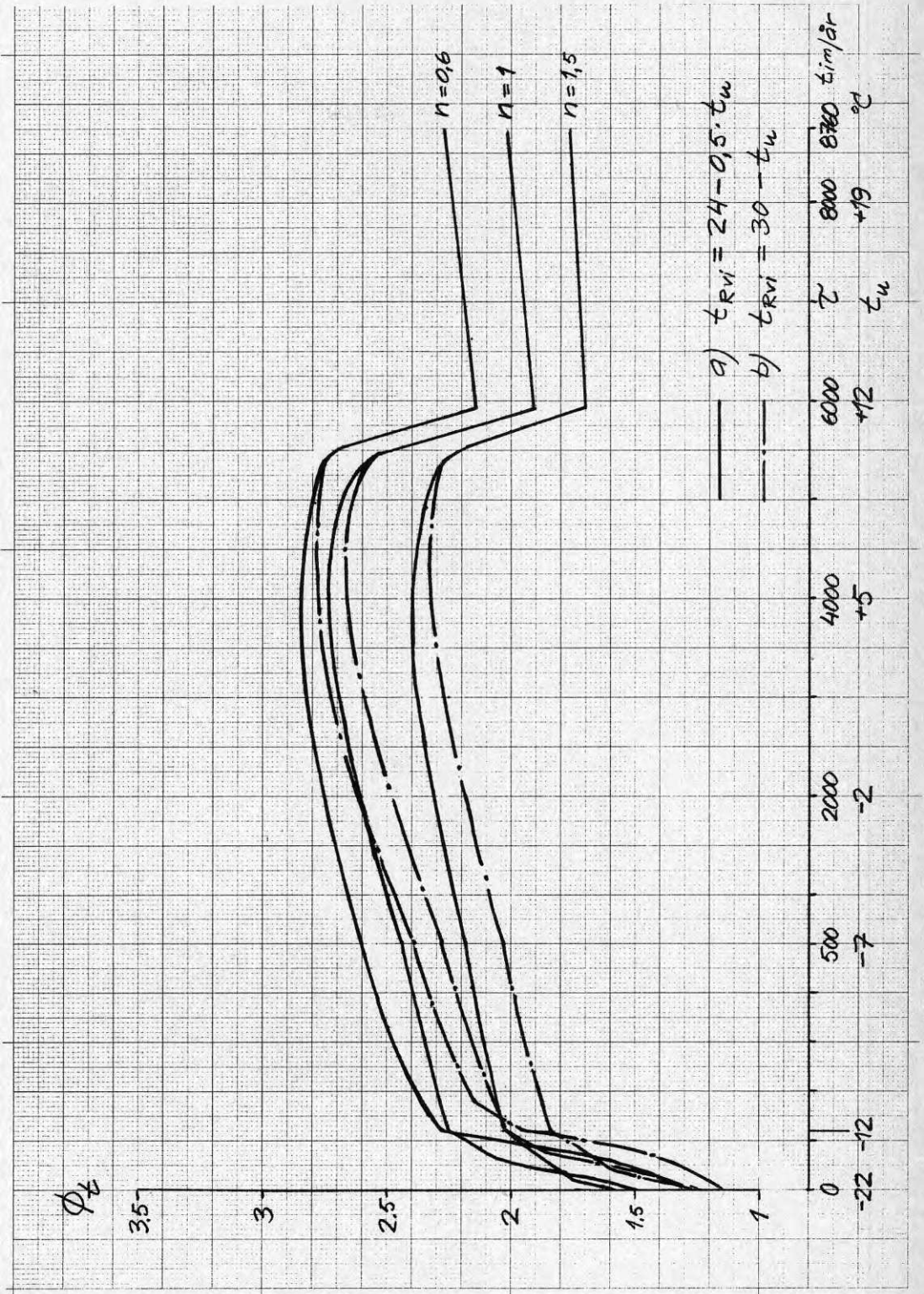


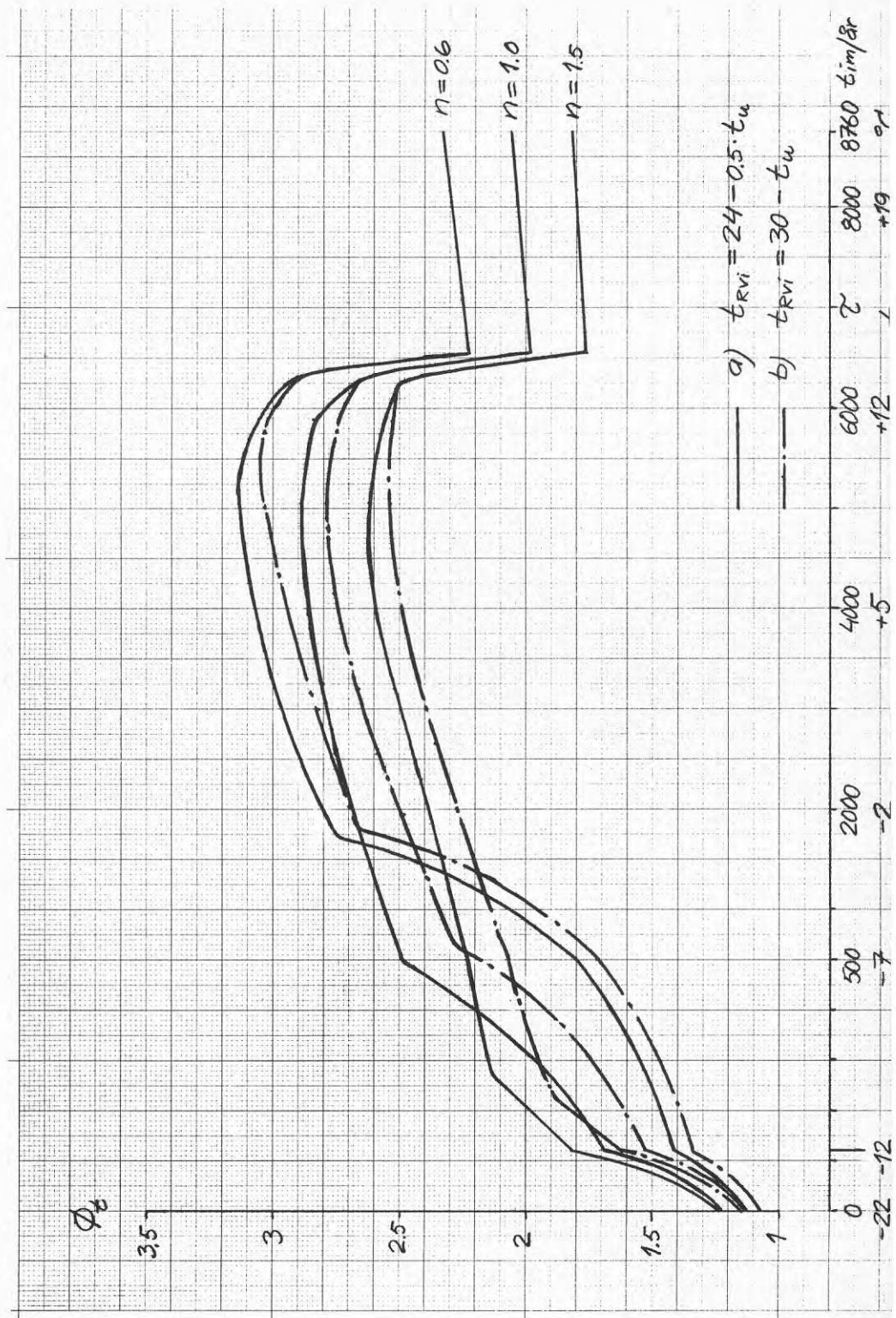


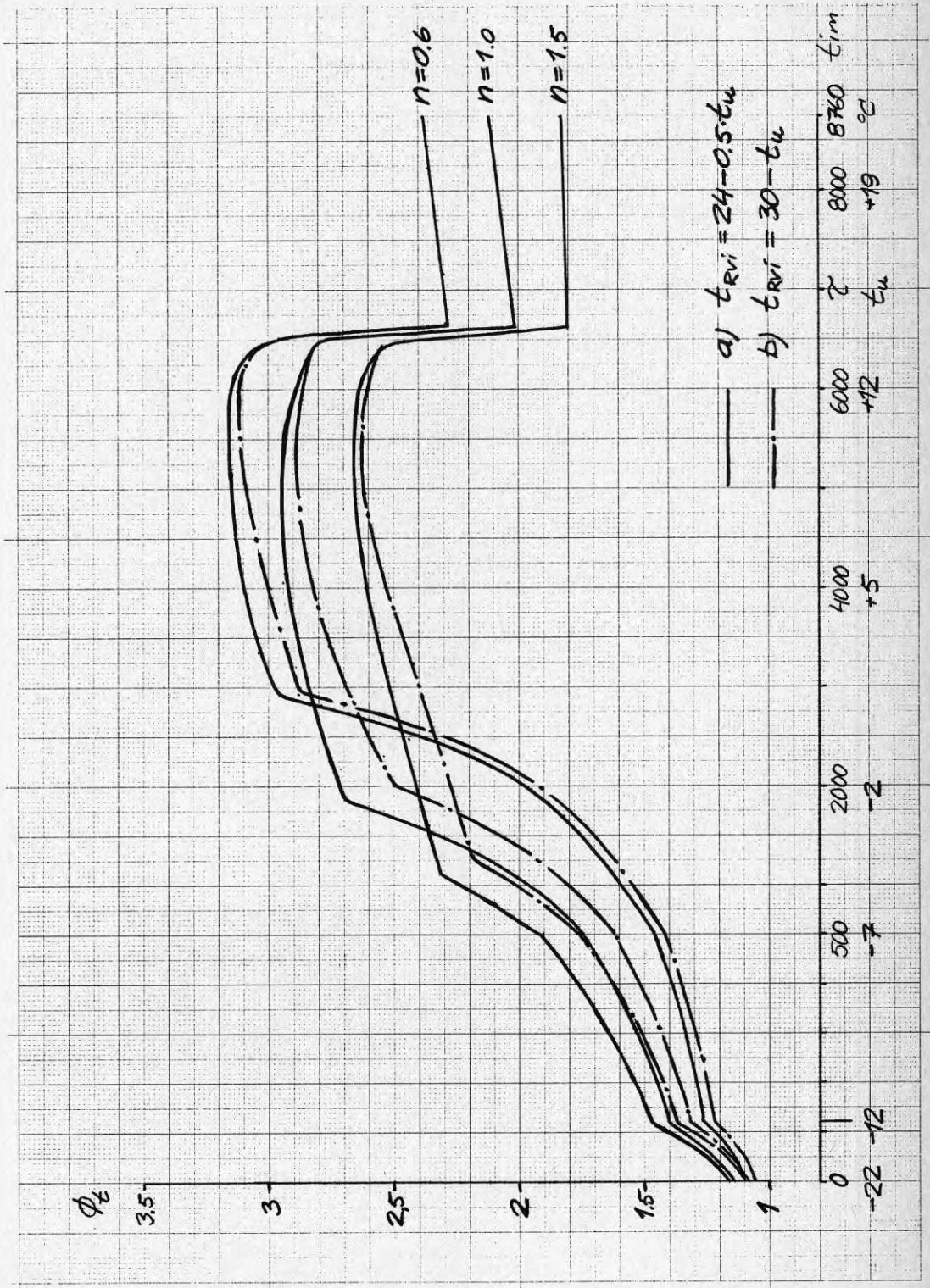












9 STYR- OCH ÖVERVAKNINGSSYSTEM

9.1 Allmänna synpunkter

Redogörelsen i detta avsnitt bygger dels på de karakteristiska egenskaper ett bostadsvärmepumpsystems komponenter besitter enligt de föregående avsnitten, dels på provning och praktisk drift av värmepumpar enligt FIG 9.1 till 9.3. Dessa värmepumpar har en helt datoriserad styrning och övervakning.

För att nå optimal utnyttjning av det komplexa värmepumpsystemet krävs en väsentligt mer komplicerad styr- och övervakningsutrustning än för konventionella anläggningar. I de flesta fall måste också värmepumpen kompletteras med ett tillsatsvärmesystem av konventionell typ.

Värmepumpen skall arbeta med "optimerat" högsta värmeupptagnings- eller förångningstemperatur och lägsta värmeavgivnings- eller kondenseringsstemperatur. Detta ställer speciella krav på styrning av värmebärartemperaturer och vid användning av uteluft som värmekälla avfrostningsintervaller och inkopplad uteluftfläktkapacitet. Tillsatsvärmens inkoppling skall minimeras, bl a genom utnyttjning av värmebärarsystemens värmekapacitet vid tillfälligt höga värmebehov.

Eftersom värmepumpar normalt ännu ej nått de konventionella värmeanläggningarnas driftsäkerhet, blir en mer avancerad övervakningsutrustning önskvärd och i många fall ekonomiskt motiverad. Funktionsfel kan snabbare upptäckas, vilket ger kortare reparationstid och reducering eller eliminering av möjliga följdskador.

Datoriserad styrning och övervakning ger praktiska möjligheter att erhålla nära ideala funktioner från styr- och övervakningsutrustningen. Begränsningarna ligger framförallt i det stora behovet av system- och komponentkännedom hos konstruktörerna, kostnaderna för givareutrustning med montage och programmeringskostnader, om tillverkningen ej sker i större antal av aktuell värmepumptyp.

9.2 Kompressor och pumpar

9.2.1 Skyddsfunktioner för kompressor

Även om kompressorn i ett värmepumpaggregat representerar i storleksordningen endast 10 % av aggregatkostnaden, är den dock den dyraste komponenten. Risken för fel och haverier blir normalt också större än för övriga komponenter. Den

har ett flertal rörliga delar som måste arbeta i en ren miljö och ha god smörjning.

De vanligaste haveriorsakerna är skärning på grund av bristfällig smörjning och ventilbrott i kolvkompressorer. Dessa haverier beror i sin tur på insugning av oförångat köldmedium eller köldmedievätskekonensation i kompressorsmörjoljan under stillestånd och drift vid för stor skillnad mellan kondenserings- och förångningstemperaturer, vilket ger för hög kompressionstemperatur, se avsnitt 4.

Insugning av köldmedievätska kan bero på felfunktion hos strypventilen, överkokning vid kompressorstart eller omkastning av köldmediecirkulation vid varmasavfrostning. Detta problem kan reduceras, om en stor vätskeavskiljare inkopplas omedelbart före kompressorn i dess sugledning. Kondensation av köldmedievätska i smörjoljan inträffar, om under stillestånd ej smörjoljan värms tillräckligt, 20 à 30°C högre temperatur än i anläggningens kallaste köldmedievätskefyllda del behövs. Båda dessa fel ger risk för att smörjoljan kastas ur kompressorn med kokande köldmedievätska som bärare med skärning i lager eller mellan kolv och cylinder som eventuell följd. Vid större köldmedievätskemängder kan en kolvkompressors ventiler också slås sönder.

Reglermässigt kan kompressorn i dessa fall skyddas genom temperaturgivare, som förhindrar start eller stoppar kompressorn, om dess smörjoljetemperatur understiger ett visst värde. Detta värde är egentligen kopplat till andra drifttemperaturer. Såsom riktvärden för en värmepump med uteluft som värmekälla och i svenskt klimat, innebär smörjoljetemperatur under ca +40°C vid stillestånd och +30°C vid drift att riskabla mängder köldmedievätska i oljan kan befaras.

Större kompressorer med trycksmörjning är nästan alltid utrustade med oljetrycks-vakt. Denna stoppar kompressorn efter någon minuts drift med för lågt oljetryck.

Skydd mot för höga arbetstemperaturer hos kompressorn ordnas ofta för hermetiska och semihermetiska kompressorer genom temperaturgivare i elmotorlindningarna. När lindningstemperaturen på grund av exempelvis för svag kylning når över ett visst värde, bryts strömmen till elmotorn. Detta är dock för kompressorn en indirekt metod att skydda mot för hög arbetstemperatur. Ett fullgott skydd kräver exempelvis användning av hög- och lågtryckspressostater samt tryckrörstemperaturgivare. Högtryckspressostaten, som stoppar kompressorn, när dess köldmediegasutlopp får ett tryck över ett högsta acceptabla värde, är också ett krav i säkerhetsnormer för kylanläggningar. Lågtryckspressostaten,

avkännande trycket i kompressorns köldmediegasinlopp, inställs vanligen för att stoppa kompressorn vid ett sugtryck strax över atmosfärstryck. Ju lägre kompressorns sugtryck är, desto högre blir dess arbetstemperatur. Dessutom innebär köldmedieläckage ur systemet att sugtrycket faller. Utan lågtrycks-skydd kan kompressorn arbeta med tryck under atmosfärstryck och insuga luft genom det läckställe, där köldmediet förlorats. Luften med sin fuktighet ger tillsammans med smörjoljan och resterande köldmedium eventuellt kemiska föreningar, som kan medföra korrosion och skador på bl a lindningsisolationer hos drivmotorn till hermetiska eller semihermetiska kompressorer. När köldmedieläckor ej är sällsynta, blir lågtryckspressostaten ett viktigt haveriskydd för sådana kompressorer. En tryckrörstemperaturgivare inställs för stoppande av kompressorn lämpligen mellan +130 och +140°C. Högre temperaturer mätta på kompressorns köldmedieutloppsrör, ger risk för sönderdelning av smörjolja och köldmedium samt överhettning av tryckventiler i kolvkompressorer.

9.2.2 Kapacitetsstyrning vid ett kapacitetssteg

Små värmepumpänläggningar med endast ett kapacitetssteg, d v s en kompressor med fullkapacitetsdrift eller stopp, bör kapacitetsstyras endast genom start och stopp av kompressorn. Fullt värmebärrarflöde genom värmeväxlare med lägsta inloppstemperatur i värmepumpen skall eftersträvas för högsta värmeeffekt och värmefaktor, se t ex avsnitt 7. Man bör sålunda undvika shuntning av vatten förbi värmepumpens kondensator vid behov av delkapacitet. Den högre åtföljande kondenseringstemperaturen minskar också kompressorns livslängd. Likaledes skall av samma skäl flödesstyrande ventiler, t ex termostatiska radiatorventiler, till lokala värmare användas i minimerat antal. Endast rum i en bostad med större, oskuggade fönster i sydliga riktningar och kök skall ha sådana ventiler arbetande som flödesbegränsare.

Det lämpligaste sättet att styra rumsvärmekapaciteten från värmepumpen, är att låta en temperaturgivare i returledningen från de lokala värmarna ge impuls för stopp av kompressor och cirkulationspump, när börvärdestemperatur uppnåtts. Därefter sker återstart efter en förinställd tid, som väljs så lång som komfortmässigt är möjligt. Få starter minskar slitaget i kompressorn. Praktiskt användbara stopptider ligger mellan 10 och 40 min. Rumsluft- och rumsytetemperaturer sjunker på denna tid obetydligt. Den begränsande faktorn är normalt istället avkylningen av lokalvärmarna. Exempelvis radiatorer är normalt placerade under fönster för att ge kompensande värmestrålning för den kalla fönsterytan. Uppehållsplatser nära fönster med intilliggande

strålningsvärmeytor får därför en operativ temperatur som relativt snabbt sjunker, då ytorna ej längre värms. För dessa förhållanden skall närmare redogöras i avsnitt 9.4.

Fördelen med att stoppa cirkulationspumpen, när kompressorn stoppats, är att den totala energiåtgången för värmning minskas, pumpen får ju en värmefaktor på högst ett. Vid användning av skåp pumpar med elmotor och lager kylda av värmebäraren måste dock pumpen emellanåt startas under sommaren, då kompressorn ej är i drift för lokalvärmning. Eljest brukar pumphjulsaxeln korrodera fast.

Styrmetoden är enkel och billig. Värmepumpen arbetar med vattenreturtemperatur, som pendlar mellan i storleksordningen 5°C under behövlig medelreturtemperatur och upp till denna temperatur så länge värmepumpens värmeeffekt överstiger behovet, se vidare under avsnitt 9.4.

För styrning av kapaciteten till tappvattenvärmning är en temperaturgivare på en nivå av en tredjedel till halva varmvattenberedarevolym från botten räknat gynnsammast som impulsgivare för värmepumpstart vid en temperatur i storleksordningen $+30^{\circ}\text{C}$. Ju högre denna temperatur väljs, desto högre energiförbrukning och kortare drifttid erhålls för värmepumpen, se avsnitt 7. Om en givare på tappvattenberedaren ej kan arrangeras, måste värmepumpen starta med vissa tidsintervaller för att säkra tappvarmvattentillgången. Dessa intervaller bör väljas så långa som möjligt. Om beredarens volym är ungefär densamma som ett dagsbehov, dess temperaturskiktning och isolering god, kan dessa intervaller väljas omkring 8 timmar, t ex kl 11, 19 och 3. Korta intervaller mellan starter ger hög energiförbrukning under perioder, då intet eller ringa vatten tappas, och större kompressorslitage, enär returvattnet är nära det maximalt möjliga för drift.

Kompressorn kan stoppas i drift för tappvattenvärmning, när högsta tillåtna kondenseringstemperatur nås. Detta kan ske via en högtryckspressostat eller kondenseringstemperaturgivare. Om denna temperatur ger varmare vatten än nödvändigt, erhålls lägre energiförbrukning genom stopp från lägsta behövlig temperatur hos temperaturgivare på eller i beredare eller returledningen från denna till värmepumpen.

Cirkulationspumpen för tappvattenvärmsystemet bör endast köras samtidigt med kompressorn. Eljest erhålls två väsentliga nackdelar. Cirkulationssystemet hålls varmt, varvid åtminstone sommartid större förluster fås från värmsystemet, och temperaturskiktningen i beredaren störs.

Mer detaljerad redovisning om styrningen för tappvattenvärmning lämnas i avsnitt 9.3 nedan.

9.2.3 Kapacitetsstyrning vid flera kapacitetssteg.

FIG 9.4 visar principerna för styrningen av en större värmepump, t ex för ett flerfamiljsbostadshus, med flera kapacitetssteg. Liksom för ett kapacitetssteg skall den detaljerade redogörelsen lämnas i avsnitt 9.3 och 9.4.

Den väsentliga skillnaden jämfört med en värmepump med ett kapacitetssteg, är att framledningstemperaturen till rumsvärmsystemet bestämmer antalet inkopplade kapacitetssteg, om tappvattensystemet via temperaturgivare på beredaren ej påkallar inkoppling av flera steg. Principerna för pumpdriften är oberoende av antalet kapacitetssteg. När lägsta kapacitetssteg eller inkopplad tappvattenvärmskapacitet ger för hög framledningstemperatur till rumsvärmsystemet, stoppas pumpen i detta system i ca 10 min, varvid sista kapacitetssteg urkopplas, om det ej behövs för tappvattenvärmning. Pumpen tillåts sedan vara i drift tills framledningen nått till eller något över börvärdestemperaturen. En annan möjlighet är, att använda en shuntventil för ledning av returvattnet förbi rumsvärmsystemets kondensor i avpassad mängd för rätt framledningstemperatur. Sista kapacitetssteg kommer då att urkopplas, om det strypta flödet genom kondensorn ger högsta tillåtna kondenseringsstemperatur. Vid värmebehov ej väsentligt under det sista kapacitetsstegets inträffar dock aldrig detta, eftersom ökande kondenseringsstemperatur sänker värmepumpens värmeeffekt till balans med behovet. En högre energiförbrukning erhålls dock jämfört med enbart pumpstopp i detta fall.

Kapacitetsstyrning i flera steg ger givetvis lägre kondenserings- och högre förångningstemperatur än endast ett steg vid dellaster och sålunda lägre energiförbrukning för en given värmeleverans.

9.2.4 Övervakning.

För underlättande av felsökning och förebyggande av kompressorhaverier blir en övervakningsutrustning, som visar vilken eller vilka skyddsfunktioner som utlösts, mycket värdefull, om en automatisk återgång till drift sker, då normala driftvärden ånyo erhållits. Automatisk återgång är en fördel, enär ofta skyddsfunktioner utlöses av tillfälliga, extrema driftförhållanden. Dock bör styr- och övervakningssystemet ej tillåta återstart utan manuellt ingrepp, om en och samma skyddsfunktion inträffat mer än ett visst antal gånger inom en given tidsperiod, t ex tre gånger per timma. Indikering av utlöst skyddsfunktion kan erhållas via larmlampor eller exempelvis sifferkoder hos visartavla vid datoriserad styrning.

Till övervakningsutrustningen hör också mätapparatur för exempelvis temperaturer hos systemets väsentliga delar, eventuellt också tryck, se FIG 9.1 och 9.2 i vilka väsentliga temperaturmätpunkter exemplifierats. Med hjälp av denna kan såväl brister i funktion som för värmepumpen ogynnsamma driftfall fastställas. Mät- och larmfunktioner kan givetvis kombineras.

Följande övervakningsfunktioner är de angelägnaste för kompressorn:

1. Larm vid för låg kompressortemperatur på grund av vätskeinsugning och mätning av denna temperatur.
2. Larm vid för hög kompressortemperatur och mätning av denna temperatur.
3. Larm vid stopp från lågtryckspressostat med säkerhetsfunktion.
4. Larm vid stopp från högtryckspressostat med säkerhetsfunktion.
5. Larm vid otillräckligt oljetryck hos trycksmorda kompressorer.
6. Larm vid överhettning av elmotorlindningar.

Från övervakningssynpunkt är också mätning av kompressors utblåsnings- och sugtryck av största intresse. För rimlig noggrannhet och kostnad förutsätts då konventionella manometrar, vars handhavande dock tyvärr förutsätter en oftast ej förekommande omsorg hos brukaren. Avstängs ej manometrarna från köldmediesystemet efter varje avläsning, medför tryckstötarna från exempelvis en kolvkompressor, att manometerfjäders efter en tid utmattas och brister med köldmedieförlust som följd.

9.3 Tappvattenvärmningssystem

9.3.1 Värmepump

I avsnitt 7 har behandlats de väsentliga förutsättningarna för utförande av det optimala styrsystemet för tappvattenvärmning. Följande förhållanden skall därvid beaktas:

- I. Lägsta möjliga temperatur skall hållas på vatten i tappvattenförrådet. Detta medför såväl mindre värmeförluster från förrådet som högre värmefaktor, då vattnet värms utan användning av hetgaskylning.
- II. Största möjliga urtappning av varmt tappvatten ur förrådet före det värmepumpen startar för tappvattenvärmning. Vid värmepump med flera kapacitetssteg skall då inkopplas lägsta möjliga kapacitet. Skälet till detta önskemål är detsamma som under I och att därvid också cirkulationssystemet för förråd och värmepump får minimal värmeförlust. Används ej värmepumpen för tappvattenvärmning kan och bör cirkulationspumpen i tappvattensystemet stoppas och värmningen av detta elimineras eller reduceras. Cirkulationspumpens drift reducerar också temperaturskiktningen i tappvattenberedaren genom initierande av strömning i denna.

Önskemålen enligt punkter I och II, förutsätter normalt temperaturgivare på eller i varmvattenförrådet, se FIG 9.4. I exempelvis villor torde av kostnadsskäl endast en givare vara motiverad. Denna ger impuls för start och stopp av värmepumpen med tappvattencirkulationspumpen, då dess temperatur under- respektive överstiger vissa nivåer. Lämpligaste givarenivå bestäms i realiteten av bl a förrådsvolym relativt normalt maximala uttag för tappningsperioder och dygn och temperaturfördelningen i förrådet. Denna beror i sin tur på hur vatteninloppen från kallvattenanslutning och värmepump utförts. Det ideala fallet är ett förråd utan värmeförlust, med ideal skiktning och volym motsvarande ett maximalt dygnsbehov. Härvid behöver värmepumpen endast starta en gång per dygn för tappvattenvärmning, när denna ej klaras av hetgaskylning.

För mindre värmepumpar, t ex för villor, med ett kapacitetssteg kan följande styrmetoder användas:

Om temperaturgivare i eller på förrådet ej används, startas värmepumpen för tappvattenvärmning med vissa tidsintervaller, som skall väljas så

långa som möjligt med hänsyn till ovannämnda förhållanden. I detta fall måste dock värmepumpen manuellt kunna startas vid onormalt högt tappvarmvattenbehov.

Det är också möjligt, att med vissa tidsintervaller starta tappvattensystemets cirkulationspump. Efter ett par minuters drift får temperaturen hos en temperaturgivare i vatteninloppet till värmepumpens tappvattenvärmeväxlare bestämma om start behövs. Nackdelarna med denna metod blir, att värmeförlusterna från rörledningarna mellan värmepump och förråd ökar genom den uppvärmning som erhålls vid varje pumpstart och att eventuell temperaturskiktning i förrådet delvis kan förstöras genom cirkulationen.

Med en temperaturgivare i eller på ett tappvattenförråd med god temperaturskiktning blir en lämplig temperatur för start av värmepumpen omkring $+30^{\circ}\text{C}$. En normalt lämplig nivå för givaren är vid ca en tredjedel till hälften av volymen från botten av förrådet räknat. Dålig temperaturskiktning eller förråd med genomströmningsvärmeväxlare för tappvattnet är exempel på förhållanden som väsentligt höjer nämnda starttemperatur.

Vid samtliga metoder stoppas värme- och cirkulationspump av samma temperaturgivare som svarar för deras start eller en kondensortryckspressostat eller kondensortemperaturgivare.

För stora värmepumpar kan givetvis start och stopp ske på samma sätt som för små. Flera temperaturgivare i eller på förrådet torde dock då ekonomiskt kunna motiveras, se FIG 9.4. Ju högre upp i tappvarmvattenberedaren temperaturen sjunker under en viss nivå, desto fler kapacitetssteg inkopplas då genom impuls från givarna för att säkerställa en tillräcklig beredskap för tappningar med acceptabel temperatur. Färre inkopplade kapacitetssteg medför ju vanligen såväl lägre kondenserings- som högre förångningstemperatur vid givna inloppstemperaturer hos värmebärare och värmekälla.

9.3.2 Tillsatsvärme

För små och medelstora anläggningar representerar ofta varmvattentappning relativt mycket stora värmeeffektuttag. Med hänsyn till den stora värmekapacitet som finns i rumsvärmsystemet och byggnadsstommen, kan oftast tappvattenvärmningen prioriteras, när behov av återvärmning av förrådet föreligger. Vid värmepumputförande enligt FIG 8.15 med separata värmeväxlare för rums- och tappvattensystem

blir denna prioritering automatisk på grund av de förhållanden som belysts i avsnitt 5 så länge som vattnet från tappvattensystemet är kallare än från rumsvärmesystemet. Med gemensam värmeväxlare i värmepumpen för dessa båda system kan motsvarande förhållande erhållas, om värmebäraren från denna värmeväxlare först passerar en yttermantel för tappvattenförrådet eller en värmeväxlare i detta, innan det löper ut i rumsvärmesystemet.

Efter en större tappvattentappning kommer vanligen en värmepumps värmeeffekt i ovan angivna fall att vara otillräcklig för rumsvärmesystemets momentana behov även om värmeeffekten som medelvärme för några timmar efter tappningen täcker detta behov. Praktiskt erhålls sålunda efter en sådan tappning en lägre framlednings- och returtemperatur än respektive börvärden för rumsvärmesystemet. Byggnadens värmekapacitet medför att därvid inom några timmar blott en betydelselös temperatursänkning sker. En minimering av byggnadens energibehov kräver alltså en fördröjning av tillsatsvärmens inkoppling med minst omkring en timme. Eljest erhålls onödiga inkopplingar av tillsatsvärme och ökat energi-behov som följd.

En värmepump med särskild värmeväxlare för hetgasvärmning av tappvatten under rumsvärmningssäsong behöver vanligen ej någon tillsatsvärme för tappvattnet under denna period. Tillräcklig hög temperatur kan hållas, + 60 à + 70°C, i normalstora förråd, eftersom hetgasvärmnet vid denna temperaturnivå är tillräckligt för dygnsmedelbehovet av tappvattenvärme. Utan särskild tappvattenvärmeväxlare och även med sådan under sommaren, måste tappvattnet värmas genom köldmediekondensering. Speciellt vid tillsatsvärmepannor med genomströmningensvärmeväxlare, se avsnitt 7, kan den högsta tillåtna kondenseringstemperaturen hos värmepumpen omöjliggöra uppnående av tillräcklig förrådstemperatur. Om möjligt bör då värmepumpen utan tillsatsvärme först värma förrådet efter tappningar genom utnyttjande av en eventuell temperaturskiktning i förrådet. När sedan högsta returtemperatur stoppar värmepumpen, skall tillsatsvärmnen inkopplas och fortsätta värmningen till lägsta acceptabla förrådstemperatur. Tillsatsvärmnen bör då alltså vara blockerad så länge värmepumpen förmår värma förrådet, om tillsatsvärmnen ej inkopplats redan före tappningarna på grund av otillräcklig värmepumpeffekt. Bättre temperaturskiktning i förrådet, större volym hos detta, högre kapacitet hos genomströmingsvärmeväxlare och större urtappad volym varmvatten ger ökad värmepumpandel i tappvattenvärmningen. Dessutom påverkas denna andel av när värmepumpen startas för tappvattenvärmningen. Största möjliga kvantitet skall tillåtas bli avkyld i förrådet, men hänsyn måste givetvis tas till beredskap för större tappningar. Minimal energiförbrukning kan därför nödvändiggöra att större, mera sällan förekommande tappningar förbereds genom manuell inkoppling av tillsatsvärmnen. För de normala,

mindre tappningarna kan därmed förrådet tillåtas bli relativt mycket avkylt för värmepumpstart.

Exempel på tillsatsvärmens inkoppling till värmepumpen visar FIG 9.2 - 9.4.

9.3.3 Övervakning

För tappvattenvärmingen finns inga väsentliga behov av övervakning. Energi-minimerad drift innebär dock enligt ovan också minimal användning av tillsatsvärme. Därför bör temperaturen i tappvattenförrådet kunna avläsas på en nivå ovanför vilken en "kritiskt ringa" vattenvolym finns. Motivet för denna temperaturmätning är, att man skall kunna avgöra eventuellt behov av "forcerad" inkoppling av tillsatsvärme. Såsom exempel kan anges i en villa förestående upp-tappning av badvatten, då relativt behovet och med hänsyn till värmepumpens värmeeffekt kvarvarande varmt tappvatten i förrådet bedöms otillräckligt. Värmepumpen måste då assisteras av tillfälligt, manuellt inkopplad tillsatsvärme. Risken att onödigtvis göra sådana inkopplingar minskas genom denna temperaturmätning. I en villavärmeanläggning bör den därför placeras på en nivå 100 till 150 l från förrådstoppen räknat.

9.4 Rumsvärmningssystem

9.4.1 Rumsvärmningssystemets värmebalans

För värmepumpar med kontinuerligt eller i flera steg kapacitetsreglerade kompressorer innebär styrningen av vattentemperaturen till rumsvärmningssystemet inga svårare problem. Principen är som alltid för lägsta energibehov att icke strypa vattenflödet genom värmepumpkondensorn och att arbeta med lägsta möjliga vatten-ingångstemperatur till denna, se FIG 9.1 - 9.4 och avsnitt 9.2 ovan.

De mindre värmepumparna av villatyp med endast ett kapacitetssteg kräver beaktande av mer komplicerade förhållanden för optimal driftekonomi. Normalt behövs ej av komfortskäl för ett radiator- eller golvvärmsystem en till rumsvärmningssystemets momentana värmebehov tillnärmelsevis exakt avpassad vattentilloppstemperatur. En sådan avpassning föranleder då en shuntning av vattenflödet förbi kondensorn. Genom att utnyttja värmesystemets värmekapacitet finns en möjlighet att undvika denna kondenseringstemperaturhöjande åtgärd.

FIG 9.5 - 9.8 illustrerar temperaturförloppen i ett rumsvärmningssystem med exempelvis radiatorer, då en värmepump med ett kapacitetssteg avses. Analoga förhållanden gäller givetvis varja kapacitetssteg hos en värmepump med mer än ett steg.

Beteckningar i dessa figurer med tillhörande ekvationer enligt nedan definieras, se även FIG 8.15:

- \dot{Q}_{BR} = värmebehov till rumsvärmning inklusive luftomsättningar i rum, jämför avsnitt 8.2.
- \dot{Q}_r = värmeeffektbehov från rumsvärmeväxlare .
- \dot{Q}_t = total värmeeffekt från värmepump.
- \dot{Q}_R = värmeeffekt från värmepumpens värmeväxlare för rumsvärmsystem.
- \dot{Q}_V = värmeeffekt från eventuell tilluftvärmning hos värmepump.
- \dot{Q}_{TV} = tillsatsvärmeeffekt, > 0 då $\dot{Q}_r > \dot{Q}_R + \dot{Q}_V$.
- K_R = $k_R \cdot A_R$ = värmeavgivning från rumsvärmeväxlare per $^{\circ}\text{C}$ temperaturskillnad till rum.
- K_r = $k_r \cdot A_r$ = d:o för rumsvärmsystemets rörledningar, normalt $K_r \approx 0,1 \text{ \AA } 0,2 \cdot K_R$.
- K = $K_R + K_r$.
- \dot{W}_R = värmekapacitet hos den cirkulerande värmebäraren (t ex kW/ $^{\circ}\text{C}$) i rumsvärmsystemet.
- W_R = rumsvärmsystemets värmekapacitet (t ex kWh/ $^{\circ}\text{C}$) inberäknat värmebärare.
- τ_D = driftperiods längd för värmepump.
- τ_O = ståperiods längd för värmepump.
- t_o = rumstemperatur.
- \bar{t}_R = medeltemperaturdifferens mellan rumsvärmsystem och rum, $t_R - t_o$.
- \bar{t}_{rB} = börvärde för d:o, $t_{rB} - t_o$.
- t_{Rvu} = utgående vattentemperatur från värmepumps värmeväxlare för rumsvärmsystem.
- t_{Rvi} = ingående vattentemperatur till d:o.
- t_{ruB} = börvärde för utgående vattentemperatur till rumsvärmsystem vid värmeavgivning \dot{Q}_{BR} från radiatorer.
- t_{riB} = d:o för ingående vattentemperatur.
- $\Delta t_{rB} = t_{ruB} - t_{riB} = \dot{Q}_{BR} / \dot{W}_R$.
- $\Delta t_R = t_{Rvu} - t_{Rvi} = \dot{Q}_R / \dot{W}_R$.

Index + avser temperaturer vid driftperiods slut.

Index - avser temperaturer vid driftperiods början.

För att rimligt förenkla beräkningsbehandlingen av temperaturförloppen utan att därför nämnvärda avvikelser från realiteten åstadkoms, görs följande approximationer:

- I. K antas vara oberoende av ψ_R . Med hänsyn till inbyggnadssätt och strålnings- och konvektionsvärmeavgivning blir egentligen K för en radiator med ungefär lika konvektions- och "projicerade" strålningsytor proportionell mot $\psi_R^{0,15}$ och för en konvektor med försumbar "projicerad" strålningsyta jämfört med konvektionsytor proportionell mot $\psi_R^{0,50}$. Väljs K 's värde för aktuellt temperaturområde, blir denna approximations fel obetydligt.
- II. \dot{Q}_R antas vara konstant och oberoende av t_{Rvi} . \dot{Q}_R skall dock väljas till ett värde svarande mot uppskattat medelvärde för t_{Rvi} för beräkningsfallets driftperiod.
- III. $t_{Rvu} - t_{Rvi}$ antas vara konstant såväl under drift - som ståperiod. Detta innebär, att värmekapaciteten i värmepumpens värmeväxlare med vatten försummas liksom skillnaden i värmeavgivningseffekt mellan rumsvärmeväxlare eller deras delar med olika temperaturer t_{Rvi} till t_{Rvu} och rummen. I FIG 9.5 har kvalitativt det verkliga förloppet inlagts för t_{Rvu} relativt t_{Rvi} . Observera dock att i beräkningsekvationerna nedan, värmeavgivningen till rummet beräknas för radiatorernas medeltemperatur $t_o + \psi_R$.
- IV. Rumsvärmeväxlarens medeltemperaturdifferens ψ_R till rummen antas vara den aritmetiska differensen

$$\psi_R = (t_{Rvi} + t_{Rvu})/2 - t_o \quad \dots\dots\dots 9.1$$

varför

$$t_{rB} = (t_{riB} + t_{ruB})/2 \quad \dots\dots\dots 9.2$$

Värmebalansekvationer:

$$\dot{Q}_{BR} - \dot{Q}_V \cdot \tau_D / (\tau_D + \tau_o) = K \cdot (t_{rB} - t_o) = \dot{Q}_r \quad \dots\dots\dots 9.3$$

$$\dot{Q}_r = \dot{W}_R \cdot (t_{ruB} - t_{riB}) \quad \dots\dots\dots 9.4$$

$$\dot{Q}_{BR} = (\dot{Q}_R + \dot{Q}_V) \cdot \tau_D / (\tau_D + \tau_o) \quad \dots\dots\dots 9.5$$

Dessa ekvationer ger

$$t_{rB} = t_o + \dot{Q}_r/K \quad \dots\dots\dots 9.6$$

$$t_{riB} = t_{rB} - \dot{Q}_r/(2 \cdot \dot{W}_R) \quad \dots\dots\dots 9.7$$

$$t_{ruB} = t_{rB} + \dot{Q}_r/(2 \cdot \dot{W}_R) \quad \dots\dots\dots 9.8$$

$$\tau_D / (\tau_D + \tau_o) = \dot{Q}_{BR} / (\dot{Q}_R + \dot{Q}_V) \geq 0 \text{ och } \leq 1 \quad \dots\dots\dots 9.9$$

$$\tau_D = \dot{Q}_{BR} \cdot \tau_o / (\dot{Q}_R + \dot{Q}_V - \dot{Q}_{BR}) \geq 0 \quad \dots\dots\dots 9.10$$

$$\tau_D = \infty \text{ för } \dot{Q}_{BR} \geq \dot{Q}_R + \dot{Q}_V$$

Under ståperiod τ_o för värmepumpen gäller:

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_R = \dot{Q}_V = 0$$

$$K \cdot \psi_R \cdot d\tau = -W_R \cdot d\psi_R \quad \dots\dots\dots 9.11$$

vilket ger

$$\psi_R = \psi_{R+} \cdot e^{-K \cdot \tau / W_R} \quad \dots\dots\dots 9.12$$

$$\psi_{R-} = \psi_{R+} \cdot e^{-K \cdot \tau_o / W_R} \quad \dots\dots\dots 9.13$$

Under driftperiod τ_D för värmepumpen gäller, då

$$\dot{Q}_R + \dot{Q}_V \geq \dot{Q}_{BR}, \text{ d v s } \tau_D \leq \infty$$

$$(\dot{Q}_R - K \cdot \psi_R) \cdot d\tau = W_R \cdot d\psi_R \quad \dots\dots\dots 9.14$$

vilket ger

$$\psi_R = \dot{Q}_R/K - (\dot{Q}_R/K - \psi_{R-}) \cdot e^{-K \cdot \tau / W_R} \quad \dots\dots\dots 9.15$$

$$\psi_{R+} = \dot{Q}_R/K - (\dot{Q}_R/K - \psi_{R-}) \cdot e^{-K \cdot \tau_D / W_R} \quad \dots\dots\dots 9.16$$

Ur EKV 9.13 och 9.16 erhålls

$$\mathcal{V}_{R+} = (\dot{Q}_R/K) \cdot (1 - e^{-K \cdot \tau_D / W_R}) / (1 - e^{-K \cdot (\tau_D + \tau_o) / W_R}) \dots\dots\dots 9.17$$

Vidare är under period τ_D

$$\dot{Q}_R = \dot{W}_R \cdot \Delta t_R \dots\dots\dots 9.18$$

$$t_{Rvu+} = \mathcal{V}_{R+} + \Delta t_R / 2 + t_o \dots\dots\dots 9.19$$

$$t_{Rvu-} = \mathcal{V}_{R-} + \Delta t_R / 2 + t_o \dots\dots\dots 9.20$$

$$t_{Rvi+} = \mathcal{V}_{R+} - \Delta t_R / 2 + t_o \dots\dots\dots 9.21$$

$$t_{Rvi-} = \mathcal{V}_{R-} - \Delta t_R / 2 + t_o \dots\dots\dots 9.22$$

Med hjälp av EKV 9.13 och 9.17 kan \mathcal{V}_{R-} , \mathcal{V}_{R+} och \mathcal{V}_{RD} , medelvärden för \mathcal{V}_R under en driftperiod τ_D beräknas. För att minimera antalet starter skall τ_o vara långt. Få starter minskar slitaget på kompressorn och kontaktorutrustningen. Starter ger stora mekaniska laster och strömmar. Dock faller under ståperioden rumsvärmeväxlarnas temperatur. Även om husets värmekapacitet normalt är så stor, att det behövs minst ett par timmar för någon °C temperatursänkning utan värmning, förloras strålningsvärmekompensationen för kalla fönsterytor från de fönsterplacerade rumsvärmarna. Av komfortskäl bör därför exempelvis en radiators temperatur få sjunka till lägst ca hälften av börvärdestemperaturen, d v s $\mathcal{V}_{R-} \geq ca 0,5 \cdot (t_{rB} - t_o)$. Dessutom innebär en lång ståperiod τ_o , att driftperioden τ_D blir i motsvarande grad längre, se EKV 9.10 och FIG 9.8. Därmed höjs medeltemperaturen för radiatorerna under driftperioden τ_D liksom medelvattentemperaturen t_{Rvi} till värmepumpen. Dennes medelkondenserings-temperatur stiger alltså med τ_o och dess värmefaktor sjunker. Även kompressor-slitaget ökar med kondenserings-temperaturen. Valet av τ_o skall därför göras med hänsyn till nämnda faktorer. Vid $\tau_D < \infty$ gäller

$$\mathcal{V}_{R-} = (\dot{Q}_R/K) \cdot (e^{\tau_D \cdot K / W_{R-1}} - 1) / (e^{(\tau_D + \tau_o) \cdot K / W_{R-1}} - 1) \dots\dots\dots 9.23$$

$$\mathcal{V}_{R+} = \mathcal{V}_{R-} \cdot e^{\tau_o \cdot K / W_R} \dots\dots\dots 9.24$$

$$\begin{aligned} \eta_{RD} &= \int_0^{\tau_D} \eta_R \cdot d\tau / \tau_D = \\ &= \dot{Q}_R / K - (\dot{Q}_R / K - \eta_{R-}) \cdot (1 - e^{-\tau_D \cdot K / W_R}) \cdot W_R / (K \cdot \tau_D) \dots\dots\dots 9.25 \end{aligned}$$

För $\tau_D = \infty$, d v s $\dot{Q}_{TV} > 0$, blir $\eta_{RD} = \eta_{RB}$.

Ovan givna beräkningsekvationer för rumsvärmsystemets temperaturförlopp, möjliggör en jämförelse av olika värmepumpsystem och styrmetoders inverkan på värmepumpens kondenseringstemperatur och driftekonomi. Detta skall exemplifieras i det följande avsnittet.

Ett ytterligare förenklande antagande av rumsvärmeväxlarens temperaturförlopp illustrerar FIG 9.7. Temperaturerna antas stiga och sjunka rätlinjigt med tiden. Den värmefaktor- och kapacitetsbestämmande ingående vattentemperaturens t_{Rvi} drifttidsmedelvärde blir då för ett givet \dot{W}_R

$$t_{Rvi} = t_{riB} - (\Delta t_R - \Delta t_{rB}) / 2 = \dots\dots\dots 9.26$$

$$= t_{riB} - (\dot{Q}_R - \dot{Q}_r) / (2 \cdot \dot{W}_R) = \dots\dots\dots 9.27$$

$$= t_{rB} - \dot{Q}_R / (2 \cdot \dot{W}_R) \dots\dots\dots 9.28$$

$$= t_o + \dot{Q}_r / K - \dot{Q}_R / (2 \cdot \dot{W}_R) \dots\dots\dots 9.29$$

9.4.2 Värmepump

FIG 9.9 - 9.11 visar exempel på tre olika kopplingar med styrsystem för en värmepump till ett bostadshus. Antas värmepumpen ha endast ett kapacitetssteg, oberoende av kopplingen lika värmefaktorer och total värmeeffekt \dot{Q}_t för lika ingående medietemperaturer till dess värmeväxlare på såväl värmeavgivnings- som värmeupptagningsida och vara installerad i ett givet hus, kommer ändå olika årsvärmefaktorer att erhållas.

System A - FIG 9.9

System A är utformat för maximal årsvärmefaktor i en given installation. Genom den separata värmeväxlaren för tappvattensystemet behövs under den större delen av värmesäsongen icke någon särskild värmepumpdrift för tappvattenvärmingen, se avsnitt 8.2. Hetgasvärmets blir under drift för rums-

värmning tillräckligt för tappvarmvattenbehovet. Om endast ett kapacitetssteg finns och värmepumpen vid drift ger högre effekt än rumsvärmebehovet, avlastas dessutom rumsvärmningssystemet tappvattenvärmväxlarens effekt. Detta ger lägre radiatorvattentemperatur och kondenseringstemperatur. Rumsvärmeregleringen sker genom att värmepumpen med rumsvärmesystemets cirkulationspump startar efter en viss, fixerad stopptid och hålls i drift tills returtemperaturen t_{Rvi} från rumsvärmesystemet uppnått värdet t_{Rvi+} , se FIG 9.6, vilket ökas med sjunkande utetemperatur och rumstemperatur och vice versa. Detta värde för värmepumpstopp ligger vanligen när t_{riB} , vilket också framgår av nedanstående exempel. t_{Rvi+} är för normala rumsvärmesystem vid medelutetemperatur under värmesäsongen vanligen betydligt lägre än den "balanstemperatur" som uppnås efter lång drifttid τ_D , d v s då värmepumpens avgivna effekt \dot{Q}_R överensstämmer med radiatorsystemets värmeavgivning \dot{Q}_r och $\tau_D = \infty$ i ekvationerna ovan. Om rumsvärmesystemets värmekapacitet W_R är mycket ringa, såsom möjligen vid konvektorer med friliggande, klena distributionsledning, blir dock skillnaden mellan t_{Rvi+} och "balanstemperaturen" ringa såvitt korta ståperioder τ_o ej väljs.

Levererar värmepumpen också med effekten \dot{Q}_V förvärmad ventilationsluft, se även FIG 8.15, behövs än lägre radiatorer temperatur, se EKV 9.3. Radiatorerna avlastas ju då helt eller delvis värmebehovet för ventilationsluften, som eljest vid självdragsventilation "läcker" in i huset med utelufttemperatur.

System B - FIG 9.10

System B har gemensam värmväxlare för tappvatten- och rumsvärmesystem. En trevägsventil styr alternativt det värmepumpvärmda vattnet till tappvattenförrådet eller rumsvärmesystemet med prioritet för tappvattenvärmebehov. Rumsvärmningen kan styras lika den för system A och samma t_{Rvi} sålunda erhålls vid rumsvärmedrift, d v s då trevägsventilen har port b öppen och port a stängd. Vanligen utgörs rumsvärmesystemet av ståldelar. I detta fall kan icke vattnet i rumsvärme- och tappvattensystem blandas. Utan hänsyn till svårigheten att uppnå tillfredsställande höga tappvattentemperaturer, är det fördelaktigare från energibehovssynpunkt att generera det större rumsvärmebehovet med direkt värmväxling och tappvattenvärmet med dubbel värmväxling såsom FIG 9.10 visar. Jämfört med system A erhålls under alla omständigheter en lägre årsvärmefaktor, då ju dels ettdera rums- eller tappvattenvärmesystemet måste värmas indirekt, dels

tappvattnet som medeltal för värmesäsongen normalt ger en högre ingångstemperatur till värmepumpen än rumsvärmingen.

Styrs anläggningen direkt från en rumstermostat med exempelvis start av värmepump $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ under inställt värde och stopp $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ över, erhålls några ogynnsamma effekter, vilka beror på husets värmekapacitet. Även för ett trähus är denna så stor, att stopp- och drifttidernas långa varaktighet dels ger avsvälning av radiatorer till nära rumstemperatur, dels ger en radiatorvattentemperatur vid drift nära "balanstemperaturen", se ovan. Användning av en mindre temperaturdifferens än 1°C mellan till- och frånsteg av värmepumpen kan ändock ofta leda till samma resultat. Rumstemperaturvariationer på $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ orsakas ofta av lokala variationer i uteluftläckage intern värmelast, vädring etc, varvid "onödiga" starter fås.

System C - FIG 9.11

I FIG 9.11 visas den princip som vanligen kommer att ge den lägsta årsvärmefaktorn vid i övrigt samma styrsystem som för systemen A och B. Värmepumpen behandlas i detta fall som en oljepannas brännare. Den får värma ett tappvattenförråd från vilket också värme tas via en värmeväxlare och shuntventil till rumsvärmesystemet. Ingångstemperaturen t_{Tvi} till värmepumpens värmeväxlare styr dess drift så att tillräckligt högt tappvatten- och framledningstemperatur till rumsvärmesystemet kan erhållas. Vid enklaste styrprincip hålls tappvattenförrådet oavsett utetemperatur på den maximalt uppnåbara temperaturnivån. Värmepumpen stoppas då av högsta tillåtna kondenseringstryck via en pressostat eller termostat. Shuntventilen i rumsvärmesystemet får då blanda i förrådsvärmväxlaren varmt och övervärt returvattnet till behövlig framledningstemperatur. Eventuellt kan shuntventilen elimineras och rumsvärmesystemets cirkulationspump köras intermittert med relativ gångtid bestämd av rumstemperaturen. Årsvärmefaktorn kan förbättras genom ett styrsystem, som vid stigande utetemperatur successivt sänker förrådets temperaturnivå. Denna temperatur ges lägsta möjliga värde för säkerställande av acceptabel tappvarmvattentemperatur och framledningstemperatur till rumsvärmesystemet. Med ekonomiska dimensioner på värmväxlaren i förrådet och ett normalt radiator-system, erhålls då en medelreturtemperatur t_{Tvi} till värmepumpen på ca $+45^{\circ}\text{C}$ ned till ett par minusgrader ute, varefter t_{Tvi} måste höjas.

Att i stället för den indirekta värmeväxlingen till rumsvärmesystemet använda en genomströmningsvärmeväxlare för tappvattnet och låta förrådet genomströmmas av rumsvärmsvattnet skulle ytterligare öka t_{Tvi} . Momentaneffekten för tappvattenvärmning är mycket hög och ekonomiskt rimlig storlek hos genomströmningsvärmeväxlaren förutsätter minst ca $+55^{\circ}\text{C}$ i förrådet. Temperaturskiktningen i detta måste då också vara mycket god.

Sålunda har kvalitativt berörts hur styrsätt och inkopplingsprinciper påverkar en värmepumps årsvärmefaktor. En högre årsvärmefaktor för en given värmepump förutsätter vanligen en mera avancerad och dyrbar styrutrustning.

För jämförelse av några typfall av styrning av rumsvärmsystemets returvattentemperatur redovisas resultatet från beräkningar i FIG 9.12 - 9.16.

Vid dessa beräkningar har underlaget tagits från i huvudsak avsnitt 8. Förutsättningen är åter en värmepump enligt FIG 8.15 med nedan angivna avvikelser installerad i ett hus med

$$\text{rumsvärmebehovet } \dot{Q}_{BR} = 0,23 \cdot (15 - t_u) \text{ kW,} \quad \dots\dots\dots 9.30$$

värmeavgivning från rumsvärmsystemet inklusive distributionsledningar

$$K = 0,20 \text{ kW}/^{\circ}\text{C},$$

värmekapacitet hos rumsvärmsystemets cirkulerande vatten under driftperiod τ_D

$$\dot{W}_R = 0,7 \text{ kW}/^{\circ}\text{C}, \text{ d v s } \dot{V}_R = 600 \text{ l/h},$$

och under ståperiod τ_o , här satt till 10 min,

$$\dot{W}_R = 0,$$

samt rumstemperaturen $t_o = +20^{\circ}\text{C}$.

Beräkningarna avser följande fall, beteckningar enligt ovan:

$$\text{Fall I} \quad W_R = 0,10 \text{ kWh}/^{\circ}\text{C}, \dot{Q}_R = \dot{Q}_t - \dot{Q}_V - 0,7 \text{ kW}$$

$$\text{Fall II} \quad W_R = 0, \dot{Q}_R = \dot{Q}_t - \dot{Q}_V - 0,7 \text{ kW}$$

$$\text{Fall III} \quad W_R = 0, \dot{Q}_R = \dot{Q}_t$$

$$\text{Fall IV} \quad t_{Rvi} = t_{riB}, \dot{Q}_R = \dot{Q}_t - \dot{Q}_V - 0,7 \text{ kW}$$

$$\text{Fall V} \quad t_{Rvi} = t_{riB}, \dot{Q}_t = \dot{Q}_R$$

Observera, att om $\tau_o = \infty$, detta är likvärdigt med $W_R = 0$, jämför med EKV 9.10 och 9.23 - 9.25.

För Fall I, II och IV har sålunda antagits att värmepumpen värmer ventilationsluft i en underkylare och att i den separata tappvattenvärmväxlaren en normal dygnsmedeleffekt till tappvarmvatten på 0,7 kW avges. För fall II och III sker värmeavgivningen till ett rumsvärmsystem utan värmekapacitet eller med $\tau_o = \infty$, i fall III avges dessutom hela värmeeffekten \dot{Q}_t till rumsvärmsystemet. Praktiskt förekommer givetvis icke $W_R = 0$ såsom här antagits i fall II och III eller stopptid $\tau_o = \infty$, men beräkningarnas resultat kan tillämpas för system med lågt W_R eller långt τ_o , t ex under ca 0,01 kWh/°C vid τ_o i storleksordningen någon timma eller längre. Enligt EKV 9.9 och 9.23 till 9.25 är ju kvoten τ_D/W_R eller τ_o/W_R avgörande för hur snabbt rumsvärmsystemet närmar sig "balanstemperatur". I fallen III och V kan gälla, att tappvattenvärmningen sker alternativt såsom FIG 9.10 visar. $t_{Rvi} = t_{riB}$ såsom i fall IV och V kan gälla vid en koppling lika FIG 9.11, men med retur från radiatorer direkt till värmepump. Denna lämnar sedan vatten med temperaturen t_{Rvu} till "tappvattenförrådet" som har en stor volym och medelst termostat styrande värmepumpdriften hålls en temperatur kring t_{ruB} . Från detta förråd uttas vattnet sedan direkt till radiatorerna. Shuntventilen i radiatorkretsen finns sålunda ej och värmväxlaren i förrådet kan i detta fall användas för värmning av tappvarmvatten. Normalt blir ju förrådstemperaturen t_{ruB} för låg för att kunna ge tillräckligt hög tappvattentemperatur efter värmväxling.

Beräkningsmetodiken, som även innehåller ett passningsförfarande, är den följande:

För $t_{Li} = t_u = +5, 0, -5$ och -15°C har beräkningen utförts.

Primärvärde för \dot{Q}_t tas som \dot{Q}_{tI} ur FIG 8.41 b för samtliga fall. Detta innebär, att för fall med $\dot{Q}_V = 0$, något större kompressor eller värmväxlare förutsätts än då $\dot{Q}_V > 0$, se avsnitt 8.

\dot{Q}_V fås också ur FIG 8.41 b såsom primärvärde.

EKV 9.10	ger	τ_D
EKV 9.6	ger	t_{rB}
EKV 9.16	ger	ψ_{R+}
EKV 9.13	ger	ψ_{R-}
EKV 9.18	ger	Δt_R

EKV 9.19	ger	t_{Rvu+}
EKV 9.20	ger	t_{Rvu-}
EKV 9.21	ger	t_{Rvi+}
EKV 9.22	ger	t_{Rvi-}
EKV 9.3	ger	\dot{Q}_R
EKV 9.7	ger	t_{riB}
EKV 9.8	ger	t_{ruB}

Medelvärde för kondenserings-temperatur t_{lKm} under driftperioden τ_D är

$$t_{lKm} = t_o + \mathcal{V}_{RD} - \dot{Q}_R / (2 \cdot \dot{W}_R) + \mathcal{V}_I + \Delta t_{lt} \dots\dots\dots 9.31$$

Se FIG 9.5 och 9.8 med:

\mathcal{V}_{RD} enligt EKV 9.25,

\mathcal{V}_I enligt FIG 5.13, $\dot{V}_V = 600 \text{ l/h} = \dot{V}_R$,

Δt_{lt} som mot tryckfallet från kompressor till kondensator svarande kondenserings-temperaturändring, j f r avsnitt 8.2:s beräkningsexempel.

Enligt i FIG 9.17 - 9.19 visat förlopp för \mathcal{V}_{RD} , då $W_R = 0,1 \text{ kWh/}^\circ\text{C}$, se vidare nedan, avviker \mathcal{V}_{RD} obetydligt från $\mathcal{V}_{rB} = t_{rB} - t_o$ vid $\tau_o = 10 \text{ min}$ och ovan givna förutsättningar, som också gäller FIG 9.17 - 9.19. För enkelhets skull används här därför \mathcal{V}_{rB} såsom \mathcal{V}_{RD} , när $W_R = 0,1 \text{ kWh/}^\circ\text{C}$, d v s i fall I. För de övriga fallen fås enligt EKV 9.24

$\mathcal{V}_{RD} = \dot{Q}_R / K$, då ju $W_R = 0$.

Δt_{lt} sätts såsom i avsnitt 8.2 till 1°C .

Sålunda erhålls

$$t_{lKm} = t_{rB} - \dot{Q}_R / 1,4 + \mathcal{V}_I + 1 \text{ }^\circ\text{C} \text{ för fall I ,}$$

$$t_{lKm} = t_o + \dot{Q}_R / 0,2 - \dot{Q}_R / 1,4 + \mathcal{V}_I + 1 = 21 + 4,3 \cdot \dot{Q}_R + \mathcal{V}_I \text{ för fall II och III,}$$

$$t_{lKm} = t_{riB} + \mathcal{V}_I + 1 \text{ för fall IV och V.}$$

Detta värde på t_{lKm} används för att med hjälp av FIG 8.28 och 8.30 vid aktuellt t_{Li} uttaga ett nytt värde på \dot{Q}_t , \dot{Q}_R och \dot{Q}_V för en ny beräkning enligt ovan. Avviker de erhållna värdena på \dot{Q}_t , \dot{Q}_R och \dot{Q}_V mindre än ca 5 % från de som använts i föregående beräkningsomgång, gäller dennas värden med tillräcklig

noggrannhet för driftfallet. Med rimliga antaganden av t_{1Km} eller \dot{Q}_t för första beräkningssteg behövs normalt högst två sådana för uppfyllande av nämnda villkor.

För ett korrekt uppritat temperaturförlopp i fall I har behövts beräkning av $\mathcal{V}_R^{\mathcal{I}}$ för någon eller ett par tidpunkter under drift- och ståperioder, se EKV 9.12 och 9.15. Ju längre τ_D blir desto fler beräkningspunkter behövs. I FIG 9.12 - 9.15 har införts värmeeffekter \dot{Q}_t , \dot{Q}_R , \dot{Q}_V och \dot{Q}_T från värmepump, dess effektbehov \dot{E}_t och värmefaktor $\phi_t = \dot{Q}_t / \dot{E}_t$ samt kondenseringstemperatur t_{1K} . \dot{E}_t erhålls ur FIG 8.28 som \dot{E}_{tI} . Denna effekt är vid samma kompressorverkningsgrad för fallen I, II och IV, med ventilationsluftvärmning i bl a underkylare, som i fallen III och V, med $\dot{Q}_V = 0$, för låg för fallen III och V. I jämförelse mellan driftfallen har alltså driftfallen III och V relativt sett ca 10 % för högt värde på ϕ_t , jämför avsnitt 8.1 med FIG 8.13 och 8.14.

Figurerna visar klart den stora inverkan av styrsätt, värmeväxlersystem och inkoppling till rumsvärme- och tappvattensystem på värmefaktorn för värmepumpaggregat med lika \dot{Q}_t , \dot{E}_t och ϕ_t vid samma ingående värmebärare- och värmekälltemperatur. Skillnaden mellan det bästa fallet I och det sämsta fallet III uppgår till mellan 10 och 20 % för ϕ_t . Dessutom erhålls med den lägre kondenseringstemperatur som ger den högre värmefaktorn ϕ_t också större kompressorlivslängd genom lägre arbetstemperatur för kompressorn.

FIG 9.16 visar sammanfattande temperaturförloppen för de olika fallen som funktion av uteluftenstemperatur. FIG 9.17 - 9.19 exemplifierar inverkan av vald stopptid τ_o på temperaturförloppet vid i övrigt med fall I ovan identiska driftförhållanden. Enligt EKV 9.31 ökar medelkondenseringstemperatur t_{1Km} under driftperioden som $\mathcal{V}_{RD}^{\mathcal{I}}$, om \dot{Q}_R och därmed också $\mathcal{V}_I^{\mathcal{I}}$ och Δt_{lt} antas oförändrade. För de aktuella fallet med $W_R = 0,10 \text{ kWh/}^\circ\text{C}$ ger alltså t_o m stopperperioder på τ_o av 40 min en tämligen ringa ökning av $\mathcal{V}_{RD}^{\mathcal{I}}$ från värdet $\mathcal{V}_{rB}^{\mathcal{I}} = t_{rB} - t_o$ vid $\tau_o = 0$. Från värmefaktorsynpunkt betyder alltså en stopptidsförlängning upp till åtminstone 40 min relativt litet. Däremot är radiatortemperaturen vid stopperperiodens slut för $\tau_o = 40 \text{ min}$ komfortmässigt riskabelt låg. Vid utetemperatur $t_u = -5^\circ\text{C}$ är radiatorns övertemperatur $\mathcal{V}_R^{\mathcal{I}}$ endast ca 30 % av börvärdet $\mathcal{V}_{rB}^{\mathcal{I}}$. Med aktuell värmekapacitet hos radiatorsystemet bör därför τ_o högst vara ca 25 min, vilket vid -5°C ger ett $\mathcal{V}_R^{\mathcal{I}} / \mathcal{V}_{rB}^{\mathcal{I}}$ på ungefär 0,5.

9.4.3 Tillsatsvärme

Exempel på ihopkopplingar av tillsatsvärme och värmepump visar FIG 9.2 - 9.4.

Villkoren för tillsatsvärmens in- och urkoppling kan bl a vara följande:

- I. Värmepumpens värmeeffekt är mindre än behovet, vilket kan bero på såväl funktionsbrister hos värmepumpen som stort, långvarigare rumsvärme- eller tappvarmvattenbehov.
- II. Värmepumpens arbetstryck och arbetstemperatur ligger utanför med hänsyn till haveririsk tillåtna intervall och stoppar den. Exempelvis kan detta ske på grund av för hög returtemperatur från rumsvärmesystem eller vid behov av hög temperatur för tappvattenvärmning.
- III. Eldistributörs önskemål att av belastningsskäl urkoppla eldrivna värmepumpar, vars tillsatsvärme ej är elektrisk.

Om tillsatsvärmens skulle inkopplas i samma ögonblick som ett lägsta börvärde underskrids för värmebäraren, skulle ofta vid normala driftbetingelser inkoppling ske, så vitt icke ett komplicerat sätt att fastställa detta lägsta börvärde tillämpas. Kortvarigt kan låga värmebärartemperaturer inträffa, trots att värmepumpens effekt över en längre period väl täcker behovet. Detta gäller exempelvis vid varmgasavfrostning av en värmepump med uteluft som värmekälla och efter en större varmvattentappning. Mycket väsentligt för minimal energiförbrukning blir därför en fördröjning av tillsatsvärmens inkoppling, såsom nämnts i avsnitt 9.3.2. Huruvida värmepumpen skall urkopplas vid tillsatsvärmebehov och enbart tillsatsvärmens nyttjas beror på flera faktorer.

Ligger värmepumpens drifttemperaturer nära de gränser som bedöms som acceptabla för rimlig livslängd, är det också rimligt att stoppa den vid tillsatsvärmebehov. Är detta dock ej fallet och elektrisk tillsatsvärme används, blir värmepumpdrift ekonomisk så länge värmefaktorn når över ett, givetvis åter förutsatt att dess drifttemperaturer ej misstänks nämnvärt förkorta kompressorlivslängden. Nyttjande av en bränsleeldad tillsatsvärme komplicerar förhållandena. FIG 9.20 ger en energibalans för ett dylikt fall med följande definition av symboler

Q_B = byggnadens totala värmebehov.

Q_t = värmepumpens värmeavgivning till byggnadens värmesystem.

E_t = värmepumpens totala elenergibehov.

ϕ_t = värmepumpens värmefaktor
 Q_b = bränslets värmeavgivning vid brännaredrift.
 τ_b = relativ gångtid för brännare.
 Q_{bn} = ur pannan uttagen värmemängd till byggnadens värmesystem.
 $f \cdot Q_{FB}$ = andel av värmeförluster Q_{FB} från pannans ytteryta, som ej nyttiggörs i byggnaden.

$(1-f) \cdot Q_{FB}$ = andel av Q_{FB} som nyttiggörs för byggnadsvärmning.

Q_{FS} = värmeförlust genom rökgaser vid brännaredrift.

Q_{FSO} = värmeförlust genom skorstenen, då brännare ej är i drift.

Q_{FB} och Q_{FSO} stiger ungefär proportionellt mot skillnaden mellan pannvattentemperaturen och aktuell omgivning.

Energibalanserna blir de följande:

$$Q_B - (1 - f) \cdot Q_{FB} = Q_t + Q_{bn} \quad \dots\dots\dots 9.32$$

$$Q_b \cdot \tau_b = Q_{bn} + Q_{FB} + Q_{FS} \cdot \tau_b + Q_{FSO} \cdot (1 - \tau_b) \dots\dots\dots 9.33$$

vilket ger

$$\tau_b = (Q_{bn} + Q_{FB} + Q_{FSO}) / (Q_b - Q_{FS} + Q_{FSO}) \quad \dots\dots\dots 9.34$$

$$Q_{bn} = Q_B - (1 - f) \cdot Q_{FB} - Q_t \quad \dots\dots\dots 9.35$$

Med energipriserna e_E för el och e_b för bränsle blir kostnaden för värmepump- och tillsatsvärmeenergi K_e

$$K_e = e_E \cdot Q_t / \phi_t + e_b \cdot Q_b \cdot \tau_b \quad \dots\dots\dots 9.36$$

som med EKV 9.34 och 9.35 ger

$$\begin{aligned}
 K_e &= e_E \cdot Q_t / \phi_t + e_b \cdot Q_b \cdot [Q_B - (1 - f) \cdot Q_{FB} - Q_t + Q_{FB} + Q_{FSO}] / \\
 &\quad / (Q_b - Q_{FS} + Q_{FSO}) = \\
 &= e_b \cdot Q_b \cdot (Q_B + f \cdot Q_{FB} + Q_{FSO}) / (Q_b - Q_{FS} + Q_{FSO}) + \\
 &\quad + Q_t \cdot [e_E / \phi_t - e_b \cdot Q_b / (Q_b - Q_{FS} + Q_{FSO})] \quad \dots\dots\dots 9.37
 \end{aligned}$$

För lägsta driftkostnad skall värmepumpen alltså stoppas då

$$e_E / \phi_t \geq e_b \cdot Q_b / (Q_b - Q_{FS} + Q_{FSO}) \quad \dots\dots\dots 9.38$$

Exempel

Villavärmepanna med oljebrännare och de normala värdena:

$$\dot{Q}_b = 20 \text{ kW} \quad \dot{Q}_{FS} = 2 \text{ kW}$$

$\dot{Q}_{FSO} = 0,6 \text{ kW}$, vilket gäller, om automatiskt stängande rökgasspjäll vid stoppad oljebrännare ej finns. Finns sådant blir \dot{Q}_{FSO} i storleksordningen $0,1 \text{ kW}$.

$$e_b = 1,5 \text{ (kr/l)} / 10 \text{ (kWh/l)} = 0,15 \text{ kr/kWh}$$

varvid

$$e_b \cdot Q_b / (Q_b - Q_{FS} + Q_{FSO}) = 0,15 \cdot 20 / (20 - 2 + 0,6) = 0,16 \text{ kr/kWh.}$$

Om $e_E = 0,30 \text{ kr/kWh}$ och $\phi_t < 1,8$ är det sålunda lämpligt att i detta exempel stoppa värmepumpen.

Ovanstående kostnadsanalys föranleder följande särskilda kommentarer:

1. En villavärmepanna har en över året betydande skorstensvärmeförlust under brännarestillestånd, om då ett stängande rökgasspjäll ej finns. Förlusten blir av storleksordningen

$$0,5 \text{ kW} \cdot 8760 \text{ tim/år} = \text{ca } 4400 \text{ kWh/år}$$

2. Eldistributörens verkliga och med tidpunkt under dygnet och årstid starkt varierande elpris e_E kan oftast ej återspeglas i kundtaxorna. Därför kan två taxeformer bli aktuella, en för vilken all elleverans garanteras och en, där eldistributören har rätt att få urkopplat vissa elapparater, t ex värmepumpar och elpannor, under vissa tider. Den senare taxan får givetvis det lägsta energipriset. Sådana taxor har redan börjat tillämpas i Väst-tyskland. Det innebär, att lägsta totalkostnad för årsvärmebehovet erhålls för tidvis urkoppling av värmepumpen.

Tillsatsvärmen skall givetvis eftervärma värmebäraren för bästa drift-ekonomi. Om värmepumpens kapacitet ej räcker, innebär detta, att retur- och framledningstemperaturer från värmepump ej når börvärdena. Med det driftsätt som beskrivs i avsnitt 9.4.2 för exemplet "Fall I", behövs vid

ett kapacitetssteg en drifttid τ_D som ökar med ståperioden τ_0 före det börvärdena uppnås. τ_D ökar också med avtagande överkapacitet hos värmepumpen. Ett sådant förhållande ökar behovet av fördröjning, innan tillsatsvärmen inkopplas.

Vid användning av oljevärme- och elpannor eller elpatroner i rumsvärme-systemet medför tillsatsvärmen oftast en relativt värmepumpkapaciteten hög effekt. Denna måste på något sätt moduleras, eljest blir returtemperaturen till värmepumpen så hög, att denna onödigtvis kan stoppas på grund av uppnått maximalvärde för kondenseringstemperatur. För bränsleeldade pannor med automatiskt styrd bränsletillförsel och elpannor sker detta genom att brännare eller elpatroner tas i drift för hållande av lämplig panntemperatur och medelst en motorstyrd shuntventil på konventionellt sätt framledningstemperaturen efter pannan hålls vid börvärdet, se FIG 9.2 och 9.3. Genom särskilda termostater in- och urkopplas alltså brännare eller elvärmare. En oljepanna kräver med hänsyn till risken för korrosion lägst ca $+70^{\circ}\text{C}$ pannvattentemperatur. En elpanna bör dock installeras för lägsta möjliga vattentemperatur för minimering av dess värmeförluster, om dessa ej helt kan nyttiggöras.

Med modulerande shuntventil måste en temperaturgivare vid dess framledningsutlopp, T5 i FIG 9.2 och 9.3, styra ventilläget. Givare i returledning vid värmepump, T3 i FIG 9.2 och 9.3, kommer på grund av genomloppstiden för vattnet i rumsvärme-systemet att orsaka kraftiga pendlingar i ventilläge och risk för värmepumpstopp på grund av för hög vattentemperatur. Däremot kan en elpatron i framledningen praktiskt ej styras av framledningsgivare, när ett fåtal, större effektsteg används. Styrprincipen blir då densamma som för värmepumpen i "Fall I" enligt avsnitt 9.4.2 med urkoppling av sist inkopplade effektsteg, när retur börvärdet överskrids med ett par $^{\circ}\text{C}$. Urkoppling av tillsatsvärmepannans värmning sker i ovannämnda fall, då shuntventil varit stängd för tilllopp från pannan en viss tid, t ex 10 min. För oljevärmepanna måste dock åter risken för korrosion beaktas. Förväntas pannan ofta in- och urkopplas, kan kondensationen i pannan under uppvärmningen mot $+70^{\circ}\text{C}$ möjligen ge livslängdsförkortande korrosion. Fördröjningstiden för urkoppling bör då väljas lång, i storleksordningen 10 timmar. "Extra" stilleståndsförluster från pannan, se ovan, blir därvid av måttlig storlek. Värms pannan av en separat hetgasvärmväxlare i värmepumpen enligt FIG 8.15, erhålls ändå normalt panntemperaturer på $+60$ à $+70^{\circ}\text{C}$ och alltså ringa värmeförlustökning från av brännaredrift nödvändiggjord pannvattentemperaturhöjning.

Erbjuder eldistributör lägre eltaxor, om eleffektuttag begränsas vissa tider under dygnet, blir sannolikt ett driftur för urkoppling av tillsatselvärm under dessa perioder ekonomiskt motiverat. Värmepump med elvärmets tillsats bör därför ha en styrutrustning som lätt kan utrustas med en sådan driftursfunktion.

9.4.5 Övervakning

Framlednings- och returtemperaturmätning för värmebärare vid värmepumpens värmväxlare ger en värdefull information om värmepumpens kapacitet, när konstant värmebärarflöde används. Dessutom kan då resultatet av styrutrustningens funktioner kontrolleras.

En signallampa, som anger när tillsatsvärme inkopplas, kan ge samma typ av information. Erfarenhets- eller beräkningsmässigt kan utetemperaturområde för tillsatsvärmebehov fastställas. Inträffar tillsatsvärmning vid nämnvärt högre utetemperatur kan felaktigheter hos värmepump eller dess styrutrustning misstänkas.

9.5 Avfrostning

9.5.1 Grundläggande förutsättningar

Ett av de svåraste problemen för värmepumpar användande uteluft som värmekälla är att samtidigt erhålla en driftsäker och energiekonomisk avfrostning. Ett radikalt grepp är att slopa möjligheter till avfrostning utom från luft över 0°C. Detta innebär dock i svenskt klimat en mycket kraftigt försämrad driftekonomi. Under en större del av värmesäsongen blir drift då omöjlig, vilket såväl beräkningsmässigt som praktiskt verifierats.

Den ideala styrningen skall bl a uppfylla följande krav:

1. Avfrostningen skall startas vid den frostmängd på batteriet som ger minimum för differensen mellan energibehov för förlustenergimängd för avfrostning och för fortsatt värmepumpdrift med påfrostat batteri med lägre förångningstemperatur än ett avfrostat. Med förlustenergimängd för avfrostning avses här det avfrostningsenergiebehov, som ej är proportionellt mot avsmält frostmängd, såsom värmeförluster till uteluft konvekterande genom batteriet.

2. Avfrostningen skall stoppas så snart all frost just avsmält.

De förhållanden som ger villkoren för den ideala styrningen är ohanterligt komplicerade. Till dem kan endast approximativt tas hänsyn. Exempelvis är det praktiskt omöjligt att avgöra, när just all frost smultit. Påfrostningen är enligt avsnitt 9.5.2 ojämnt fördelad över batteriytan och fördelningen varierar starkt med utelufttillståndet. Därför måste en säkerhetsmarginal finnas i en förlängd avfrostningsdrifttid. Om avfrostningen ej är fullständig, erhålls en mellan avfrostningarna successivt ökande frosttjocklek till igenfrysning och driftstopp. Givetvis betyder detta också kraftigt ökad energiåtgång.

Eftersom åtminstone vid värmekällan uteluft under 0°C temperatur, uteluftfläkten skall vara stoppad under avfrostning, kan också driftstopp inträffa från högtryckspressostat vid längre avfrostningsdrifttid och varmgasavfrostning.

Den enklaste automatiska avfrostningen styrs från ett programur med fixerade drifttider mellan avfrostningar. Dessa drifttider får ej väljas längre än de som behövs vid förhållanden för snabbaste påfrostning. För erhållande av rimlig säkerhet för komplett avfrostning skall avfrostningen avbrytas från antingen en temperaturgivare på batteriytans kallaste del vid avfrostning eller en pressostat med impuls från köldmedietrycket i batteriet. Dock kommer under en större del av värmesäsongen onödiga avfrostningar med energiförluster att inträffa. Genom en temperaturgivare på batteriytans kallaste del vid värmepumpdrift kan dessa förluster reduceras i det att avfrostningar ej initieras, då givaren ligger över 0°C .

Mera avancerade och energisparande avfrostningsstyrningar arbetar efter behovsprincipen. Indirekt kan behovet mätas genom exempelvis avkänning av tryckfallet för luftens genomströmning av batteriet eller dess temperaturfall vid passagen. Båda dessa mätetal ökar med ökad frosttjocklek på batteriytan genom strypning av luftflödet. När deras värden når över en viss nivå startar avfrostningen. Vid tryckfallsavkänning kan detta värde vara fixerat. Trots med utelufttillståndet varierande frostfördelning erhålls ej avsevärda skillnader i tryckfallet för acceptabla frosttjocklekar på batteriytan. Vid temperaturdifferensgivare behövs dock en med utelufttemperaturen varierande differens för avfrostningsstart. När lufttemperaturen sjunker, faller också förångningstemperatur, kyleffekt och temperaturredifferens mellan luftinlopp och luftutlopp. En differens som tillnärmelsevis är optimal för högre ingångslufttemperaturer kan ge igenfrysning, när dessa är låga. Avfrostningens avbrytande kan ske såsom vid programur ovan.

Avfrostningsmetoden har ingen principiell betydelse för gynnsammaste styrsätt. Vid såväl varmgas- som elavfrostning kan det dock vara gynnsamt att utnyttja ingående luft med över +2 à +4°C temperatur för avfrostning. Genom att vid stoppad kompressor då låta fläkten vara i drift, erhålls avsmältning med rimlig hastighet. Förutsättningen är dock, att värmepumpen har tillräcklig kapacitet för att under övrig tillgänglig drifttid täcka värmebehovet utan tillsatsvärme. Luftavfrostningen kommer vid lägre lufttemperaturer att kräva väsentligt längre avfrostningstid än normalt varmgas- eller elavfrostning ger. Ett exempel skall här lämnas, se FIG 9.21.

Under luftavfrostning och smältande frost gäller

$$\tau \cdot \dot{W}_L \cdot (t_{Li} - t_{Lu}) = \tau \cdot \alpha_k \cdot A \cdot (t_{Li} - t_{Lu}) / \ln (t_{Li}/t_{Lu}) = m_{Fr} \cdot s \quad \dots\dots\dots 9.39$$

med $\alpha_k \cdot A =$ Värmeöverföringseffekt per °C temperaturdifferens mellan luft och smältande frost för batteriet med ytan A.

$$\tau = \text{tid för avsmältning av frostmängden } m_{Fr} \text{ med smältvärmets } s = 80 \text{ kcal/kg} = 334 \text{ kJ/kg.}$$

Detta ger

$$\tau = m_{Fr} \cdot s / \left[\dot{W}_L \cdot t_{Li} \cdot \left(1 - 1/e^{\alpha_k \cdot A / \dot{W}_L} \right) \right] \quad \dots\dots\dots 9.40$$

Typiska siffervärden för en värmepump av typ enligt FIG 8.15 är

$$m_{Fr} = 5 \text{ kg} \quad \dot{W}_L = 500 \text{ W/}^\circ\text{C} \quad \alpha_k \cdot A = 20 \cdot 45 = 900 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Detta ger

$$\tau = 5 \cdot 334000 / (500 \cdot t_{Li} \cdot (1 - 1/e^{900/500})) = 4000/t_{Li} \quad (\text{sek})$$

Med $t_{Li} = 2^\circ\text{C}$ behövs sålunda 2000 s eller ca 33 minuter. Vid + 2°C utetemperatur behövs vanligen avfrostning varje eller varannan timme. Sålunda bortfaller 20 à 30 % av värmepumpdrifttiden för avfrostningar i detta exempel. En varmgasavfrostning behöver endast omkring 5 minuter och dess energibehov har praktiskt uppmätts till ca 0,40 kWh inklusive avfrostningsförluster och återvärmning av värmekällan under avfrostningen, d v s husets värmesystem. Fläkten behöver för avfrostningstiden 33 minuter ca 0,06 kWh och blir alltså väsentligt energibilligare. Om dock tillsatsvärme skulle behövas under den långa avfrostningstiden kan denna energivinst lätt övergå i energiförlust.

I de följande avsnitten redovisas de för utformning av lämplig styrutrustning till avfrostning oundgängliga underlaget för beräkning av på- och avfrostningsförloppen. Behandlingen av förhållandena görs delvis teoretiskt, delvis genom analys av utförda prov.

9.5.2 Påfrostningsförlopp

Eftersom en förångares yttemperatur är lägre än den förbiströmmande luftens sker en transport av vattenånga mot förångarytan. Om dennas temperatur är lägre än luftens daggpunktstemperatur, vilket oftast är fallet utom vid mycket torr luft, kondenserar vattenångan på ytan. Vid yttemperaturer lägre än 0°C fryser dessutom den kondenserade vattenångan. Den per tidsenhet transporterade vattenångan \dot{m}_a till en förångares ytor med temperaturen lägre än luftens daggpunkt kan skrivas, se FIG 9.22,

$$\dot{m}_a = 10^{-3} \cdot \int_0^A \alpha_{kw} \cdot (x_L - x_y'') \cdot dA = \dot{m}_L \cdot \Delta x_{Lt} \dots\dots\dots 9.41$$

där α_{kw} = luftens konvektionsvärmeövergångstal, se tex FIG 6.11 där $\alpha_u = \alpha_{kw}$

x_L = luftens vatteninnehåll, kg $\text{H}_2\text{O}/\text{kg}$ torr luft

x_y'' = det vatteninnehåll luft högst kan ha i ångform vid en temperatur lika med ytans, kg $\text{H}_2\text{O}/\text{kg}$ torr luft

Δx_{Lt} = ändringen i luftens vatteninnehåll vid passagen genom förångaren

\dot{m}_L = luftflödet genom förångaren kg/s.

På grund av vattnets fasändring, från ånga till vätska och vid yttemperaturer lägre än 0°C även till fast fas, frigörs vattnets ångbildningsvärme samt eventuellt smältvärme med en yttemperaturhöjande effekt som följd. Detta kan uppfattas som en höjning av värmeövergångstalet och enligt [1] gäller för denna

$$\Delta \alpha_u = c \cdot \alpha_{kw} \cdot (p_L - p_y'') / (t_L - t_y) \dots\dots\dots 9.42$$

där $C = 1530$ vid yta över 0°C
 $= 1750$ vid yta under 0°C med frost

p_y'' och p_L som med angivna konstanter skall insättas i bar, är vattenångans mättningsstryck vid ytans temperatur t_y respektive partialtryck i luften.

Mellan luftens vatteninnehåll x_L och vattenångans partialtryck p_L i luften gäller sambandet

$$x_L = 0,622 \cdot p_L / (p_L + p_t) \quad \dots\dots\dots 9.43$$

där p_t är luftens totaltryck. Vid här aktuella lufttillstånd är $p_L \ll p_t$ varför EKV 9.43 kan förenklas till

$$x_L = 0,622 \cdot p_L / p_t \quad \dots\dots\dots 9.44$$

Med hjälp av EKV 9.41 kan den på en förångaryta lokalt uppträdande frosttjocklekstillsväxten δ_{Fr} (m/s) skrivas

$$\delta_{Fr} = \frac{10^{-3} \cdot \alpha_{kw} \cdot (x_L - x_y'')}{\rho_{Fr}} \cdot K \quad \dots\dots\dots 9.45$$

där ρ_{Fr} = frostens densitet, normalt i storleksordningen 300 kg/m^3

K = andel av vid ytan utfälld frost som fäster på denna, $K \leq 1$ och enligt noggranna undersökningar nära ett.

En bestämning av den lokala påfrostningen blir fundamental för fastställande av hur ofta avfrostning måste ske för att förhindra igenfrysning samt vilka lämpliga metoder som kan användas för avfrostningsstarter. Med hjälp av följande approximationer och EKV 9.41 kan detta någorlunda ske, se även FIG 9.22:

- a) yttemperaturen antas variera linjärt genom förångaren, mellan enligt på följande sätt bestämda yttemperaturer vid luftin- och utlopp.

Luftinlopp: Utan hänsyn till där förekommande köldmedieöverhettning kan yttemperaturen där skrivas, se FIG 9.23,

$$t_{yi} = t_{Li} - \frac{v_i^2}{v_m^2} \cdot \frac{Q_2 \cdot \xi}{\alpha_{kw} \cdot [1 + C \cdot (p_L - p_y'') / (t_{Li} - t_{yi})]} \cdot (A_{ry} + \sum A_{fl})$$

..... 9.46

där $v_i^2 = t_{Li} - t_{2u}$ och v_m^2 enligt EKV 6.7. Istället för termen Q_2/v_m^2 kan värdet $k \cdot A$ användas, allt beroende på vilka data som bekvämast är tillgängliga i aktuellt fall.

$C = 1750$ ty $t_y < 0^\circ\text{C}$ vid påfrostning.

Ett värde ansätts därvidförst på t_{yi} varvid $(p_L - p_y'') / (t_{Li} - t_{yi})$ kan bestämmas. t_{yi} beräknas sedan enligt ekvationen. Förfarandet upprepas tills ansatt t_{yi} blivit lika med beräknat med tolerans $\pm 1^\circ\text{C}$.

För vattenångans mättningsstryck p_y'' vid temperaturen $t_y < 0^\circ\text{C}$ kan enligt [2] sättas

$$p_y'' = e^{[28,87 - 6133,9 / (t_y + 273)]}$$

..... 9.47a

Givetvis kan p_y'' även erhållas ur ångtabeller.

Luftutlopp:

$$t_{yu} = (t_{yi} - t_{2u}) \cdot (t_{Lu} - t_{2i}) / (t_{Li} - t_{2u}) + t_{2i}$$

..... 9.48

b) Förrångaren indelas i ett antal lika delar i luftströmmens riktning, t ex lika med antalet rörrader i djupled. För varje del antas luftens fuktinnehåll minska linjärt. Ändringen av luftens fuktinnehåll över en del blir då, se FIG 9.22

$$\Delta x_L = \frac{10^{-3} \cdot \alpha_{kw} \cdot (x_{Li} - x_{ym}) \cdot A_n}{\dot{m}_L + 10^{-3} \cdot \alpha_{kw} \cdot A_n / 2}$$

..... 9.49

där A_n = delens yta = A/n där n är antal delar

x_{Li} = i delen ingående lufts fuktinnehåll

x_{ym}'' = luftens maximala fuktinnehåll vid delytans medeltemperatur t_{ym} .

Förloppet för t_y är ju känt genom beräkningen i a).

Med hjälp av EKV 9.44 och 9.47a kan luftens maximala fuktinnehåll vid temperaturen t_y beräknas som

$$x_y'' = 0,62 \cdot 10^{-5} \cdot e^{[28,87 - 6133,9/(t_y + 273)]} \dots\dots\dots 9.47b$$

Ökande frosttjocklek höjer sannolikt lufthastigheten mellan flänsarna och α_{kw} , sänker luftflödet genom förångaren vid given fläkt och isolerar flänsarna, vilket motsvarar ett lägre α_{kw} , mot luften. Från dessa varandra delvis motverkande faktorer för frostillväxten bortses här.

- c) Totala frostillväxten per timme på förångarytan kan nu om det förutsättes att all vid ytan utfälld frost fäster på denna beräknas som

$$\dot{m}_{Fr} = \dot{m}_L \cdot \sum_{k=1}^n \Delta x_{L,k} \cdot 3600 \quad (\text{kg/h}) \dots\dots\dots 9.50$$

där n är antalet delar förångaren uppdelats i enligt punkt b) ovan.

EKV 9.45 - 9.50 ger sålunda en möjlighet att beräkna total frostmängd att avfrosta liksom frosttjocklekstillväxten utefter batteriytan. Så länge denna har en temperatur över 0°C uppstår givetvis ingen frost. Alltefter ingångstemperaturen för luften faller från "sommarvärden" börjar från luftutloppssidan frostfronten att flytta sig mot inloppssidan, jämför t_y 's förlopp i FIG 9.22.

I syfte att praktiskt fastställa tillväxthastigheten hos frosten vid påfrostning och därmed erhålla underlag för en jämförelse med de tidigare redovisade sambandet för påfrostningsförlopp samt att bestämma energibehovet vid varmgasavfrostning, har prov vid några olika uteluftförhållanden genomförts. Dessa har skett på det värmepumpsystem som visas i FIG 8.15. Prestanda och kapacitet hos värmepumpen har därvid varit de som redovisas i avsnitt 8.2.3.1 punkt 3 med kompressor $n = 1$. På värmepumpens värmeavgivningssida har vid proven varit inkopplat en varmvattenberedare till hetgasvärmväxlaren samt till kondensorn ett radiatorsystem svarande mot en returtemperatur på ungefär $t_{Rvi} = 30 - t_u$. Vid avfrostningarna har förångarfläkt och tappvattenpump varit stoppade. Avfrostningarna har avbrutits, då en temperaturgivare, som varit inkilad mellan två flänsar i batteriets bakkant ca 1 m från köldmedieutloppet, registrerat en temperatur på $+5^\circ\text{C}$. Därvid har även okulärt kunnat konstaterats att all frost varit smält.

I FIG 9.24, 9.25 och 9.26 redovisas primärdata från några av dessa prov. Vid tidpunkten 0 har därvid värmepumpen startats med frostfritt batteri. Framtill tidpunkten märkt "Avfrostning" har sedan kontinuerligt de i figurerna redovisade

storheterna registrerats. Uteluftens fuktinnehåll x_u är den som uppmätts av SMHI på Bromma för aktuell tidsperiod. Proven har skett i Johanneshov ca 10 km fr Brom Vid den efterföljande avfrostningen, har frostmängd m_{Fr} samt för avfrostningen erforderlig elenergi till kompressor, radiatorpump och styrutrustning E_a liksom tid τ_a uppmätts. Temperaturen på det uppsamlade smältvattnet uppmättes till ca $+5^\circ\text{C}$. Under avfrostningsförloppen var vidare tidsmedelvärdena för t_{1K} ca $+17^\circ\text{C}$ och för t_{2K} ca -14°C . Motsvarande värden då avfrostningen avbröts var ca $+29$ och -6°C . I figurerna anges även värmeupptagning från radiatorsystem Q_{2a} under avfrostningen beräknad enligt

$$Q_{2a} = [E_a - (\dot{E}_{PR} + \dot{E}_S) \cdot \tau_a] \cdot \eta_{Ct} \cdot \epsilon_C$$

där $\dot{E}_{PR} + \dot{E}_S = 0,1$ kW och $\eta_{Ct} = 0,39$ och $\epsilon_C = 8,36$, se avsnitt 4 kompressor BH5 vid ovan angivna tidsmedelvärden på t_{1K} och t_{2K} .

För påfrostningsförloppen vid proven ovan har vid där aktuellt begynnelse drifts-tillstånd frostillväxten beräknats enligt tidigare redovisad beräkningsmetodik, punkt a) till c), se FIG 9.27 till 9.32. För ett av proven visas här beräkningarna i sin helhet.

Beräkning av frostillväxt vid prov 1

Enligt mätningar

$$x_u = 0,0024 \text{ kg H}_2\text{O/kg torr luft enligt SMHI}$$

$$w_{fr} = 1,9 \text{ m/s som enligt avsnitt 6 ger } \alpha_{kw} = \alpha_u = 16 \text{ W/m}^2, ^\circ\text{C och } \xi \approx 0,85$$

$$t_{2K} = -17^\circ\text{C}, t_{1K} = +44^\circ\text{C}$$

$$t_{Li} = 0^\circ\text{C som ger } \rho_L = 1,29 \text{ kg/m}^3, t_{Lu} = -7,5^\circ\text{C}$$

För batteriet gäller $A_{fr} = 0,24 \text{ m}^2$, $A_{ru} = 1,3 \text{ m}^2$, $A_{fl} = 43,7 \text{ m}^2$ och 7 rörrader djupt.

FIG 8.18 och 8.21 ger $\dot{m}_K = 0,032 \text{ kg/s}$ och $t_{2u} = -14,6^\circ\text{C}$. Med underkylare inkopplad gäller approximativt $t_s = t_{2u} + 30^\circ\text{C}$ samt då $-10 \geq t_{2u} \geq -20^\circ\text{C}$ att $\Delta p_2 \approx \approx 0,92 \cdot (200 - 12,5 \cdot t_{2u}) \cdot m_K^2 \text{ bar}$ för aktuellt batteri. Detta ger $t_s \approx +15^\circ\text{C}$ och $\Delta t_2 = 3,4^\circ\text{C}$. Medeltemperaturdifferensen blir nu enligt EKV 6.7

$$\nu_m = (14,6 - 3,7) / \ln (14,6/3,7) = 7,9^\circ\text{C}$$

Vid $t_s = +15^\circ\text{C}$ fås $i_s = i' = 215 \text{ kJ/kg}$ och vid $t_{2u} = -14,6^\circ\text{C}$ och $\Delta t_o = 8^\circ\text{C}$ fås $i_{2u} = 346 \text{ kJ/kg}$. Kyleffekten blir därmed

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_K (i_{2u} - i_s) = 0,032 \cdot (346 - 215) = 4200 \text{ W}$$

Luftinlopp: Anta $t_{yi} = -10^\circ\text{C}$. Detta ger $t_{Li} - t_{yi} = 10^\circ\text{C}$

EKV 9.44 och 9.47a ger $p_L = 384 \text{ Pa}$ respektive $p_y'' = 257 \text{ Pa}$ varför
 $p_L - p_y'' = 127 \text{ Pa}$.

Med EKV 9.46 fås nu

$$t_{yi} = 0 - \frac{14,6}{7,9} \cdot \frac{4200 \cdot 0,85}{16 \cdot (1 + 127 \cdot 10^{-5} \cdot 1750/10) \cdot (1,3 + 0,85 \cdot 43,7)} =$$

$$= -8,7^\circ\text{C}. \text{ Ny passning krävs.}$$

Anta $t_{yi} = -9^\circ\text{C}$. På samma sätt som ovan fås

$$t_{Li} - t_{yi} = 9^\circ\text{C}$$

$$p_L - p_y'' = 384 - 280 = 104 \text{ Pa och}$$

$$t_{yi} = -8,9^\circ\text{C} \approx \text{antaget } t_{yi}.$$

Med antagande att yttemperaturen ändras linjärt i batteriet kan nu denna uppritas, se FIG 9.27, med värdet, enligt EKV 9.48,

$$t_{yu} = \frac{-8,9 - (-14,6)}{-0 - (-14,6)} \cdot [-7,5 - (-11,2)] - 11,2 = -9,8^\circ\text{C}$$

vid luftutloppet.

Batteriet indelas i djupled i 7 lika delar lika med antalet rörader.

Rörrad 1: yttemperaturen mitt i rörraden, se FIG 9.27, är $t_{yml} = -9,0^\circ\text{C}$. Vid denna temperatur är enligt EKV 9.47b luftens maximala fuktinnehåll

$$x_{yml}'' = 0,62 \cdot 10^{-5} \cdot e^{(28,87 - 6133,9/(273 - 9))} = 1737 \cdot 10^{-6} \text{ kg H}_2\text{O/kg luft}$$

Ändringen av luftens fuktinnehåll blir enligt EKV 9.49 därmed

$$\Delta x_{L1} = \frac{10^{-3} \cdot 16 \cdot (2400 - 1734) \cdot 10^{-6} \cdot 45/7}{1,9 \cdot 0,24 \cdot 1,29 + 10^{-3} \cdot 16 \cdot 45/(2 \cdot 7)} =$$

$$= 107 \cdot 10^{-6} \text{ kg H}_2\text{O/kg luft}$$

Rörrad 2: Ingående lufts fuktighet

$$x_{Li2} = x_{Li1} - \Delta x_{L1} = x_u - \Delta x_{L1} = (2400 - 107) \cdot 10^{-6} =$$

$$= 2293 \cdot 10^{-6} \text{ kg H}_2\text{O/kg luft}$$

Med ytttemperatur $t_{ym2} = -9,1^{\circ}\text{C}$ fås på samma sätt som för rörrad 1

$$x''_{ym2} = 1722 \cdot 10^{-6} \quad \text{och} \quad \Delta x_{L2} = 92 \cdot 10^{-6}$$

$$\begin{array}{ll} \text{Rörrad 3: } x_{Li3} = 2201 \cdot 10^{-6} & t_{ym3} = -9,2 \\ x''_{ym3} = 1707 \cdot 10^{-6} & \Delta x_{L3} = 79 \cdot 10^{-6} \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} \text{Rörrad 4: } x_{Li4} = 2127 \cdot 10^{-6} & t_{ym4} = -9,4 \\ x''_{ym4} = 1677 \cdot 10^{-6} & \Delta x_{L4} = 72 \cdot 10^{-6} \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} \text{Rörrad 5: } x_{Li5} = 2055 \cdot 10^{-6} & t_{ym5} = -9,5 \\ x''_{ym5} = 1662 \cdot 10^{-6} & \Delta x_{L5} = 63 \cdot 10^{-6} \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} \text{Rörrad 6: } x_{Li6} = 1992 \cdot 10^{-6} & t_{ym6} = -9,6 \\ x''_{ym6} = 1648 \cdot 10^{-6} & \Delta x_{L6} = 55 \cdot 10^{-6} \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} \text{Rörrad 7: } x_{Li7} = 1937 \cdot 10^{-6} & t_{ym7} = -9,7 \\ x''_{ym7} = 1633 \cdot 10^{-6} & \Delta x_{L7} = 49 \cdot 10^{-6} \end{array}$$

Den totala fuktinnehållsändringen är

$$\Delta x_{Lt} = \sum_{k=1}^7 \Delta x_{L,k} = 517 \cdot 10^{-6} \text{ kg H}_2\text{O/kg luft}$$

Enligt EKV 9.50 är nu frosttillväxten på hela batteriet

$$\dot{m}_{Fr} = 1,9 \cdot 0,24 \cdot 1,29 \cdot 517 \cdot 10^{-6} \cdot 3600 = 1,10 \text{ kg/h}$$

Förhållandet mellan uppmätt frostmängd vid prov 1, $m_{Fr} = 5,02 \text{ kg}$, och beräknad med för provet aktuell påfrostningstid $\tau = 6 \text{ timmar}$ är $5,02/(1,10 \cdot 6) = 0,76$.

I FIG 9.27 till 9.32 visas förutom förloppen för t_y , x_L och x''_y även hur luftens daggpunktstemperatur t_d , bestämd i Mollierdiagram för fuktig luft vid aktuellt fuktinnehåll x_L , samt frosttjocklekstillväxten $\dot{\delta}_{Fr}$, med antagen frostdensitet $\rho_{Fr} = 200$ och 300 kg/m^3 , varierar genom batteriet. För $\dot{\delta}_{Fr}$ i mitten av varje rörrad gäller därvid

$$\dot{\delta}_{Fr} = \Delta x_L \cdot \dot{m}_L \cdot 3600 \cdot 7 \cdot 10^3 / (\rho_{Fr} \cdot 45) \quad \text{mm/h}$$

där Δx_L är den beräknade fuktinnehållssänkningen hos luften då den strömmat genom rördelen. Vidare anges i respektive figur förhållandet mellan vid provet uppmätt frostmängd och enligt ovan beräknad frostmängd, lika med $\dot{m}_{Fr} \cdot \tau$ där τ är påfrostningstiden vid provet. Som kan noteras når inte de uppmätta frostmängderna riktigt upp till de beräknade, skillnaden är ca 20 - 30 %. Det beror på att beräkningarna dels baseras på mätta storheter behäftade med mätfel, dels på de förenklingar som ligger till grund för räkningarna vilka tidigare redovisats. Därvid kan bl a följande nämnas:

- I) In- och utsläpp av luft till förångaren vid proven har skett intill varandra på samma yttervägg. En viss inblandning av utgående luft i ingående har därmed skett. Vid tidigare prov har det visat sig att temperaturen på luften in i förångaren varit lika med utetemperaturen minus ca 15 % av differensen mellan utetemperaturen och utgående lufts temperatur. Motsvarande reduktion av inkommande lufts fuktinnehåll torde därför även ha skett.
- II) Beräkningarna tar ingen hänsyn till den förhöjda yttemperaturen vid luftinloppssidan under värmepumpdrift, där köldmedieöverhettningen sker. Tex fås för prov 1, med de i avsnitt 6.6 redovisade sambanden för beräkning av erforderlig överhettningssyta, att det krävs ca 3 m^2 på luftsidan för överhettningen vilket motsvarar ungefär halva första rördelen. Med effektbehovet 180 W för $\Delta t_o = 8^\circ\text{C}$ fås där yttemperaturen $t_y = 0 - 180/(16 \cdot 3) \approx -4^\circ\text{C}$ som är högre än inkommande lufts dagpunktstemperatur. Därmed skulle ingen påfrostning uppstå på hälften av första rördelen.
- III) Fel i yttemperaturbestämningen vid luftinloppet orsakat av för lågt värmeövergångstal α_u . För prov 1 ger beräkning med $\alpha_{kw} = 20 \text{ W/m}^2, ^\circ\text{C}$, dvs 25 % högre än vad som tidigare antagits, $t_{yi} = -7,4^\circ\text{C}$ och med EKV 9.48 $t_{yu} = -9,4^\circ\text{C}$. Frosttillväxten på hela batteriet blir då $\dot{m}_{Fr} = 0,99 \text{ kg/h}$, dvs förhållandet mellan vid provet, med påfrostningstiden $\tau = 6$ timmar, uppmätt frostmängd $m_{Fr} = 5,02 \text{ kg}$ och för samma tid beräknad frostmängd är $5,02/(6 \cdot 0,99) = 0,85$.

9.5.3 Tryckfall för luftströmning genom påfrostat batteri

Tryckfallet vid luftströmningen genom flänsbatteriet ger en vägledning om både dess direkta användningsmöjlighet för initiering av avfrostningar liksom indirekt via temperaturfallet. Med ökande tryckfall avtager ju volymströmmen från fläkten och varvid luftens nedkylning genom batteriet ökar.

Eftersom frostillväxten matematiskt kan beskrivas, se avsnitt 9.5.2, kan också exempelvis tryckfallets variation med påfrostad mängd bestämmas. Tryckfallets storlek vid ett givet luftflöde beror bl a på förångarrördiameterns, den fria flänsspaltens och friktionsfaktorns ändring med frostmängden. Denna är dock inget entydigt mått på spaltbreddens och förångarrörens måttförändringar, eftersom frosten kan ha olika densitet och utberedningssätt. Den ekvation som beskriver tryckfallets förlopp genom förångaren kan i differentiell form skrivas

$$dp = - \left(f_1 + \frac{n \cdot \xi \cdot d_h}{2 \cdot y_s} \cdot \rho_L \cdot \frac{w^2}{d_h} \right) \cdot dy \quad \dots \dots \dots 9.51$$

där f_1 = friktionsfaktorn för strömning i spalt

n = antalet rör i djupled

ξ = "motståndstal" vid luftpassage av rör. Rören påverkar endast en del av luftens strömningstvärsnitt, varför $\xi \approx 0,2$

y_s = batteriets längd i strömningens riktningen

d_h = hydraulisk diameter = $2 \cdot s$ där s är den fria spaltbredden

ρ_L = luftens densitet

w = luftens hastighet i spalten på avstånd y från inloppet

Lufthastigheten mellan flänsarna kan uttryckas som funktion av luftflödet med

$$w = \dot{V} / (s \cdot H \cdot a) \quad \dots \dots \dots 9.52$$

där \dot{V} = volymflödet

H = total spalthöjd = batteriets höjd

a = antal spalter

Spaltbredden s som funktion av djupet y skrivs, se FIG 9.33,

$$s = s_0 - 2 \cdot \delta(y) \quad \dots \dots \dots 9.53$$

där s_0 = avståndet mellan två flänsar utan frost

$\delta(y)$ = frostens tjocklek som funktion av avståndet y från inloppet,

$\delta(y) = 0$ för $y = y_0$ där frostanslaget börjar, dvs $t_d = t_y$
 y_0 är avståndet från inloppet till den första flänsen.
 eller $t_y = 0^\circ\text{C}$

EKV 9.53 förenklas om frostpåslaget antas vara avtagande proportionellt mot avståndet y från inloppet. I FIG 9.27 till 9.32 kan konstateras, att detta medför ett visst fel, som dock här betraktas som acceptabelt. Med frosttjockleken δ_0 vid frostpåslagets början, där $y = y_0$, samt δ_s vid spaltens slut, där $y = y_s$, se FIG 9.33, fås med detta antagande

$$(y) = \delta_0 - (\delta_0 - \delta_s) \cdot (y - y_0)/(y_s - y_0) \dots\dots\dots 9.54$$

För en eventuell opåfrostad zon vid batteriets luftinloppssida, d v s då $y = 0$ till y_0 , är förstas $s = s_0 =$ konstant varför tryckfallet över denna del är, se EKV 9.51 med $f = f_1 + n \cdot \Sigma \cdot s_0/y_s$ och EKV 9.52

$$\Delta p = f \cdot \rho_L \cdot \dot{V}^2 \cdot y_0 / (2 \cdot s_0^3 \cdot H^2 \cdot a^2) \dots\dots\dots 9.55$$

Påfrostning först i mitten på batteriet kan uppstå vid höga lufttemperaturer. Vid här provad förångare i området $+5^\circ\text{C} < t_{\text{Li}} < +10^\circ\text{C}$.

Då $y = y_0$ till y_s fås med EKV 9.52, 9.53 och 9.54 i EKV 9.51 för tryckfallet

$$\begin{aligned} \Delta p &= \int_{y_0}^{y_s} \frac{D \cdot dy}{[s_0 - 2 \cdot \delta_0 + 2(\delta_0 - \delta_s) \cdot (y - y_0)/(y_s - y_0)]^3} = \\ &= \frac{D \cdot (y_s - y_0)}{4 \cdot (\delta_0 - \delta_s)} \cdot \left[\frac{1}{(s_0 - 2 \cdot \delta_0)^2} - \frac{1}{(s_0 - 2 \cdot \delta_s)^2} \right] \dots\dots\dots 9.56 \end{aligned}$$

där $D = (f_1 + n \cdot \Sigma \cdot s_0/y_s) \cdot \rho_L \cdot \dot{V}^2/H^2 \cdot a^2 \cdot 2$ satts oberoende av frosttjockleksändringen. s_0 är här egentligen s , se EKV 9.51, men då normalt $n \cdot \Sigma \cdot s/y_s \ll f_1$, jämför nedan, så kan här sättas $s = s_0$.

Genom att som i avsnitt 9.5.2 dela upp förångaren i djupled i ett antal n lika delar, kan δ omsättas till vatteninnehållsändring. Därvid gäller om indelningen görs tät med delytorna $A_n = A/n$ för frosttjockleken

$$\delta_0 \approx \delta_1 = \tau \cdot \dot{V}_L \cdot \rho_L \cdot \Delta x_1 / (\rho_{\text{Fr}} \cdot A_n)$$

och

$$\delta_s \approx \tau \cdot \dot{V}_L \cdot \rho_L \cdot \Delta x_s / (\rho_{\text{Fr}} \cdot A_n)$$

där \dot{V}_L , Δx_1 och Δx_s = vatteninnehållsändringen i sista delen är tidsmedelvärden under påfrostningstiden .

Tryckfallet kan då omskrivas till

$$\Delta p = \frac{D \cdot (y_s - y_o) \cdot \rho_{Fr} \cdot A_n}{4 \cdot \tau \cdot \dot{V}_L \cdot \rho_L \cdot (\Delta x_1 - \Delta x_s)} \cdot \left[\frac{1}{(s_o - 2 \cdot \frac{\tau \cdot \dot{V}_L \cdot \rho_L}{\rho_{Fr} \cdot A_n} \cdot \Delta x_1)^2} - \frac{1}{(s_o - 2 \cdot \frac{\tau \cdot \dot{V}_L \cdot \rho_L}{\rho_{Fr} \cdot A_n} \cdot \Delta x_s)^2} \right] \dots\dots\dots 9.57$$

Fläktens kapacitetskurva, se principbild FIG 9.34, bestämmer sedan med tryckfallet genom batteriet och anslutet luftkanalsystem, vilken luftmängd som kommer att genomströmma batteriet och därmed också lufttemperatur- och tryckfall genom detta.

Med normalt aktuell lufthastighet w och flänsspalter s för batterier erhålls Reynoldstal för strömningen i storleksordningen $Re = w \cdot 2 \cdot s / \nu \approx 2 \cdot 2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} / (15 \cdot 10^{-6}) \approx 700$. Detta ger utan hänsyn till rörens inverkan på strömningstryckfallet

$$f_1 = 32/Re \approx 0,05$$

Med rörens strömningshindrande effekt bör $f = f_1 + n \cdot \zeta \cdot s/y_s$ med $n/y_s = 20$ och $\zeta = 0,3$, cylinder har $\zeta = 0,4$ för luftströmning kring sig, bli i storleksordningen

$$f = 0,05 + 20 \cdot 0,3 \cdot 2,5 \cdot 10^{-3} = 0,07$$

Vid här utförda prov på förångare med höjd 0,54 m, bredd 0,45 m, djup 0,33 m, flänsdelning 3 mm och flänstjocklek 0,3 mm, se FIG 9.24 och 9.25, har erhållits

$$f = \Delta p \cdot \frac{2 \cdot s}{\rho_L \cdot w^2 \cdot y_s} = 26 \cdot \frac{2 \cdot 2,7 \cdot 10^{-3}}{1,3 \cdot \left(\frac{1,9 \cdot 0,54 \cdot 0 \cdot 45 \cdot 0,003}{2,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,54 \cdot 0,45} \right)^2 \cdot 0,33} = 0,073$$

vid opåfrostat batteri.

Alltefter det att frosttjockleken ökar minskar s och ökar f . Frostytans skrovlighet kan eventuellt också påverka den "ekvivalenta" spaltbredden s mot lägre värden f . Hur mycket f ökar beror på frostens densitet och flätkapacitetskurvans utseende.

Beräkningsexempel

Bestämning av frostdensiteten vid prov 1, se FIG 9.24.

För provat flänsbatteri gäller:

höjd 0,54 m, bredd 0,45 m, djup 0,33 m

flänsdelning 3 mm, flänstjocklek 0,3 mm

total yta på luftsidan $A = 45 \text{ m}^2$, 7 rörader djupt.

Med $w_{Fr} = 1,2 \text{ m/s}$ strax före avfrostning, $f = 0,07$ och $\rho_L = 1,29 \text{ kg/m}^3$ fås

$$D = 0,07 \cdot 1,29 \cdot (1,2 \cdot 0,54 \cdot 0,45 \cdot 0,003)^2 / [2 \cdot (0,54 \cdot 0,45)^2] = 6 \cdot 10^{-7} \text{ N}$$

Med $\Delta x_L = 107 \cdot 10^{-6}$ och $\Delta x_S = \Delta x_7 = 49 \cdot 10^{-6} \text{ kg H}_2\text{O/kg luft}$, se "Beräkning av frostillväxt vid prov 1" i avsnitt 9.5.2, $s_o = 3 - 0,3 = 2,7 \text{ mm}$ och

$\tau \cdot \dot{V}_L \cdot \rho_L = 6 \cdot 3600 \cdot 1,9 \cdot 0,54 \cdot 0,45 \cdot 1,29 = 12865 \text{ kg fås enligt EKV 9.57}$

$$\Delta p = \frac{6 \cdot 10^{-7} \cdot 0,33 \cdot 45/7}{4 \cdot 12865 \cdot (107 - 49) \cdot 10^{-6}} \cdot \rho_{Fr}$$

$$\cdot \left[\frac{1}{\left(0,0027 - \frac{2 \cdot 12865 \cdot 107 \cdot 10^{-6}}{\rho_{Fr} \cdot 45/7}\right)^2} - \frac{1}{\left(0,0027 - \frac{2 \cdot 12865 \cdot 49 \cdot 10^{-6}}{\rho_{Fr} \cdot 45/7}\right)^2} \right]$$

$$\Delta p = 4,3 \cdot 10^{-7} \cdot \rho_{Fr} \cdot \left[\frac{1}{\left(0,0027 - 0,43/\rho_{Fr}\right)^2} - \frac{1}{\left(0,0027 - 0,20/\rho_{Fr}\right)^2} \right]$$

Antas $\rho_{Fr} = 300 \text{ kg/m}^3$ fås $\Delta p = 50 \text{ Pa}$. Men uppmätt, se FIG 9.24, ca 90 Pa.

Antas istället $\rho_{Fr} = 250 \text{ kg/m}^3$ fås $\Delta p \approx 90 \text{ Pa}$.

9.5.4 Avfrostningsförlopp

Till förångaren måste vid en avfrostning utöver smältvärmebehovet för frosten, $s = 334 \text{ kJ/kg}$, föras värmeenergi för:

- a) uppvärmning av förångarbatteriet samt köldmediet i detta. Därvid åtgår

$$Q_F = (m \cdot c \cdot \Delta t)_r + (m \cdot c \cdot \Delta t)_{fl} + (m \cdot c \cdot \Delta t)_k \dots\dots\dots 9.58$$

där Δt_r , Δt_{fl} och Δt_k är temperaturändringen hos rör, flänsar respektive köldmedium under avfrostningen.

- b) uppvärmning av frosten från dess temperatur innan avfrostning, ungefär lika flänstemperaturen t_{fl} , till 0°C . För detta åtgår

$$Q_{Fr} = (m \cdot c)_{Fr} \cdot (0 - t_{fl}) \dots\dots\dots 9.59$$

där frostens specifika värmekapacitet är $c_{Fr} = 2,2 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$.

- c) uppvärmning av smältvatten från 0°C . Vid varmgasavfrostning sker smältning av frosten snabbast vid köldmedieinloppet. För att säkerställa en fullständig avfrostning kan denna inte avbrytas förrän förångarbatteriets kallaste del, d v s vid köldmedieutloppet, uppnått lägst ca $+1^\circ\text{C}$. Det är därför oundvikligt att viss "övervärme" tillförs avrunnet smältvatten. Vid en avfrostning där smältvattnets medeltemperatur är t_v har detta upptagit

$$Q_v = m_{Fr} \cdot 4200 \cdot (t_v - 0) \quad (\text{J}) \dots\dots\dots 9.60$$

- d) täckande av värmeförluster orsakade av konvektion samt vattenångbildning vid frost- eller vattenbelagda batteriytor. Dessa förluster kan skrivas

$$Q_f = \alpha_u \cdot (A_{ru} + A_{fl}) \cdot (t_{fl} - t_L) \cdot \tau_a \dots\dots\dots 9.61$$

där α_u är väremövergångstalet på utsidan orsakat av konvektionen samt vattenångbildningen. t_{fl} och t_L är medelvärdet av flänstemperaturen respektive lufttemperaturen i förångarutrymmet under tiden τ_a då avfrostningsdrift föreligger. Genom att avbryta avfrostningen så fort den sista frosten smält samt utrusta värmepumpens till- och frånluftskanal med spjäll som stänger vid avfrostning kan ovanstående förluster nedbringas till ett minimum. Praktiskt

måste dock en viss övervärmning av temperaturavkänningspunkter åstadkommas med hänsyn till ojämna frostpåslag.

Vid värmepumpsystem enligt FIG 8.15 kan tillförd värme till flänsbatteriet vid en avfrostning med urkopplad pump till tappvattensystem, skrivas

$$E_K \cdot (1 + \eta_{ct} \cdot \epsilon_c) \dots\dots\dots 9.62$$

där E_K är tillförd elenergi till kompressorn samt η_{ct} och ϵ_c är medelcarnot-verkningsgraden för kompressorn respektive köldfaktorn under avfrostningen, se avsnitt 4, och med värmeförluster från kompressor och tappvattenvärmeväxlare försummade.

För avfrostningsproven enligt FIG 9.24 och 9.25 har värmebehovet till flänsbatteriet beräknats, se FIG 9.35, med hänsyn till frostens smältvärmebehov och de vid punkt a) - c) angivna värmemängderna. Från punkt d) bortses här eftersom provanläggningen var utrustad med till- och frånluftspjäll som var stängda under avfrostningsförloppet medförande α_u maximalt $1 \text{ W/m}^2, ^\circ\text{C}$. Vidare var differensen mellan batteriytans temperatur t_{fl} , under huvuddelen av avfrostningen ca 0°C , och förångarutrymmets temperatur $t_L \approx t_{Li}$ maximalt 2 à 3°C vilket tillsammans med det låga värmeövergångstalet ger Q_v här försumbart.

De för beräkning av värmemängderna a) - c) nödvändiga rör-, fläns- och köldmedietemperaturerna har beräknats enligt följande:

strax före avfrostning

Rört temperatur: $t_r = t_{2m} + \dot{Q}_2 \cdot \alpha_i / A_{ri} \dots\dots\dots 9.63$

där $t_{2m} = t_{2u} + 2^\circ\text{C}$

$t_{2u} - t_{2K}$ enligt FIG 8.21

$\dot{Q}_2 = \dot{m}_K \cdot (i_{2u} - i_s)$, \dot{m}_K enligt FIG 8.18

i_{2u} baserat på t_{2u} och $\Delta t_o = 10^\circ\text{C}$

$i_s = i'$ då $t_s = t_{2u} + 30^\circ\text{C}$

α_i bestämt enligt EKV 6.8

Flänstemperatur: $t_{fl} = \frac{1}{3} \cdot (t_{2m} + t_{Li} + t_{Lu}) \dots\dots\dots 9.64$

Köldmedietemperatur: $t_k = t_{2m} = t_{2u} + 2 \dots\dots\dots 9.65$

strax före avfrostningens slut

Rörtemperatur: $t_r = t_1 - \dot{Q}_1 \cdot \alpha_i / A_{ri} \dots\dots\dots 9.66$

där $t_1 = t_{1K} - 1 \text{ } ^\circ\text{C}$, se avsnitt 8.2

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_K \cdot (i_1 - i_s)$$

\dot{m}_K enligt FIG 8.18

i_1 baserat på $t_{Ku} = 1,5 \cdot (t_{1K} - t_{2K})$, se EKV 8.58 med $\Delta t_o = 0$ ty kapillärrörsstryppningen något överdimensionerad vid avfrostningens slut, och t_1

$i_s = i'$ vid $t_s = t_1$

α_i bestämt enligt EKV 5.6

Flänsttemperatur: $t_{fl} = t_r - \dot{Q}_1 \cdot (1 - \xi) / \alpha_u (A_{ru} + \xi \cdot A_{fl}) \dots\dots 9.67$

där α_u satts lika med $2\text{W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ och $\xi = 0,97$

Köldmedietemperatur: $t_k = t_1 \dots\dots\dots 9.68$

För använt förångarbatteri gäller $(m \cdot c)_r = 5 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$ och $(m \cdot c)_{fl} = 30 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$. Förångarens fyllnadsgrad av vätska har satts till 50 % både strax innan avfrostning och vid avslutad sådan. Med totala innervolymen $0,005 \text{ m}^3$ samt $\rho_k = 1300 \text{ kg/m}^3$ och $c_k = 1,2 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ blir $(m \cdot c)_k = 0,5 \cdot 0,005 \cdot 1300 \cdot 1,2 = 4 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$.

Med under avfrostningsproven uppmätt elenergi, $E_a = E_K + E_{PR} + E_S$, där $\dot{E}_{PR} = 80 \text{ W}$ och $\dot{E}_S = 20 \text{ W}$, till värmepumpen har tillförd värme till förångaren bestämts enligt EKV 9.62, se FIG 9.35. Från tidsmedelvärdena på t_{1K} och t_{2K} under avfrostningsförloppet har η_{Ct} därvid erhållits till 0,39 enligt avsnitt 4 kompressor BH5 och $\epsilon_C = 8,36$.

I FIG 9.35 kan ses att en viss spridning kring där inlagd medellinje för värmeavgivningen i flänsbatteriet finns. Den hänför sig till olika energibehov för uppvärmning av batteriet samt köldmediet däri orsakat av den skillnad i förångningstemperatur som varit strax innan avfrostningen börjat. Således har vid provet med frostmängden 2,49 kg Q_F beräknats till 0,34 kWh, medan för provet med frostmängden 2,61 kg motsvarande värde beräknats till 0,25 kWh.

Vidare kan i FIG 9.35 noteras att viss differens föreligger i resultatet vid ovanstående två olika beräkningssätt av värmeavgivningen. Det beror bl a på mätfel, osäkerhet i bestämning av värmeövergångstal och η_{Ct} samt att stationära förhållanden ej råder.

I FIG 9.35 har även inlagts en linje som markerar värmeförseln till batteriet beräknad enligt EKV 9.62 vid prov, där temperaturgivaren, som avbryter avfrostningen vid $+5^{\circ}\text{C}$, varit placerad vinkelrät mot flänstopparna ca 1 m från köldmedieutloppet. Jämfört med den tidigare använda placeringen av givaren medför detta givetvis ett ökat energibehov vid avfrostning på grund av den försämrade värmeledningen till givaren och högre sluttemperatur hos batteriet. Vid dessa prov, med givaren på flänstopparna, var elenergiförbrukningen $E_a = 0,21, 0,23$ och $0,24$ kWh för påfrostningsmängderna $m_{Fr} = 4,22, 4,42$ och $5,0$ kg. Vidare var tidsmedelvärdena för $t_{1K} \approx +21^{\circ}\text{C}$ och $t_{2K} \approx -11^{\circ}\text{C}$ under avfrostningsförloppen och då avfrostningen avbröts $t_{1K} \approx +44^{\circ}\text{C}$ och $t_{2K} \approx +3^{\circ}\text{C}$. Med givaren inkilad mellan flänsarna var medelvärdena $t_{1K} \approx +17^{\circ}\text{C}$ och $t_{2K} \approx -14^{\circ}\text{C}$ samt slutvärdena $t_{1K} \approx +29^{\circ}\text{C}$ och $t_{2K} \approx -6^{\circ}\text{C}$.

9.5.5 Energibehov för avfrostning

Här skall redovisas den energiåtgång för avfrostning som beräkningsmässigt kan förväntas vid det värmepumpsystem som behandlats i avsnitt 8.2 och installerats i hustypen B med ett radiatorsystem med $t_{Rvi} = 30 - t_u$.

För att minimera den årliga avfrostningsenergiförbrukningen skall antalet avfrostningar optimeras med hänsyn till förluster bl a i form av konvektions- och avdunstningsvärme från och uppvärmning av flänsbatteriet vid varje avfrostning samt frostens förångningstemperatur- och värmefaktorsänkande effekt. Vid utförda prov, se FIG 9.24 och 9.25, kan observeras en märkbar kapacitetsminskning vid påfrostningsmängder över 4,5 à 5 kg eller $0,1 \text{ kg/m}^2$ batteriyta, se prov 1 och 2, då hastigheten w_{fr} sjunkit till ca 1,2 m/s.

Olika luftinloppstillstånd ger dock olika frostprofiler i batteriet, beroende på aktuell förångningstemperatur och luftfuktighet. Därför erhålls ej alltid samma luftflöde vid en viss frostmängd. Vid bestämning av avfrostningsstart genom mätning av temperaturfall, anpassat till aktuell utelufttemperatur, eller tryckfall över förångaren kan sålunda olika påfrostningsmängder finnas vid givna värden på dessa storheter. Vid nedanstående beräkning antas värmepumpen avfrostas, då temperaturfallet, anpassat till aktuell utelufttemperatur, är det som svarar mot $w_{fr} = 1 \text{ m/s}$ och därmed, se FIG 9.26a, en normal frostmängd på 5,5 kg.

Total frosttillväxthastighet \dot{m}_{Fr} på förångarbatteriet vid olika utelufttemperaturer, se FIG 9.36a, har beräknats såsom för påfrostningsproven, se avsnitt 9.5.2. Därvid har förutsatts en luftfuktighet på 85 % vilket är ett medelvärde för uppvärmningssäsongen i stockholmsklimat. För beräkningen nödvändiga köldmedie- och lufttemperaturer beräknade ur figurer i avsnitt 8.2, har uppritats i FIG 9.37.

Den energi som vid varje avfrostning tas från radiatorsystemet Q_{2a} samt tillförs kompressor, radiatorpump och styrutrustning E_a finns uppritat i FIG 9.36b som funktion av utelufttemperaturen. Dessa storheter har beräknats enligt

$$Q_{2a} = \frac{\eta_{ct} \cdot \epsilon_c}{1 + \eta_{ct} \cdot \epsilon_c} \cdot (\dot{m}_{Fr} \cdot s + Q_F + Q_{Fr} + Q_V) \quad \dots\dots\dots 9.69$$

$$E_a = \frac{Q_{2a}}{\eta_{ct} \cdot \epsilon_c} + \tau_a (\dot{E}_{PR} + \dot{E}_S) \quad \dots\dots\dots 9.70$$

där $\eta_{ct} = 0,39$ och $\epsilon_c = 8,36$ enligt tidigare redovisade avfrostningsprov. Q_F och Q_{Fr} är beräknade enligt EKV 9.58 och 9.59 med temperaturer enligt EKV 9.63 till 9.68 för ofrostat batteri. Med här aktuell frostmängd fås $m_{Fr} \cdot s = 5,5 \cdot 334/3600 = 0,51$ kWh samt $Q_v = 5,5 \cdot 4,2 \cdot 5/3600 = 0,032$ kWh. För pump- och styrutrustningseffekt gäller $\dot{E}_{PR} = 80$ W och $\dot{E}_S = 20$ W. Avfrostningstiden τ_a har satts till 330 sek, se FIG 9.26b. Eftersom även τ_a , η_{ct} och ϵ_c är beroende av utelufttemperaturen är ovanstående beräkningssätt givetvis en förenkling. Dock bör använda medelvärden ge ett resultat med acceptabel noggrannhet.

Från radiatorsystem tagen energi Q_{2a} måste efter avfrostning återföras för bi-behållande av rumtemperaturen. Över temperaturen t_{uo} , se avsnitt 8.2, kan värmepumpen själv, utan tillsatsvärme, ersätta denna energi. Den elenergi som då åtgår är Q_{2a}/ϕ_+ där ϕ_+ är värmefaktorn under detta "ersättningsförlopp". ϕ_+ kan vara något större än värmefaktorn $\phi = \dot{Q}_{tI}/\dot{E}_{tI}$ vid normal värmedrift eftersom kondenseringstemperaturen under en stor del av "ersättningsförloppet" är lägre än den normala. Här har dock satts $\phi_+ = \dot{Q}_{tI}/\dot{E}_{tI}$ enligt FIG 8.41b. Under t_{uo} måste från radiatorsystem tagen energi helt ersättas med tillsatsel dvs $\phi_+ = 1$.

Totalt elenergibehov E_{ta} för avfrostning under ett tidsintervall $\Delta\tau$ beräknas som

$$E_{ta} = \Delta\tau \cdot \tau_r \cdot \left(E_a + \frac{Q_{2a}}{\phi_+} \right) \cdot \frac{m_{Fr}}{5,5} \dots\dots\dots 9.71$$

där alltså då $t_u < t_{uo}$: $\tau_r = 1$ och $\phi_+ = 1$

$t_u > t_{uo}$: $\tau_r = \tau_{rI} + \tau_{rII}$, se FIG 8.46b, och

$$\phi_+ = \dot{Q}_{tI}/\dot{E}_{tI}, \text{ se FIG 8.41b}$$

med τ_r , E_a , Q_{2a} , ϕ_+ och m_{Fr} gällande i intervallet $\Delta\tau$'s mittpunkt. $\Delta\tau$ som svarar mot ett visst Δt_u har valts så stort att förloppen för τ_r och m_{Fr} någorlunda kunnat approximerats till rätta linjer i intervallet i FIG 8.46b respektive FIG 9.36a. Vid det värde på t_u som svarar mot intervallets tidsmedelvärde har m_{Fr} avlästs i FIG 9.36a. Se exemplet nedan.

Någon hänsyn tas här ej till frostavsmältning under ståperioder vid utetemperaturer över 0°C . Denna kan vara väsentlig vid högre utetemperaturer men blir givetvis starkt beroende av värmepumpens ståtid mellan driftperioder och uteluftläckage förbi flänsbatteriet.

Beräkningsexempel

Bestämning av elenergibehov E_{ta} för avfrostning under temperaturintervallet $t_u = -5$ till 0°C .

Förutsättningar:

Frosttillväxt enligt FIG 9.36a, avfrostning vid påfrostad mängd $m_{Fr} = 5,5$ kg. Elenergiåtgång E_a samt från radiatorsystem tagen värmeenergi per avfrostning enligt FIG 9.36b.

Relativ gångtid τ_r enligt FIG 8.46b.

Värmepumpens effektavgivning och effektbehov i värmedrift enligt FIG 8.41b.

Beräkningar:

Temperaturintervallet svarar mot tidsintervallet $\Delta\tau = 2500 - 650 = 1850$ tim med medelvärdet $\tau_m = 1575$ tim svarande mot $t_{um} = -3,5^\circ\text{C}$, se FIG 8.43.

Vid $t_u = -3,5$ fås ur angivna figurer

$$E_a = 0,22 \text{ kWh} \quad Q_{2a} = 0,69 \text{ kWh} \quad \dot{m}_{Fr} \approx 1,50 \text{ kg/h} \quad \dot{Q}_{tI} = 6 \text{ kW} \quad \dot{E}_{tI} = 2,45 \text{ kW}$$

Vid $\tau_m = 1575$ tim är $\tau_r = 0,80$, från den korta tiden i driftfall II bortses här.

Enligt EKV 9.71 blir det totala elenergibehovet för avfrostning i intervallet

$$E_{ta} = 1850 \cdot 0,80 \left(0,22 + \frac{0,69}{6/2,45} \right) \cdot \frac{1,5}{5,5} = 202 \text{ kWh}$$

Vid $t_u = -3,5^\circ\text{C}$ är för hustyp B

$$\dot{Q}_B = 0,8 + 3,2 + 0,23 \cdot 3,5 = 4,80 \text{ kW}$$

se FIG 8.43. Med $\phi_t = 2,44$ enligt FIG 8.53 fås $\dot{E}_t = 4,80/2,44 \text{ kW}$ varvid det relativa energibehovet för avfrostning blir

$$\frac{E_{ta}}{E_{ta} + E_t} = \frac{E_{ta}}{E_{ta} + \Delta\tau \cdot \dot{E}_t} = \frac{202}{202 + 1850 \cdot 4,80/2,44} = 5,3 \%$$

vid denna utetemperatur.

I FIG 9.38 redovisas det relativa energibehovet för avfrostning $E_{ta}/(E_{ta} + E_t)$, som funktion av utetemperaturen för hus B. Liksom i beräkningsexemplet gäller $E_t = \Delta\mathcal{T} \cdot \dot{Q}_B / \phi_t$ där $\Delta\mathcal{T}$ är tiden som E_{ta} beräknats för samt ϕ_t ur FIG 8.53 liksom $\dot{Q}_B = \dot{Q}_{BT} + \dot{Q}_{BR}$, se avsnitt 8.2, bestämd vid intervallens tidsmittpunkt. Det årliga elenergiebehovet för avfrostning $E_{ta\bar{A}}$ blir i hus B ca 500 kWh, vilket är 4,5 % av totalt elenergiebehov.

Vid praktiska prov i en villa, se [3], med värmepump av typen FIG 8.15 med varmgasavfrostning har under åren 1977 - 1979 följande årsvärden för $Q_{2a\bar{A}}$, $E_{a\bar{A}}$, $\mathcal{T}_{a\bar{A}}$, total elenergiförbrukning $E_T + E_{ta\bar{A}}$ och värmefaktor under värmepumpdrift, inklusive pumpar, ϕ_D uppmätts:

	1977	1978	1979
$Q_{2a\bar{A}}$ (kWh)	372	421	517
$E_{a\bar{A}}$ (kWh)	120	157	163
$\mathcal{T}_{a\bar{A}}$ (h)	62	115	83
$E_T + E_{ta\bar{A}}$ (kWh)	10726	11881	12243
ϕ_D	2,37	2,33	2,37

Med antagandet att den värmeenergi som tagits från radiatorsystemet under avfrostning $Q_{2a\bar{A}}$ ersätts med värmefaktorn ϕ_D fås för respektive år:

	1977	1978	1979
$E_{ta\bar{A}} = E_{a\bar{A}} + Q_{2a\bar{A}}/\phi_D$ (kWh)	277	338	381
$E_{ta\bar{A}} / (E_T + E_{ta\bar{A}})$ (%)	2,6	2,9	3,1

Elenergiförbrukningen för avfrostning relativt den totala elenergiförbrukningen, $E_{ta\bar{A}}/(E_T + E_{ta\bar{A}})$ har som synes vid dessa prov erhållits till lägre värden än vid beräkningen för hus B. Förklaringen till detta ligger förmodligen i någon eller bägge av följande punkter:

- 1) Självavsmältning under ståperioder. Detta kan ske då $t_u > 0^\circ\text{C}$ fram till den temperatur, då inget frostpåslag fås, här då t_u är $+9$ à $+10^\circ\text{C}$. I detta temperaturintervall är frostillväxtensom snabbast, se FIG 6.36 a. Men, då värmepumpens relativa gångtid i intervallet normalt är mindre än ett, ges tillfällen för självavsmältning. Tidsperioden som svarar mot $t_u = 0 - +10^\circ\text{C}$ är i storleksordningen 2000 timmar per år, varför självavsmältning kan reducera det årliga elenergiebehovet för avfrostning märkbart. Hur mycket beror dock på hur långa värmepumpens ståtider är samt utförande av till- och frånluftskanaler för förångaren.

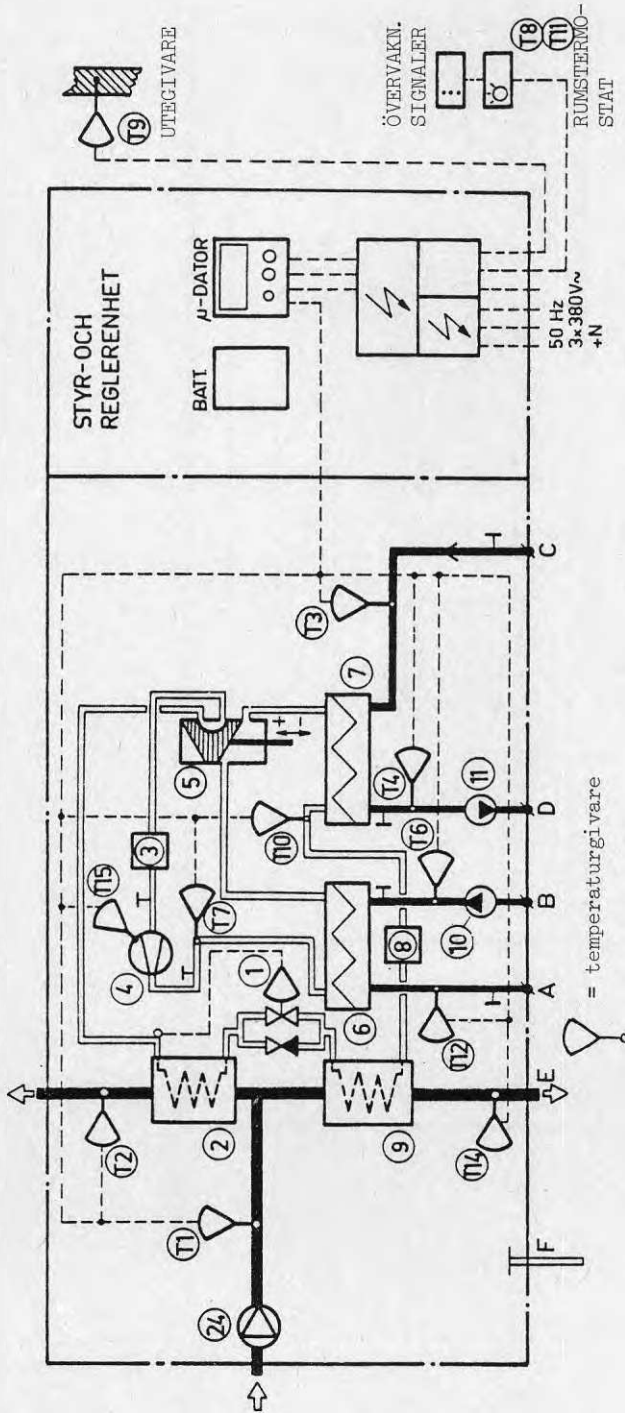
Vid beräkningen av elenergiebehovet för avfrostning i hus B har ingen hänsyn tagits till avsmältning under ståperioder vid $t_u > 0^\circ\text{C}$.

- 2) Frosttillväxten kan ha varit lägre vid proven i villan än vad som beräknats för hus B. Jämför här utförda prov, avsnitt 9.5.2, och för dessa beräknade värden på frosttillväxten, FIG 9.27 till 9.32.

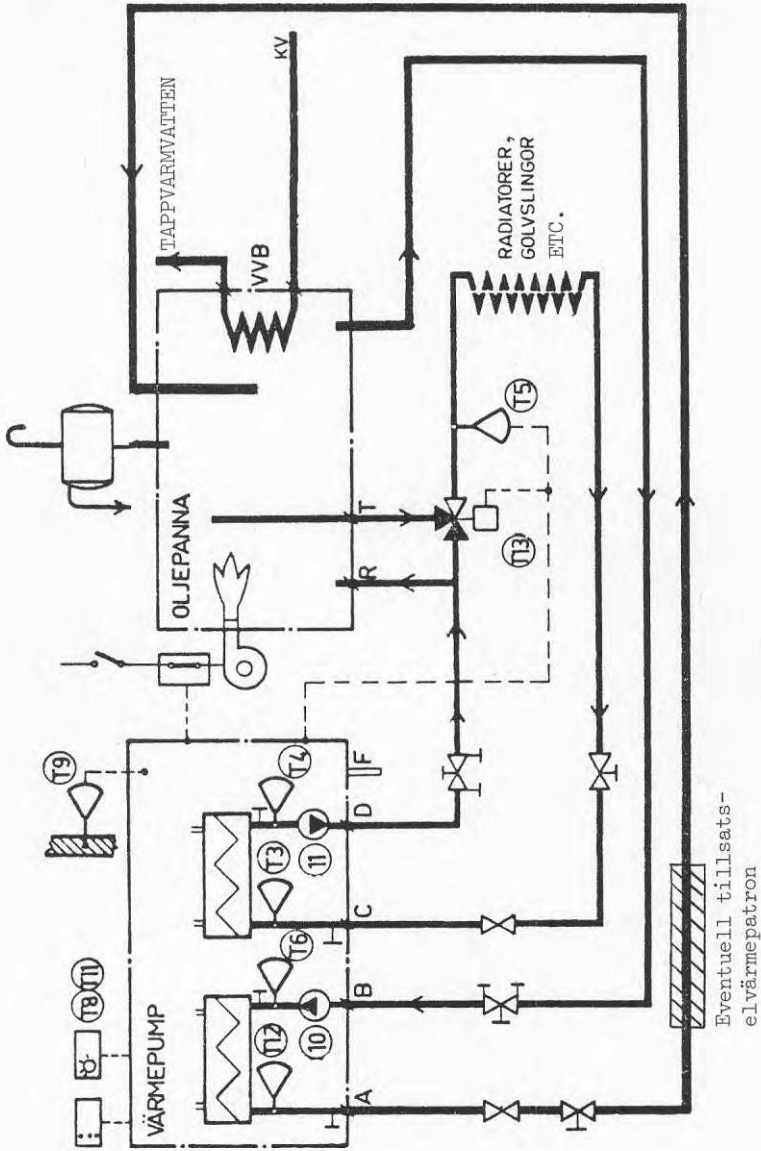
Slutligen har i FIG 9.39 uppritats det totala elenergiebehovet för avfrostning per år $E_{\text{taÅ}}$ som funktion av påfrostad mängd före avfrostning vid här givna förhållanden. Någon hänsyn har ej tagits till med ökad frostmängd m_{Fr} sänkt förångningstemperatur och värmefaktor för värmepumpdriftperioder.

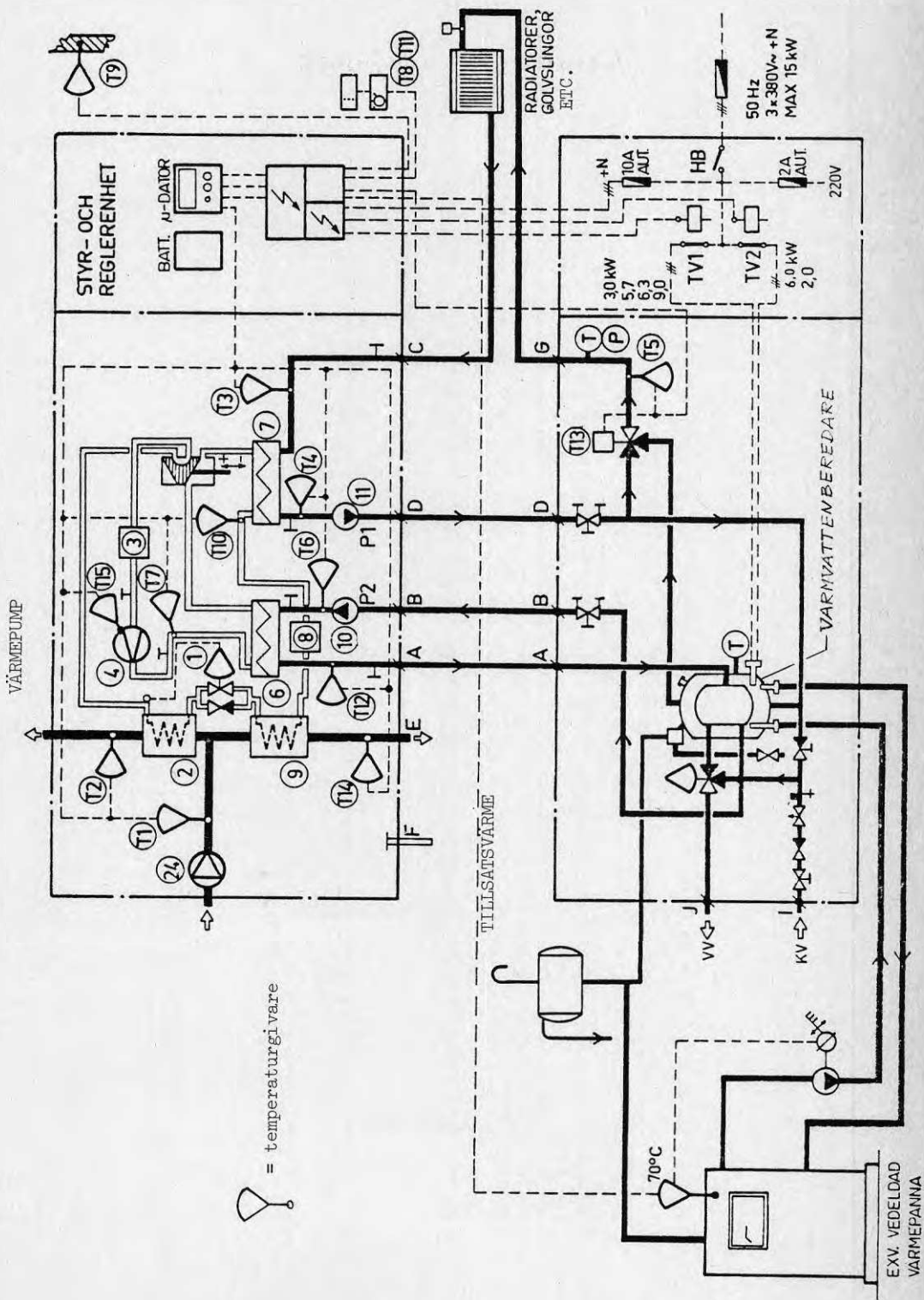
Litteraturreferenser till avsnitt 9

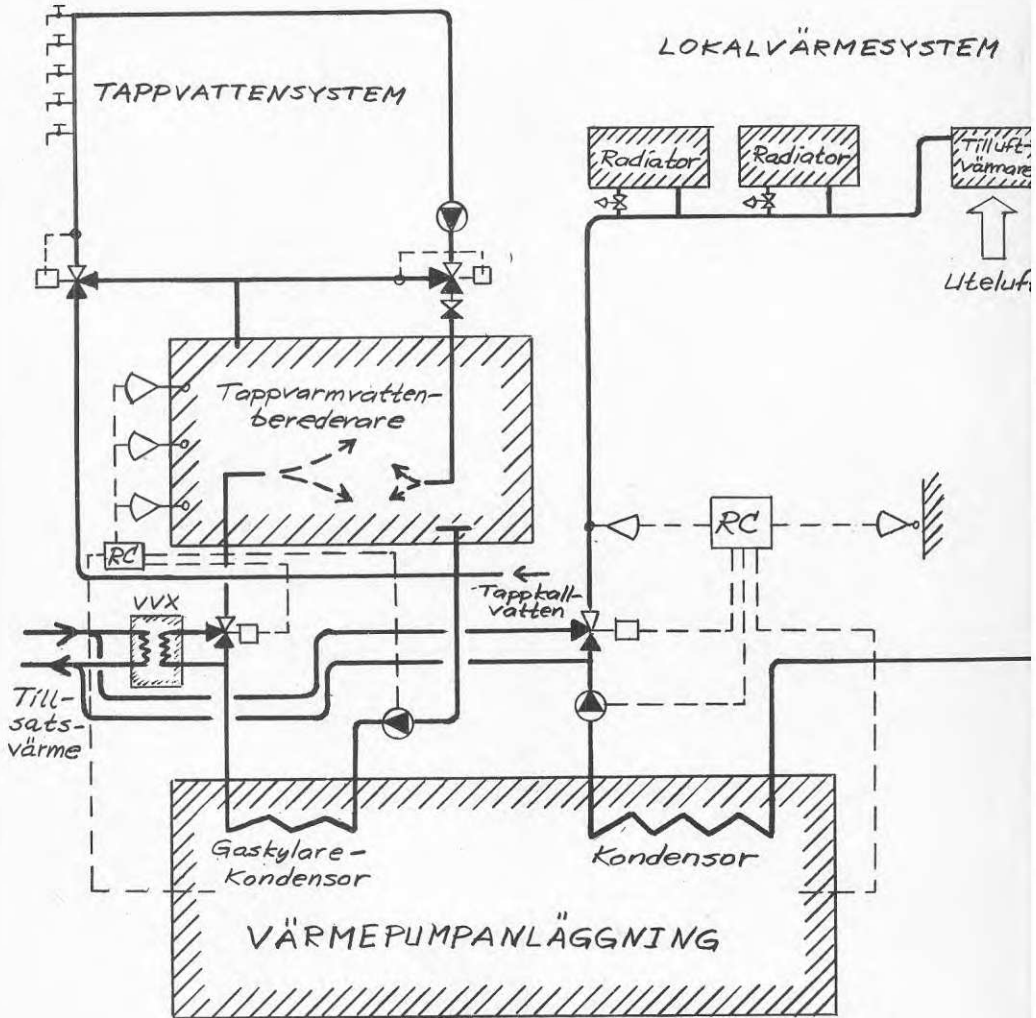
- [1] Bäckström, M: "Kylteknikern" Almqvist & Wiksell, Stockholm 1970
- [2] Peterson, F: Kompendium i Uppvärmings- och ventilationsteknik del II:2, KTH, Stockholm
- [3] Sydkraft: "Sammanfattning av erfarenheter och resultat av experimentell värmepumpinstallation i Östra Grevie 1976 - 1981", ÅS 8303 - 106, dat 81-03-25.

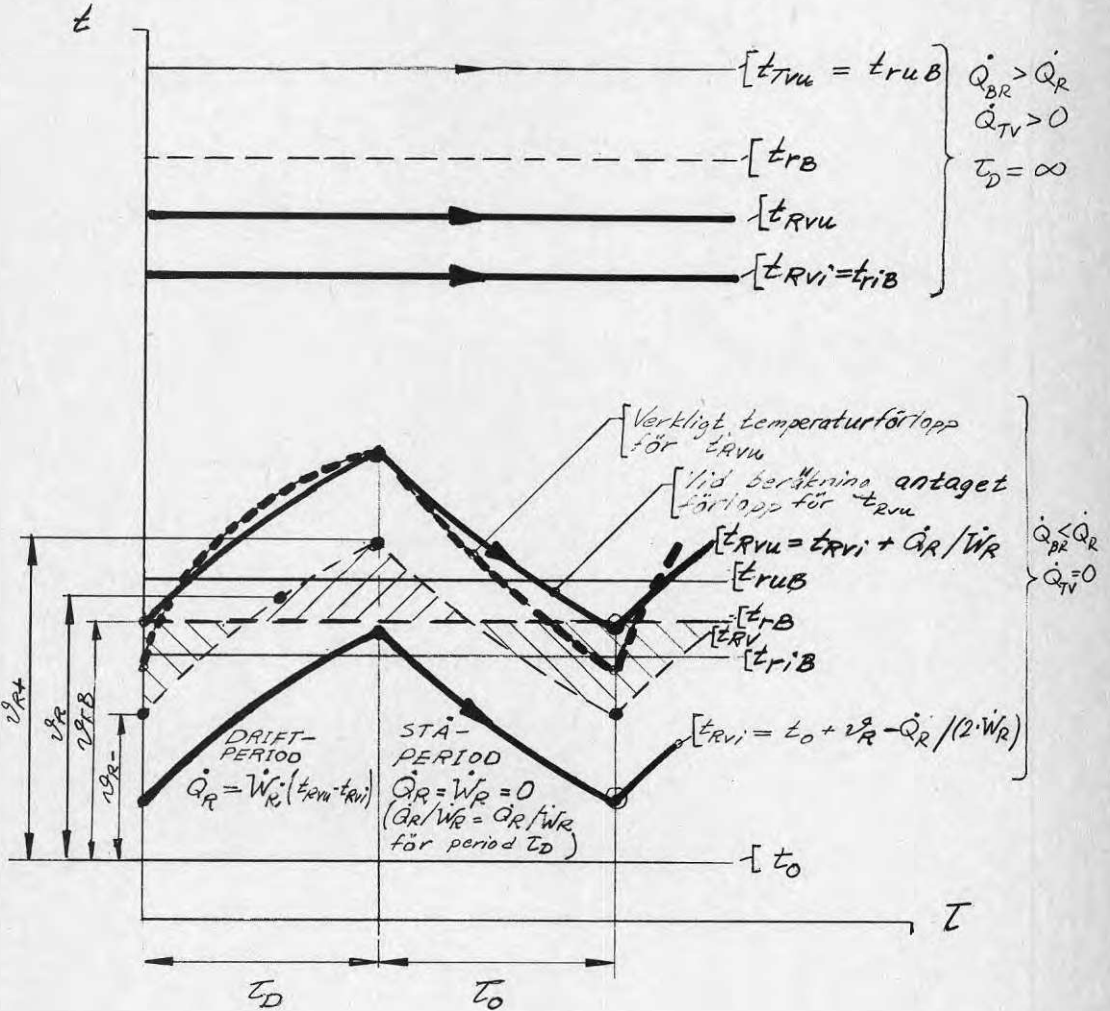
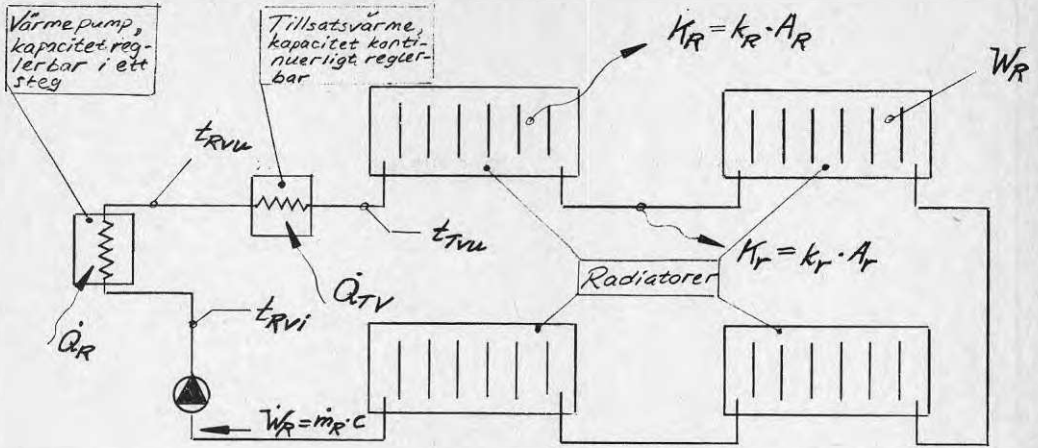


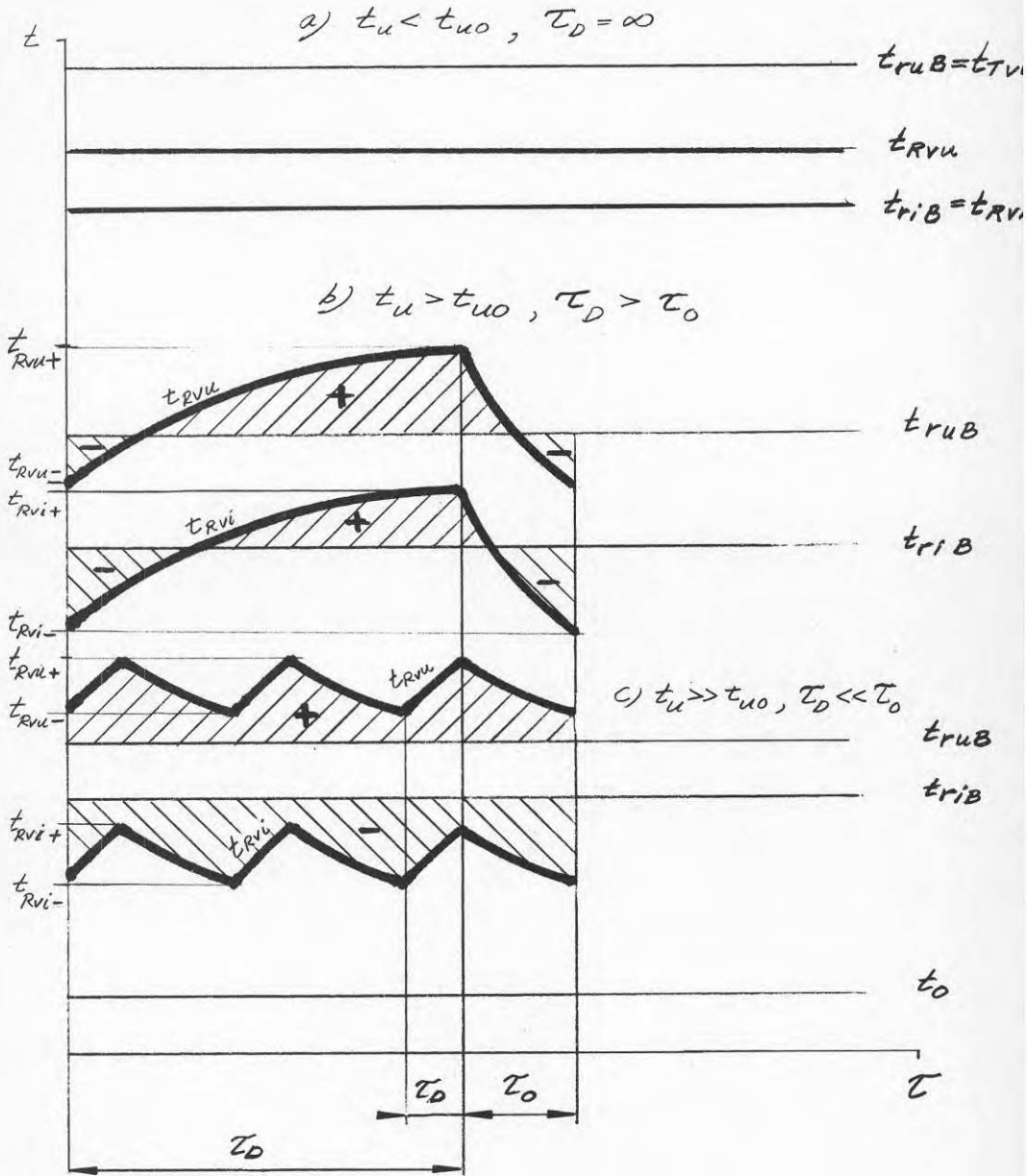
- 1. Strypventilutrustning.
- 2. Förångarbatteri vid värmepumpdrift, kondensorbatteri vid kyldrift.
- 3. Vätskeavskiljare.
- 4. Hermetisk kompressor
- 5. Omkastningsventil för kyl- och värmepumpdrift.
- 6. Gaskylare för tappvattenvärmning.
- 7. Kondensor vid värmepumpdrift för rumsvärmsystem, förångare vid kyldrift.
- 8. Köldmediebehållare med synglas.
- 9. Underkylare för tilluftvärmning vid värmepumpdrift och kylning vid kyldrift.
- 10. Cirkulationspump för tappvattensystem
- 11. Cirkulationspump för rumsvärmsystem
- 24. Centrifugalfläkt
- T1 - T15 Temperaturgivare för styrning och driftövervakning.
- A.B. Anslutning för tappvattensystem.
- C.D. Anslutning för rumsvärmsystem.
- E. Uttag av tilluft.
- F. Anslutning för tövatten från avfrostningar.

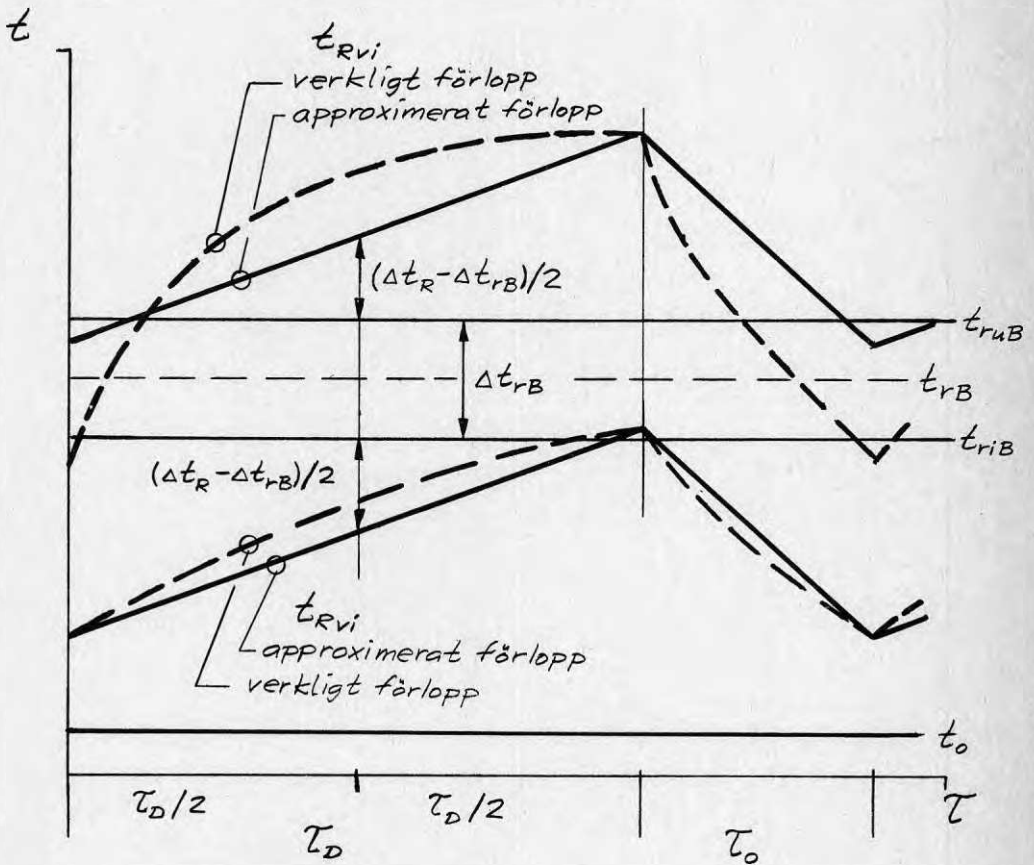








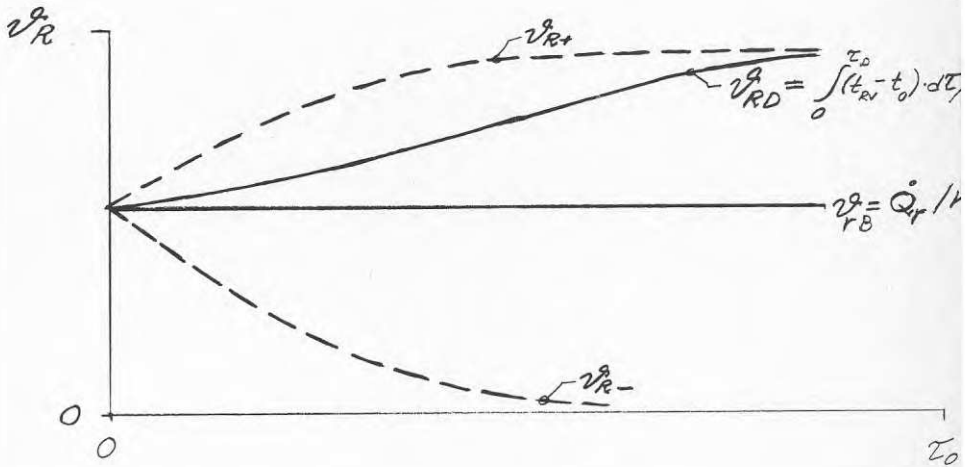
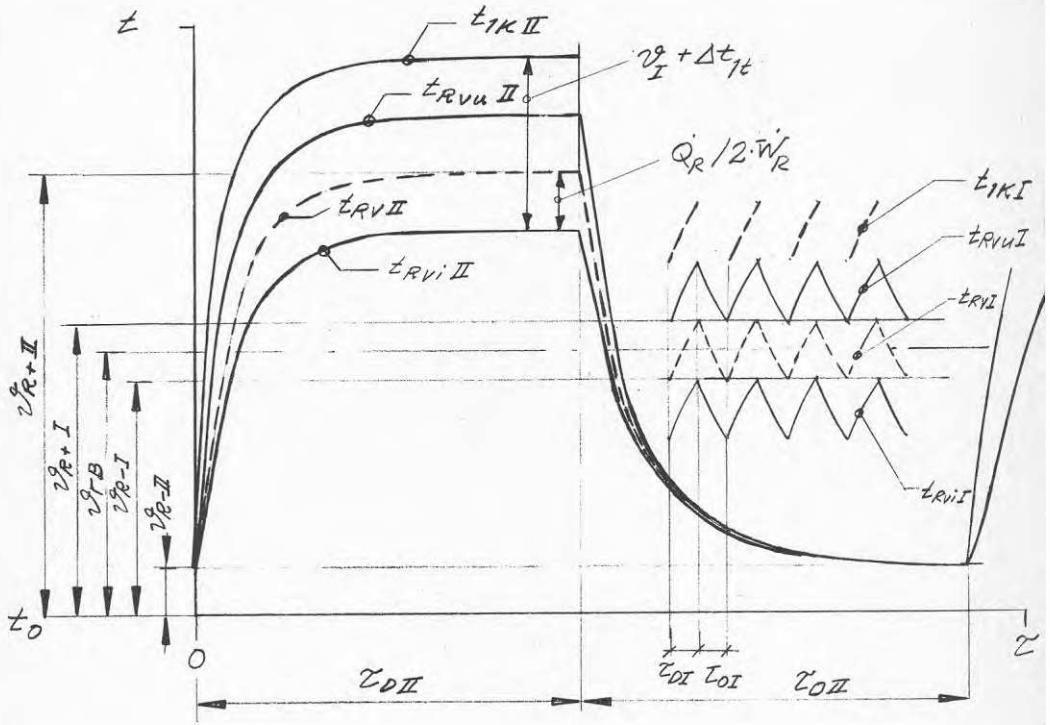


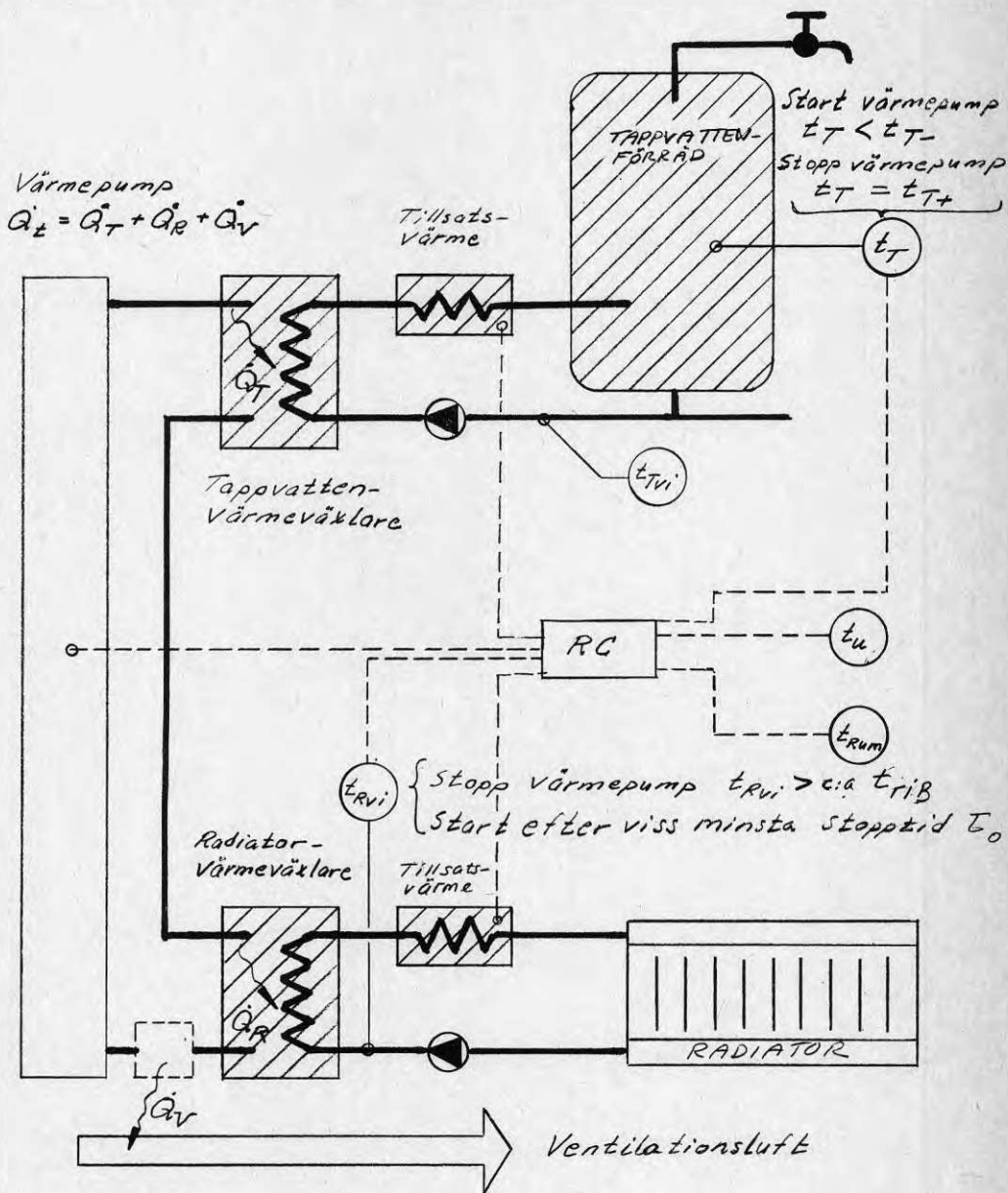


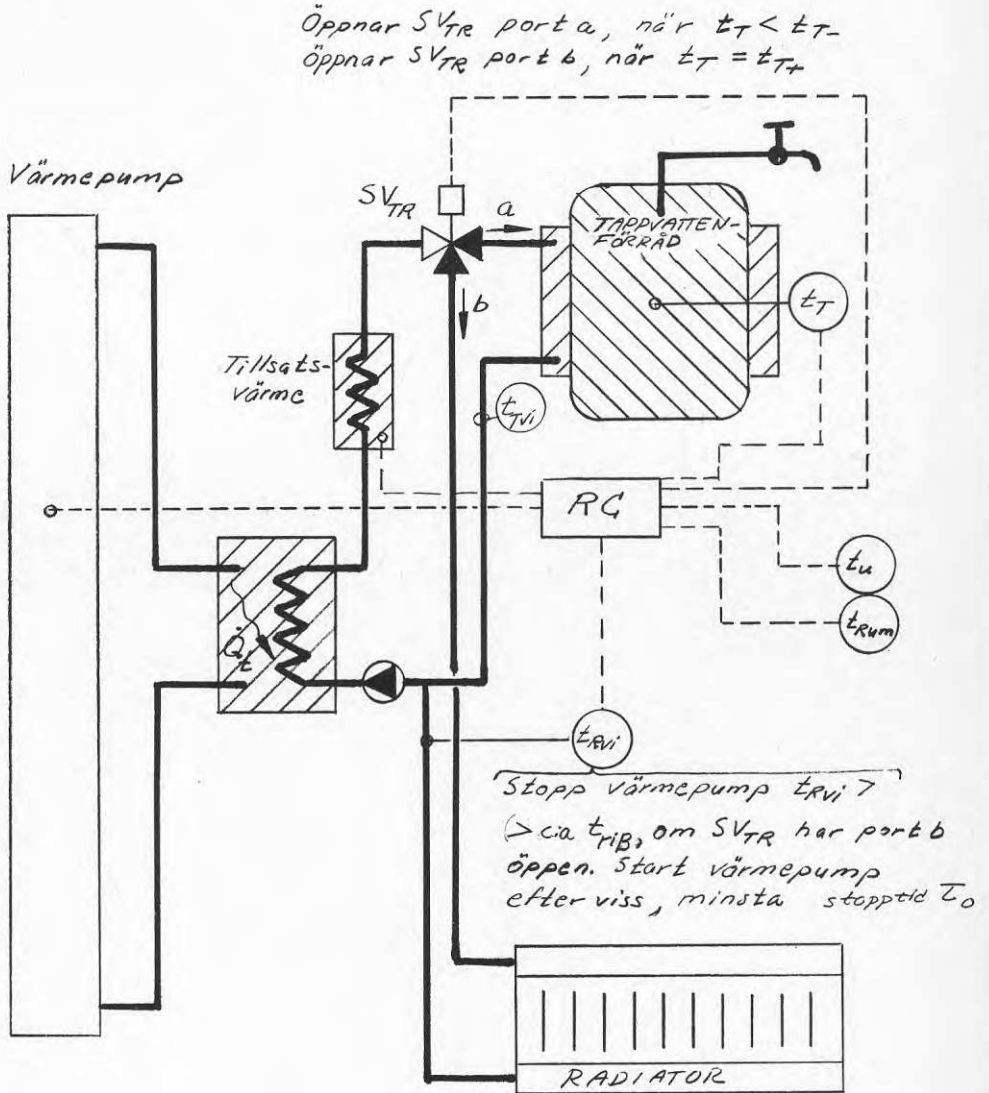
Medelvärde för t_{Rvi} under tid τ_D :

$$\begin{aligned}
 \text{När } \dot{Q}_R > \dot{Q}_r \quad t_{Rvi} &= t_{riB} - (\Delta t_R - \Delta t_{rB})/2 = \\
 &= t_{riB} - (\dot{Q}_R - \dot{Q}_r) / (2 \cdot \dot{W}_R) = \\
 &= t_{rB} - \dot{Q}_R / (2 \cdot \dot{W}_R) \\
 &= t_0 + \dot{Q}_R / K - \dot{Q}_R / (2 \cdot \dot{W}_R)
 \end{aligned}$$

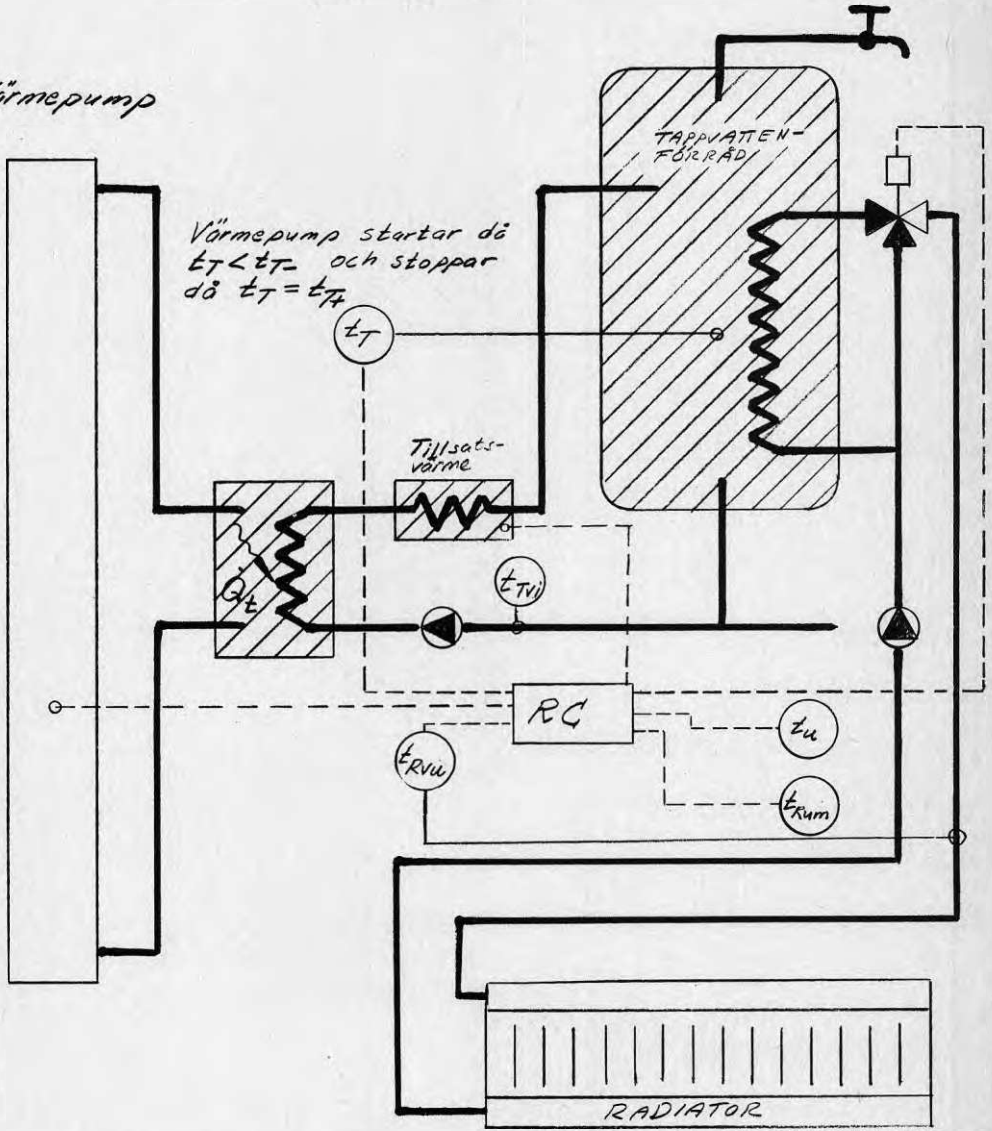
$$\text{När } \dot{Q}_R \leq \dot{Q}_r \quad t_{Rvi} = t_{riB}$$



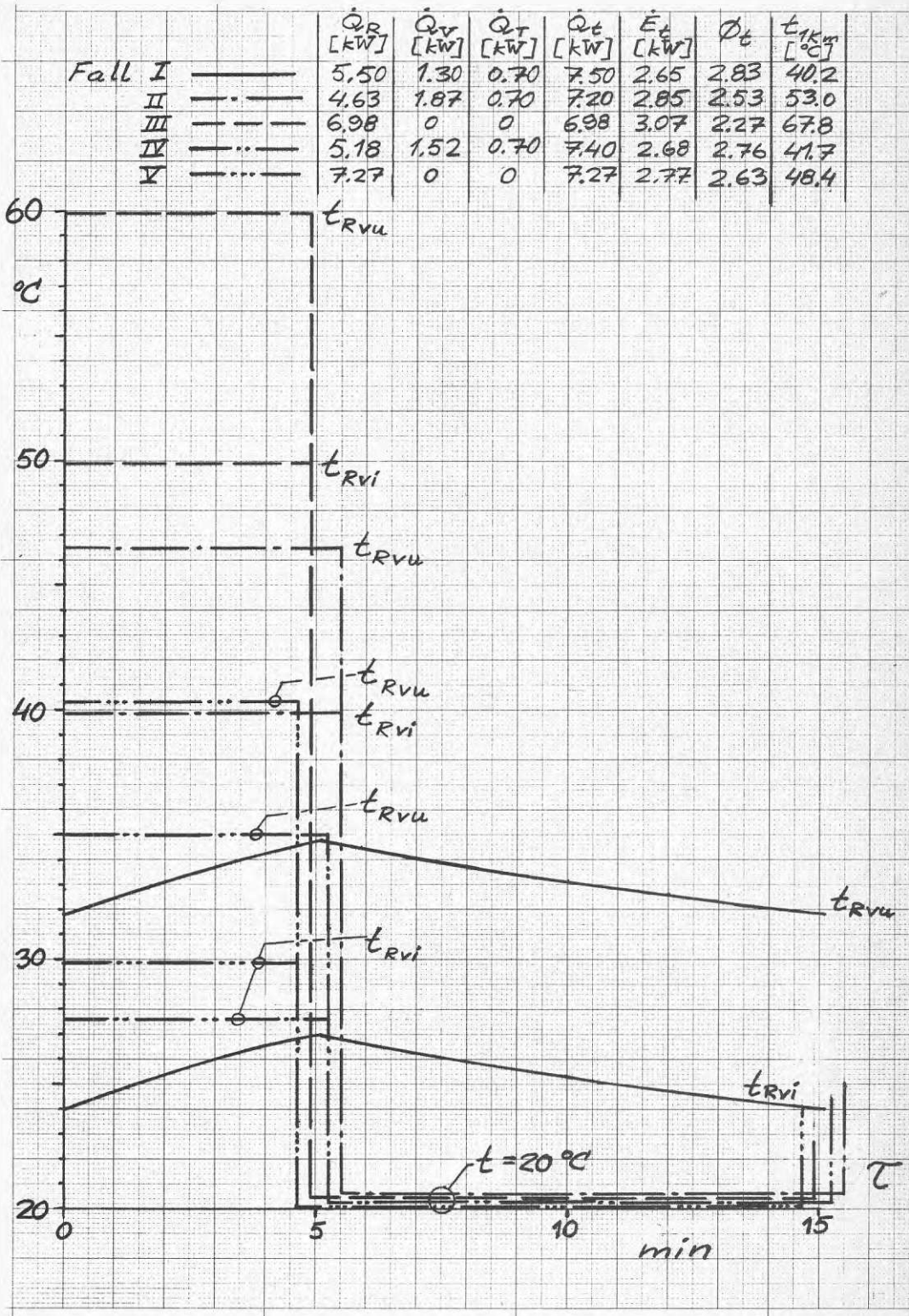




Värmepump

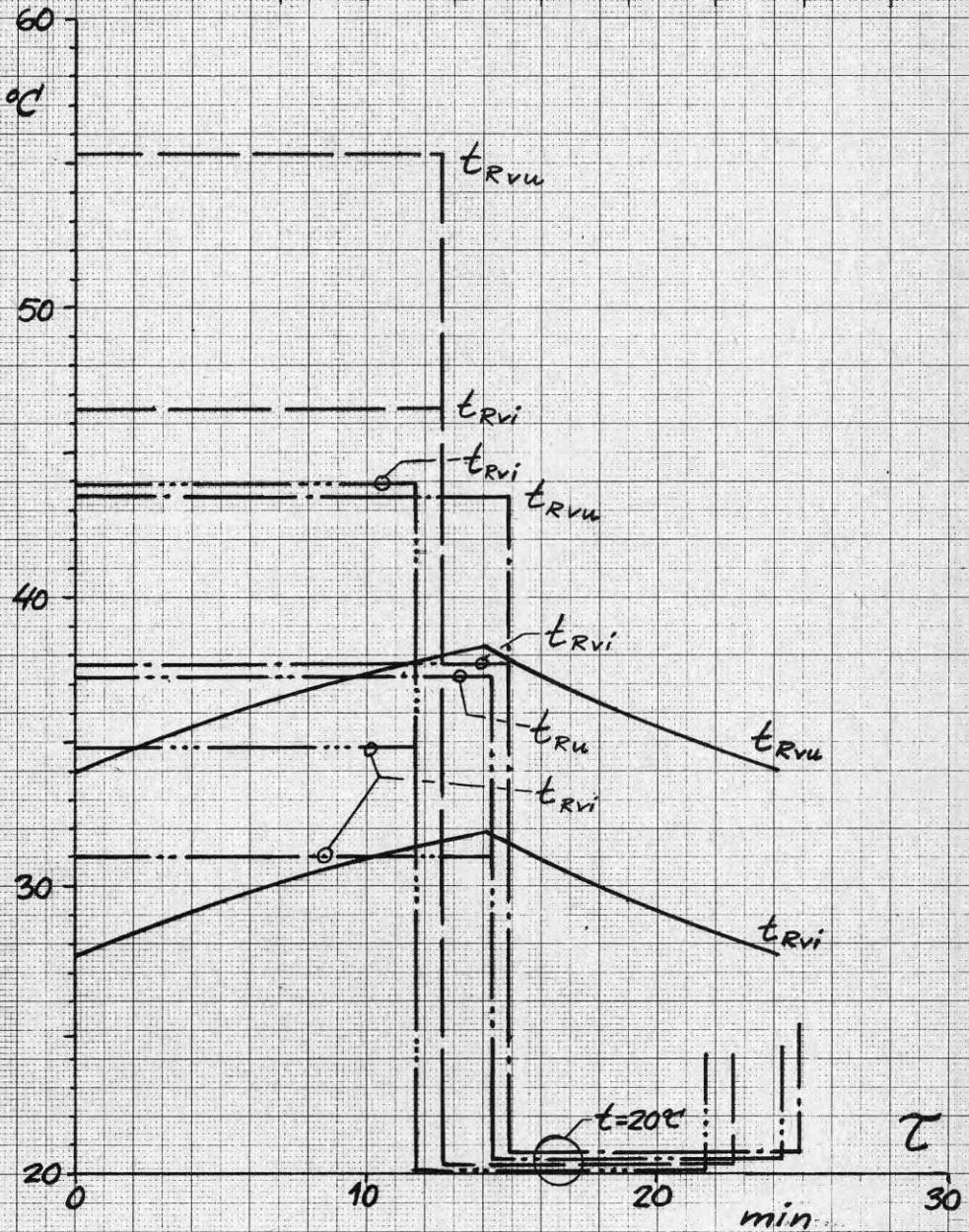


$t_{Li} = + 5 \text{ } ^\circ\text{C}.$

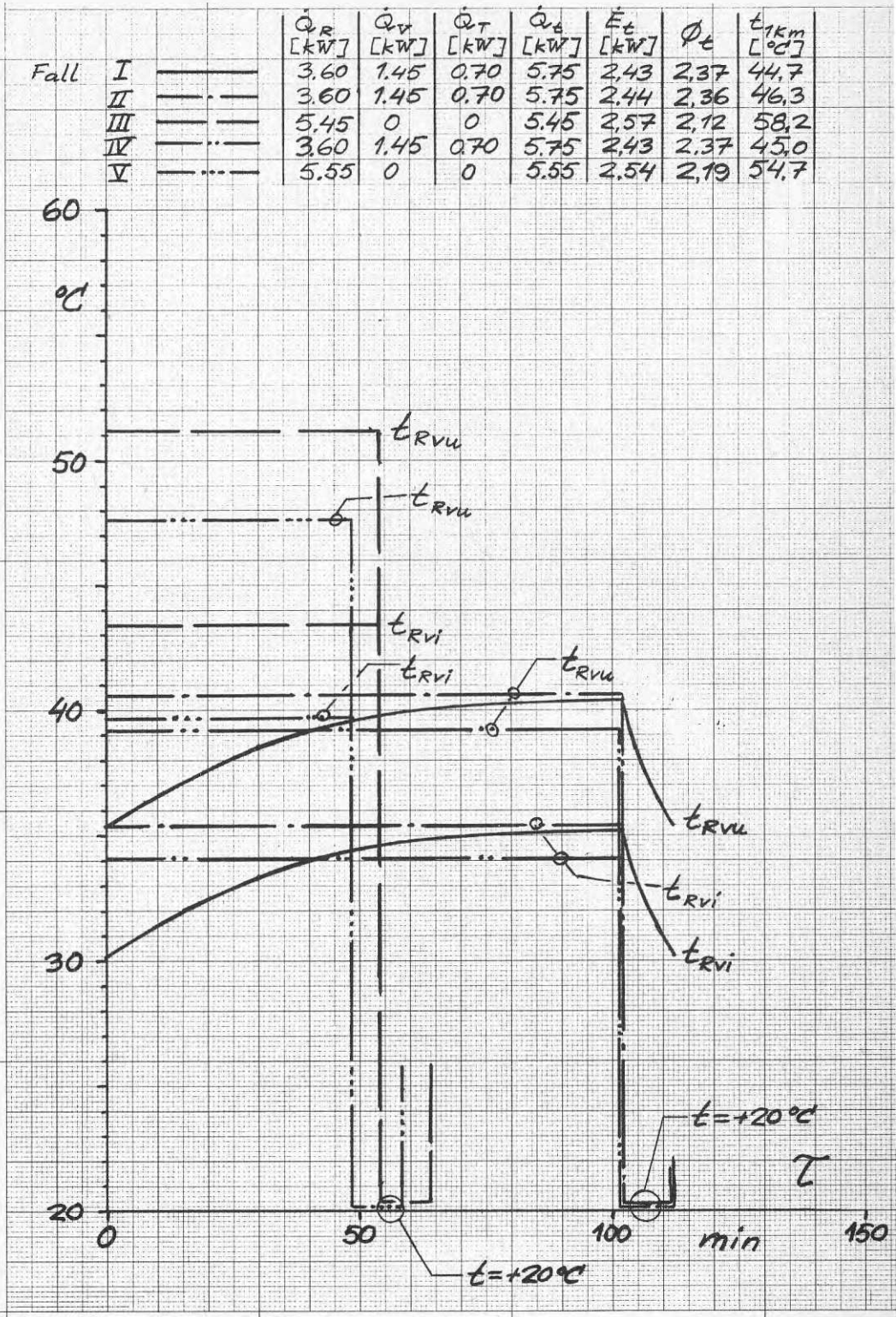


$t_{Li} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$.

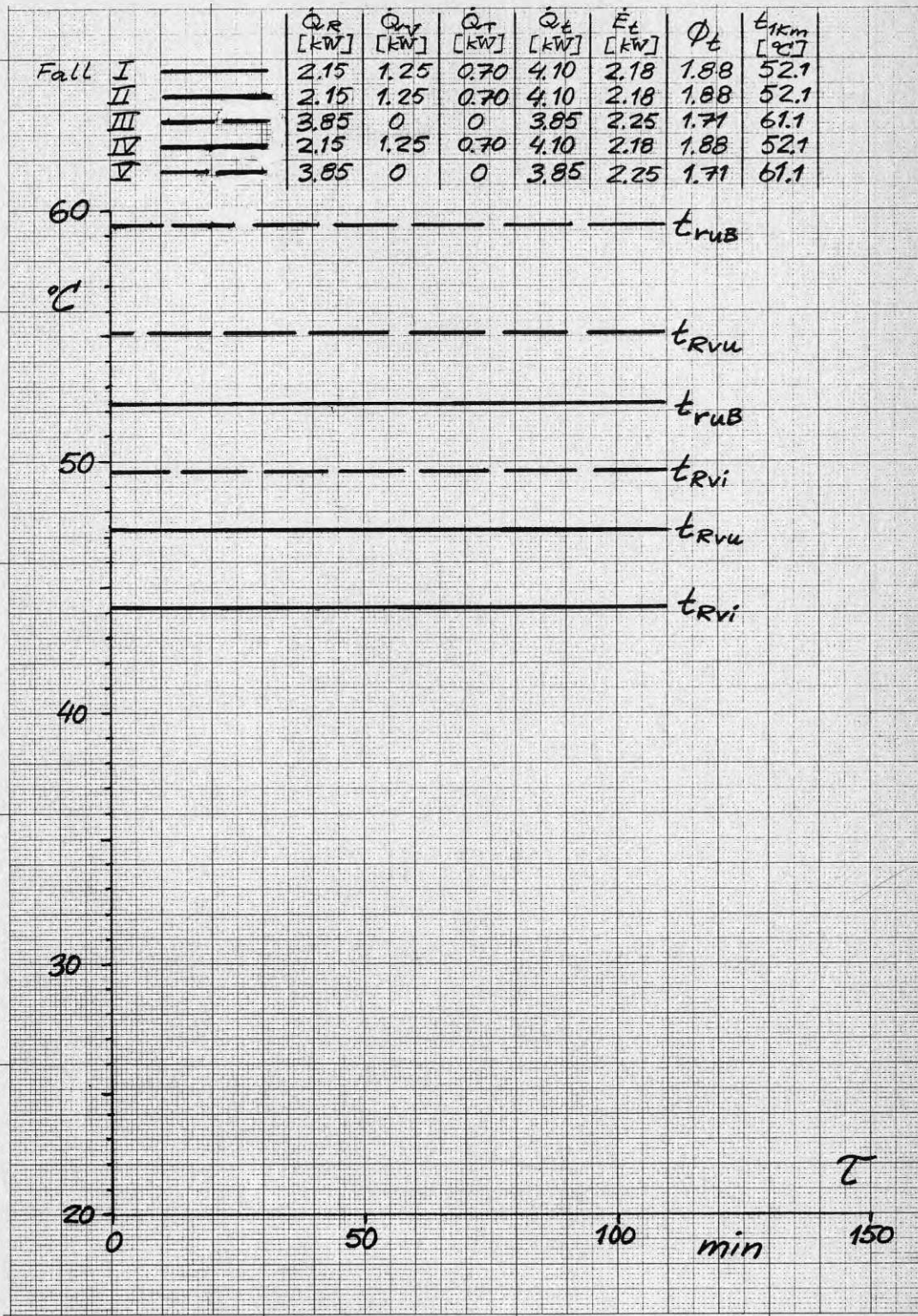
Fall	\dot{Q}_R [kW]	\dot{Q}_V [kW]	\dot{Q}_T [kW]	\dot{Q}_z [kW]	\dot{E}_z [kW]	Φ_t	t_{km} [$^\circ\text{C}$]
I	4.45	1.45	0.70	6.60	2.54	2.60	42.5
II	4.11	1.66	0.70	6.47	2.64	2.45	49.7
III	6.18	0	0	6.18	2.81	2.20	62.7
IV	4.35	1.51	0.70	6.56	2.56	2.56	43.5
V	6.40	0	0	6.40	2.66	2.41	51.5

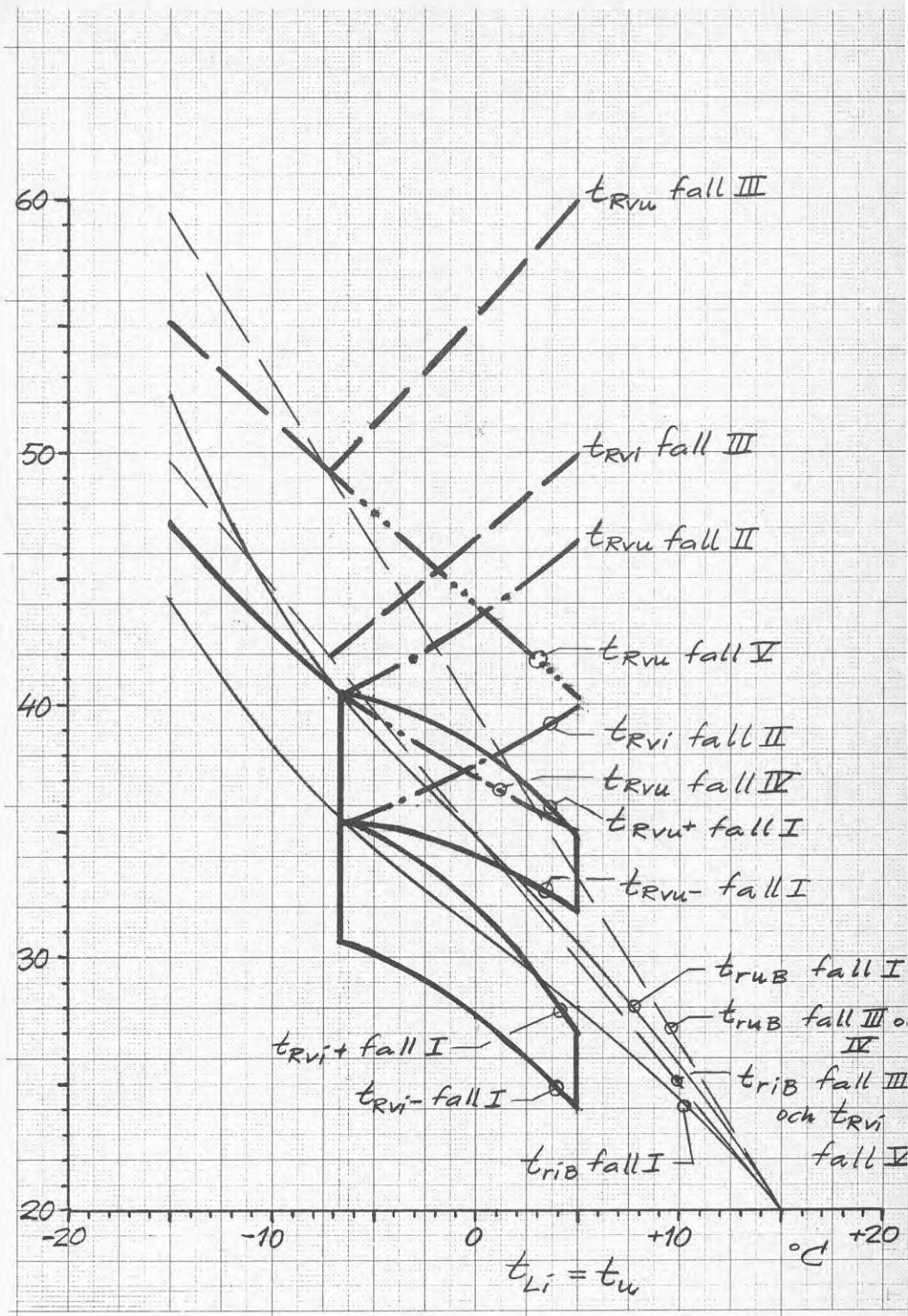


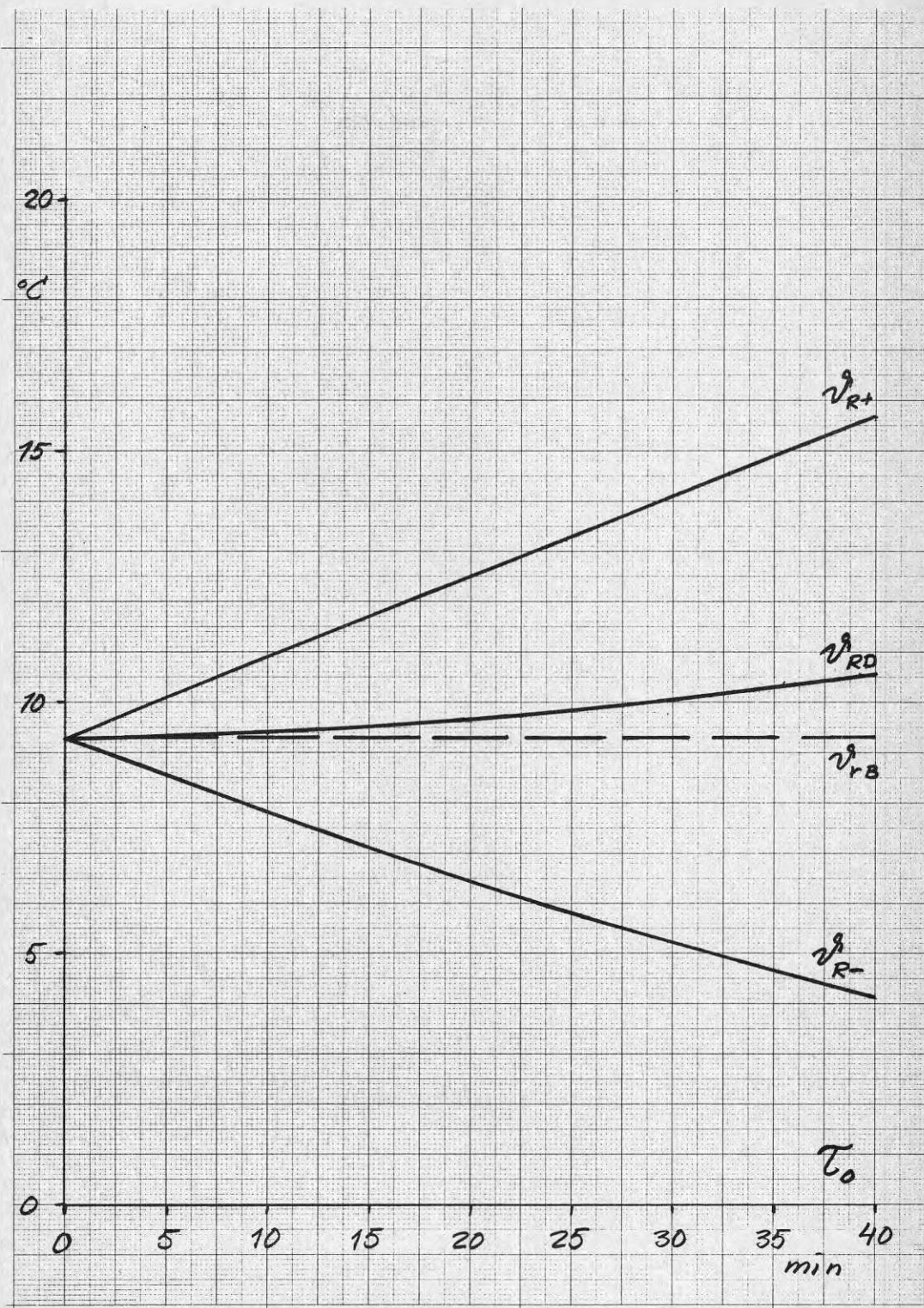
$t_{Li} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

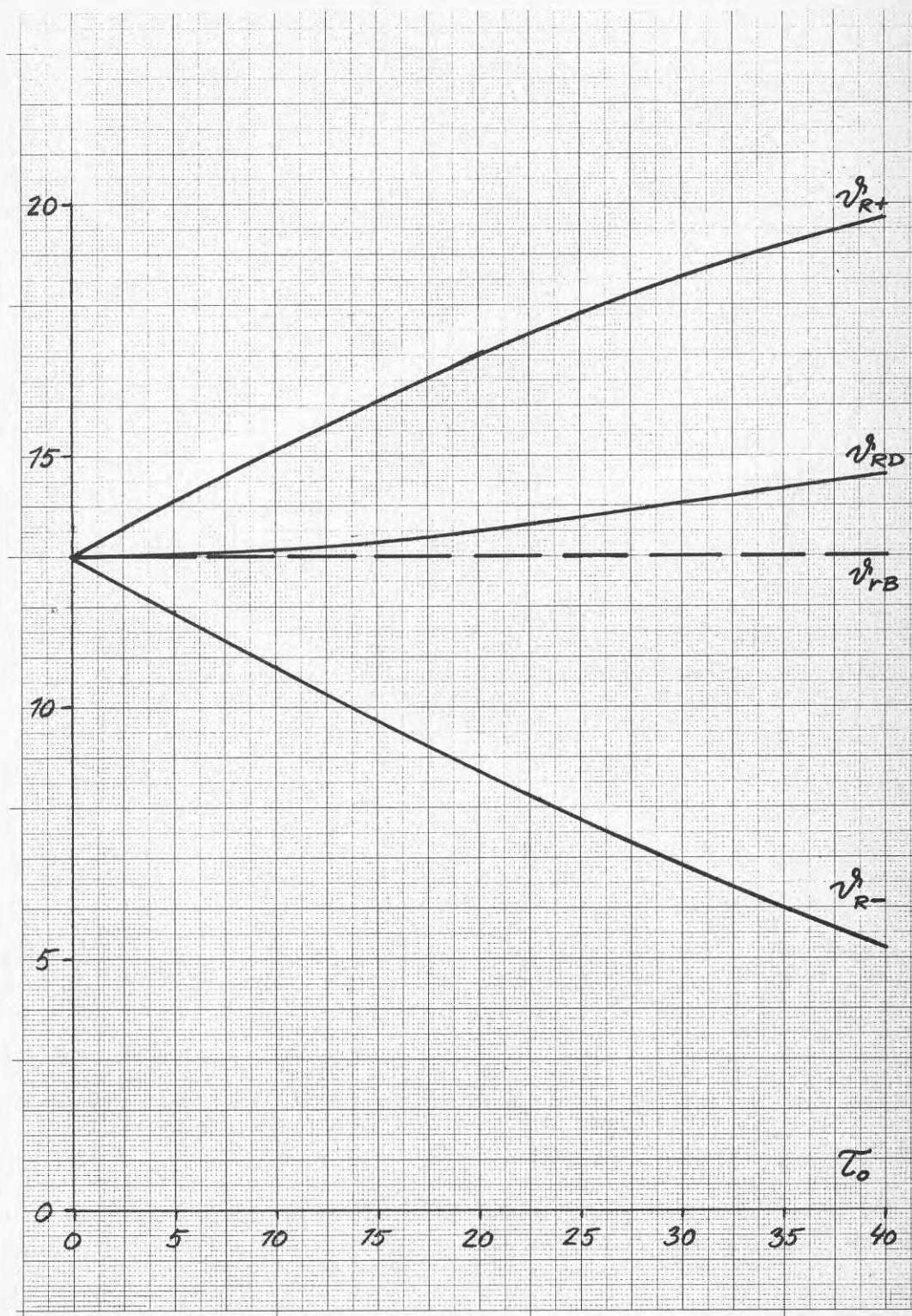


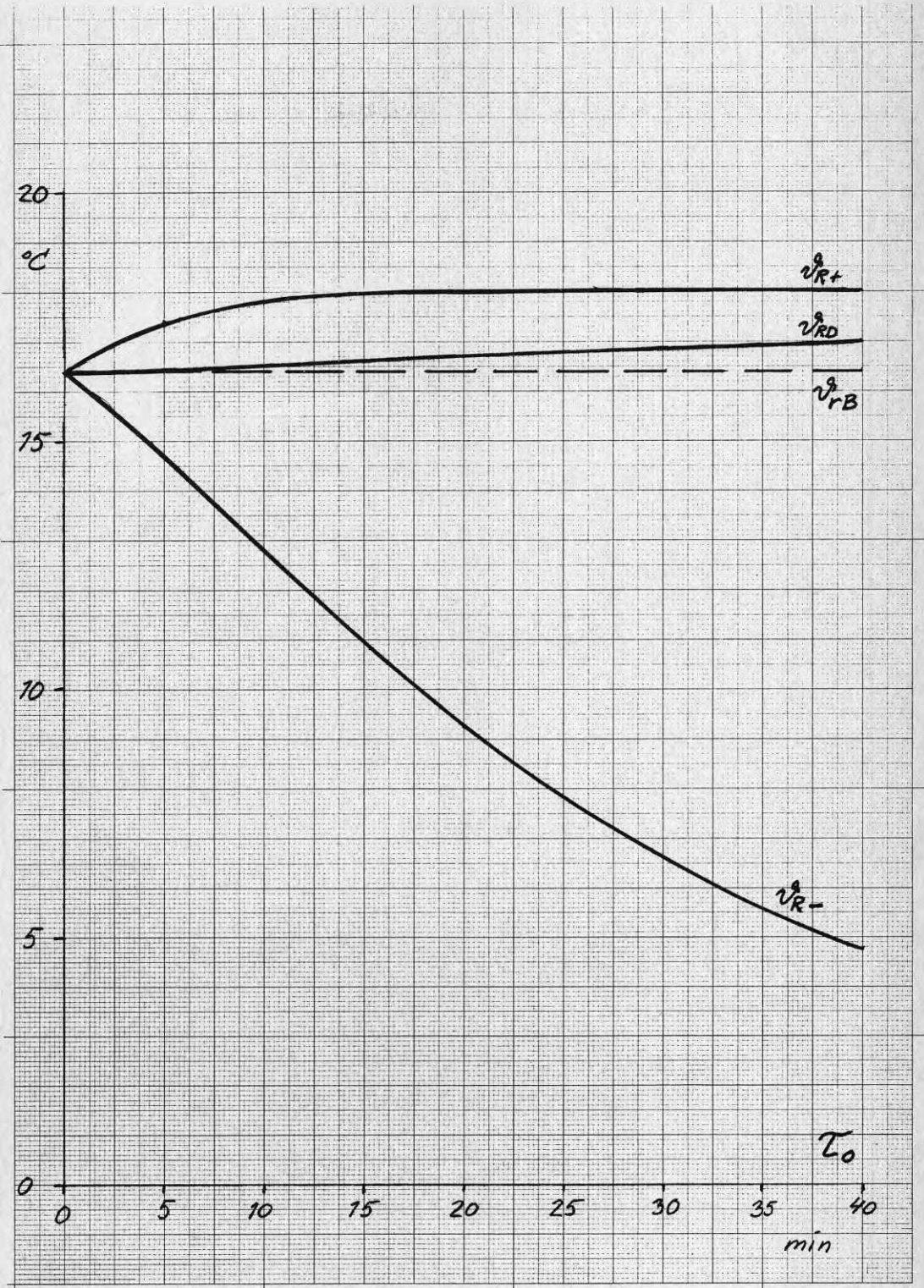
$$t_{Li} = -15 \text{ } ^\circ\text{C}$$

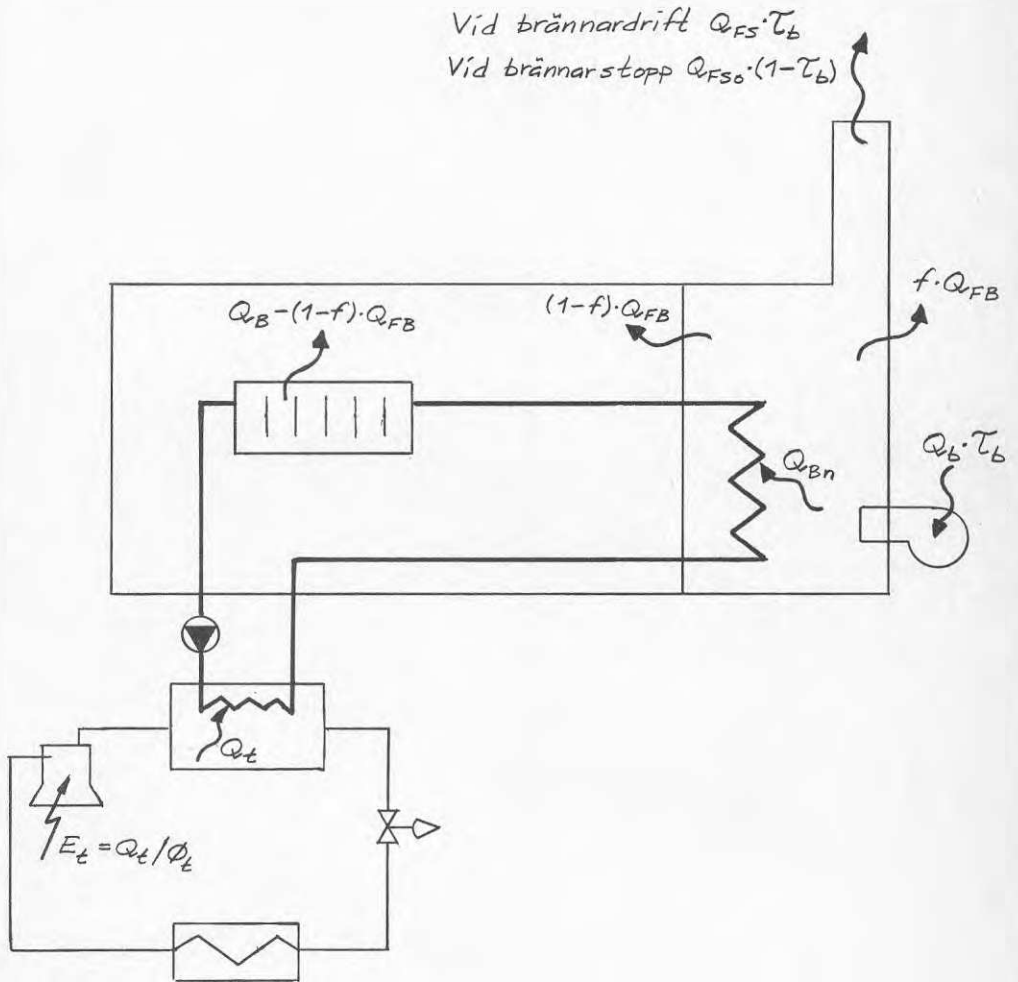


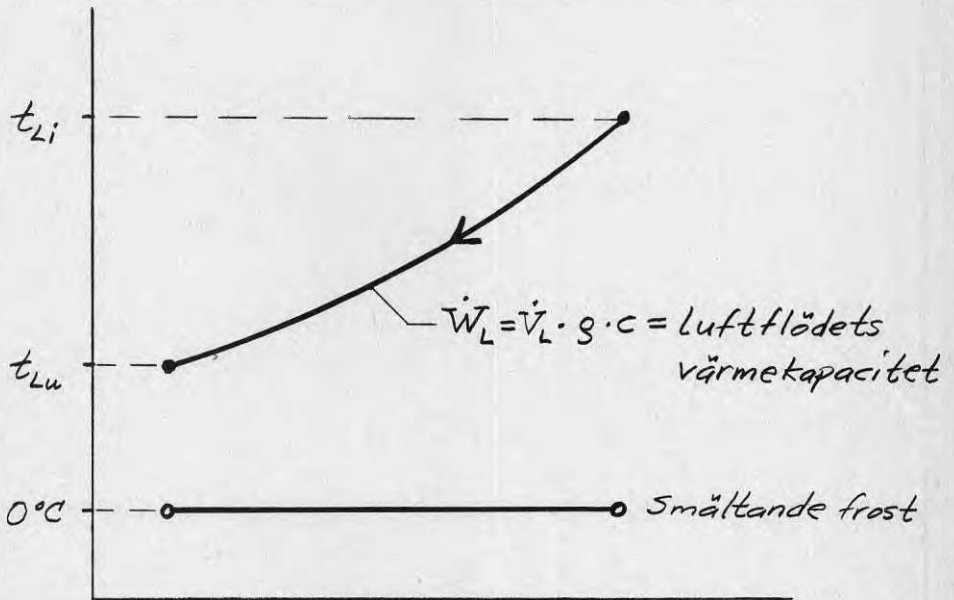


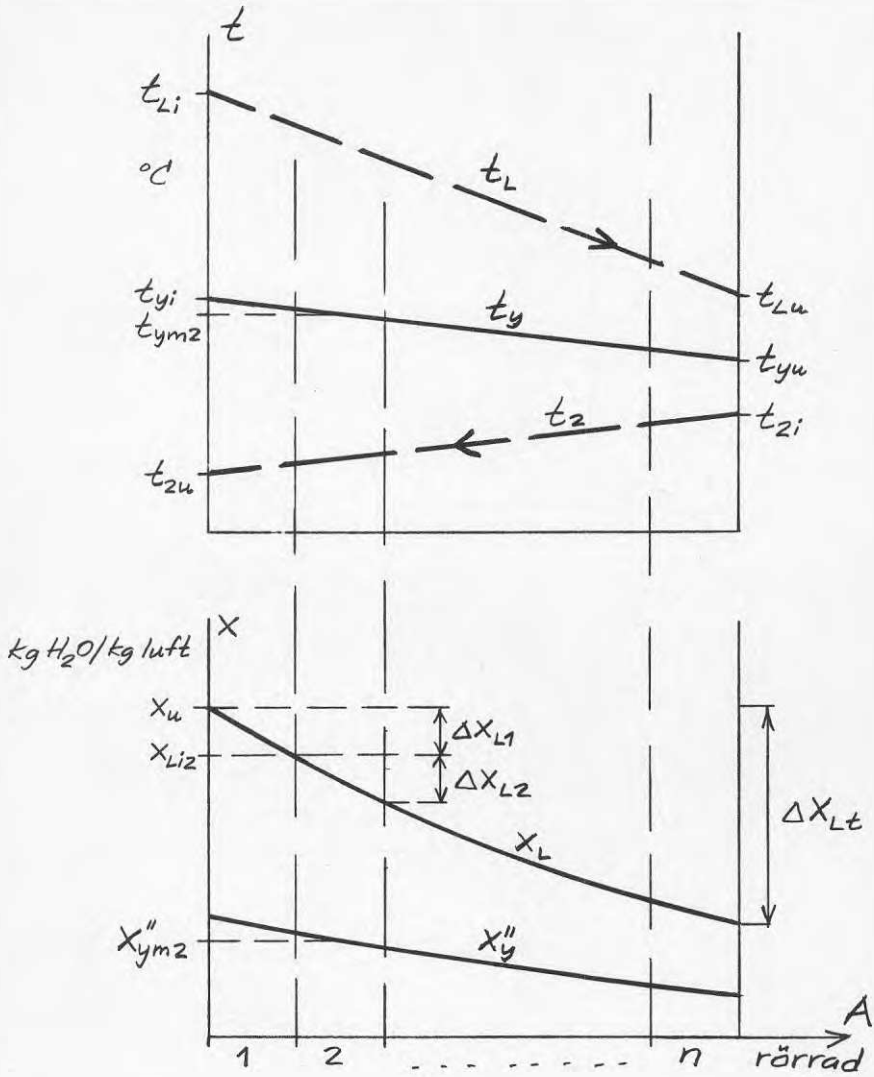


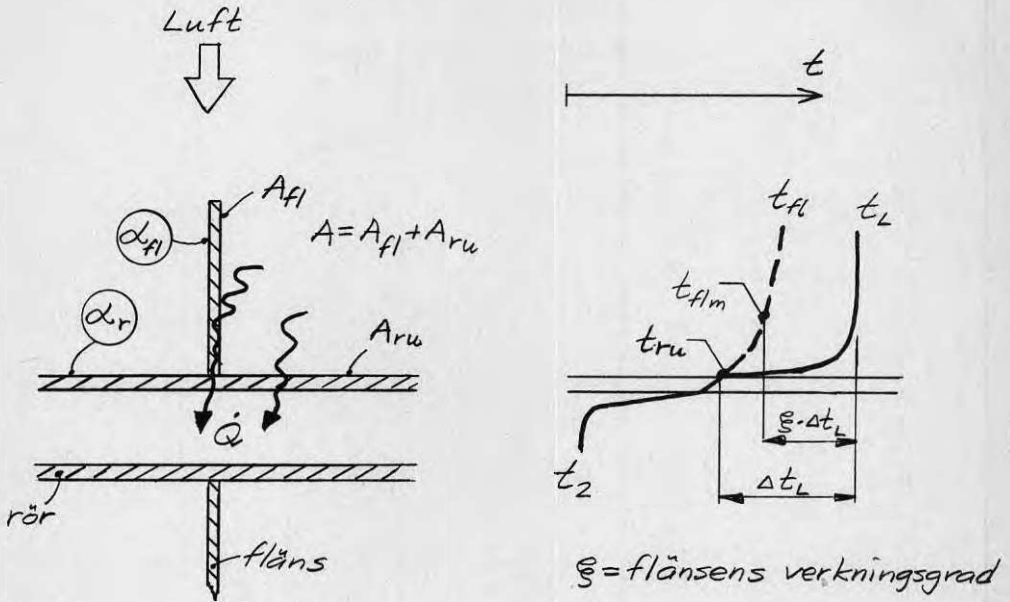












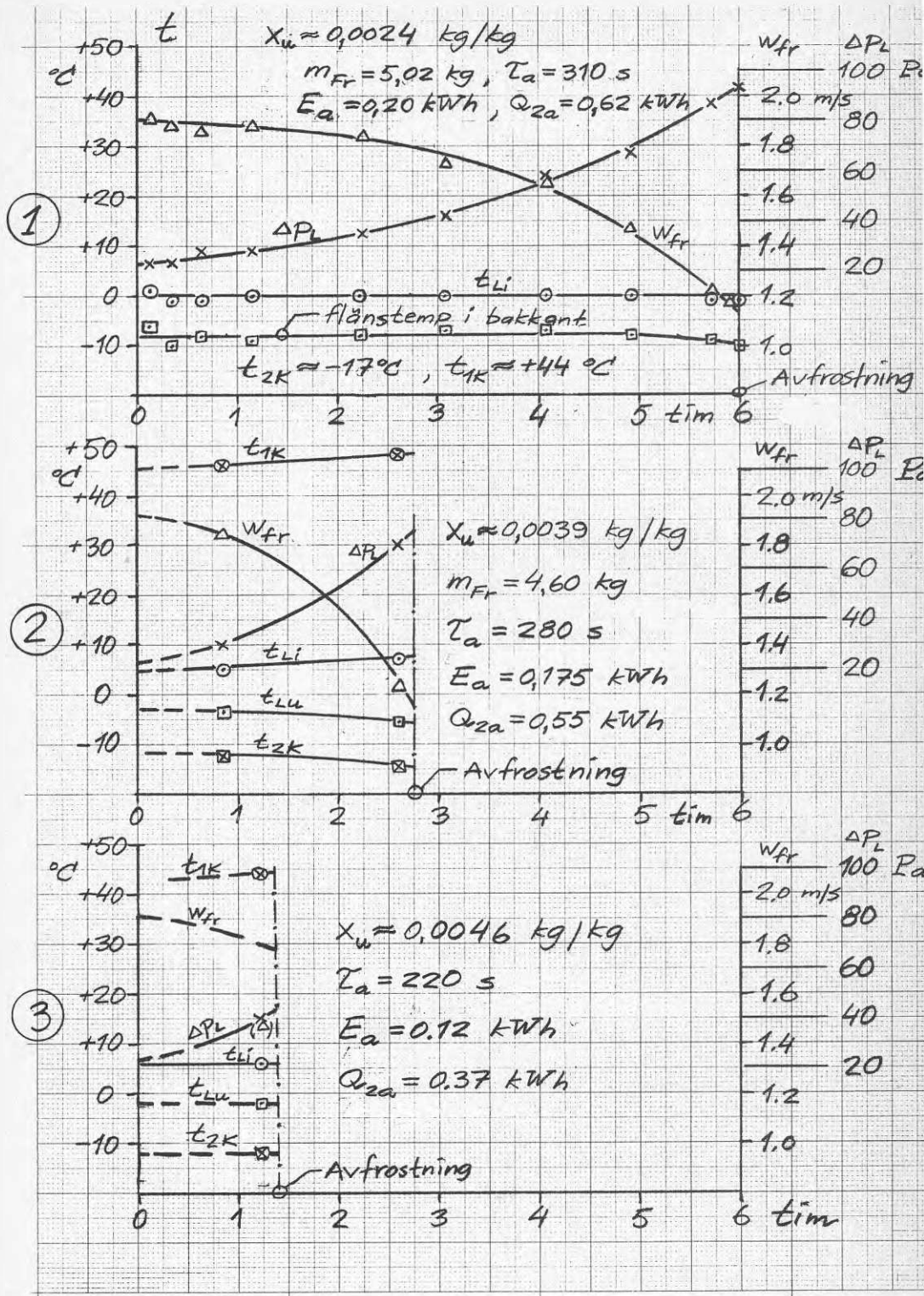
För värmetransporten gäller

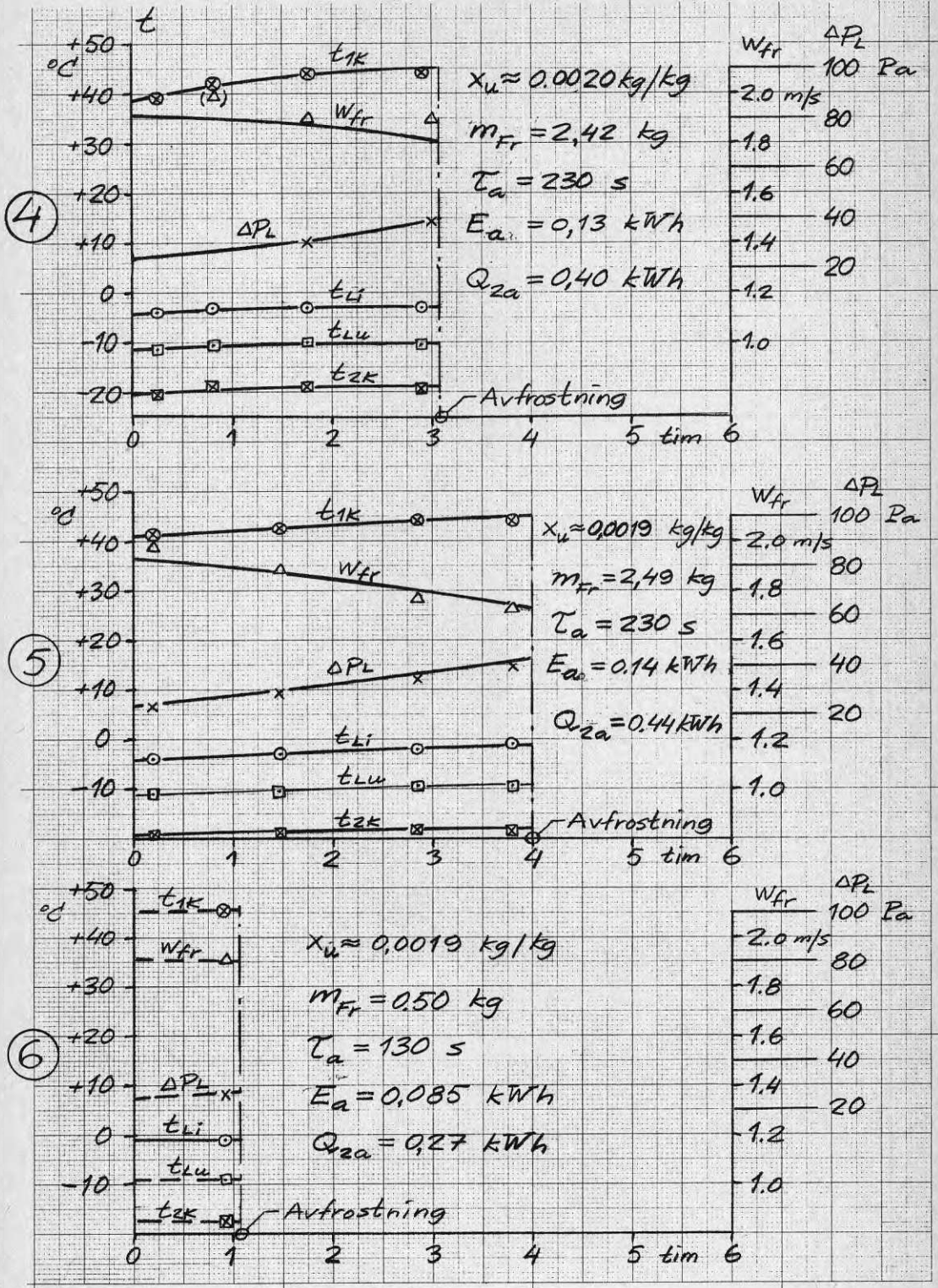
$$\text{om } \alpha_r = \alpha_{fl} = \alpha_u : \quad \dot{Q} = \alpha_u \cdot (A_{ru} + \xi \cdot A_{fl}) \cdot \Delta t_L$$

$$\text{Flänsens medeltemperatur: } t_{flm} = t_L - \xi \cdot \Delta t_L = t_L - \frac{\dot{Q} \cdot \xi}{\alpha_u \cdot (A_{ru} + \xi \cdot A_{fl})}$$

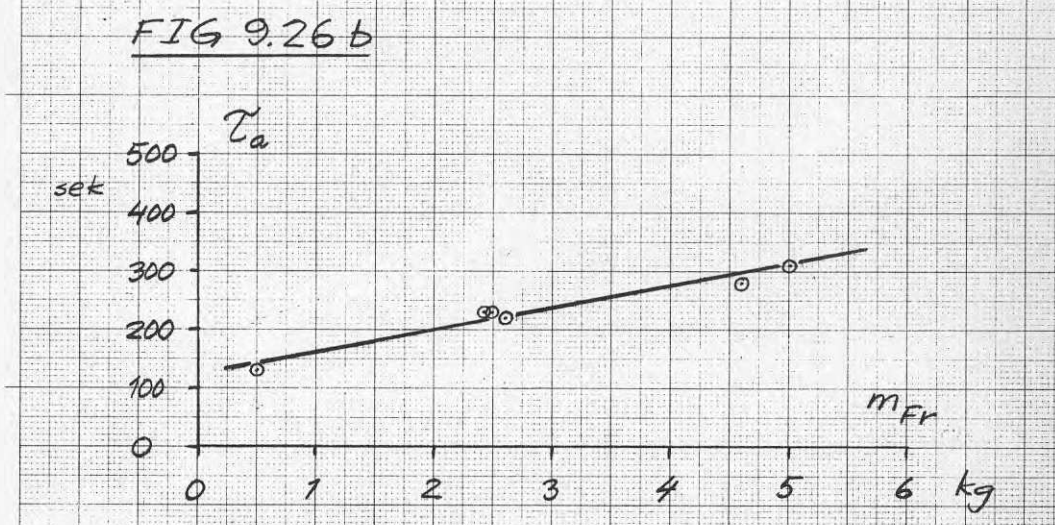
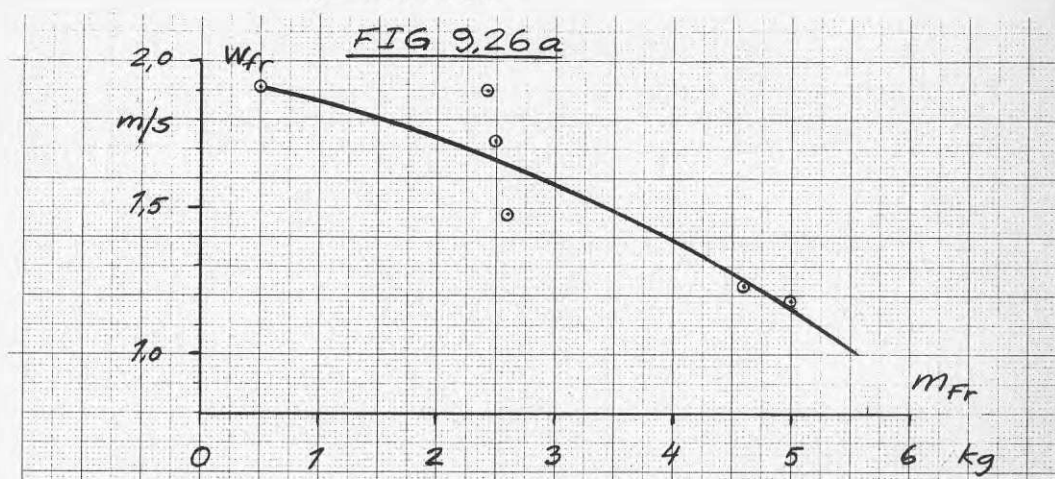
$$\text{Rörytans temperatur: } t_{ru} = t_L - \Delta t_L = t_L - \frac{\dot{Q}}{\alpha_u \cdot (A_{ru} + \xi \cdot A_{fl})}$$

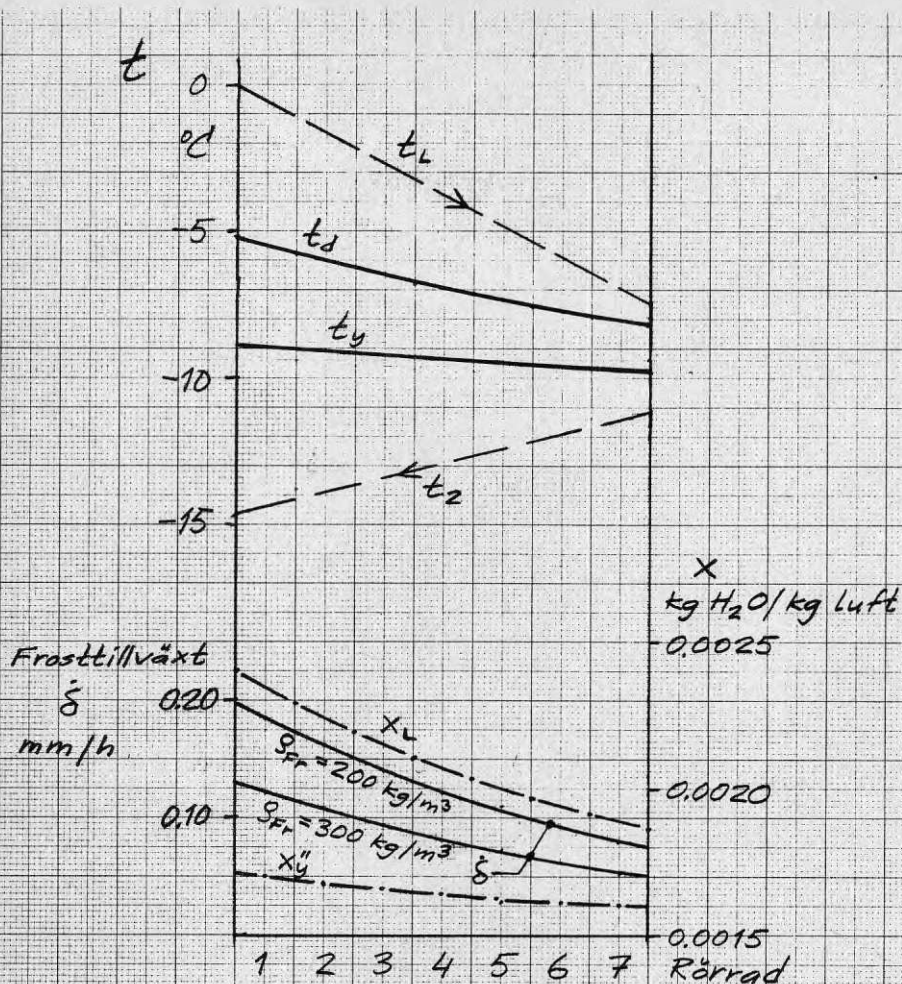
$$\begin{aligned} \text{Medelytttemperaturen: } t_{ym} &= (A_{ru} \cdot t_{ru} + A_{fl} \cdot t_{flm}) / A = \\ &= t_L - \dot{Q} \cdot (A_{ru} + \xi \cdot A_{fl}) / [A \cdot \alpha_u \cdot (A_{ru} + \xi \cdot A_{fl})] \\ &\approx t_L - \dot{Q} \cdot \xi / [\alpha_u \cdot (A_{ru} + \xi \cdot A_{fl})] \end{aligned}$$





- a) fronthastighet strax före avfrostning
- b) avfrostningstid som funktion av påfrostad mängd

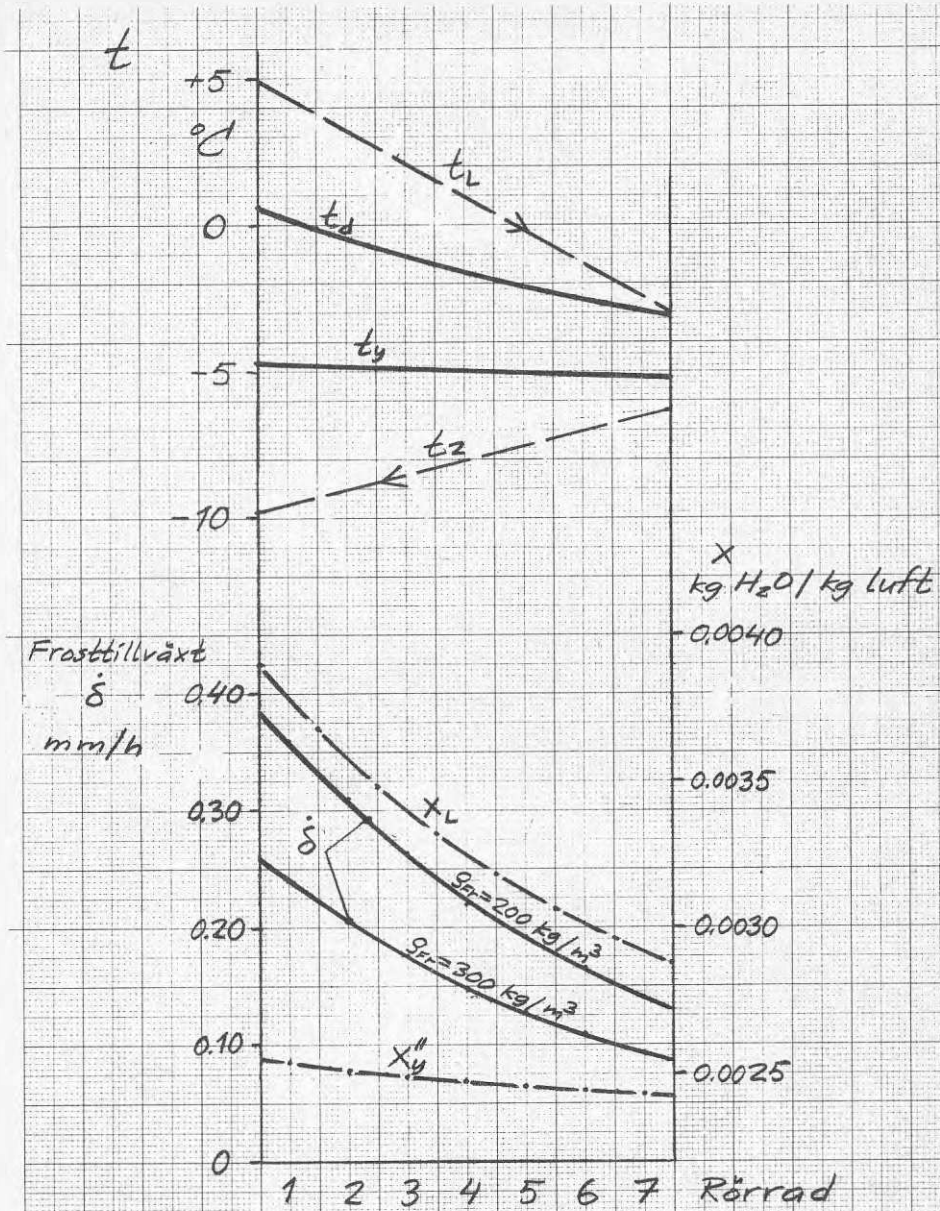




Enligt beräkning $\dot{m}_{Fr} = 1,15 \text{ kg/h}$.

Uppmätt vid provet $m_{Fr} = 5,02 \text{ kg}$ på tiden $\tau = 6 \text{ h}$.

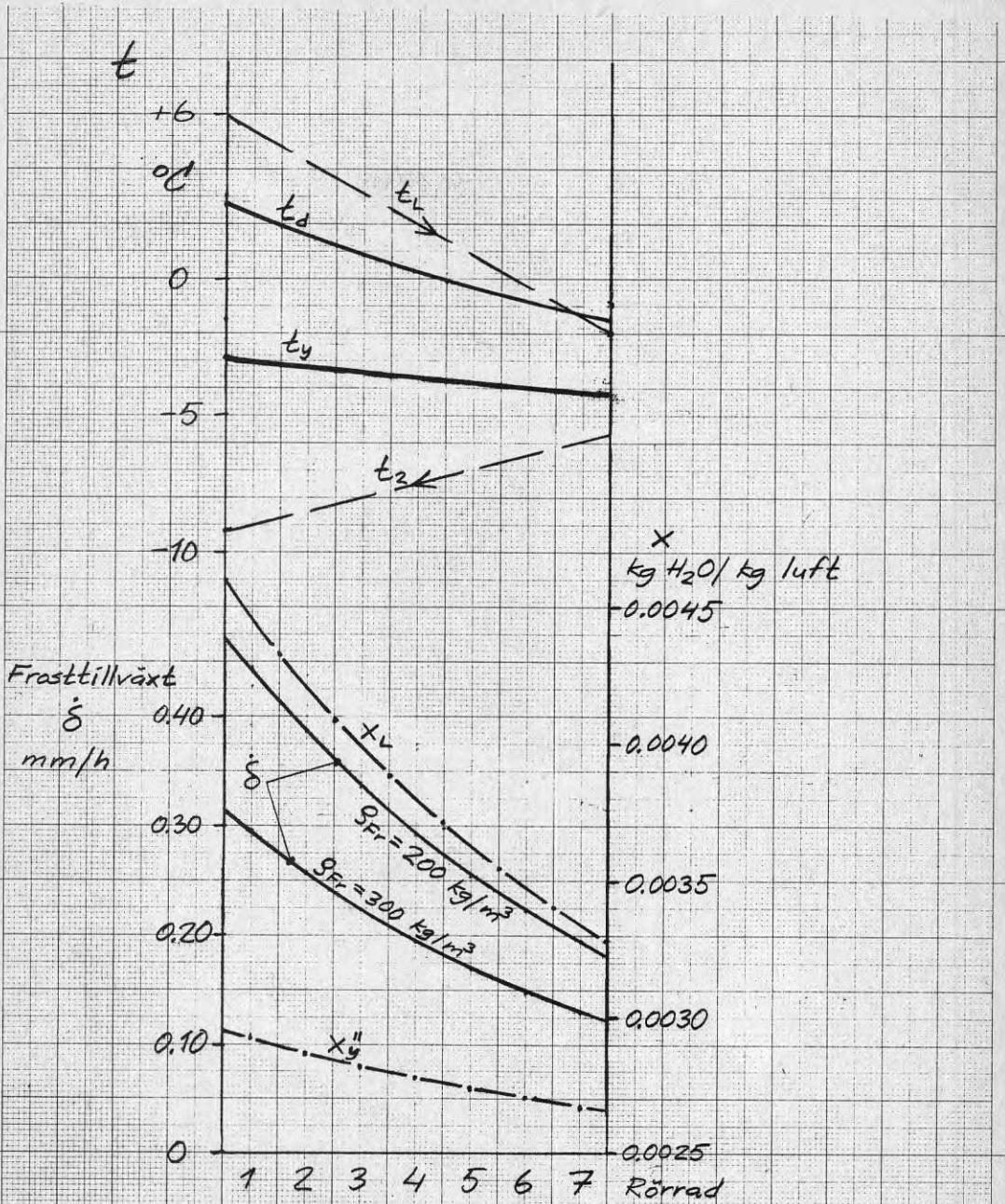
$$\frac{m_{Fr}}{\dot{m}_{Fr} \cdot \tau} = \frac{5,02}{1,15 \cdot 6} = 0,73$$



Enligt beräkning $m_{Fr} = 2,12 \text{ kg/h}$

Uppmätt vid provet $m_{Fr} = 4,60 \text{ kg}$ på tiden $\tau = 2,75 \text{ h}$

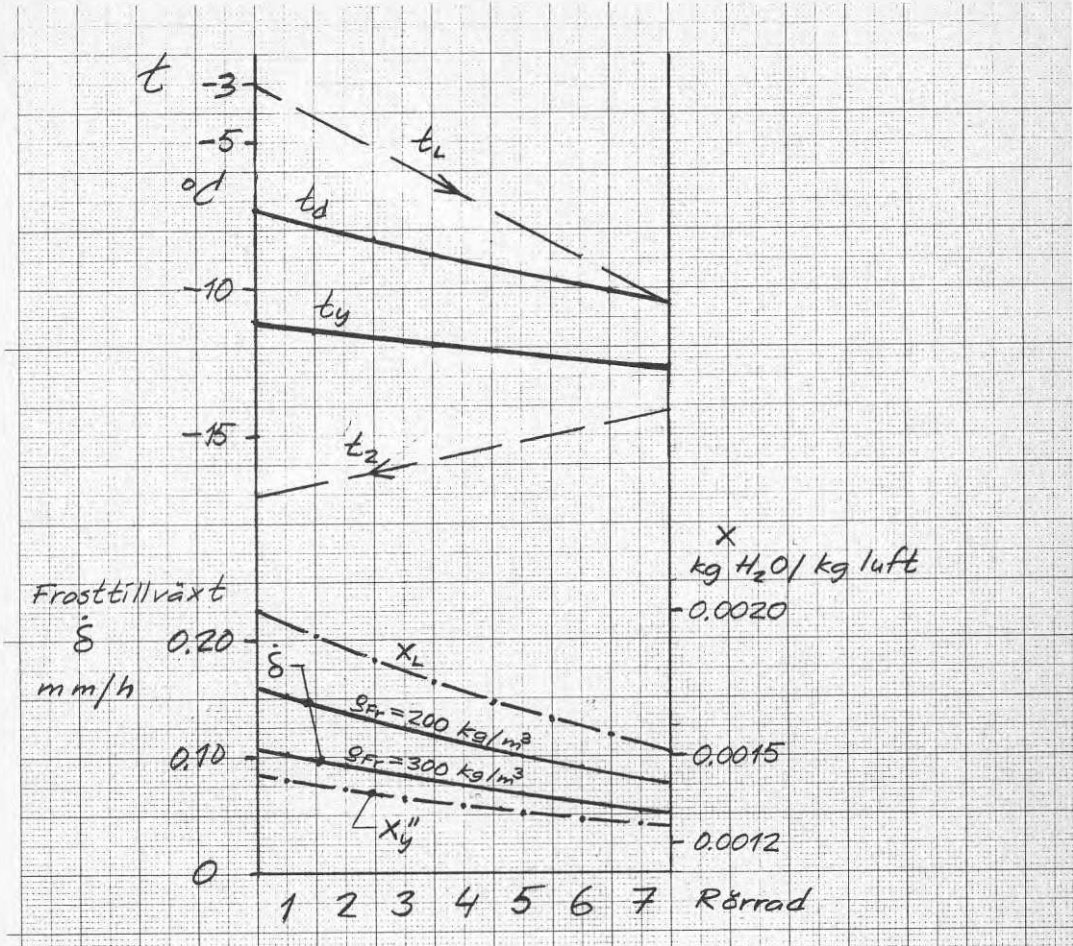
$$\frac{m_{Fr}}{m_{Fr} \cdot \tau} = \frac{4,60}{2,12 \cdot 2,75} = 0,79$$



Enligt beräkning $\dot{m}_{Fr} = 2,74 \text{ kg/h}$

Uppmätt vid prov $m_{Fr} = 2,61 \text{ kg}$ på tiden $\tau = 1,40 \text{ h}$

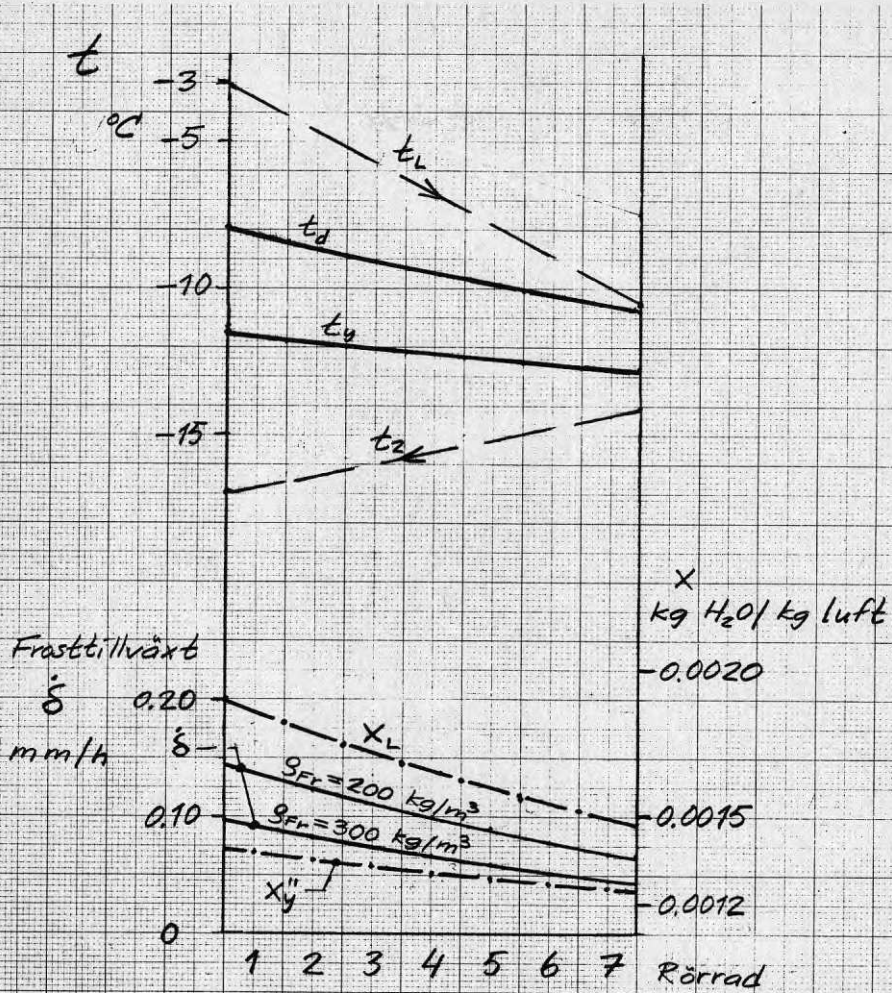
$$\frac{m_{Fr}}{\dot{m}_{Fr} \cdot \tau} = \frac{2,61}{2,74 \cdot 1,40} = 0,68$$



Enligt beräkning $\dot{m}_{Fr} = 1.03 \text{ kg/h}$

Uppmätt vid provet $m_{Fr} = 2.42 \text{ kg}$ på tiden $\tau = 3.07 \text{ h}$

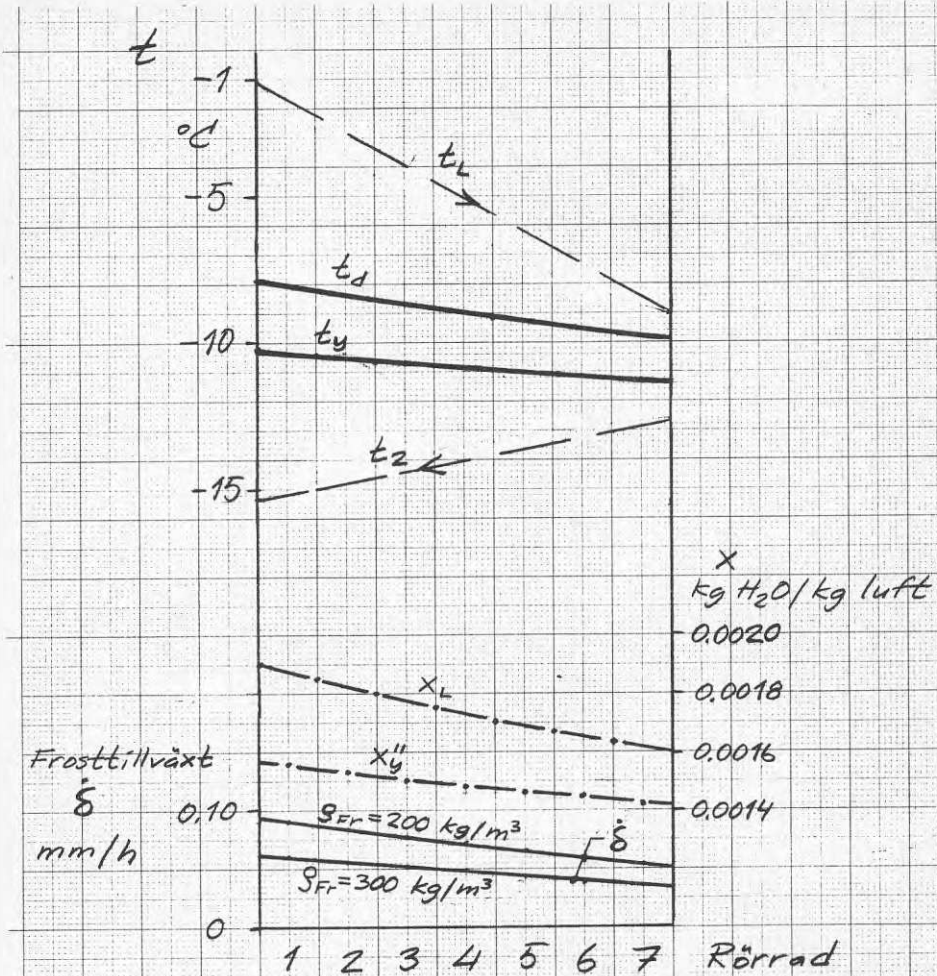
$$\frac{m_{Fr}}{\dot{m}_{Fr} \cdot \tau} = \frac{2.42}{1.03 \cdot 3.07} = 0.77$$



Enligt beräkning $\dot{m}_{Fr} = 0.91 \text{ kg/h}$

Uppmätt vid prov $m_{Fr} = 2.49 \text{ kg}$ på tiden $\tau = 40 \text{ h}$

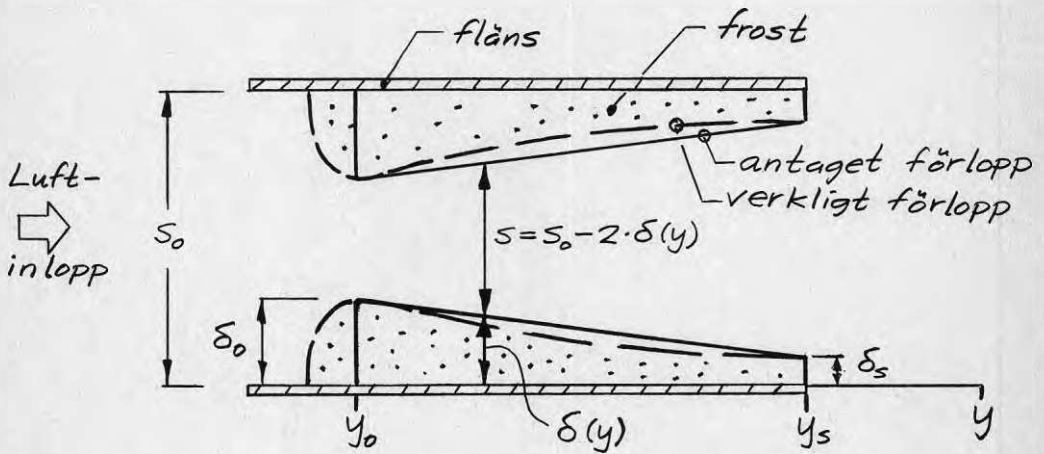
$$\frac{m_{Fr}}{\dot{m}_{Fr} \cdot \tau} = \frac{2.49}{0.91 \cdot 40} = 0.68$$



Enligt beräkning $\dot{m}_{Fr} = 0.64 \text{ kg/h}$

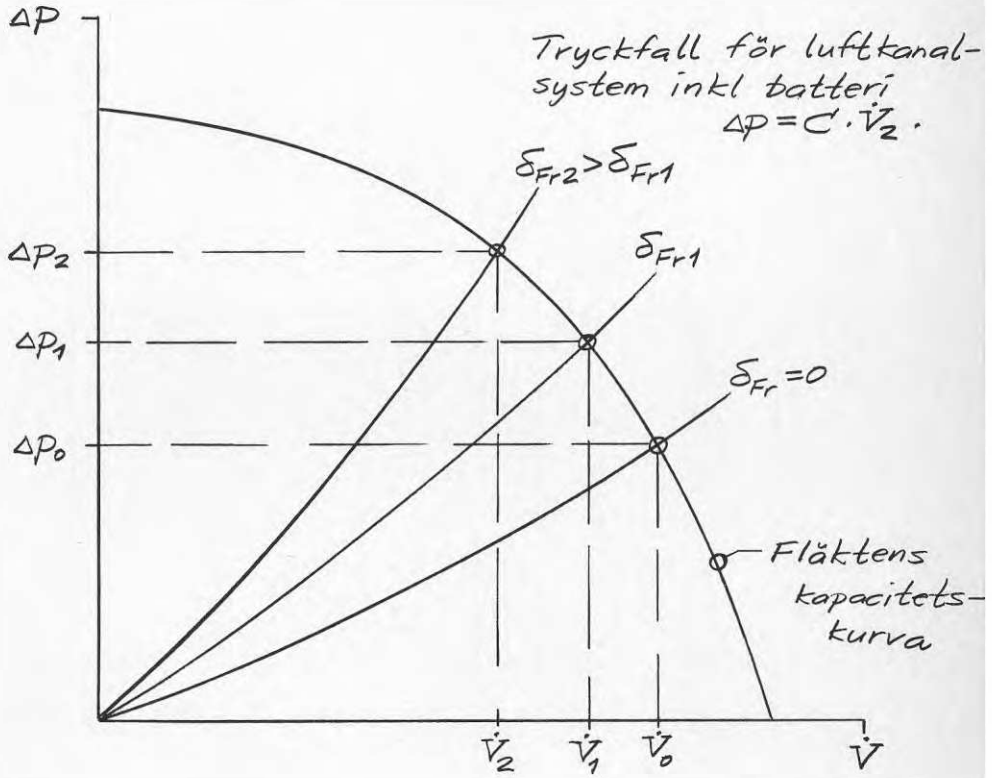
Uppmätt vid provet $m_{Fr} = 0.50 \text{ kg}$ på tiden $\tau = 1.07 \text{ h}$

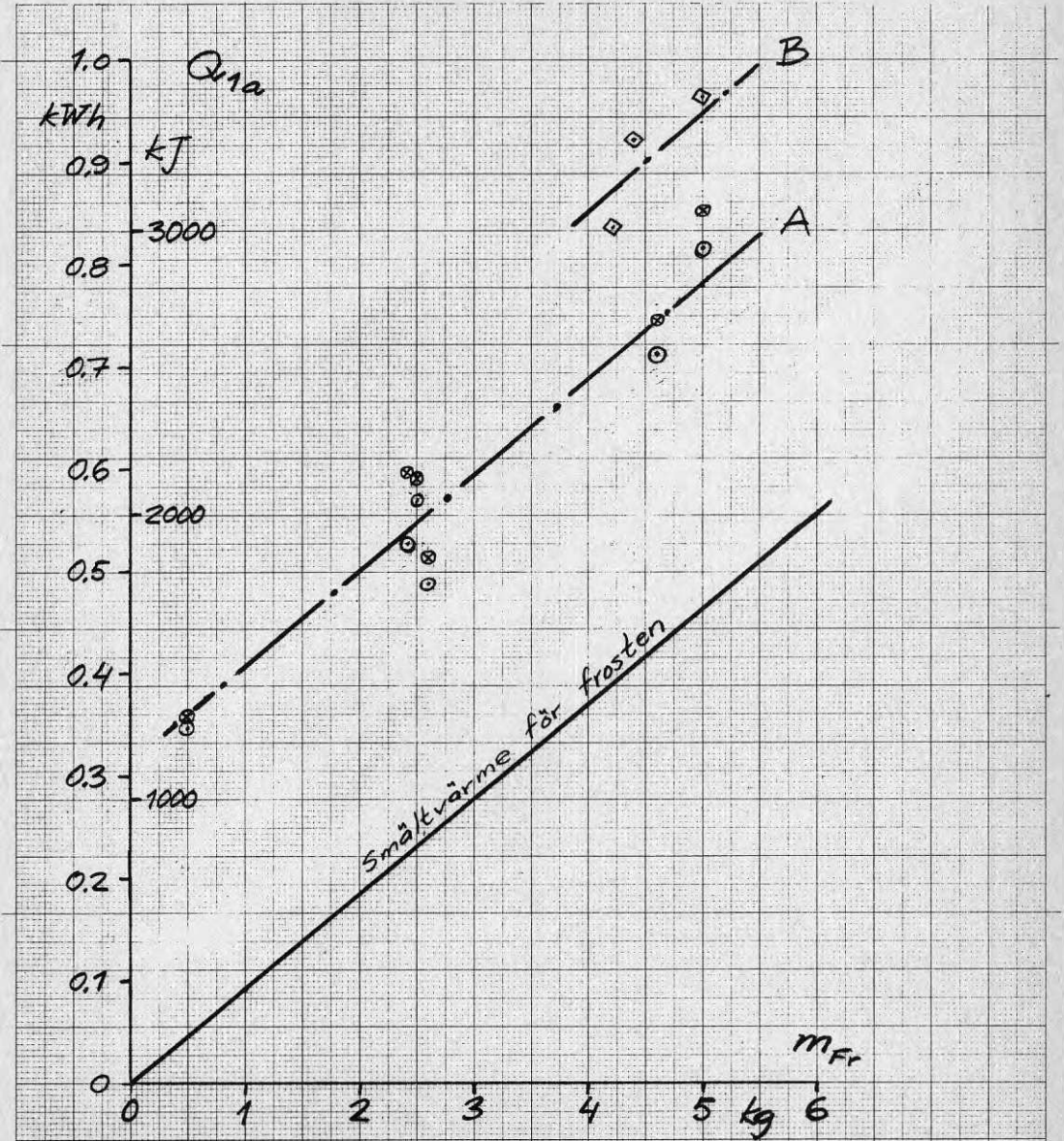
$$\frac{m_{Fr}}{\dot{m}_{Fr} \cdot \tau} = \frac{0.50}{0.64 \cdot 1.07} = 0.73$$



Antaget förlopp för frostutberedningen

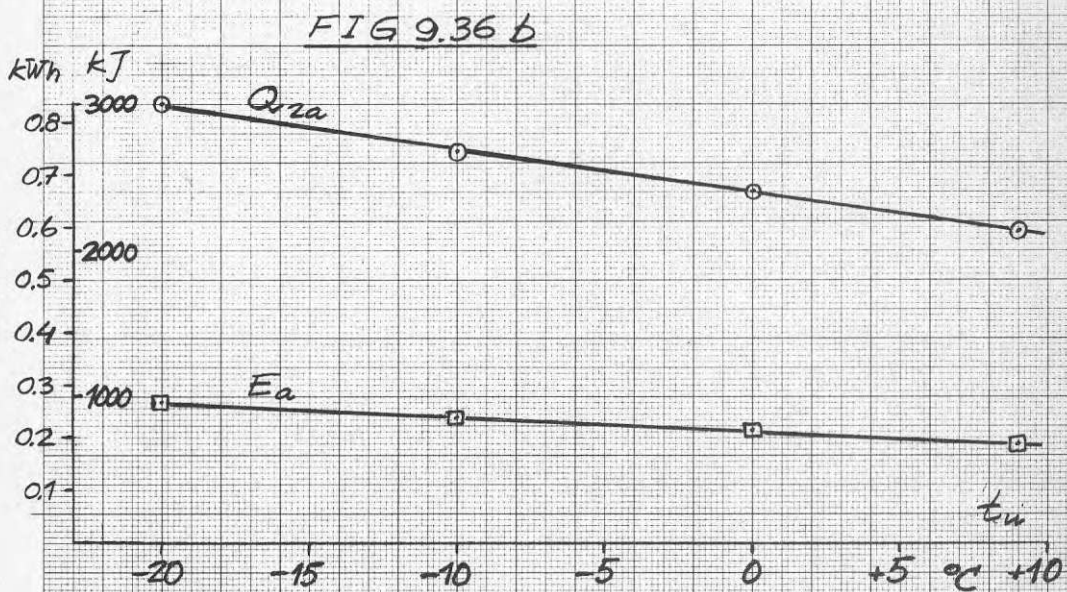
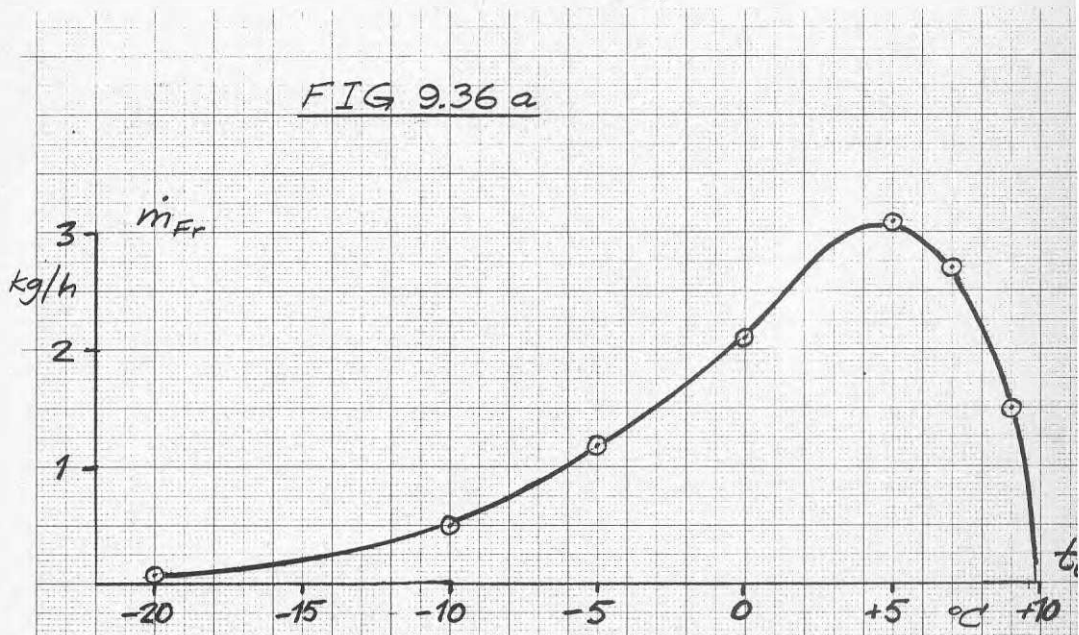
$$y > y_0 : \delta(y) = \delta_0 - (\delta_0 - \delta_s) \cdot \frac{y - y_0}{y - y_s}$$



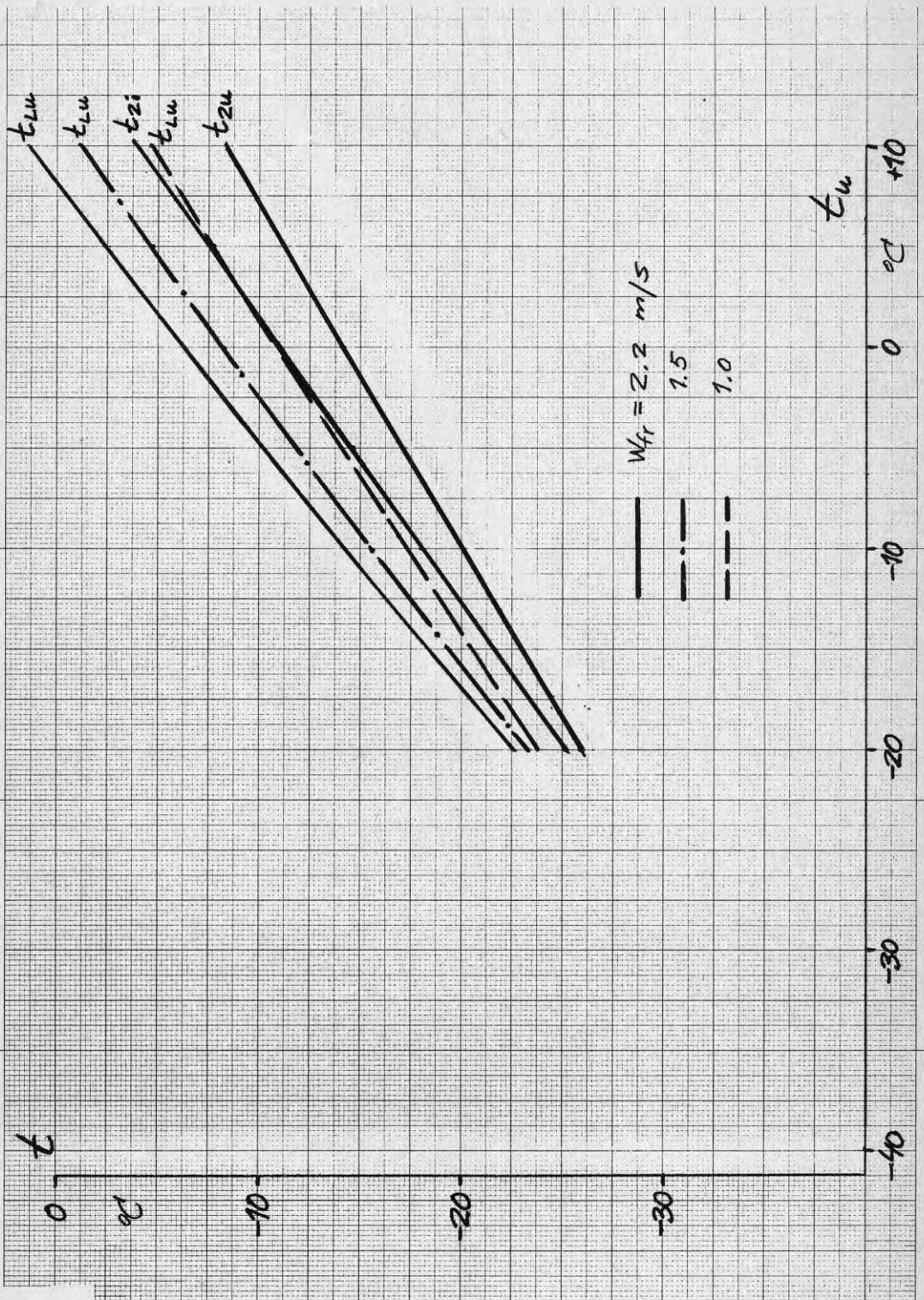


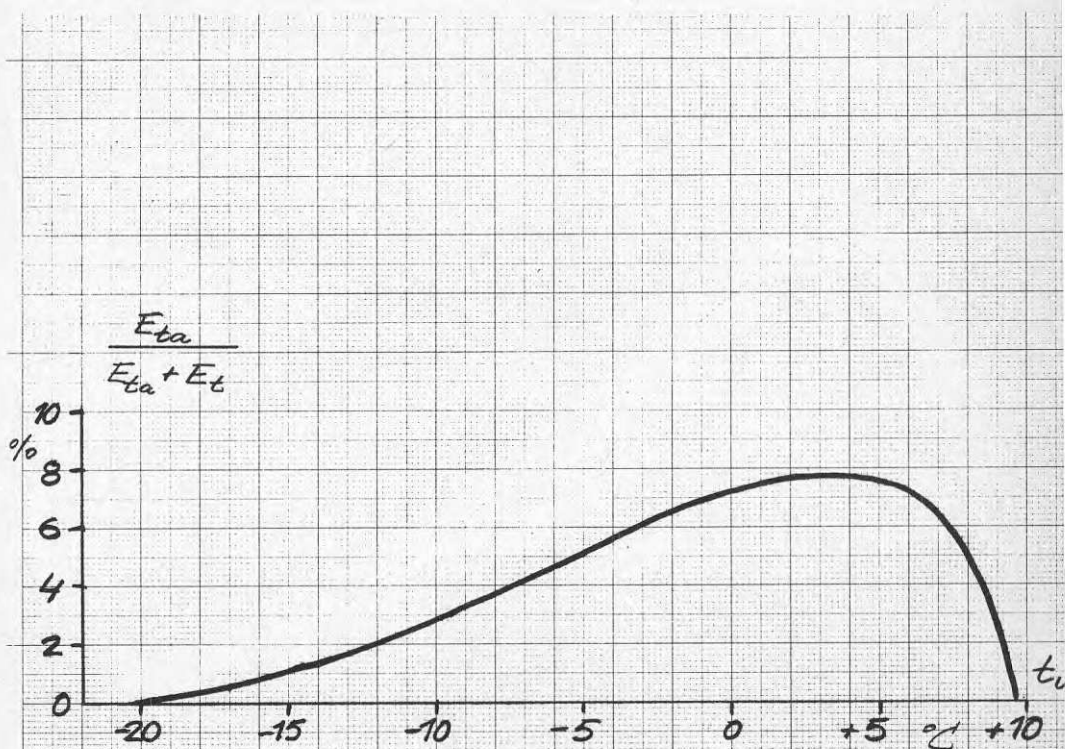
- A Med temperaturgivare för avfrostnings avbrytande inkilad i batteriets bakkant. Tillförd värme beräknat enligt:
- ⊙ EKV 9.62 med $\eta_{ct} = 0.30$ och $E_d = 8.36$
 - ⊗ EKV 9.58-61, 9.63-68 inkl frostens smältvärmebehov.
- B ⊠ Med temperaturgivare placerad mot flänstopparna i batteriets bakkant och tillförd värme beräknat enligt EKV 9.62.

9.36b: Per avfrostning, tagen värmeenergi från radiatorsystem Q_{2a} och erforderlig elenergi E_a



$$t_{Rvi} = 30 - t_u$$



$E_{ta}/(E_{ta} + E_t)$ för hus B.


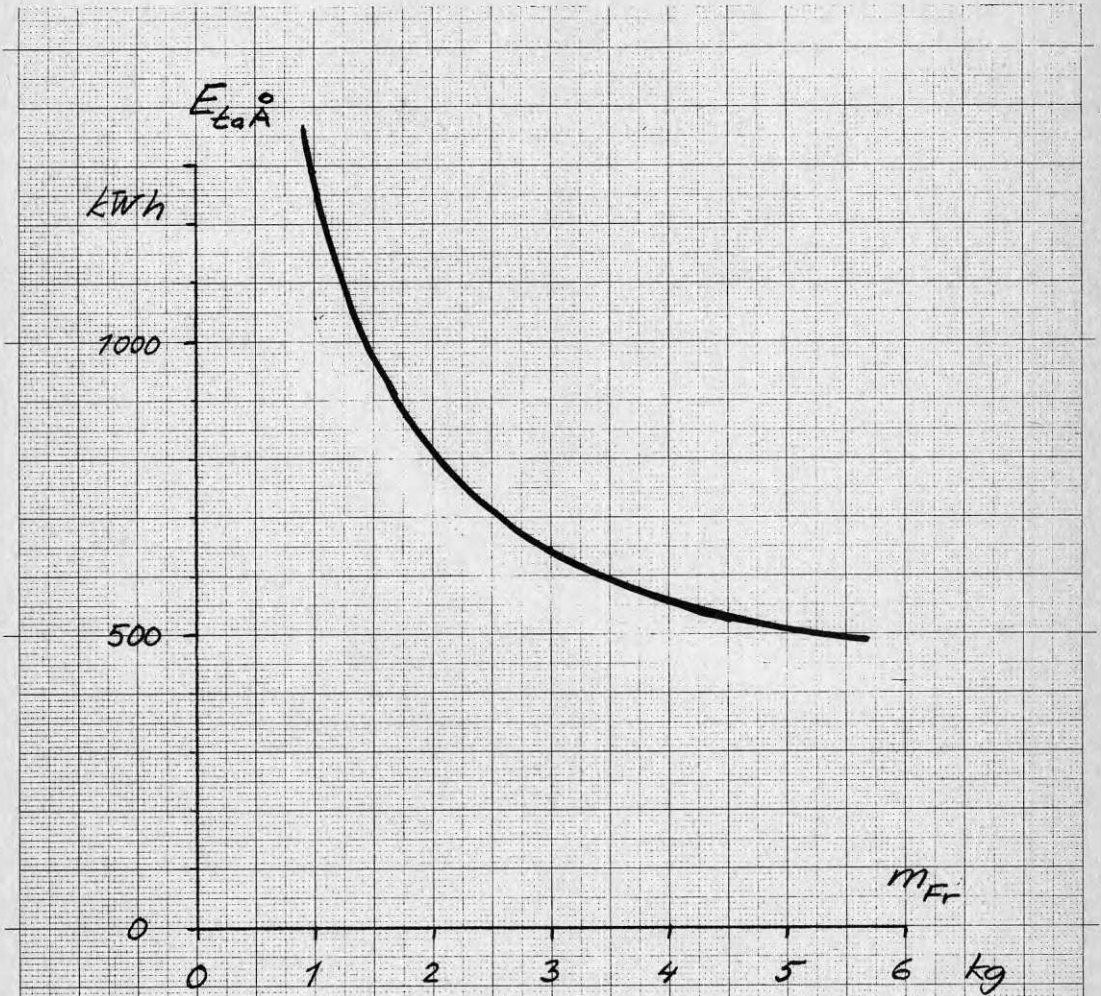
OBS! Reduktion för avsmältning under stå-
perioder vid $t_u > 0^\circ\text{C}$ ej gjord.

Energibehov för avfrostning: $E_{ta} = 497 \text{ kWh/år}$

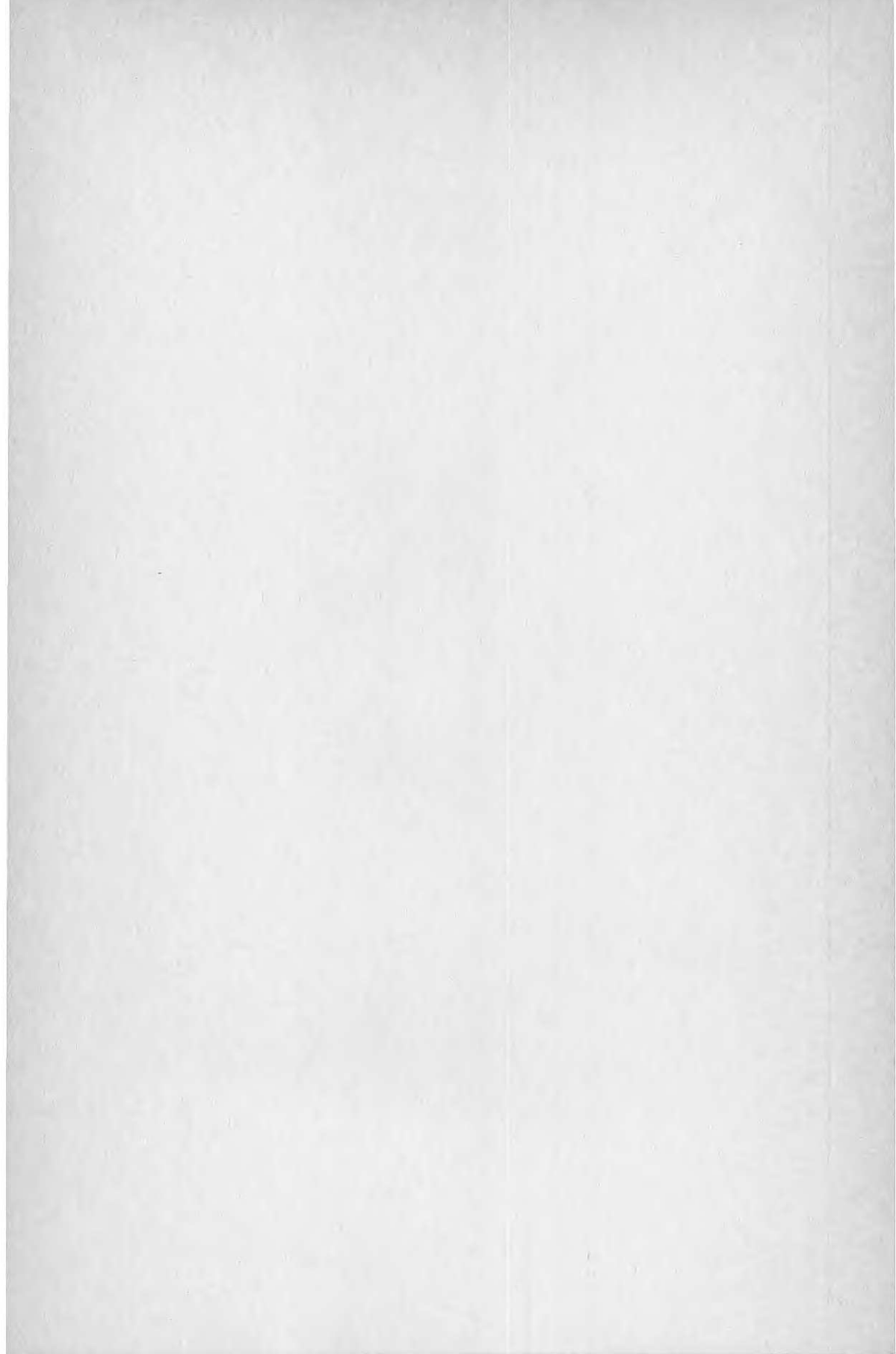
Energibehov för uppvärmning

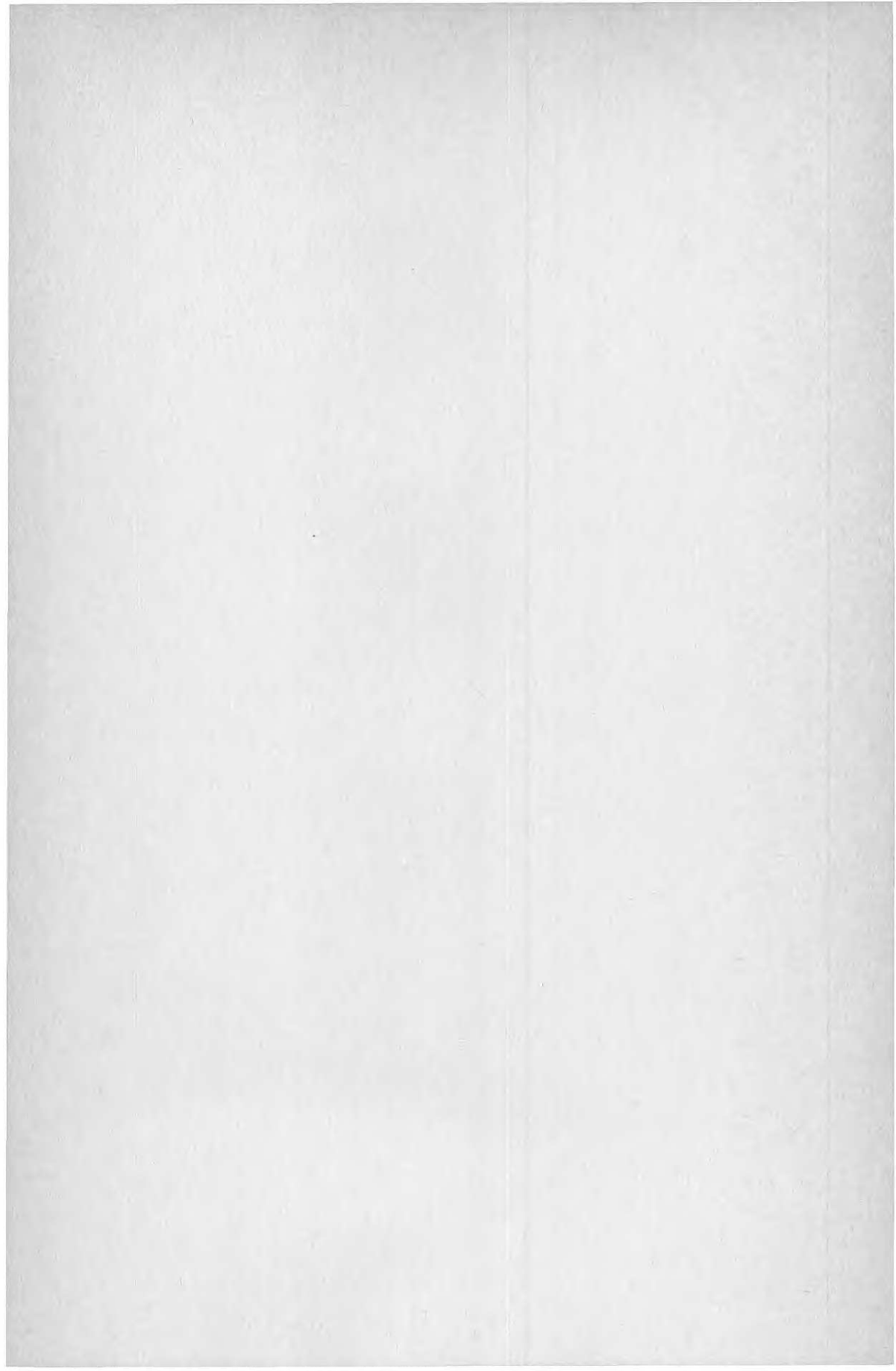
exkl avfrostning, se FIG 8.51: $E_T = \frac{24500}{2.315} = 10583 \text{ kWh}$

$$\frac{E_{ta}}{E_{ta} + E_T} = 0,045 \approx 4,5\%$$



OBS! Utan hänsyn till ökat E_t
under driftperioder på grund
av med m_{Fr} sjunkande t_{zk} .





**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
770782-9 från Statens råd för byggnadsforskning
till Tour & Andersson AB, Stockholm.**

R73: 1982

ISBN 91-540-3734-4

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700573

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

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

Cirka pris: 50 kr exkl moms