



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

R70:1980

**Värmepumpsystem
för flerbostadshus med
befintlig panncentral**

Förprojektering

**Göran Danielsson
Lennart Jansson
Ove Strindehag**

INSTITUTET FÖR BYGGKONSTRUKTIONSDOKUMENTATION	
Accnr	80-1245
Flac	Ser

K
9/14

Bygghälsningsrådet

R70:1980

VÄRMEPUMPSYSTEM FÖR FLERBOSTADSHUS
MED BEFINTLIG PANNCENTRAL

Förprojektering

Göran Danielsson
Lennart Jansson
Ove Strindehag

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
780987-6 från Statens råd för byggnadsforskning
till AB Svenska Fläktfabriken.

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

R70:1980

ISBN 91-540-3274-1

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

LiberTryck Stockholm 1980 053819

INNEHÅLL

BETECKNINGAR OCH INDEX

4

1	INLEDNING	5
2	SYSTEMLÖSNING	7
2.1	Systemets uppbyggnad	7
2.2	Värmepumpaggregatet	9
2.2.1	Värmepumpens prestanda	9
2.2.2	Förångaren	9
2.2.3	Hjälpapparaternas effektförbrukning	14
2.2.4	Avfrostningens inverkan	14
2.3	Tappvarmvattenberedningen	14
2.4	Radiatorsystemet	17
3	EFFEKTBEHOV OCH ENERGIFÖRBRUKNING	20
3.1	Förutsättningar för beräkningen	20
3.2	Val av värmepump	20
3.3	Beräknad energibesparing	22
4	JORDVÄRMEABSORBATOR	29
4.1	Årstidsutjämning	29
4.2	Beräkningsmodell av jordvärmesystemet	30
4.3	Beräknad energibesparing	31
5	INVESTERINGSKALKYL	36
5.1	Allmänt	36
5.2	Val av metod	36
5.3	Investeringskostnad	36
5.3.1	Allmänt	36
5.3.2	Val av installationsobjekt	36
5.3.3	Projektering	37
5.3.4	Kostnadskalkyl	37
5.3.5	Generalisering av installationskostnaderna	38
5.3.6	Jordvärmesystemet	40
5.4	Service	40
5.4.1	Allmänt	40
5.4.2	Servicekostnad	40
5.4.3	Generalisering av servicekostnaden	41
5.5	Energikostnader	41
5.5.1	Allmänt	41
5.5.2	Installerad effekt	41
5.5.3	Val av eltariff	43
5.5.4	Energipriser på olja	44
5.5.5	Val av oljetyp	44
5.6	Sammanställning av kostnader och besparingar	45
5.7	Pris och kostnadsutveckling	46
6	RESULTAT AV LÖNSAMHETSBERÄKNINGARNA	47
6.1	Allmänt	47
6.2	Internräntans beroende av gränstemperaturen	47
6.3	Internräntans beroende av husets effektbehov	49
6.4	Störningsanalys av internräntan	49
6.5	Jordvärmesystemet	54
7	SLUTSATSER	56
	LITTERATUR	57
	SAMMANFATTNING	59

BETECKNINGAR OCH INDEX

Beteckningar

A	area	m^2
C	värme kapacitet	$J / m^3 \text{ } ^\circ C$
c	värme kapacitivitet	$J / kg \text{ } ^\circ C$
EO1	eldningsolja 1	
EO4	eldningsolja 4, lågsvavlig	
G	funktion	1
I	internränta	1
k	värme genomgångskoefficient	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$
n	exponent	1
P	eleffekt	kW
Q	värmeeffekt	kW
q	värmeeffekt per längdenhet	W/m
R	radie	m
t	temperatur	$^\circ C$
V	volymflöde	m^3/s
W	energi	MWh
α	andel överhettningensvärme	1
γ	= R_1/R_2	1
η	verkningsgrad	1
κ	radiatorytornas överdim.grad	1
λ	värme konduktivitet	$W/m \text{ } ^\circ C$
ν	radiatorvattenflödets överdimensioneringsgrad	1
ρ	densitet	kg/m^3
τ	tid	s (h)
Φ	värmefaktor	1
ϕ	relativ fuktighet	1

Index

avfr	avfrostning	p	oljepanna
DUT	dimensionerande utetemperatur	r, rad	radiator
f	förångning	st	stationär
g	vid gränstemperatur	tot	total
hj	hjälpapparater	tv	tappvarmvatten
i	in	u	ut, utomhus
k	kondensering	vp	värmepumpaggregat exkl. hjälp-
kv	kallvatten		apparater

1 INLEDNING

Genom utnyttjande av värmepumpsystem kan energiförbrukningen för uppvärmning av byggnader sänkas högst betydande. Detta gäller framför allt byggnader med relativt stor energiförbrukning, där avancerade värmepumpsystem kan installeras till en acceptabel kostnad. För sådana större värmepumpsystem kan man påräkna såväl god driftsäkerhet som en avsevärd årlig besparing. Att oljeförbrukningen kan minskas är dessutom av mycket stor betydelse i besvärliga försörjningssituationer.

Föreliggande utredning avser att belysa förutsättningarna för att installera värmepumpsystem i flerbostadshus med befintlig panncentral. Som utgångspunkt för utredningen har gällt att värmepumpaggregatet i första hand skall arbeta med uteluft som värmekälla samt att panncentralen inkopplas som tillsatsvärme under årets kallaste dagar. Vidare har elektrisk drift av värmepumpaggregat förutsatts.

Som komplement till uteluft som värmekälla kan lämpligen jordvärme komma till användning under kalla vinterdagar. De tekniska och ekonomiska förutsättningarna att utvinna värme från marklager i nära anslutning till byggnaden har därför utretts. Det har härvid antagits att jordvärmeabsorbatorn består av ett relativt stort antal vertikala rör. Som ett separat alternativ har jordvärmeabsorbatorn dimensionerats så att hela värmebehovet under året kan klaras utan att panncentralen behöver startas.

Eftersom installationen av värmepumpaggregaten antas ske i byggnader med befintliga radiatorsystem måste kondenseringstemperaturen avpassas med hänsyn till dimensioneringen av radiatorerna. Vid de genomförda beräkningarna har det härvid förutsatts att radiatorernas värmeareor överdimensionerats så att en framledningstemperatur i området 50-70 °C är tillräcklig vid en dimensionerande utetemperatur av -20 °C.

De tekniska och ekonomiska beräkningarna har utförts för tre olika stora flerbostadshus, d.v.s. hus med effektbehoven 250, 500 respektive 1000 kW vid dimensionerande utetemperatur. Storleken hos värmepumpaggregaten för de olika husen har avpassats på sådant sätt att värmepumpaggregaten svarar för hela värmebehovet ned till en viss utetemperatur, gränstemperaturen, som satts till +5,0 respektive -5 °C. När utemperaturen är lägre än dessa gränstemperaturer startas panncentralen. Värmepumpaggregaten kan då antingen stoppas (alternativdrift) eller köras vidare parallellt med panncentralen (parallelldrift). Både alternativdrift och parallelldrift har behandlats vid de genomförda beräkningarna.

Vid installation av värmepumpar i flerbostadshus spelar den valda systemlösningen för varmvattenberedningen en

viktig roll vad gäller värmepumpsystemens lönsamhet. Den i detta sammanhang valda systemlösningen innebär att tappvarmvattnet förvärms i en nyinstallerad varmvattenberedare, innan det värms till önskad temperatur i den befintliga varmvattenberedaren. Den förstnämnda varmvattenberedaren är ansluten till värmepumpens kondensator och arbetar i serie med radiatorkretsen, medan den befintliga varmvattenberedaren är ansluten till värmepumpens hetgaskylare.

Eftersom eldrivna värmepumpaggregat har förutsatts, kommer lönsamheten att i hög grad påverkas av prisrelationen mellan olja och elenergi. Vid lönsamhetsberäkningarna har priset för dessa energislag varierats. Likaså har energipriset varierats i förhållande till den allmänna prisnivån. I utredningen har endast eldrivna värmepumpar behandlats, men resultaten kan till viss del även ligga till grund för en bedömning av lönsamheten vid andra driftsätt, t.ex. vid diesel-drift.

Värmepumpaggregatets dimensionering, den valda systemlösningen samt prisutvecklingen för olja och elenergi har stor inverkan på det ekonomiska utbytet vid installationer i flerbostadshus med befintlig panncentral. Som nedan framgår kan dock i många fall god lönsamhet uppnås vid denna värmepumptillämpning.

2 SYSTEMLÖSNING

2.1 Systemets uppbyggnad

Det studerade systemet består av en befintlig oljeeldad panncentral, kombinerad med en värmepumpanläggning, se figur 1. Beståndsdelarna i den befintliga anläggningen är en vattenkrets med radiatorer, shuntventil (MV) och cirkulationspump samt en oljepanna med separat varmvattenackumulator (VVB2), som samtidigt tjänstgör som beredare för det cirkulerande tappvarmvattnet.

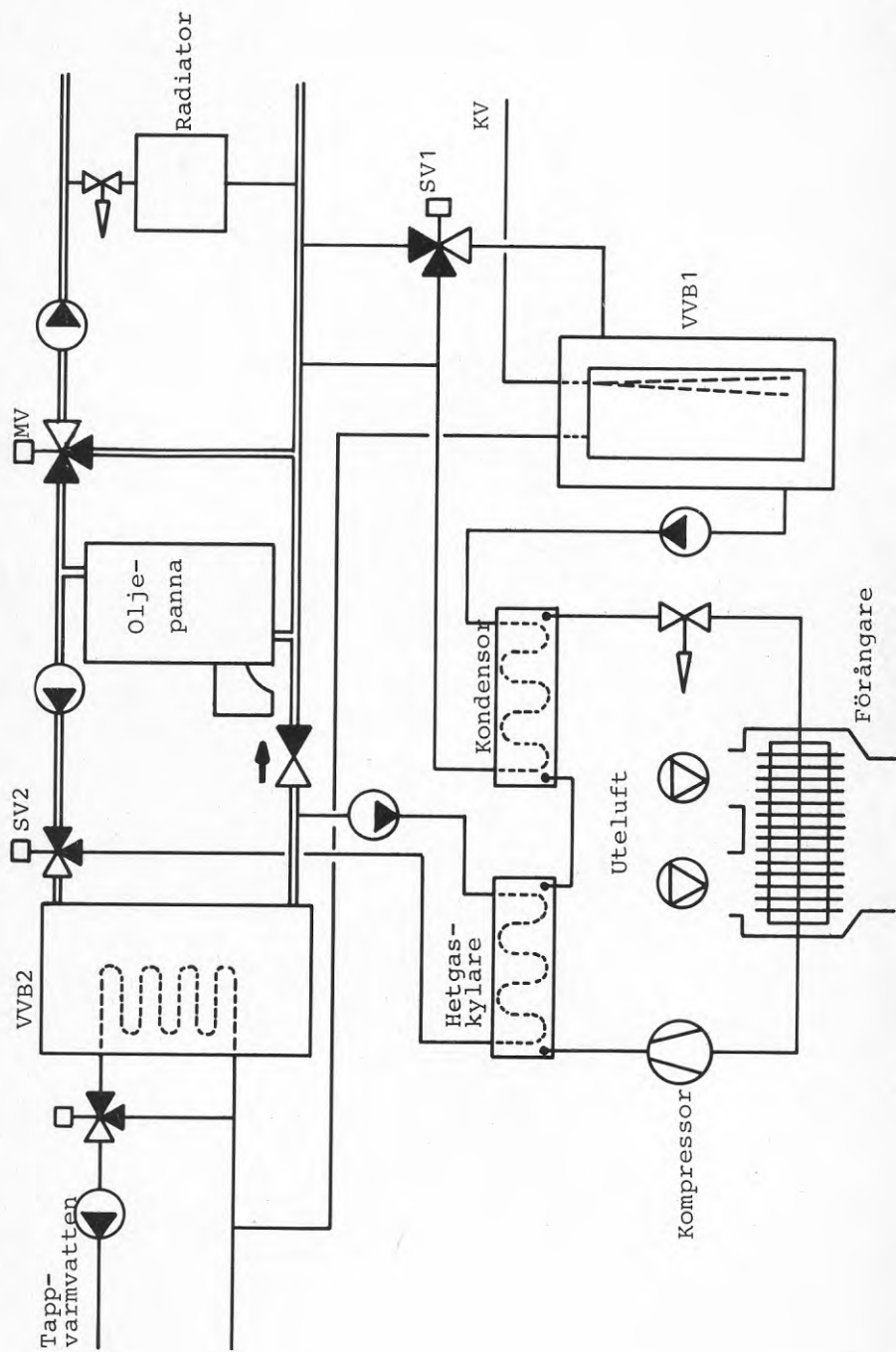
Värmepumpens huvuddelar är kondensor, strypventil, förångare och kompressor. Dessutom är aggregatet utrustat med en hetgaskylare för beredning av tappvarmvatten under den period då värmepumpen ensam svarar för värmebehovet. I värmepumpens vattenkrets är inkopplat en styrventil (SV1) och en varmvattenackumulator (VVB1), som dessutom innehåller en förrådsberedare för förvärmning av tappvarmvatten med returvattnet från radiatorerna. Varmvatten bereds härigenom med bästa tänkbara värmefaktor.

Efter det att radiatorvattnet ytterligare avkylts av inkommande kallvatten i VVB1 förs vattnet genom värmepumpens kondensor, där det värms, till ventilen SV1, som styr ut en större eller mindre del av det värmda vattnet till radiatorkretsen. Överstiger radiatorernas värmebehov värmepumpens kapacitet startas oljepannan och hett pannvatten inshuntas genom ventilen MV.

Genom att värmepumpen är utrustad med en hetgaskylare kan tappvarmvatten erhållas vid en högre temperatur än kondenseringstemperaturen utan extra energiförbrukning. I normalfallet klarar hetgaskylaren att värma vattnet till förbrukartemperatur. Vid behov kan varmvattnet värmas av oljepannan via ventilen SV2.

I systemets utrustning ingår en reglercentral som i sekvens styr ventil SV1, värmepumpens kapacitet och gångtid och slutligen ventil MV och start av oljepanna.

Värmepumpens värmekälla är uteluft och värmen tillförs systemet via en utomhus placerad freonförångare, s.k. split-system. Vid utomhustemperaturer lägre än +5 °C avfrostas förångarbatteriet genom reversering av köldmediecykeln. Som specialfall har en kombination av uteluft och jord som värmekälla studerats.



Figur 1. Principschema över värmepumpanläggning med oljepanna som tillsatsvärme.

2.2 Värmepumpaggregatet

2.2.1 Värmepumpens prestanda

Underlaget för beräkningen av värmepumpens prestanda har hämtats från en i marknaden befintlig aggregatserie (STAL typ VMQ). VMQ-serien består av tre olika aggregatstorlekar av halvhermetiska kompressorer med respektive 4, 6 och 8 cylindrar och med två olika köldmedier för drift vid olika utgående värmebärartemperaturer.

	R22	R12
Utgående värmebärartemp. [$^{\circ}\text{C}$]	25 - 45	35 - 65
Värmeeffektområde [kW]	40 - 300	25 - 190

Samma aggregat lämnar, som framgår ovan, ca 40 % lägre effekt vid drift med köldmedium R12. Figur 2 och 3 visar värmepumpens värmefaktor som funktion av förångningstemperaturen vid olika temperatur hos värmebäraren för köldmedium R22 och R12. Hjälppapparater, såsom fläktar och cirkulationspumpar, är ej inkluderade.

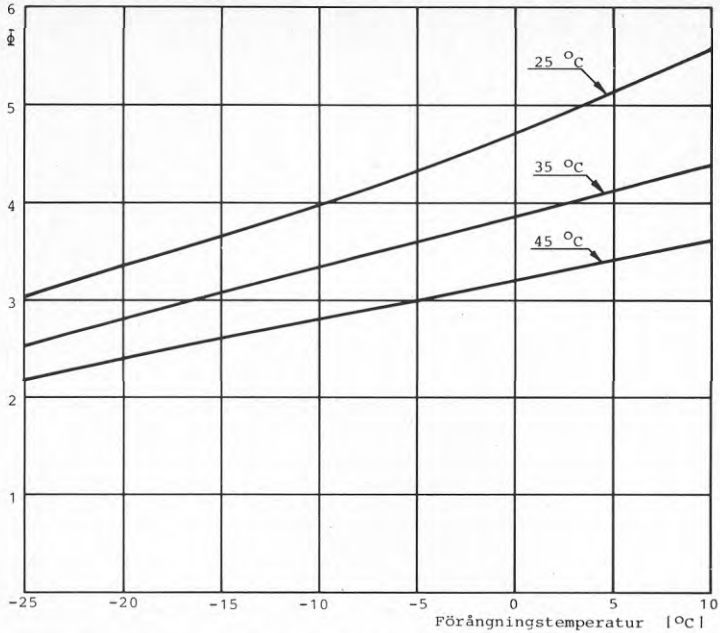
Eftersom cylindrarna hos samtliga aggregatstorlekar sinsemellan är lika stora, blir kapaciteten hos aggregaten direkt proportionell mot antalet cylindrar. Slagvolymen per cylinder är $335,8 \text{ cm}^3$ och kompressorvarvtalet 1450 rpm, vilket resulterar i en genomlupen slagvolym på $0,008115 \text{ m}^3/\text{s}$ per cylinder.

Det aktuella volymflödet av köldmediegas beror på kompressorns volymetriska verkningsgrad, vilken i sin tur beror på skadliga rummets storlek, trycknivåerna och typ av köldmedium. Kompressorer av samma typ och storleksklass kan dock anses ha jämförbara prestanda. Den för värmebehovet nödvändiga storleken på aggregatet kan därför anges med genomlupen cylindervolym som storleksmått. Härvid har det antagits att den önskade storleken hos kompressorn alltid kan erhållas, d.v.s. den tillgängliga kompressorkapaciteten har inte låsts upp av antalet möjliga kombinationer inom VMQ-serien, utan är en kontinuerlig funktion av cylindervolymen.

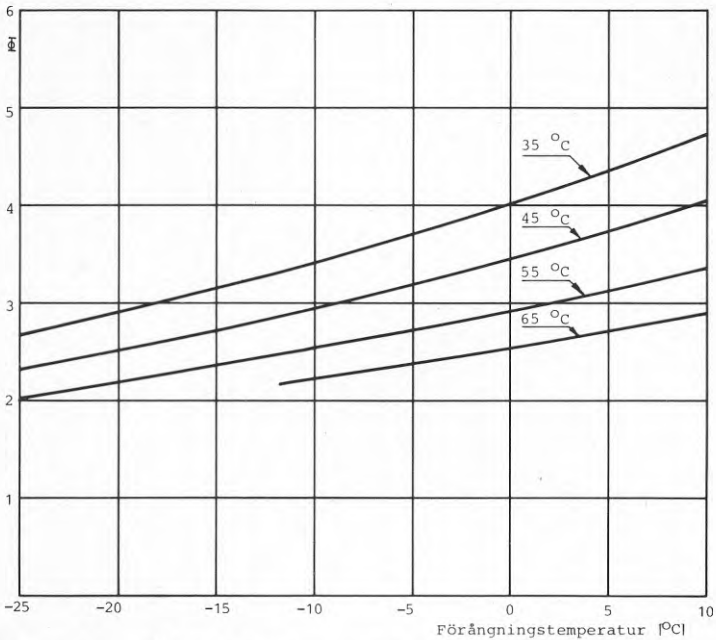
Beräkningen tar således inte hänsyn till att t.ex. två fyrcylindriga aggregat kan ge mindre reglerförluster än ett åttacylindriskt i motsvarande installation. Den specifika värmepumpeffekten (värmeeffekt per genomlupen cylindervolym) som funktion av förångningstemperaturen visas i figur 4.

2.2.2 Förångaren

De parametrar som bestämmer förångningstemperaturen i ett givet värmepumpsystem är köldmedieflödet och lufthastigheten genom förångaren samt uteluftens temperatur och fuktighet. Luftens fuktighet inverkar då luften kyls, så att vatten kondenseras på förångarens värmeupptagande ytor. Förångarens prestanda

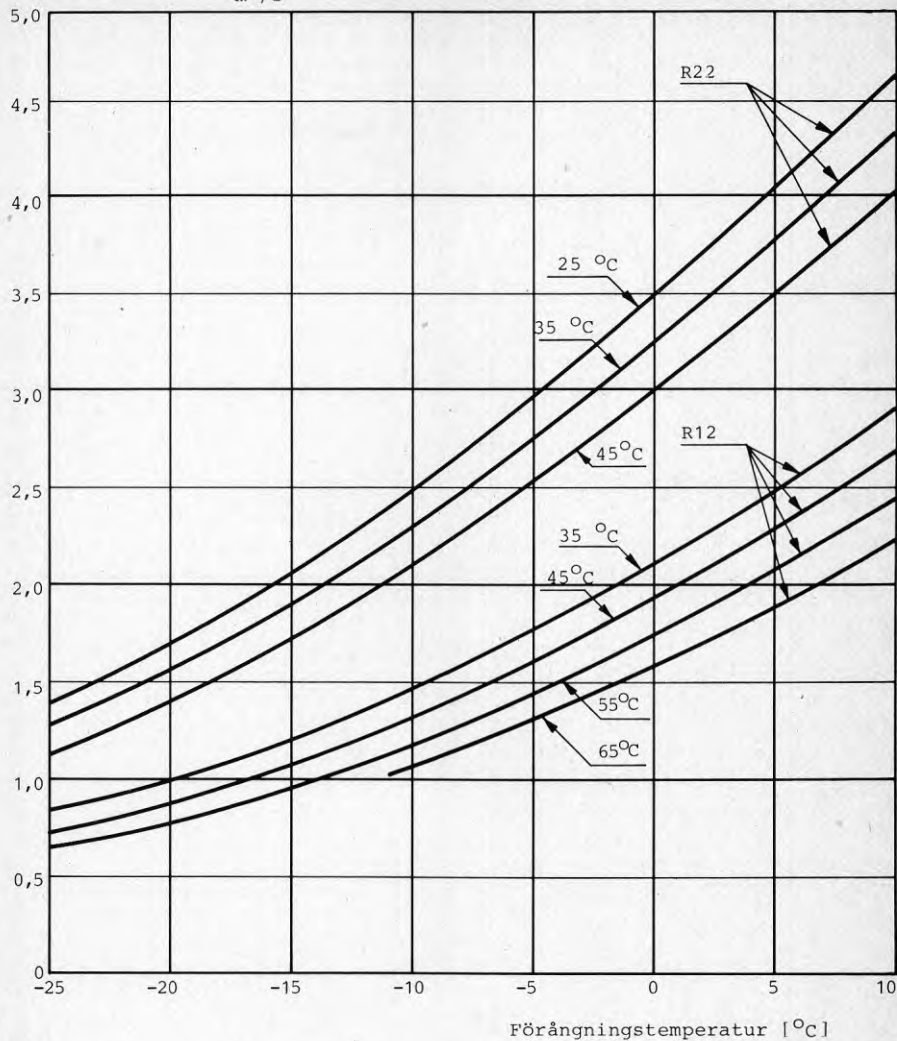


Figur 2. Värmefaktorn exkl. hjälpapparater som funktion av förångningstemperaturen vid olika värmebärartemperatur för R22.



Figur 3. Värmefaktorn exkl. hjälpapparater som funktion av förångningstemperaturen vid olika värmebärartemperatur för R12.

Specifik värmeeffekt $\left[\frac{\text{MW}}{\frac{\text{m}^3}{\text{s}}} \right]$



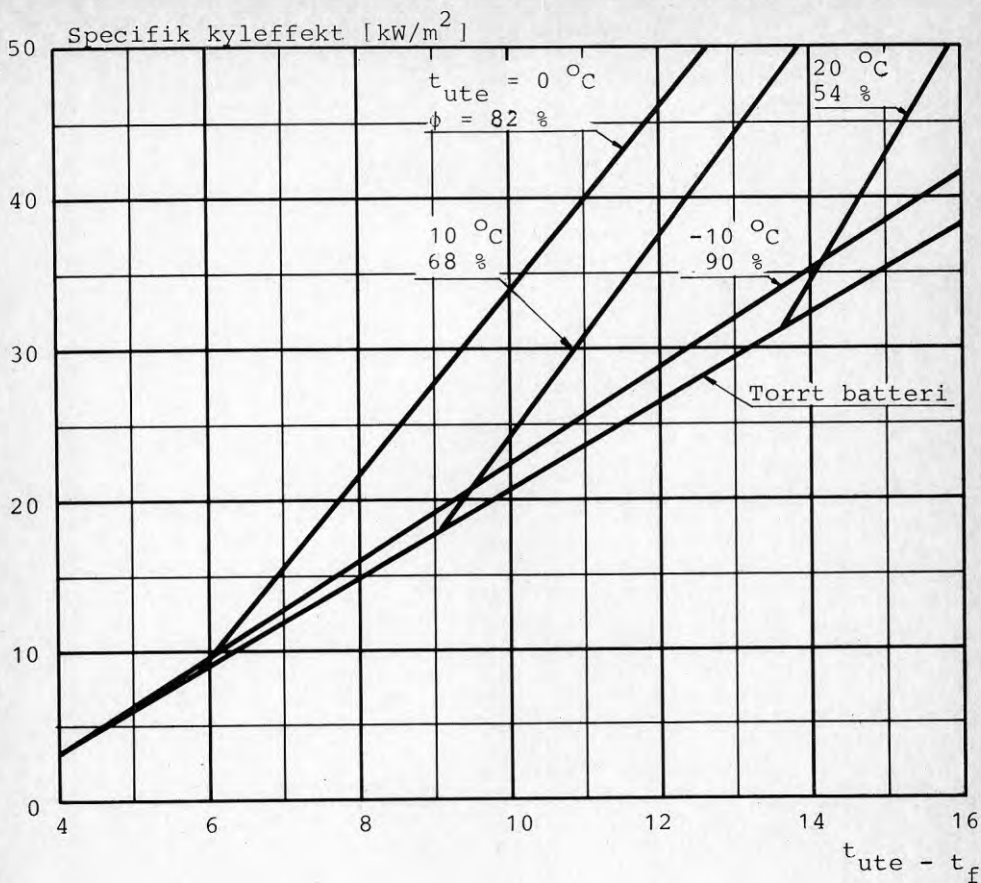
Figur 4. Specifik värmeeffekt (värmeeffekt per genomlupen cylindervolym) som funktion av förångningstemperaturen vid olika värmebärartemperatur.

ökar därigenom kraftigt jämfört med torr luft. Vid beräkningen av den genomsnittliga värmefaktorn under året bör därför även hänsyn tas till variationen i luftfuktighet. I denna beräkning har följande genomsnittliga samband använts.

Lufttemperatur [$^{\circ}\text{C}$]	Rel. luftfuktighet [%]
20	54
10	68
0	82
-10	90

Lufthastigheten genom batteriet bör inte väljas för hög, då störande ljud kan alstras. I denna rapport har en hastighet av 2,8 m/s antagits. Av samma anledning bör fläktarna vara av axialtyp och långsamtgående. Den specifika kyleffekten hos en förångare med förutsättningarna enligt ovan med R22 som köldmedium framgår av figur 5.

Vid val av storleken på förångaren gäller att ju större förångararea, ju högre värmefaktor. Den optimala storleken bestäms slutligen genom marginalanalys, där hänsyn tas till kapitalkostnaden och framtida energipriser. Resultaten i denna rapport är beräknade med en förångarstorlek av 1 m² per cylinder hos VMQ-aggregaten med R22 och 0,6 m² med R12. Skillnaden mellan utelufts- och förångningstemperaturen vid gränstemperatur varierar mellan 6,4 - 8,3 $^{\circ}\text{C}$ för gränstemperatur mellan -5 $^{\circ}\text{C}$ och 5 $^{\circ}\text{C}$.



Figur 5. Specifik kyleffekt hos ett förångarbatteri som funktion av skillnaden mellan uteluftens temperatur och förångningstemperaturen. Köldmedium R22.

2.2.3 Hjälpapparaternas effektförbrukning

Vid beräkningen av förångarfläktarnas effektförbrukning har det antagits att tryckfallet över förångaren är 70 Pa och att fläktarna saknar diffusor. Totaltrycksskillnaden blir därigenom 230 Pa. För att erhålla det beräknade luftflödet krävs 1 kW eleffekt per m² förångaryta.

Effektförbrukningen hos den i systemet ingående kondensorvattenpumpen har beräknats till 10 % av förångarfläkteffekten.

2.2.4 Avfrostningens inverkan

Vid utomhustemperaturer under 5 °C avfrostas förångaren genom reversering av köldmediecykeln. Påfrostningen minskar vid fallande utetemperatur (se figur 5) och vid -10 °C är det tillräckligt att avfrostas ett par gånger per dygn. I medeltal antas avfrostning ske varannan timme, och varje avfrostning beräknas ta 5 min. (se Kraft, Fehrm och Hill, 1979). En energiberäkning ger att för aggregat, vars gränstemperatur är 5 °C, skall 2 % påslag göras på kompressorns totala energiförbrukning under året, och för aggregat som har gränstemperaturen -5 °C skall påslaget vara 2,5 %.

2.3 Tappvarmvattenberedningen

Produktion av tappvarmvatten med värmepump i kombination med rumsuppvärmning kan lösas på flera sätt:

- Förvärmning med radiator-kondensorvatten och eftervärmning med överhettningensvärme hos hetgasen efter kompressorn.
- Förvärmning med radiator-kondensorvatten och eftervärmning med elektricitet eller olja i konventionell beredare.
- Kondenseringstemperaturen väljs så hög att ingen extra eftervärmning är nödvändig.
- Tappvarmvatten produceras med separat värmepump.

Vilket av alternativen ovan som är att föredra bestäms av anläggningens storlek, radiatorsystemets överdimensioneringsgrad och kravet på förbrukartemperatur vid tappstället.

I en konventionell panncentral produceras tappvarmvatten i en varmvattenberedare som antingen är separat eller inbyggd i pannan. Vattentemperaturen vid tappstället är 55 - 65 °C och konstant under året. Emellertid konsumeras merparten av tappvarmvattnet vid en lägre temperatur, 35 - 42 °C. Om kravet på en hög tappvarmvattentemperatur bibehålls, måste alltid eftervärmning med annan värmekälla tillgripas någon gång

under året. Undantag är det fjärde alternativet om värmekällan är frånluft, avloppsvatten eller kondensorvärme från en värmepump arbetande i ett lägre temperaturintervall.

Ett energitekniskt bättre alternativ är att sänka tappvarmvattentemperaturen till ca 42 - 45 °C och installera små bänkbredare vid de tappställen, där högre temperatur erfordras. Särskilt för mindre fastigheter kan det vara mer ekonomiskt lönsamt att avstå från den ökade installationskostnaden som hetgaskylaren och den extra varmvattenberedaren medför (se figur 1) och under hela året producera varmvatten med en jämn, låg temperatur.

Används metoden enligt alternativ ett erhålles en tappvarmvattentemperatur överstigande 45 °C, då radiatorernas effektbehov överstiger effekten till tappvarmvattnet. Detta inträffar vid utomhustemperaturer under ca 7 °C. Dominerar värmeeffekten till tappvarmvattnet styr tappvarmvattentemperaturen kondensorvattentemperaturen. Om andelen värmeeffekt, som kan tas ut i hetgaskylaren, är α av totala effekten från värmepumpen kan temperaturhöjningen i beredare VVB2 uttryckas med olikheten

$$(t_{tv,ut} - t_{tv,VVB1}) V_{tv} \rho c \leq \alpha Q_{vp,tot}$$

Olikheten i uttrycket beror på att ju högre temperaturnivån blir i VVB2 i förhållande till VVB1, desto mindre del av värmen i hetgasen kan överföras till VVB2.

Totala effekten till tappvarmvattnet ges av

$$(t_{tv,ut} - t_{tv,in}) V_{tv} \rho c = Q_{tv}$$

och om temperaturen hos det förvärmade vattnet efter VVB1 är 5 °C lägre än kondensorvattentemperaturen, d.v.s.

$$t_{tv,VVB1} = t_{kv} - 5$$

erhålls följande samband mellan utgående tappvarmvattentemperatur, kondensorvattentemperatur och värmeeffektbehov

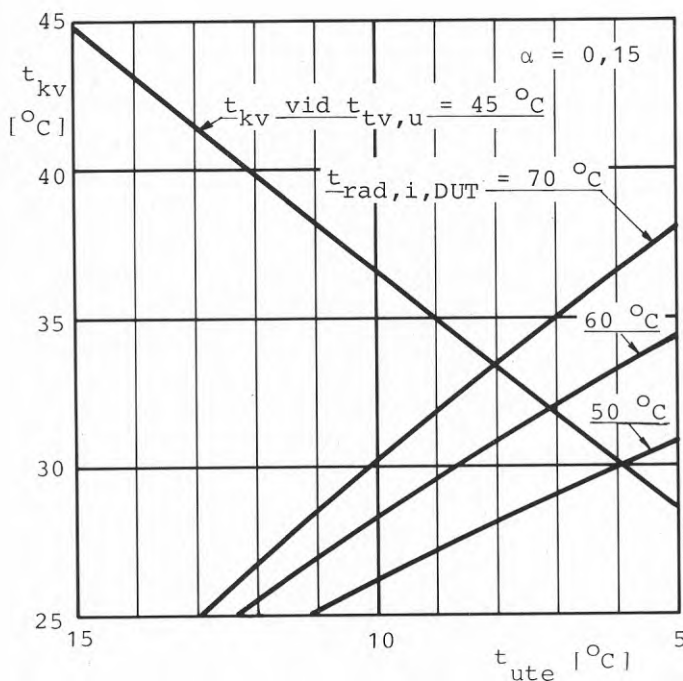
$$\frac{t_{tv,ut} - t_{kv} + 5}{t_{tv,ut} - t_{tv,in}} \leq \alpha \frac{Q_{vp,tot}}{Q_{tv}}$$

För att vid ett lågt effektbehov till radiatorsystemet garantera en bestämd tappvarmvattentemperatur skall

kondensorvattentemperaturen styras så att

$$t_{kv} = t_{tv,ut} - \alpha \left(1 + \frac{Q_{rad}}{Q_{tv}}\right) (t_{tv,ut} - t_{tv,in}) + 5$$

Sambandet finns åskådliggjort i figur 6, som visar inverkan av radiatorsystemets storlek på den utetemperatur, där tappvarmvatten- respektive radiatorernas framledningstemperatur styr kondenseringstemperaturen.



Figur 6. Nödvändig kondensorvattentemperatur vid låg radiator-effekt och tappvarmvattenberedning med hetgas-kylare.

Större delen av nettoenergiförbrukningen i det befintliga beståndet av flerbostadshus fördelas på hus med byggnadsår 1941 och senare (Energihushållning i befintlig bebyggelse, 1977). I dessa hus uppgår andelen energi till tappvarmvattenproduktion till i medeltal ca 25 % av totala nettoförbrukningen av värmeenergi producerad i panncentral. Energiförbrukningen till tappvarmvatten per lägenhet blir då 3 600 kWh/år.

2.4 Radiatorsystemet

Radiatorsystemen i äldre fastigheter är av erfarenhet ofta överdimensionerade. Orsaken till detta är att man vid dimensioneringen konsekvent valt det mest ogynnsamma fallet samt att fastigheterna ändrats genom tilläggsisolering och sänkning av luftomsättningen, vilket i efterhand ändrat dimensioneringsförutsättningarna. Gustavsson, Olsson, Wahlman (1978) redovisar en medeltemperaturavvikelse med $-10,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ från den teoretiska framledningstemperaturen $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ för 60 st. undersökta fastigheter. I samma rapport anges att enligt bostadsföretagens erfarenhet uppgår den verkliga framledningstemperaturen vid dimensionerande utetemperatur till $60 - 70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Betydelsen av ett överdimensionerat radiatorsystem gäller inte enbart strävan att erhålla högsta möjliga värmefaktor utan påverkar även värmepumpens storlek och drifttid.

För ett visst värmebehov kan en sämre värmefaktor kompenseras med en större kompressorinstallation, men tillsatsvärme måste kopplas in tidigare, beroende på att temperatursprånget i värmepumpen blir för högt. Med en hög framledningstemperatur följer även en hög returtemperatur, vilket begränsar möjligheterna för värmepumpen att förvärma returvattnet. För ett korrekt dimensionerat 80/60-system är framledningstemperaturen $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ redan vid en utomhustemperatur av $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ och vid $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$ kommer även returtemperaturen att passera $45\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Den höga fram- och returtemperaturen begränsar möjligheterna för en konventionell värmepump med R22 som köldmedium att täcka en större del av värmebehovet under den period där tyngdpunkten för värmeuttaget ligger. Köldmediet R12 möjliggör högre framledningstemperatur, men kräver 60 % större kompressorinstallation.

Efter inreglering av radiatorsystemet kan det bli nödvändigt att komplettera radiatorytorna i enstaka utrymmen, för att på bästa sätt utnyttja majoriteten av radiatorerna i systemet.

Värmeavgivningen från en radiator ges av formeln

$$Q = k \cdot A \cdot \Delta t_{\text{rad}}$$

där k = radiatorns värmegenomgångskoefficient
 A = värmeavgivande arean
 Δt_{rad} = logaritmiska medeltemperaturdifferensen

Emellertid är ej radiatorns k -värde konstant, utan varierar med medeltemperaturdifferensen. Detta samband kan skrivas

$$k = k_{\text{DUT}} \left(\frac{\Delta t_{\text{rad}}}{\Delta t_{\text{rad,DUT}}} \right)^n$$

där exponenten n varierar mellan 0,25 - 0,31 beroende på utformningen av radiatorns värmeavgivande yta. I fortsättningen sätts $n = 0,28$ och $\Delta t_{\text{rad,DUT}} = 49,3$, vilket motsvarar ett 80/60-system vid rumstemperaturen 20 °C och DUT (Klewborn, 1978).

För värmeeffektbehovet Q vid andra radiatorstorlekar och vattenflöden kan den nödvändiga framledningstemperaturen (över rumstemperaturen 20 °C) beräknas ur

$$\Delta t_{\text{rad,in}} = \frac{20}{v} \frac{Q}{Q_{\text{DUT}}} \frac{e^G}{e^G - 1}$$

$$\text{där } G = \frac{20}{49,3} \frac{\kappa}{v} \frac{1}{n+1} \left(\frac{Q}{Q_{\text{DUT}}} \right)^{\frac{n}{n+1}}$$

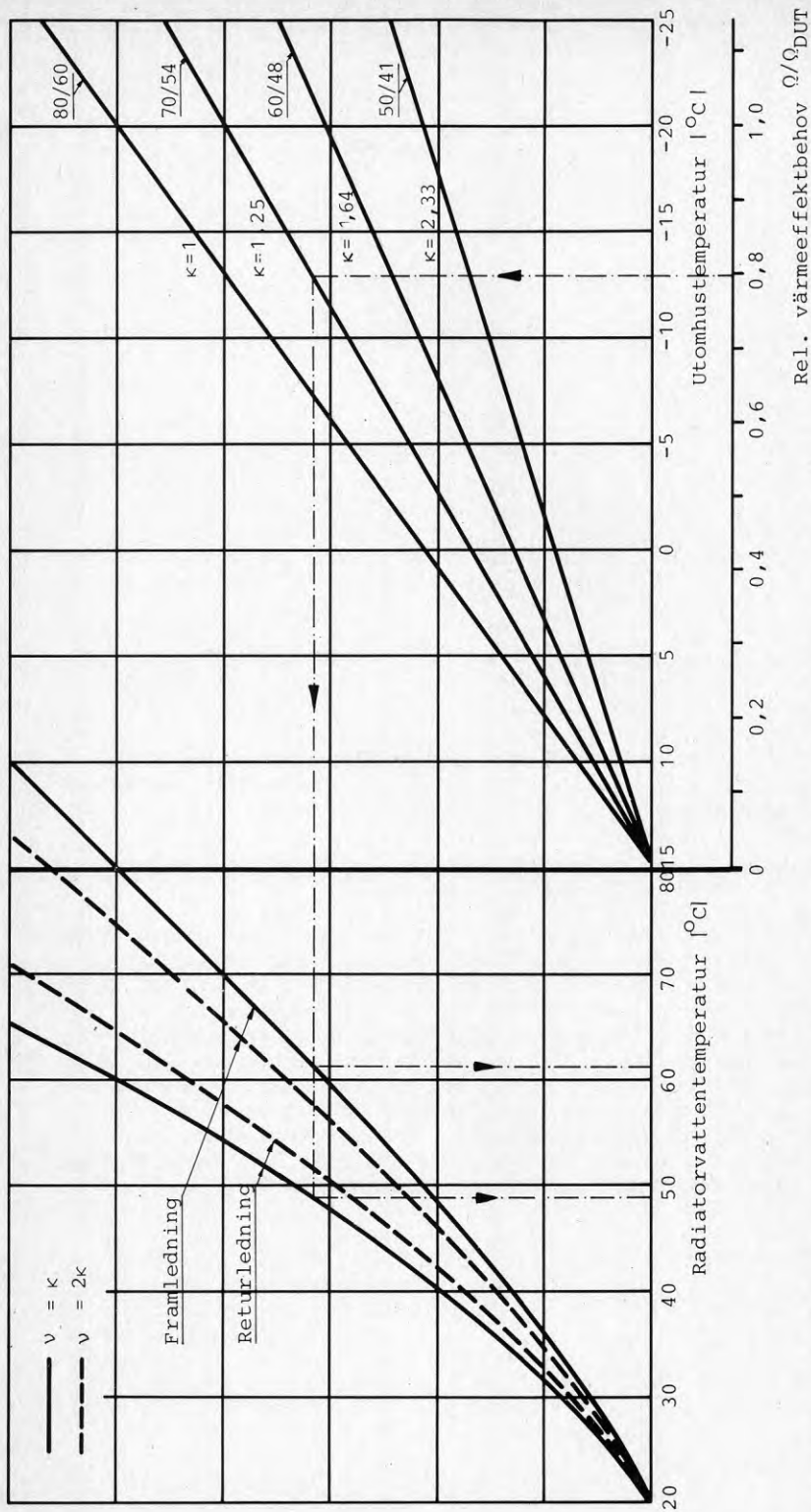
$$\text{och } \Delta t_{\text{rad,ut}} = \Delta t_{\text{rad,in}} - \frac{20}{v} \frac{Q}{Q_{\text{DUT}}}$$

κ = Radiatorytorernas överdimensioneringsgrad, d.v.s. kvoten mellan radiatorsystemets värmeavgivande area och den nödvändiga arean för att systemet skall vara ett 80/60-system vid DUT och $v = 1$.

v = Radiatorflödets överdimensioneringsgrad, d.v.s. kvoten mellan aktuellt vattenflöde och flödet, då systemet motsvarar ett 80/60-system vid DUT och $\kappa = 1$.

Om överdimensioneringsgraden mellan radiatorytor, pumpar och rörsystem följs åt gäller att $\kappa = v$. För att ytterligare öka kapaciteten (eller sänka framledningstemperaturen) bör det vara möjligt att öka v med en faktor av storleksordningen 1,5 - 2. Denna möjlighet har inte utnyttjats vid beräkningarna utan sparats för att ge möjlighet till viss individuell reglering.

Figur 7 visar värmeeffektbehovet och radiatorvattentemperaturen för några olika storlekar på överdimensioneringsgraden. Av figuren framgår att radiatorsystemen i äldre fastigheter är överdimensionerade i storleksordningen 25 - 60 % för framledningstemperatur 60 - 70 °C.



Figur 7. Fram- och returtemperaturen vid varierande storlek på radiatorssystemet och radiatorvattenflödet. Rumstemperaturen 20 °C och DUT = -20 °C.

3 EFFEKTBEHOV OCH ENERGIBERÄKNING

3.1 Förutsättningar för beräkningen

Det beskrivna värmepumpsystemet skall i denna utredning tillämpas på tre olika stora hus med ett effektbehov vid dimensionerande utetemperatur -20°C på 250, 500 och 1000 kW, vilket motsvarar ca 50-200 lägenheter.

Eftersom värmepumpens prestanda (avsnitt 2.2.1) inom detta effektområde är oberoende av storleken blir beräkningsresultaten direkt proportionella mot husens effektbehov. Avsikten med att variera husstorleken är att studera inverkan av anskaffnings- och installationskostnaden.

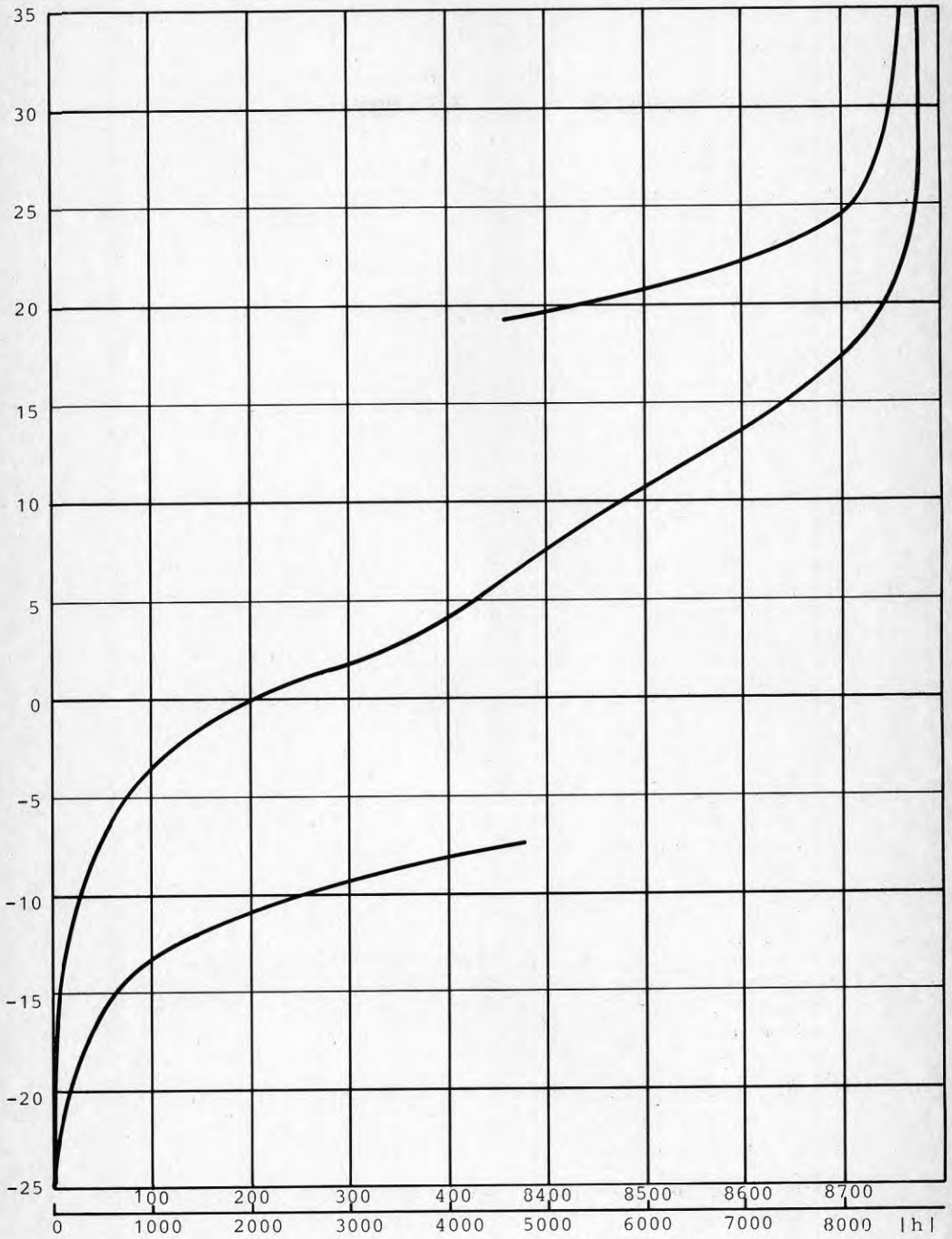
För det mindre huset har tre storlekar på radiatorsystemet använts i beräkningarna. Nödvändig framledningstemperatur vid dimensionerande utetemperatur har antagits 70, 60 och 50°C motsvarande en överdimensioneringsfaktor hos radiatorsystemet på 1,25, 1,64 och 2,33 jämfört med ett 80/60-system. Rumstemperaturen är 20°C .

Värmebehov anses föreligga från en utomhustemperatur på 15°C och effektbehovet ökar linjärt med fallande utomhustemperatur. Energin till tappvarmvattenberedning har antagits konstant under året och är 25 % av husets totala energiförbrukning (se avsnitt 2.3). Klimatdata för beräkningarna är hämtade från varaktighetsdiagrammet för Stockholm (se figur 8).

3.2 Val av värmepump

Vid valet av värmepumpens storlek i ett bivalent uppvärmningssystem används begreppet gränstemperatur, d.v.s. den utetemperatur då värmepumpen ensam precis klarar värmebehovet. För en värmepump med uteluft som värmekälla är gränstemperaturens inverkan på aggregatstorleken särskilt stor, beroende på att samtidigt som värmebehovet och framledningstemperaturen stiger, sjunker temperaturen hos värmepumpens värmekälla. Förhållandet mellan värmepumpens storlek vid gränstemperaturerna 5, 0, -5°C är ca 1:1,7:2,7, medan förhållandet mellan värmeeffektbehoven är 1:1,4:1,8 inkl. tappvarmvatten.

Då värmepumpen inte ensam klarar uppvärmningsbehovet startas oljepannan. Antingen kan då värmepumpen stängas av, s.k. alternativdrift, eller kan den användas så länge som returtemperaturen från radiatorerna inte överstiger kondensorvattentemperaturens maxvärde, s.k. paralleldrift. Beräkningarna redovisar resultat för båda alternativen i kombination med olika radiatorstorlekar och gränstemperaturer. För samtliga fall, utom ett, har köldmedium R22 använts. Kombinationen radiatorsystem 70/54 och gränstemperatur -5°C ger så hög framledningstemperatur att R12 måste väljas.

t_{ute} [°C]

Figur 8. Temperaturvaraktighetsdiagram över Stockholm/Bromma.

I gengäld kan värmepumpen då i parallell drift vara inkopplad vid mycket låga utetemperaturer.

3.3 Beräknad energibesparing

Med de i tidigare avsnitt redovisade förutsättningarna har energibehovet under ett år beräknats för ett antal kombinationer av husstorlek, radiatorsystem och gränstemperatur, se tabell 1. För det mindre huset, med ett radiator-effektbehov vid DUT på 250 kW, redovisas resultaten för samtliga kombinationer av valda radiatorsystem och gränstemperaturer. Utgående från dessa kan sedan övriga hus inom det valda effektområdet beräknas genom direkt proportionering.

Tabell 2 visar värmeeffektbehovet vid gränstemperatur och energiförbrukning under året vid alternativdrift och tabell 3 motsvarande för parallell drift. Vid parallell drift har värmepumpen varit inkopplad så länge som returvattentemperaturen från radiatorerna understigit högsta tillåtna kondensorvattentemperatur för värmepumpen.

Värmepumpens värmefaktor för erforderlig framledningstemperatur för olika radiatorsystem visas i figur 9. Vid fallande utetemperatur från 20 till 15 °C minskar värmefaktorn enbart på grund av sjunkande förångningstemperatur. Värmebehovet utgörs enbart av tappvarmvatten, som bereds vid konstant kondenseringstemperatur. Faller utetemperaturen ytterligare inträder ett värmebehov till radiatorsystemet. Värmepumpens hetgaskylare övertar en allt större del av uppvärmningsbehovet för tappvarmvattnet och därvid kan kondensationstemperaturen sänkas, vilket resulterar i stigande värmefaktor, se även figur 6.

Vid den utetemperatur då värmebehovet till radiatorerna dominerar, styr nödvändig framledningstemperatur kondenseringstemperaturen och värmefaktorn minskar ånyo med fallande utetemperatur.

Värmebehovets varaktighet och värmepumpens bidrag över året visas i figurerna 10 och 11. Av figurerna framgår hur stor del av året som utemperaturen är så låg att värmebehovet måste täckas av den befintliga oljepannan. Beroende på värmepumpens gränstemperatur och radiatorsystemets storlek varierar nettoenergin från oljepannan mellan 5 - 40 %. Värmeeffektbehovet varierar däremot mellan 65 % upp till 100 % för de fall då värmepumpen måste stängas av. Den befintliga oljepannan är följaktligen en idealisk tillsatsvärmekälla i en värmepumpinstallation arbetande med uteluft.

Beräkningsresultaten kan sammanfattas i följande slutsatser:

- För ett bestämt hus blir den valda gränstemperaturen helt avgörande för erforderlig kompressorstorlek. Radiatorsystemets grad av överdimensionering är

Tabell 1. Tabell över de kombinationer av värmebehov, radiator-system och gränstemperatur som studerats.

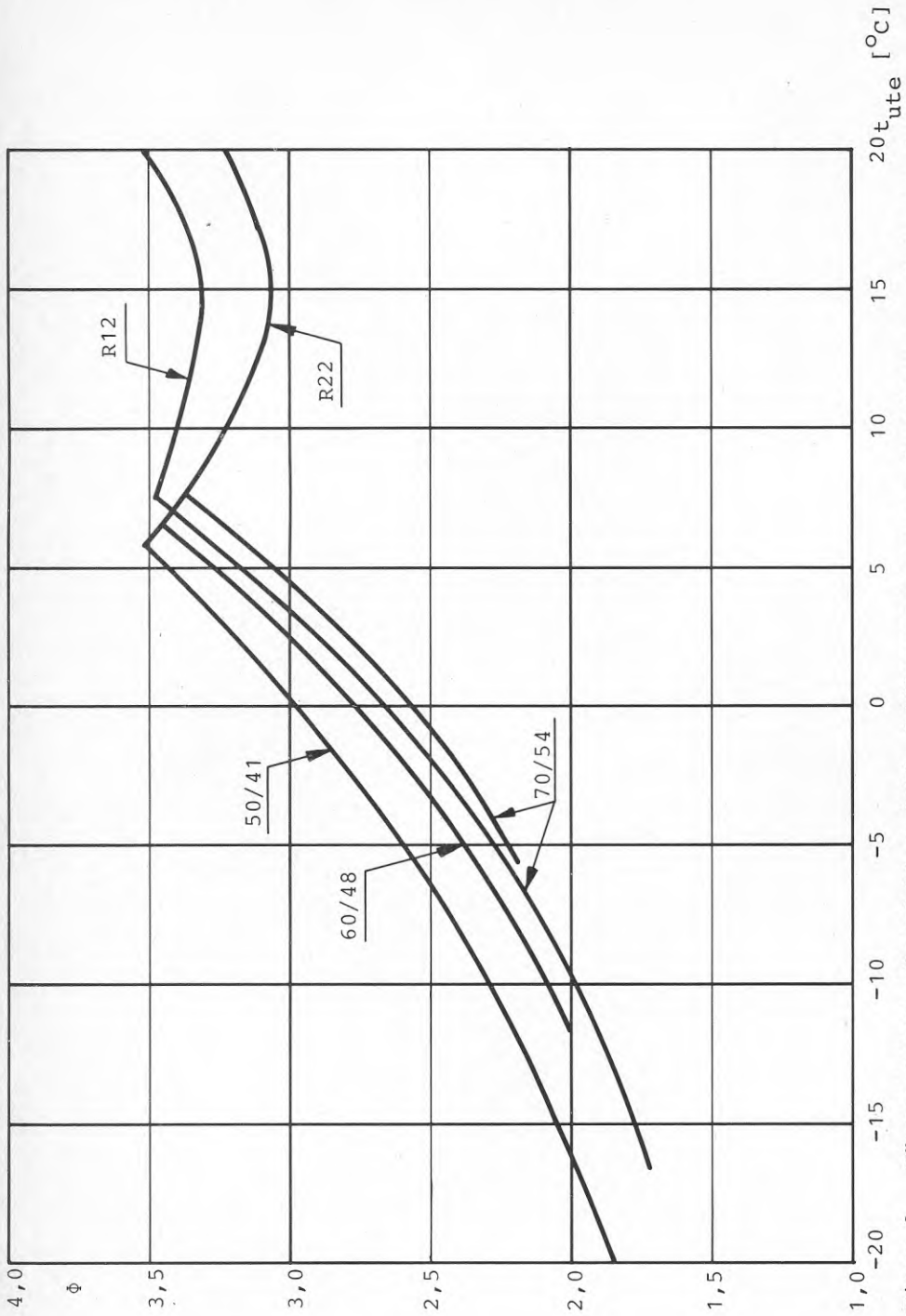
Hus nr	Q_{DUT} [kW]	Radiator-system [°C]	Gräns-temperatur [°C]	Köld-medium	Slag-volym [m ³ /s]	Q_{tv} [kW]	W_{tot} [MWh]
1	250	70/54	5	R22	0,0329	23	807
2	250	70/54	0	R22	0,0569	23	807
3	250	70/54	-5	R12	0,147	23	807
4	250	60/48	5	R22	0,0321	23	807
5	250	60/48	0	R22	0,0548	23	807
6	250	60/48	-5	R22	0,0860	23	807
7	250	50/41	5	R22	0,0315	23	807
8	250	50/41	0	R22	0,0532	23	807
9	250	50/41	-5	R22	0,083	23	807
10	500	70/54	0	R22	0,114	46	1614
11	500	60/48	0	R22	0,110	46	1614
12	500	50/41	0	R22	0,106	46	1614
13	1000	70/54	0	R22	0,227	92	3229
14	1000	60/48	0	R22	0,219	92	3229
15	1000	50/41	0	R22	0,213	92	3229

Tabell 2. Effektbehov vid gränstemperatur och energiförbrukning under året vid alternativedrift.

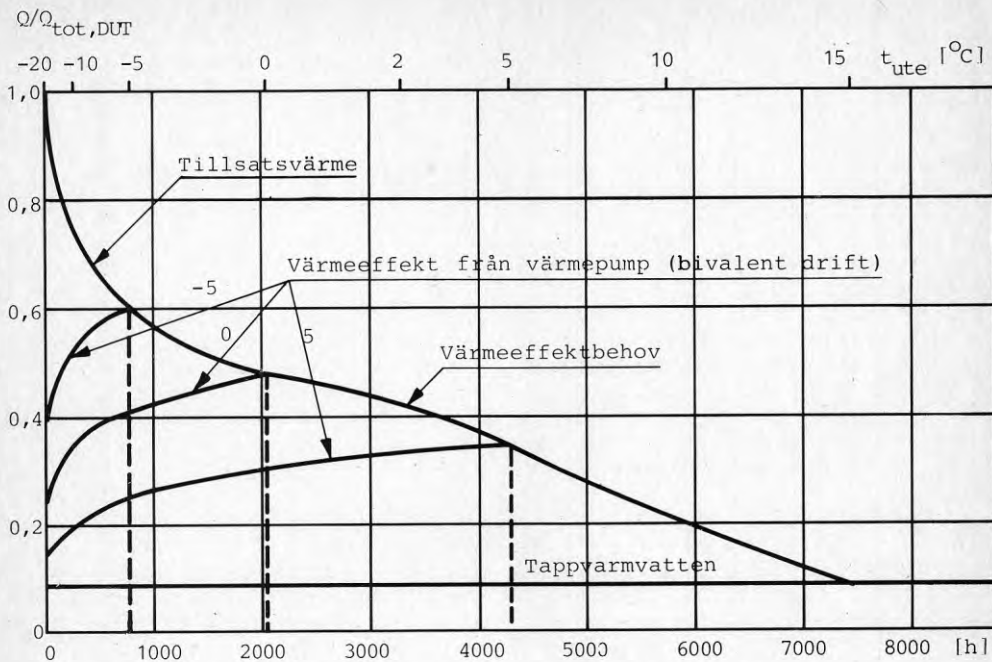
Hus nr.	t_{rad} , g, i [°C]	P_{vp} , g [kW]	P_{hj} , g [kW]	P_{tot} , g [kW]	Q_k , g [kW]	W_{vp} [MWh]	W_{hj} [MWh]	W_{avfr} . [MWh]	$W_{tot, vp}$ [MWh]	$W_{rad, g}$ [MWh]	W_k [MWh]	Besparing [MWh]	ϕ_{vp}	ϕ_{tot}
1	38,0	27	4,5	32	94	58	8,9	0	67	108	211	144	3,64	3,15
2	45,0	46	7,7	54	130	141	22,6	2,8	166	317	472	306	3,35	2,84
3	51,6	67	12,1	79	166	198	32,7	5,0	236	470	654	418	3,30	2,77
4	34,4	25	4,4	29	94	57	8,8	0	66	108	211	145	3,70	3,21
5	40,0	42	7,4	49	130	134	22,2	2,7	159	317	472	313	3,53	2,98
6	45,3	63	11,7	75	166	194	33,1	4,9	232	470	654	422	3,37	2,82
7	30,8	24	4,3	28	94	56	8,7	0	65	108	211	146	3,77	3,26
8	35,1	39	7,2	46	130	127	21,7	2,5	151	317	472	321	3,72	3,12
9	39,0	57	11,2	68	166	183	32,4	4,6	220	470	654	434	3,57	2,97
10	45,0	92	15,4	107	260	281	45,2	5,6	332	635	944	612	3,35	2,84
11	40,0	85	14,8	100	260	267	44,3	5,3	317	635	944	627	3,53	2,98
12	35,1	78	14,4	92	260	254	43,5	5,1	303	635	944	641	3,72	3,12
13	45,0	185	30,8	216	521	563	90,5	11,3	665	1269	1887	1222	3,35	2,84
14	40,0	170	29,7	200	521	535	88,6	10,7	634	1269	1887	1253	3,53	2,98
15	35,1	156	28,8	185	521	508	86,9	10,2	605	1269	1887	1282	3,72	3,12

Tabell 3. Energiförbrukning under året vid parallell drift.

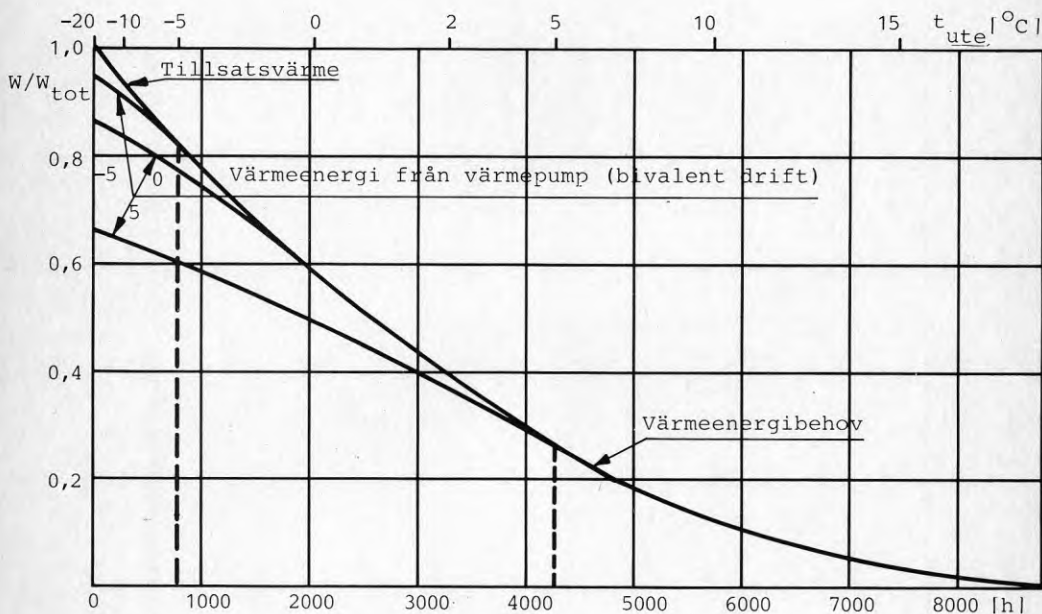
Hus nr	Avställn. temp. [°C]	W_{vp} [MWh]	W_{hj} [MWh]	$W_{avr.}$ [MWh]	$W_{tot, vp}$ [MWh]	W_k [MWh]	Besparing [MWh]	ϕ_{vp}	ϕ_{tot}	W_{panna} [MWh]	τ_{panna} [h]
1	-5	145	24,1	2,9	172	487	315	3,36	2,83	320	4292
2	-4	188	30,7	4,2	223	606	383	3,22	2,71	201	2040
3	-15	241	41,1	6,0	288	758	470	3,14	2,63	49	780
4	-13	153	26,5	3,1	182	526	344	3,46	2,89	281	4292
5	-12	206	35,5	4,6	246	685	438	3,33	2,78	122	2040
6	-11	225	39,1	5,6	270	735	465	3,27	2,72	72	780
7	-20	147	26,4	3,0	177	533	356	3,63	3,01	274	4292
8	-20	198	35,7	4,5	238	697	459	3,52	2,92	110	2040
9	-20	222	40,6	5,6	268	764	500	3,44	2,85	43	780
10	-4	376	61,5	8,4	446	1213	767	3,22	2,71	401	2040
11	-12	412	71,0	9,2	493	1371	878	3,33	2,78	244	2040
12	-20	396	71,4	9,0	477	1394	917	3,52	2,92	220	2040
13	-4	753	123	16,8	893	2426	1533	3,22	2,71	803	2040
14	-12	824	142	18,4	985	2741	1756	3,33	2,78	488	2040
15	-20	792	143	18,0	953	2788	1835	3,52	2,92	441	2040



Figur 9. Värmepumpens värmefaktor inkl. hjälppapparater som funktion av utetemperaturer för olika radiatorsystem.



Figur 10. Årsförlopp av relativt värmeeffektbehov och avgiven värmeeffekt från värmepump med gränstemperaturerna 5, 0 och -5 °C. Radiatorsystem 50/41.



Figur 11. Årsförlopp av relativt värmeenergibehov och avgiven värmeenergi från värmepump med gränstemperaturerna 5, 0 och -5 °C. Radiatorsystem 50/41.

därvid av ringa betydelse.

- En värmepump i alternativdrift med 5 °C gränstemperatur täcker 34 % av effektbehovet och 26 % av energibehovet, medan motsvarande värden för 0 °C är 48 % av effekten och 58 % av energin och för -5 °C 61 % respektive 81 %.
- Vid parallelldrift kan en värmepump med 5 °C gränstemperatur täcka upp till 66 % av hela energibehovet, medan motsvarande värden för 0 °C är 86 % och för -5 °C 95 %.
- Vid alternativdrift med de gränstemperaturer som studerats har radiatorsystemets storlek endast liten inverkan på värmepumpens energiförbrukning. Med gränstemperaturen +5 °C är inverkan försumbar beroende på att energin till tappvarmvattnet styr kondenserings temperaturen.
- Vid parallelldrift är det en väsentlig fördel om radiatorsystemet är tillräckligt stort för att möjliggöra drift med R22 ned mot en utetemperatur på -10 - -15 °C. Har radiatorsystemet ännu större överdimensioneringsgrad är detta av liten betydelse.
- Förlorad drifttid vid avfrostning i samband med parallelldrift orsakar en reduktion av besparingen som är större än energiförbrukningen för själva avfrostningen. Det finns därför en dubbel anledning till att onödiga avbrott för avfrostning undviks.
- Hjälpapparaternas energiförbrukning, i huvudsak förångarfläktens, uppgår till hela 12 - 15 % av värmepumpsystemets energiförbrukning. Dimensioneringen av förångarenheten är därför mycket viktig.
- Årsmedelvärdet av värmefaktorn används som ett mått på effektiviteten hos en värmepumpinstallation. För ett bivalent system är en uppgift om systemets täckningsgrad lika viktig.

4 JORDVÄRMEABSORBATOR

4.1 Årstidsutjämning

Som framgår av figur 4 minskar värmepumpens värmeproduktion med fallande förångningstemperatur och stigande värmebärartemperatur. Under kalla dagar reduceras därför avgiven värmeeffekt kraftigt. Ett sätt att motverka detta är att vid en viss utetemperatur koppla över från uteluft som värmekälla till en jordvärmekrets. Med detta system kan en rad fördelar uppnås:

- Erforderlig kompressorstorlek för motsvarande täckningsgrad av energibehovet reduceras väsentligt.
- Årsmedelvärmefaktorn stiger, vilket resulterar i ökad energibesparing.
- Tillsatseffektens storlek under kalla dagar reduceras och kan eventuellt elimineras. Elenergi är därför tänkbart som tillsatsvärme.
- Avfrostning av luftvärmväxlare kan elimineras.

Nackdelarna med ett dubbelt system på värmeupptagsidan är:

- Kostnader för jordvärmekretsen.
- Värmepumpen måste förses med en vätskeförångare. Vid drift med uteluft som värmekälla uppstår därför dubbel värmväxling.

Det konventionella jordvärmesystemet består av horisontella rör av polyeten på ett djup av ca 1 meter och ett avstånd av ca 1,5 meter. I jordvärmesystemet cirkulerar vatten med ett fryspunktsnedsättande medel, t.ex. etylenglykol, kalciumklorid eller etylalkohol. Vätskan avger det från marken upptagna värmets till värmepumpens förångare. Temperaturen hos vätskan är ca 10 °C sommartid och -2 - -3 °C under vintermånaderna.

För flerbostadshus krävs med ytjordsvärmesystem en tillgänglig markyta på 200 - 300 m² per lägenhet. En begränsande faktor är därför husens erforderliga energibehov i förhållande till den för jordvärmeuttaget användbara markytan.

Tillgången på lämplig mark kan grovt uppskattas med hjälp av exploateringstalet, d.v.s. lägenhetsytan i förhållande till den markyta som bebyggelsen omfattar. Blomqvist, Jacobson, 1978, anger för flerbostadshus byggda under 1940-, 50- och 60-talen ofta har exploateringstalen omkring 0,5 - 1,0. För den högre bebyggelsen från -60 och början av 70-talet varierar områdesexploateringstalen mellan 0,3 - 2,0.

Ett för ändamålet lämpligare alternativ är att placera rören vertikalt till ca 10 m djup i marken (Rosenblad, Berntsson, 1978). En sådan förläggning har flera fördelar jämfört med horisontell, nämligen ett väsentligt minskat markbehov för ett givet uppvärmningsbehov, högre jordtemperatur samt vid tillfälligt högt effektuttag frysvärme från grundvattnet.

Eftersom värmet tas från ett större djup och den erforderliga markytan minskar jämfört med ytjordvärmsystemet, kommer värmetransporten från solen genom markytan inte att vara tillräcklig för att sommartid återställa temperaturen i hela jordvolymen, som är fallet vid den horisontella förläggningen. Värme-pumpens uteluftbatteri används då för att under sommaren återföra värme till jordvolymen.

Det är möjligt att driva uppvärmningen längre än till ca 8 - 10 °C, som är jordlagrens normala temperatur. I detta fall har förutsatts att jordvärmeabsorbatorn har medeltemperaturen 14 °C vid den tidpunkt då den kopplas in.

4.2 Beräkningsmodell av jordvärmsystemet

Jordvärmeabsorbatorn består av ett stort antal vertikala, ca 10 m långa rör på ett avstånd av 1,5-2,5 m beroende på förhållandet mellan maximal effektbelastning och energiuttag. Röret är försett med en skiljevägg som sitter diametralt i tvärsnittet. Den värmeupptagande vätskan, s.k. brine-lösningen, strömmar ner längs rörets ena sida och upp längs den andra.

Rören är sinsemellan hopkopplade i grupper om 10-15 rör. Grupperna kan sedan kopplas så att hänsyn tas till att temperaturen avviker vid jordvolymens ränder, s.k. dynamisk isolering.

Värmeutbytet mellan en jordmassa och ett rör har behandlats teoretiskt (Lundén, 1977). Absorbatorn, eller ackumulatort, har idealiserats till att utgöra en enda lång hålcylinder med ytterradien R_1 och innerradien R_2 . Den verkliga absorbatorn har då idealiserats till en mängd tätpackade, från omgivningen och sinsemellan isolerade hålcylindrar.

Är värmeeffektuttaget per längdenhet q konstant under tiden τ blir ändringen av hålcylinderns medeltemperatur

$$\Delta t = C \pi R_2^2 (\gamma^2 - 1) q \tau, \quad \gamma = R_1/R_2$$

Antages fullständig stationaritet vid värmeeffekten q blir temperaturskillnaden mellan absorbatorns medeltemperatur och dess innerrand

$$\Delta t_{st} = \frac{1}{2\pi \lambda (\gamma^2 - 1)} \left[1/4 + \gamma^2 \left(\frac{\gamma^2}{\gamma^2 - 1} \ln \gamma - 3/4 \right) \right] q$$

Antagandet om stationaritet bör stämma väl överens då värmebehovet är stabilt. Under tillfälligt kalla dagar kan jordvärmesystemet prestera en högre effekt än vad modellen beskriver, beroende på att det tar en viss tid att bygga upp en brantare temperaturgradient i hålcylindern motsvarande det högre effektuttaget. Minskas värmebehovet åter, kommer i gengäld värmeeffekten att tas ut vid en lägre temperatur än modellen ger av motsvarande orsak.

Vid beräkningen av brine-lösningens temperatur måste även hänsyn tas till värmemotståndet i rörväggen. Rörets ytterradie överensstämmer med hålcylinderns innerradie R_2 och rörets innerradie är R_3 . Vid stationärt värmefflöde är då temperaturdifferensen

$$\Delta t_{st,rör} = \frac{\ln R_2/R_3}{2\pi \lambda_{rör}} q$$

Temperaturdifferensen vid värmeövergången mellan brine-lösningen och röret kan försummas.

Vätskeförångaren är för samtliga fall direkt proportionell mot värmepumpens storlek. Karakteristiken hos förångaren har approximerats med ett linjärt samband mellan förångarens k -värde och logaritmiska medeltemperaturdifferensen.

$$k = 180 \Delta t_f - 40 \quad [W/m^2 \text{ } ^\circ C]$$

Vätskeflödet per rör är 0,24 liter/s.

Under sommaren måste en större del av det värme som absorbatoren levererat återföras till jorden. Detta sker genom att värme tas från uteluften via värmepumpens luftbatteri. Den energi som åtgår för att driva fläktarna under laddningen måste därför inkluderas i beräkningen. Energimängden härtill varierar starkt beroende på i vilken grad absorbatoren nyttjas.

Då utluftbatteriet är skilt från freonkretsen kan inte avfrostning ske genom reversering av köldmediecykeln. För avfrostning användes därför direktel. Energiförbehovet härtill har uppskattats till 3 ggr så stort som vid avfrostning genom reversering.

Värmeupptagningen från absorbatoren har antagits symmetrisk kring årets kallaste dag.

4.3 Beräknad energibesparing

Avsikten med jordvärmeabsorbatoren är att den skall kopplas in under årets kalla dagar, då utluft är mindre lämplig som värmekälla. Detta kräver även att radiatorsystemet är så överdimensionerat att värmepumpen kan vara i drift även under de kallaste dagarna. Med R12 som köldmedium är detta i de flesta fall möjligt.

Det mest intressanta fallet är dock då radiatorsystemet är så överdimensionerat att R22 kan användas. För VMQ-serien gäller 45 °C som högsta kondensorvattentemperatur. Begränsande är högsta tillåtna tryck vid kondensation.

I de redovisade beräkningsresultaten, se tabell 4, har det förutsatts att det är möjligt att nå en framledningstemperatur på 50 °C. För samtliga fall gäller således att radiatorsystemet är ett 50/41-system samt att radiatorernas effektbehov är 250 kW vid DUT. Genomsnittligt effektbehov för tappvarmvattenberedning är 23 kW.

Jordmaterialet i absorbatoren är för samtliga fall lera med värmekapaciteten $C = 3,07 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$ och värmeledningstalet $\lambda = 1,38 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$.

Absorbatorrören har ytterradien $R_2 = 25 \text{ mm}$ och innerradien $R_3 = 22,6 \text{ mm}$. Materialet är PVC-plast med värmeledningstalet $\lambda_{\text{rör}} = 0,16 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$.

Den första beräkningen (nr. 16, tabell 4) motsvarar värmepumpinstallationen i hus nr. 8, se tabell 1, 2 och 3. Jordvärmeabsorbatorn kopplas in vid gränstemperaturen 0 °C. Genom den förhöjda förångningstemperaturen förskjuts gränstemperaturen till -5 °C, då tillsatsvärme måste kopplas in. Maximala effektbehovet hos tillsatsvärmern är 120 kW.

Den ökade besparingen, som erhållits genom jordvärmeabsorbatorn, uppgår till 54 MWh per år. Behovet av tillgänglig effekt för tillsatsvärme har reducerats med 89 kW. Resultatet finns åskådliggjort i figurerna 12, 13 och 14.

Det ligger nära till hands att även jämföra hus nr. 16 med hus nr. 9. Värmepumpen är här 56 % större, vilket gör att den med enbart uteluft som värmekälla har gränstemperaturen -5 °C. Den ökade besparingen, som jordvärmeabsorbatorn resulterat i, krymper då till endast 13 MWh per år, medan skillnaden i tillsatseffekt fortfarande är hela 54 kW.

Jordvärmeabsorbatorn medför således i första hand att storleken av tillsatseffekten reduceras och i andra hand att energibesparingen ökar.

Jordvärmeabsorbatorns egenskap att bibehålla värmepumpens kondensoreffekt även under mycket kalla dagar gör det intressant att studera ett system utan behov av tillsatseffekt, s.k. monovalent system. Detta har gjorts i hus nr. 17 och nr. 18.

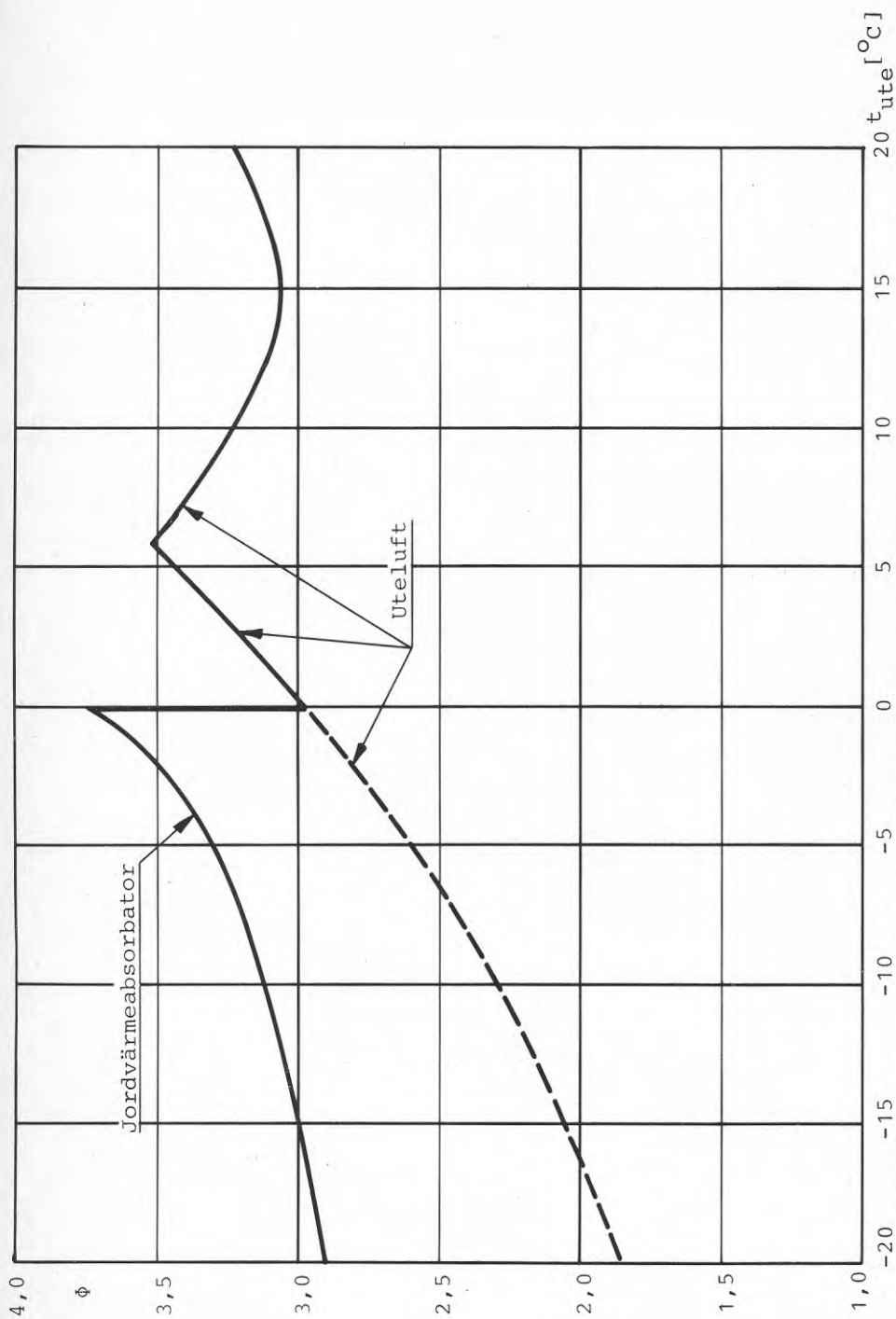
I hus nr. 17 tas endast en liten del av värmebehovet från jorden och den erforderliga markytan är måttlig. Trots detta klarar värmepumpinstallationen dimensionerande utetemperatur -20 °C utan tillsatsvärme. Det specifika värmeeffektuttaget ur absorbatoren är maximalt 21 W/m.

Tabell 4. Energiförbrukning under året för skilda storlekar på värmepumpsystem och jordvärmeabsorbator.

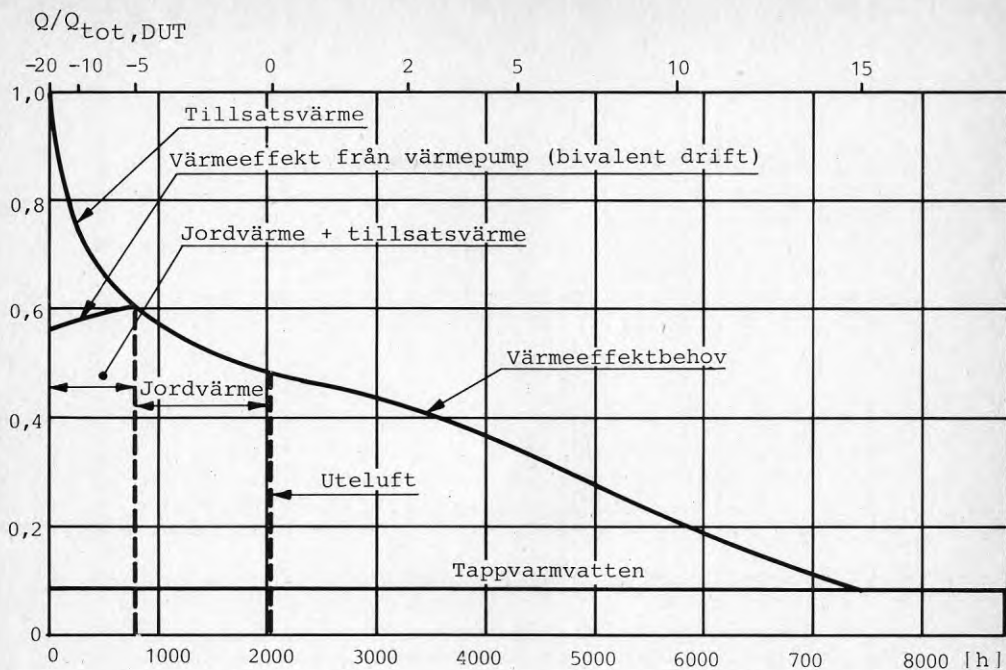
Hus nr.	16	17	18
Kompressorns slagvolym [m^3/s]	0,0532	0,130	0,114
Rörlängd [m]	10 000	8 000	12 000
Röravstånd [m]	2,0	1,6	2,4
Erforderlig markyta [m^2]	3 500	1 800	6 000
Utetemperatur vid inkoppling [$^{\circ}\text{C}$]	0	-5	5
Begynnelsestemperatur (medelv.) [$^{\circ}\text{C}$]	14,0	14,0	14,0
Sluttemperatur (medelv.) [$^{\circ}\text{C}$]	6,4	7,2	5,6
Elenergi vid laddning [MWh]	12,1	4,3	23,1
W_{vp} [MWh]	212	233	223
W_{hj} [MWh]	29,3	40,8	18,0
W_{avfr} [MWh]	7,5	13,8	0
$W_{vp,tot}$ [MWh]	261	292	264
W_k [MWh]	774	807	807
Besparing [MWh]	513	515	543
Φ_{vp}	3,65	3,46	3,62
Φ_{tot}	2,97	2,76	3,06
Tillsatseffekt [kW]	120	0	0
Tillsatsenergi [MWh]	33	0	0

Jordvärmeabsorbator

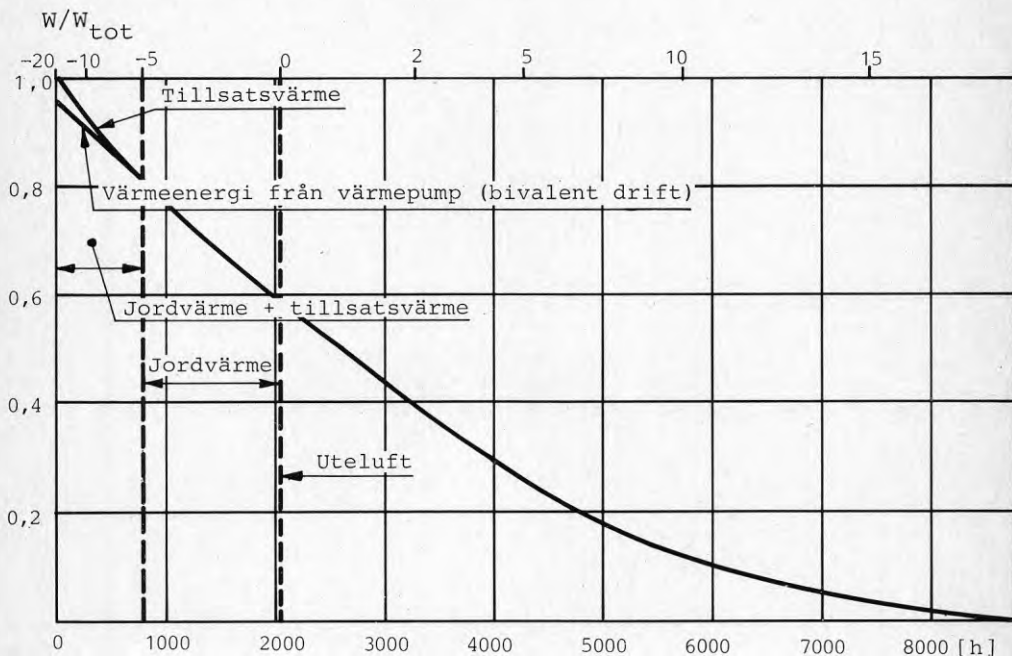
Hus nr. 18 karakteriseras av att den tillgängliga markytan för jordvärmeabsorbatorn är stor. Rören har därför placerats glest och absorbatorn kopplas in redan vid 5°C utetemperatur. Avfrostningsförfarandet av uteluftbatteriet elimineras därmed. Genom att jordvärmeabsorbatorn har ett större antal rör än för hus nr. 17 har värmepumpen blivit 12 % mindre.



Figur 12. Värmepumpens värmefaktor inkl. hjälppapparater som funktion av utomhustemperaturen med kombinationen uteluft och jordvärmeabsorbator som värmekälla.



Figur 13. Årsförlopp av relativt värmeeffektbehov och avgiven värmeeffekt från värmepump med uteluft och jordvärmeabsorbator som värmekälla.



Figur 14. Årsförlopp av relativt värmebehov och avgiven värmeenergi från värmepump med uteluft och jordvärmeabsorbator som värmekälla.

5 INVESTERINGSKALKYL

5.1 Allmänt

För att utvärdera de olika systemen måste någon form av investeringskalkyl göras, där man jämför kapitalkostnaden med de årliga besparingarna och utgifterna. Om mer generella slutsatser av de ekonomiska beräkningarna skall kunna dras måste man frågå de oftast trappstegsformade samband som råder mellan exempelvis storlek på anläggning och motsvarande investering och istället övergå till förenklade kontinuerliga samband.

5.2 Val av metod

Det finns en mängd olika kalkylmetoder att välja mellan, som alla har sina för- och nackdelar. I denna studie har vi valt att använda internräntemetoden. Två krav har varit avgörande för detta val, nämligen:

- a) Man skall enkelt kunna ta hänsyn till realprisändringar för de olika kostnaderna/besparingarna.
- b) Resultaten skall på ett enkelt sätt ge en välgrundad uppfattning om lönsamheten.

Man kan definiera internräntan som den räntefot vid vilken investeringens nuvärde är lika med noll. Den ger således uttryck för den årliga avkastning som det aktuella investeringsalternativet ger på det satsade kapitalet.

5.3 Investeringskostnad

5.3.1 Allmänt

Till grund för investeringskostnaderna ligger offerter och kalkyler. När det gäller värmepumpdelen har offert erhållits från STAL Refrigeration AB för en komplett installation. Övriga installationer och komponenter har projekterats för tre typfall och en traditionell kostnadskalkyl för varje fall har upprättats. En redogörelse för dessa delar och hur de har vägts samman till en generell investeringskostnadsfunktion ges nedan.

5.3.2 Val av installationsobjekt

Då en stor del av investeringskostnaden består av själva värmepumpdelen, har det fallit sig naturligt att välja installationsobjekt efter värmepumpaggregaten. Vi har då valt 1, 2 respektive 3 aggregat och för att anpassa dem efter värmeeffektbehoven har valet blivit:

1 st VMQ-6	Q_{DUT} är ca 250 kW
2 st VMQ-6	Q_{DUT} är ca 500 kW
3 st VMQ-8	Q_{DUT} är ca 1000 kW

5.3.3 Projektering

En komplett projektering av de tre alternativen har gjorts efter principutförandet i figur 1. Samtliga ingående delar har specificerats och ritningar för alla tre alternativen har tagits fram. Det har här förutsatts att alla ingående komponenter får plats inom något utrymme inom rimligt avstånd från det befintliga pannrummet, och att de kan inplaceras utan större byggnadsingrepp. Normala håltagningar och fundament för rör och pumpar ingår självfallet.

På elsidan har, förutom den vanliga ledningsdragningen, även utbyte av servicekabeln med åtföljande säkrings-skåp medtagits med hänsyn till det ökade effektbehovet. I vissa fall torde man dock klara sig med betydligt mindre ingrepp. På VVS-sidan ingår komplett montage inklusive komponenter. Samtliga rörlängder har valts efter ett tänkt normalfall.

5.3.4 Kostnadskalkyl

Med projekteringen som underlag har kostnadskalkyler gjorts för de tre alternativen enligt nedanstående kostnadssammanställning.

Alt. 1

Bygg	17.000:-
VVS	100.000:-
EL	<u>49.000:-</u>
Summa	166.000:-
Moms 11,43 %	<u>18.975:-</u>
	184.975:-

Proj. byggherrekostn.

35 %	<u>64.740:-</u>	
	249.715:-	ca 250.000:-

Alt. 2

Bygg	20.000:-
VVS	120.000:-
EL	<u>68.000:-</u>
Summa	208.000:-
Moms 11,43 %	<u>23.775:-</u>
	231.775:-

Proj. byggherrekostn.

35 %	<u>81.120:-</u>	
	312.895:-	ca 313.000:-

Alt. 3

Bygg	23.000:-
VVS	173.000:-
EL	<u>113.000:-</u>
Summa	309.000:-
Moms 11,43 %	<u>35.380:-</u>
	344.380:-

Proj. byggherrekostn.

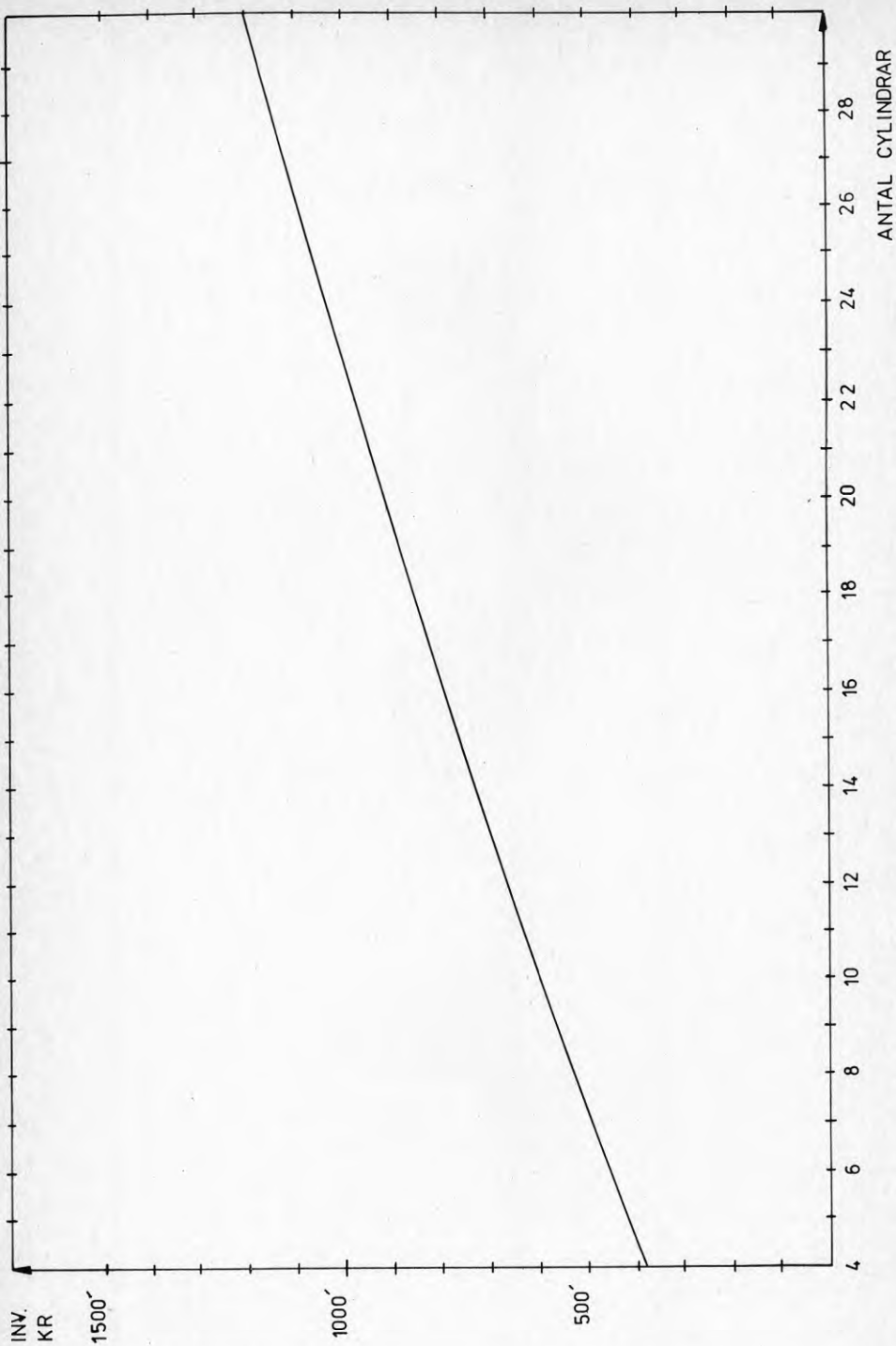
35 %	<u>120.530:-</u>	
	464.910:-	ca 465.000:-

Därutöver tillkommer kostnaden för värmepumpaggregaten. Budgetpris för de tre VMQ-aggregaten har erhållits från STAL Refrigeration AB och innefattar kompletta aggregat med kyltekniskt montage och igångkörning.

VMQ-4	165.000:-
VMQ-6	185.000:-
VMQ-8	210.000:-

5.3.5 Generalisering av installationskostnaderna

Med utgångspunkt från kostnaderna för de tre huvudalternativen, kombinerat med budgetpriserna för värmepumparna, kan ett samband mellan installationskostnad och storlek tas fram. Det har här fallit sig naturligt att uttrycka denna kostnad som funktion av antalet cylindrar. Utgångsfunktionen har sedan justerats efter en uppskattad prisreduktion för multipelaggregat. Här har antagits att man för ett trippelaggregat kan få 10 % prisreduktion (3 st VMQ-8). Sambanden åskådliggörs i figur 15. Det bör här ånyo påpekas att man i verkligheten har en trappstegsfunktion.



Figur 15. Investeringskostnaden som funktion av aggregatstorlek.

5.3.6 Jordvärmesystemet

Kalkylering av investeringskostnaderna för jordvärmedelens har visat sig besvärligt, eftersom det ej ännu utvecklats förläggningsmetoder för vertikala jordvärmeabsorbatorer. De materialkostnader som redovisas nedan får dock anses som väl underbyggda, liksom kostnaderna för distributionsledning och inkoppling.

Kostnaden för rörförläggning är däremot osäker, och här har det förenklade antagandet gjorts att förläggningskostnaderna är samma som för ett ytjordvärmesystem. De rör som har använts är PVC-rör, 50/45,2, med en kostnad av 10 kr/m. Till distributionsledning har använts polyetenslang. Kostnaden för rörförläggningen är satt till 15 kr/m.

Tabell 5. Tillkommande investeringskostnader för jordvärmedelens i tusental kronor.

Hus nr.	16	17	18
Poster			
Rör	120	100	80
Rörförläggning	180	150	120
Distr.-ledning Ventiler, inkoppl.	125	95	70
Frysskydd	45	35	26
Summa	470	380	296

5.4 Service

5.4.1 Allmänt

För att säkerställa driften måste någon form av service ingå. Viss tillsyn kan utföras av husets maskinist/portvakt och behöver inte tas med som någon extra kostnad. Förutom denna tillsyn bör ett serviceavtal tecknas med något kylservice-företag.

Den normala service som brukar förekomma är tillsyn 1-2 ggr. per år, då kompressorn öppnas, alla rörliga delar kontrolleras, oljeprov tas och reglerfunktionen testas. Efter ca 5 år får man dessutom räkna med att börja byta ut vissa av de rörliga delarna.

5.4.2 Servicekostnad

Ett serviceavtal med med STAL, enligt ovanstående riktlinjer, skulle då medföra nedanstående ungefärliga årliga servicekostnader.

VMQ-4: 3.000 kr + 300 kr efter 5 år
 VMQ-8: 4.000 kr + 400 kr efter 5 år
 3 st VMQ-8: 10.000 kr + 1000 kr efter 5 år

5.4.3 Generalisering av servicekostnaden

Ovanstående uppgifter kan nu användas för en generalisering av servicekostnaden. Servicekostnaden kan sägas bestå av tre delar, fast kostnad (resa), kostnad per aggregat och kostnad per cylinder, vilket den streckade kurvan i figur 16 uppvisar. Denna kurva kan förenklas till två räta linjer enligt den hel-dragna kurvan i samma figur. Att lutningen ändras beror på att särkostnaden per maskin kan antas upphöra vid ca tre maskiner (här 22 cylindrar).

Det faktum att risken för större reparationer ökar med tiden, vilket enligt offerten tar sig uttryck i en 10-procentig kostnadsökning efter 5 år, kan mer behändigt uttryckas i en successiv ökning med ca 1 % per år (figur 17).

5.5 Energikostnader

5.5.1 Allmänt

Jämfört med andra typer av energibesparande åtgärder, är ur utvärderingssynpunkt installation av värmepump en mer komplex åtgärd. Vid elvärmepumpar måste man normalt höja de befintliga huvudsäkringarna, vilket medför ökade abonnemangsavgifter (effektavgifter). Likaså tillkommer en ökad förbrukning av elenergi, som har en annan prisnivå än värmeenergi.

5.5.2 Installerad effekt

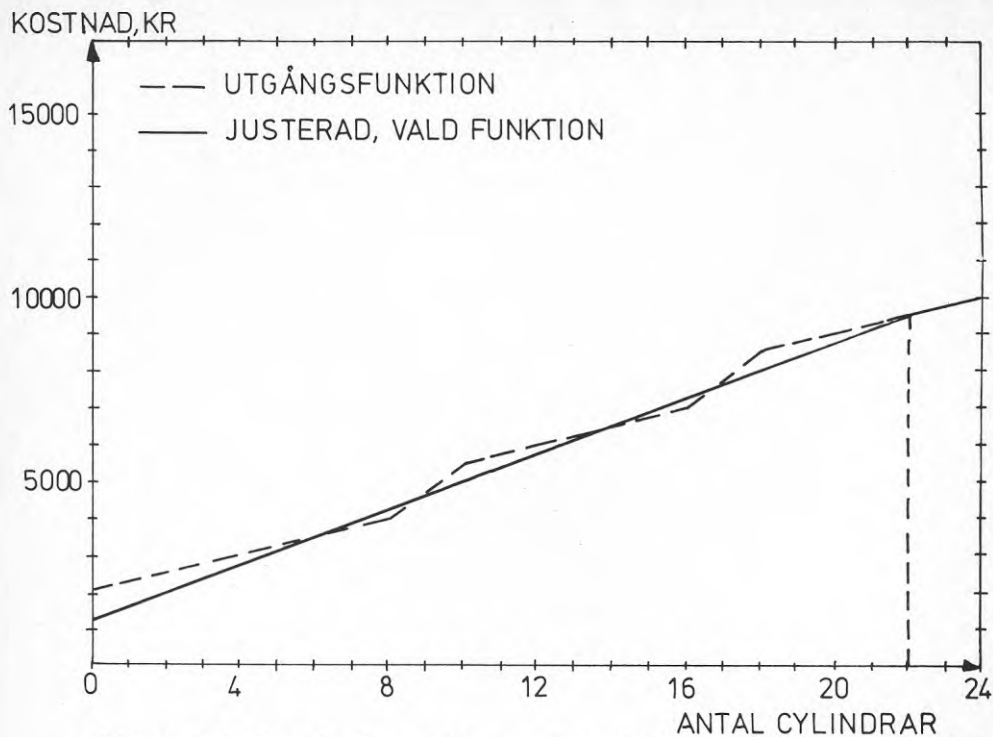
Eftersom abonnemangsavgiften inte är en linjär funktion av installerad effekt, måste man först ta fram ett uttryck för den ursprungligt installerade effekten som funktion av husstorleken.

En schablonberäkning som Stockholms Elverk använder sig av beror av antalet lägenheter i fastigheten och lyder:

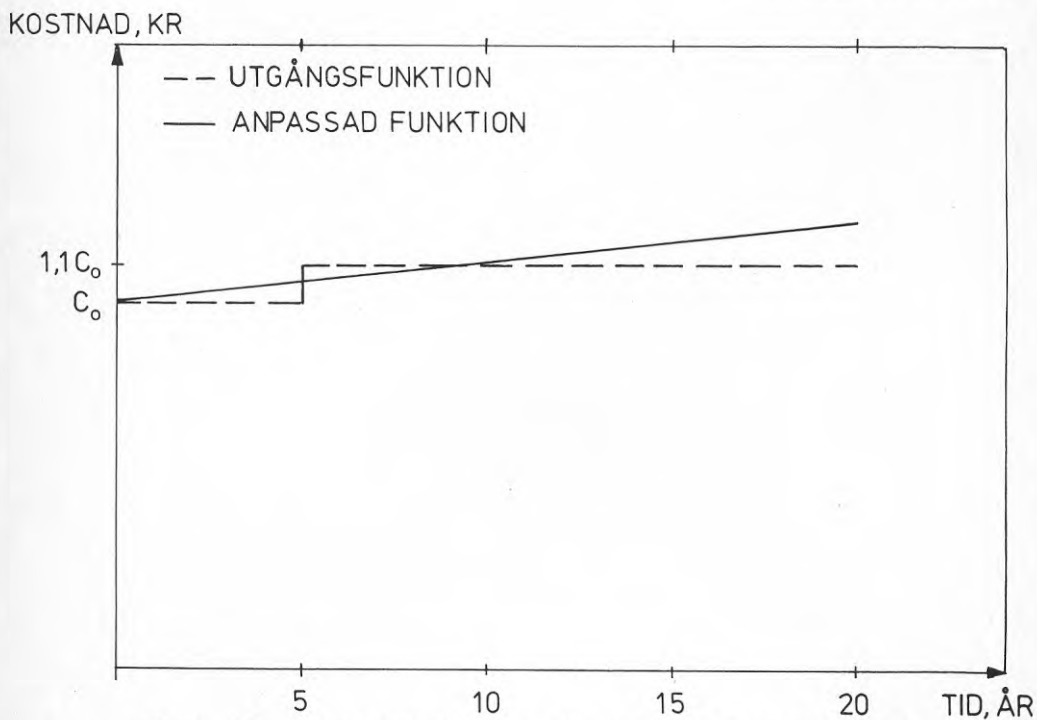
<30 lgh. $P = 1,5 \text{ kW/lgh.}$
 >50 lgh. $P = 1,0 \text{ kW/lgh.}$

(Däremellan är en osäker övergång som beror av förekomst av hiss och tvättstuga etc.)

I Rapport 41 från Statens Planverk, "Energihushållning i befintlig bebyggelse", kan nettoenergiförbrukningen för transmission, ventilation och varmvatten per lägenhet i flerbostadshus erhållas och därmed indirekt antalet lägenheter i de aktuella husen (tabell 6).



Figur 16. Servicekostnaden som funktion av aggregatstorlek.



Figur 17. Servicekostnaden som funktion av tiden uttryckt i realvärde. C_0 = begynnelsekostnad.

Tabell 6. Antalet lägenheter i de valda husen uppdelat på byggnadsår.

		Byggår/Nettoenergibehov/Antal lägenheter				
		-1920	1921-1940	1941-1960	1961-1975	1941-1975
Effekt kW	E-behov MWh	17.000 kWh	16.500 kWh	16.000 kWh	13.000 kWh	14.500 kWh
250	807	47 lgh	49 lgh	50 lgh	62 lgh	56 lgh
500	1615	95 lgh	98 lgh	101 lgh	124 lgh	112 lgh
1000	3230	190 lgh	196 lgh	202 lgh	248 lgh	225 lgh

Enligt samma rapport svarar husen byggda 41-75 för det absolut största totalenergibehovet och därmed även för det största antalet lägenheter. Vi väljer därför denna grupp som norm och kan därmed lätt beräkna den sökta installerade effekten (tabell 7).

Den extra effekt som måste installeras har efter diskussion med elverket valts till gränseffekt multiplicerad med faktorn 1,05, för att gardera sig vid något högre utetemperaturer. Därutöver måste aggregatet köras nedreglerat, varvid lägre effekt tas ut. Normalt är dessutom de befintliga abonnemangen överdimensionerade, vilket kan ses som en extra säkerhetsmarginal. En sammanställning återfinnes i tabell 7.

Tabell 7. Husens abonnemang och extra effekt vid installation av vp-systemen, uttryckt i ampere vid 3-fas/380 V.

Hus nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Inst. effekt före inst. av vp.	85	85	85	85	85	85	85	85	85	170	170	170	342	342	342
Extra effekt vid inst. av vp.	50	86	126	47	79	119	45	74	109	171	160	147	345	319	295

5.5.3 Val av eltariff

Vid val av eltariff kan man välja mellan normaltariff och dubbeltariff, där dubbeltariffen är mest gynnsam i vårt fall. Då fastigheter vanligen använder normaltariff idag, har denna tariff valts för att inte komplicera bilden. Härmed är även energipriset fastställt. Beräkningarna har gjorts med Stockholms Elverks tariffer, vilket 1979-12-18 innebär 20 öre/kWh.

5.5.4 Energipriser på olja

Energipriser och tekniska värden på olja har inhämtats för EO1 och EO4-lågsvavlig, vilka är de aktuella oljekvaliteterna när det gäller flerbostadshus. I oljepriset ingår ortstillägg för Stockholm på 33 kr/m³ och den nya energiskatten på 45 kr/m³. Priserna kan sägas gälla från 1979-12-18.

Beroende på pannverkningsgraden blir då priserna per kWh:

Tabell 8. Oljepris beroende på pannverkningsgrad, uttryckt i kr/kWh.

Olja	η_p			
	100 %	80 %	75 %	70 %
EO1	0,115	0,143	0,153	0,164
EO4	0,090	0,112	0,120	0,128

5.5.5 Val av oljetyp

Generellt kan sägas att man i små flerbostadshus använder EO1, för att vid större fastigheter så småningom övergå till EO4.

Gränsen är givetvis flytande och extrema avvikelser förekommer, bl.a. beroende på tillgången på EO4 i det aktuella området.

Ett riktvärde är att man övergår från EO1 till EO4 då den årliga förbrukningen ligger mellan 200 och 300 m³. Detta motsvarar en dimensionerande effekt för huset på 460 - 690 kW, om man beaktar att 250 kW motsvarar 807 MWh per år i energibehov och att pannverkningsgraden är 75 %.

5.6

Sammanställning av kostnader och besparingar.

Tabell 9. Kostnader och besparingar för de ingående husen.

Hus nr.	Q _{DUT} (kW)	t _{ri} -20 (°C)	t _{u,g} (°C)	Antal cyl.	Investering (kkr)	Service (kr/år)	Förhöjt abonnemang (kr/år)	Elkostnad (kkr/år)	Oljebesparing (kkr/år)	
									EO1, η _p =75 %	EO4, η _p =75 %
1	250	70	+5	4,23	385	2.840	1.950	34,6	74,5	58,5
2	250	70	0	7,36	495	4.010	3.400	44,6	12,7	72,7
3	250	70	-5	19,46	895	8.550	5.050	57,6	116	91,0
4	250	60	+5	4,10	380	2.790	1.800	36,4	80,5	63,1
5	250	60	0	7,04	485	3.890	3.000	49,4	104,8	82,2
6	250	60	-5	11,36	630	5.510	4.900	54,0	112,5	88,2
7	250	50	+5	4,0	375	2.750	1.700	35,4	81,5	64,6
8	250	50	0	6,75	470	3.780	2.900	47,8	106,6	83,6
9	250	50	-5	10,7	610	5.260	4.400	53,6	116,9	91,7
10	500	70	0	14,72	745	6.770	7.850	89,4	185,6	145,6
11	500	60	0	14,10	725	6.540	7.250	98,8	209,8	164,5
12	500	50	0	13,5	705	6.96	6.650	95,4	213,3	167,3
13	1000	70	0	29,44	1180	11.360	16.700	179,0	371,2	291,1
14	1000	60	0	28,16	1150	11.040	15.450	197,4	419,4	328,9
15	1000	50	0	26,99	1120	10.750	14.300	191,0	426,6	334,6

5.7 Pris och kostnadsutveckling

För att slutligen en rimlig investeringskalkyl skall kunna utföras måste även de olika kostnadsslagens prisutveckling bedömas och medtagas i kalkylen. För att erhålla en så allmängiltig kalkyl som möjligt har inte inflationen, och de eventuella inflationsvinster som kan uppnås då investeringen finansieras med lån medtagits i kalkylen. När det gäller servicekostnaderna har dessa, förutom den tidigare antagna realprishöjningen på 1 %, antagits följa inflationen.

Abonnemangsavgifterna bör också de följa inflationen, såvida inte något radikalt ingrepp görs. Hur detta skulle påverka kalkylen kan studeras i störningsanalysen. Elenergin och i ännu högre grad oljan kan däremot förväntas ha en prisutveckling som överstiger inflationen.

Om man först gör en tillbakablick finner man att oljan från mitten på 50-talet har sjunkit kraftigt i pris relativt konsumentprisindex, för att först i slutet på 60-talet nå samma prisutveckling och därefter klart överstiga konsumentprisindex.

När det gäller elenergi för en 500 kW konsument, har utvecklingen varit en annan. Prisutvecklingen har här i stort sätt följt konsumentprisindex, utom för 60-talet, då priset varit konstant. Realpriset har med andra ord sjunkit. Det är först i slutet på 70-talet som även elenergin har haft en prisutveckling överstigande konsumentprisindex.

Dessa uppgifter har i tabell 10 uttrycks som genomsnittlig prisökning i procent för de senaste 6, 12, 24 och 47 åren och även jämförts med konsumentprisindex, så att de reella prisändringarna kan studeras.

Tabell 10. Genomsnittlig årlig ökning i procent för elenergi och olja.

Tidsperiod	6 år	12 år	24 år	47 år
Konsumentprisindex	10,0	7,2	5,5	4,4
EO1, absolut	23,0	13,1	5,3	4,8
EO1, realpris	11,8	5,5	-0,2	0,4
Elenergi, absolut	10,5	6,5	4,5	2,9
Elenergi, realpris	0,5	-0,7	-0,9	-1,4

När det gäller oljepriset har detta således stadigt ökat i realpris, för att för den senaste 6-årsperioden nå ca 12 % i realprisstegegring. Samtliga resultat har här beräknats med en realprishöjning på oljan på mellan 0 och 12 %. Som huvudalternativ har en realprishöjning av 4 % valts.

Enligt tabell 10 skulle realpriset för elenergi kunna sättas konstant, men då prisutvecklingen får anses osäker har i beräkningarna elpriset fått följa oljepriset.

6 RESULTAT AV LÖNSAMHETSBERÄKNINGARNA

6.1 Allmänt

Så gott som samtliga resultat redovisas i diagramform för att ge en så allmän och överskådlig bild som möjligt av de ingående parametrarnas inverkan. Några parametrar har ansetts mer intressanta än andra, varför dessa redovisas separat. Redovisningarna avslutas med en störningsanalys, där de övriga parametrarnas inverkan belyses.

6.2 Internräntans beroende av gränstemperaturen

En av huvudvariablerna har ansetts vara den gränstemperatur vid vilken värmepumpsystemet dimensioneras. I figur 18 visas därför internräntan (I) som funktion av gränstemperaturen ($t_{u,g}$) och med framledningstemperaturen i radiatorsystemet vid DUT (t_{ri}) och reell energiprisstegring som parametrar. Av figuren framgår att:

för varje hus och klimatzon finns det en gränstemperatur vid vilken maximal internränta uppnås,

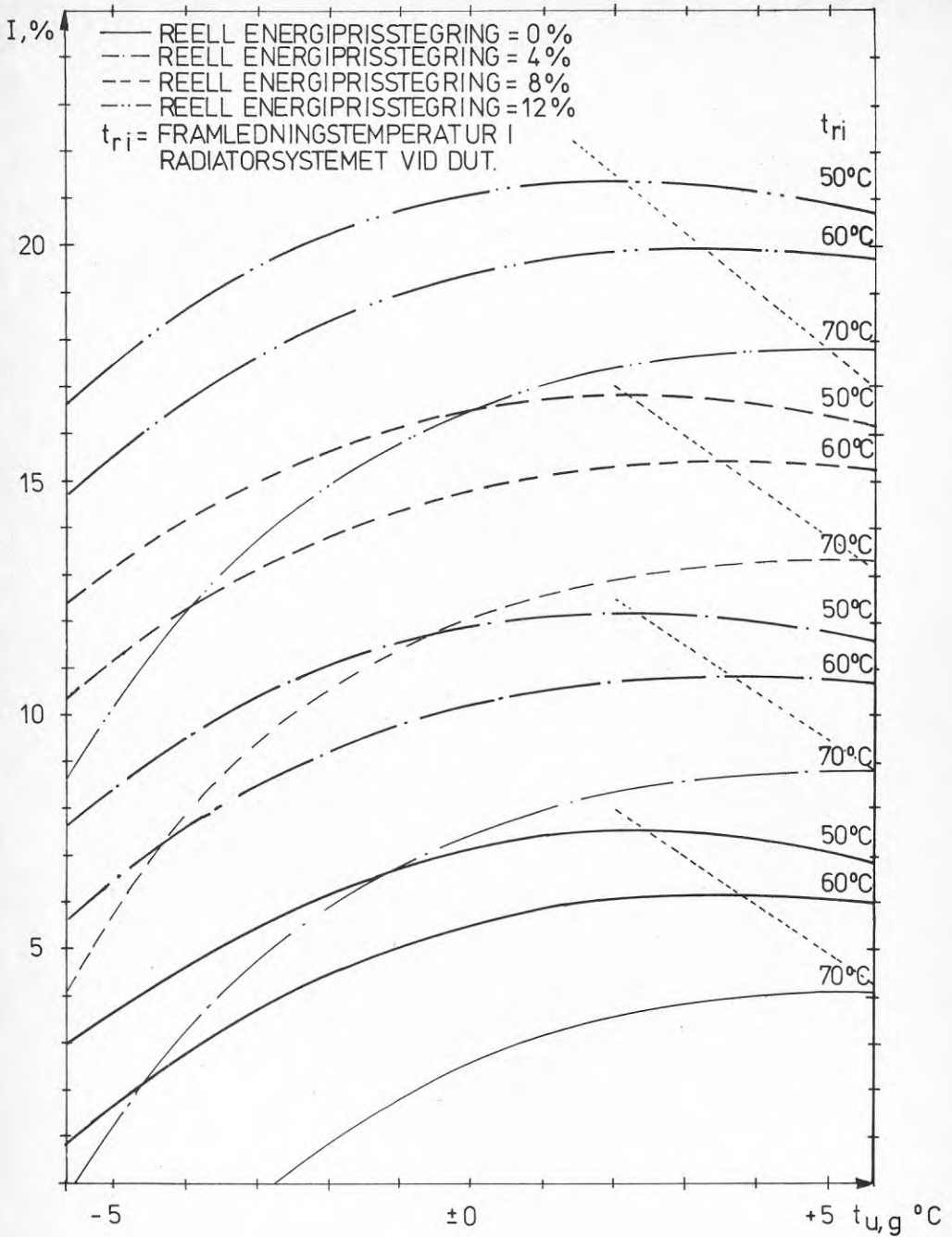
denna gränstemperatur blir lägre ju lägre t_{ri} är (jmf. de prickstreckade linjerna),

internräntan ökar med ökad överdimensionering av radiatorsystemet (t_{ri} minskar), men ökningen är avtagande,

internräntan ökar med ökad energiprisstegring och denna ökning är av samma storleksordning som energiprisstegringen.

Man kan också formulera dessa samband enligt följande. För varje klimatzon, med tillhörande utetemperaturberoende årsenergibehovsprofil, finns för varje anläggning en gränstemperatur som medför en högsta internränta. Denna gränstemperatur motsvarar för stockholmsområdet ett par plusgrader och ligger i närheten av årsenergibehovsprofilens maxpunkt. Beroende på värmepumpens begränsning av värmebärarens utgående maxtemperatur, finns det givetvis ett samband mellan optimal gränstemperatur, årsenergibehovsprofil och radiatorsystemets framledningstemperatur i gränsområdet.

För stockholmsområdet motsvaras detta av att internräntan ökar kraftigt då t_{ri} övergår från 70 till 60°C, medan en ytterligare sänkning av framledningstemperaturen vid DUT inte får så stor inverkan. En positiv inverkan på lönsamheten kommer givetvis alltid en sänkning av framledningstemperaturen att ha, eftersom värmefaktorn förbättras något.



Figur 18. Internräntan som funktion av gränstemperaturen.

6.3 Internräntans beroende av husets effektbehov

För att få en uppfattning om hur anläggningsstorleken påverkar lönsamheten har internräntans beroende av husens dimensionerande effektbehov beräknats. Även här har framledningstemperaturen och reell energiprisstegring använts som parametrar (figur 19). Ytterligare en faktor, som kraftigt påverkar resultatet, är oljetypen (se figur 20 och 21).

Av figur 19 framgår att lönsamheten som väntat ökar med storleken på anläggningen. Man ser också att ökningen avtar och flackar ut, vilket är att vänta med hänsyn till investeringskurvans utseende (figur 15). Som nämnts i avsnitt 5.5.5 använder man emellertid i praktiken EO1 endast i mindre hus, medan EO4 används i större.

Vid övergång från EO1 till EO4 erhålles en kraftig minskning av internräntan, (ca 8-11 procentenheter), vilket belyses i figur 20 för en av kurvskarorna i figur 19. Övergångseffekten för de övriga kurvskarorna i figur 19 kan erhållas med hjälp av figur 21.

Sammanfattningsvis kan sägas att ju större anläggningen är desto bättre blir lönsamheten.

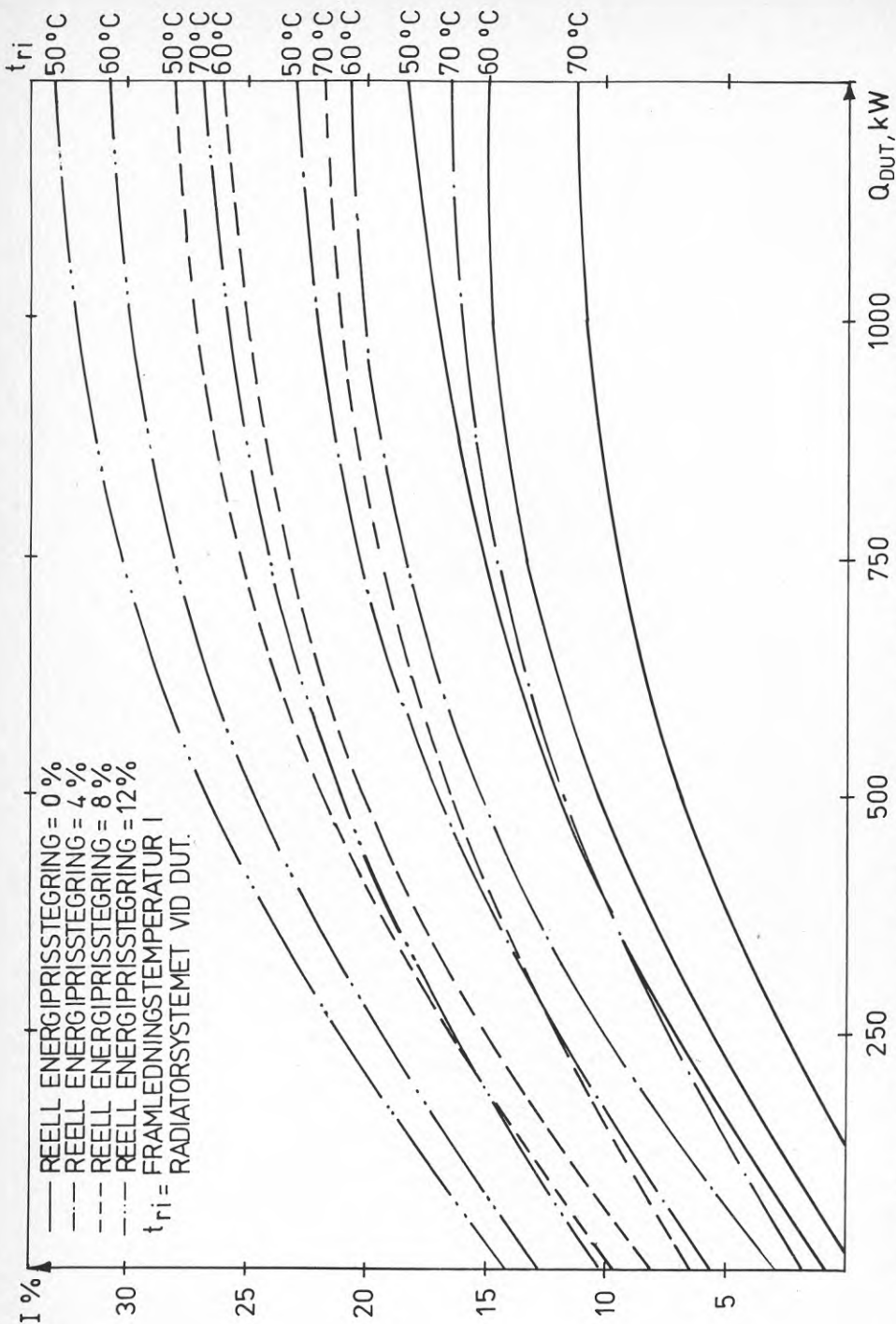
6.4 Störningsanalys av internräntan

För att få en uppfattning om hur resterande parametrar påverkar lönsamhetskalkylen, samt för att kunna bedöma utfallet vid förändrade förutsättningar, har en störningsanalys utförts, se figur 22. Utgångssystemet har valts så att ett normalfall efterliknas. De förutsättningar som inte framgår av figuren är:

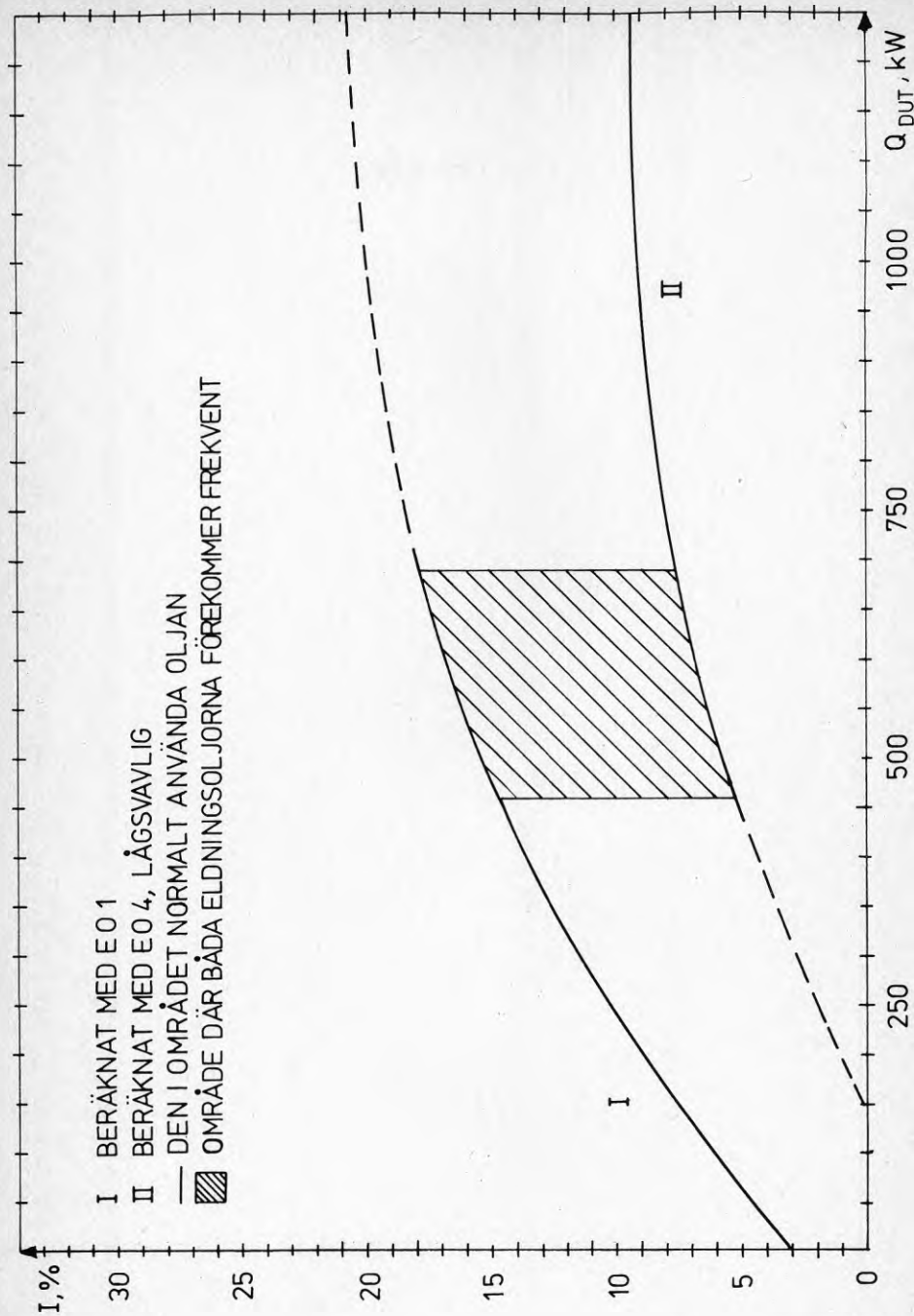
Dimensionerande effektbehov (Q_{DUT}) = 250 kW
 Framledningstemperatur vid DUT (t_{ri}) = 60 °C
 Gränstemperatur ($t_{u,g}$) = ± 0 °C
 Reell energiprisstegring (se avsnitt 5.7) = 4 %

För de priser och kostnader som anges i figur 22 svarar 100 % mot de tidigare antagna. Som framgår av figuren är internräntan starkt beroende av de olika energipriserna (kurvorna 5, 6, 7). Detta beror bl.a. på att den årliga besparingen är differensen mellan två stora tal, nämligen mellan oljekostnadsbesparingen och den extra elenergikostnaden. En kraftig höjning av elenergi-priset är således mycket ogynnsamt (kurva 5).

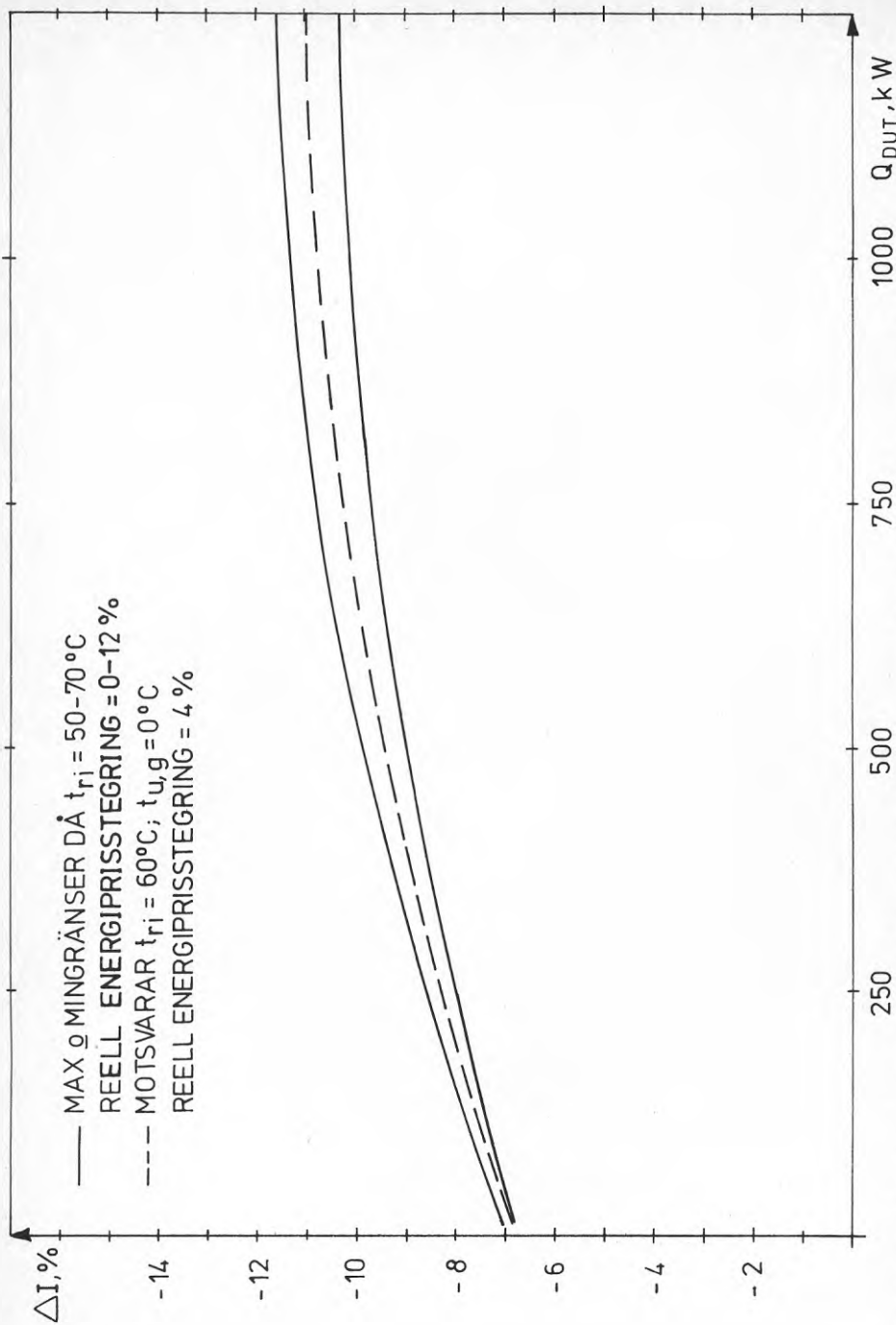
Då båda energipriserna höjs procentuellt sett lika mycket erhålles en kraftig lönsamhetsförbättring (kurva 7). Om oljepriset ökar snabbare än elenergi-priset kommer lönsamheten givetvis att ytterligare förbättras (kurva 6).



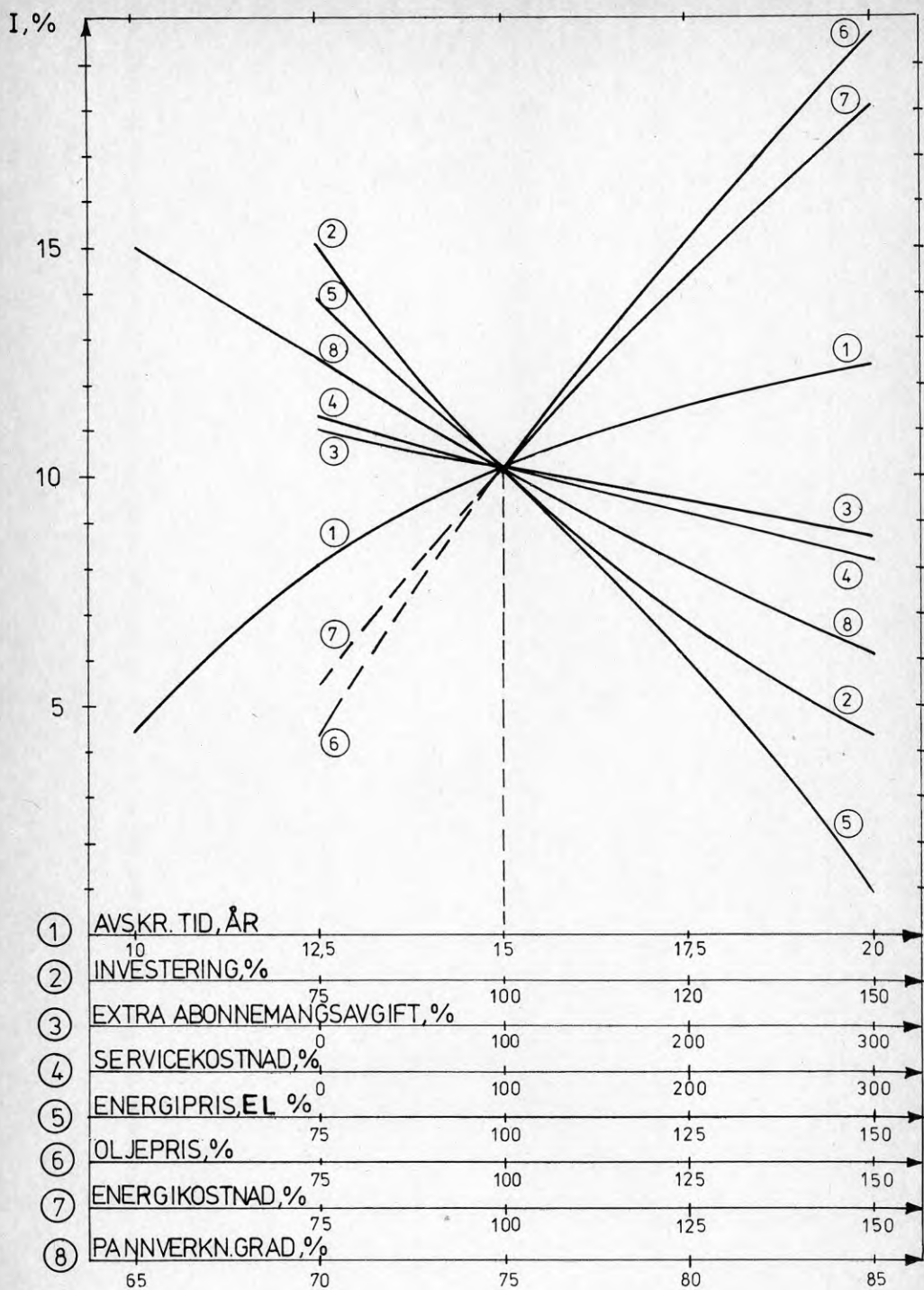
Figur 19. Internrättan som funktion av husens dimensionerande effektbehov.



Figur 20. Internräntans beroende av Q_{DUT} och typ av eldningsolja.
 $t_{ri} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$, $t_{u,g} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$, reell energiprisstebring = 4 %.



Figur 21. Ändringen av internräntan vid övergång från EO1 till EO4 som funktion av Q_{DUT} .



Figur 22. Störningsanalys av internräntan.

$Q_{DUT} = 250 \text{ kW}$, $t_{ri} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{u,g} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$, reell energiprisstegring = 4 %.

Att märka är också hur litet den extra abonnemangavgiften och servicekostnaden påverkar resultatet (kurvorna 3, 4). Det är således väl använda pengar att ha ett ordentligt underhåll av anläggningen, speciellt som detta förlänger anläggningens livslängd (kurva 1). Om en fördubbling av servicekostnaden (200 %) exempelvis skulle medföra en förlängning av avskrivningstiden till 20 år, skulle detta ej blott ge en säkrare drift utan också öka internräntan till 11,6 % (+1,4 %).

6.5 Jordvärmesystemet

Den typ av jordvärme (jordvärmeabsorbator) som använts här kan ur lönsamhetssynpunkt ses som en extra investering, med utgångspunkt ifrån det konventionella systemet med luft som värmeavgivande medium. Utgångspunkten har här varit värmepumpsystemet i hus nr. 8.

Systemet i hus nr. 16 kan ses som detta utgångssystem kompletterat med en värmeabsorbator som träder i funktion vid utetemperaturen 0 °C. Vad vi i praktiken åstadkommer här är att:

sänka den slutgiltiga gränstemperaturen,

täcka ytterligare en del av värmebehovet med värmepumpsystemet och

förbättra årsvärmefaktorn något.

I hus nr. 17 och 18 har dessutom systemet i övrigt kompletterats så att hela värmebehovet täcks.

Eftersom systemen kan ses som extra investeringar har förutom de totala lönsamhetskalkylerna även differenskalkyler genomförts för systemen. Resultaten av dessa har redovisats i tabell 11.

Slutsatsen blir att inget av jordvärmesystemen är lönsamt, och att ju större extra investering man gör i form av jordvärmeabsorbator, desto sämre lönsamhet.

Hus nr 17 och 18 är dock intressanta, eftersom de täcker hela energibehovet och följdaktligen inte behöver någon tillskottsvärme. I befintliga hus är detta emellertid mindre viktigt. Vid nybyggnation kan det däremot vara betydelsefullt om man kan undvika eller minska på installationen av panncentralen. Om detta är intressant ur lönsamhetssynpunkt, och hur långt man i så fall skall driva effektbesparingen, har inte studerats i denna rapport.

Tabell 11. Sammanställning av kostnader och investeringskalkyler för husen med jordvärmesorbator.

Hus nr.	Investering (kkr)	Service (kkr/år)	Förhöjt abonnemang (kkr/år)	Elkostnad (kkr/år)	Oljebesparing (kkr/år)	Investering		
						50 % Internränta (%)	100 % Internränta (%)	150 % Internränta (%)
16	850	4,0	3,0	52,2	118,4	15,9	4,9	-0,1
17	1081	7,5	7,3	58,4	123,5	9,7	0,5	-3,8
18	1191	7,0	6,8	52,8	123,5	9,8	0,6	-3,8
16-8	380	0,2	0,1	4,4	11,8		-9,3	
17-8	611	3,7	4,4	10,6	16,9		-26,3	
18-8	720	3,2	3,9	5,0	16,9		-14,6	

De genomförda beräkningarna visar att god lönsamhet kan uppnås vid en installation av en värmepump i ett flerbostadshus med befintlig panncentral. Beräkningarna visar även att uteluft som värmekälla för närvarande ger större lönsamhet än jordvärme eller en kombination mellan dessa vid denna tillämpning. Jordvärmesystem kan dock finna tillämpningar, speciellt om den befintliga panncentralen enbart avses att användas i reserv.

Värmepumpsystemet skall utformas så att värmepumpen kan användas tillsammans med oljepannan, s.k. paralleldrif. För optimal lönsamhet skall värmepumpen dimensioneras så att den ensam svarar för värmebehovet till en utomhustemperatur av 2 - 5 °C. Värmepumpen kommer därvid att täcka mellan 65 - 80 % av hela energibehovet under året. Lönsamheten är dock starkt beroende av prishöjderna på el och olja och en förskjutning mellan dessa påverkar valet av gränstemperatur.

Det är alltid gynnsamt att kombinera en värmepump med en värmeavgivare som fordrar en låg temperatur hos värmebäraren. Beräkningarna visar att det är en väsentlig fördel om radiatorsystemet är tillräckligt stort för att möjliggöra drift med R22 som köldmedium ned till en utetemperatur på -10 - -15 °C. (Har radiatorsystemet större överdimensioneringsgrad blir förbättringen obetydlig.) För att uppfylla detta krävs att radiatorsystemet är så dimensionerat, att den nödvändiga framledningstemperaturen vid -20 °C ligger mellan 60 - 70 °C. Tidigare undersökningar visar att en stor del av de befintliga flerbostadshusen uppfyller detta krav.

Av totala nettoenergiförbrukningen åtgår ca 25 % för produktion av tappvarmvatten. Merparten av detta förbrukas vid en temperatur av 35 - 42 °C. Tappvarmvattentemperaturen bör därför sänkas till 42 - 45 °C. Värmepumpen kan därvid ensam svara för uppvärmning av tappvarmvatten under hela dess inkopplingstid.

De genomförda beräkningarna är utförda för ett givet utförande av anläggning tillämpad på fastigheter med ett radiatoreffektbehov mellan 250 - 1000 kW. Som väntat stiger lönsamheten hos anläggningen med ökat värmebehov. För de mindre fastigheterna bör lönsamheten kunna förbättras, utan att energibesparingen reduceras nämnvärt, genom att hetgaskylaren elimineras och tappvarmvattnet istället eftervärms med elenergi.

LITTERATUR

Ljung, B, 1977, Investeringsbedömning. (Akademilitteratur.) p. 51-57. Stockholm.

Ankargren, S, Norin, F, Strååt, H, Ytjordvärmepump för Håstens fritidsområde i Varberg. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport 20. Stockholm.

Blomquist, N, Jacobson, L, 1978, Förstudier av byggnadsuppvärmning med jordvärmepump. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport 94, p.24. Stockholm.

Eskilsson, E, 1979, Eltariffernas utveckling i jämförelse med levnadskostnader och bränslepris. (Svenska Elverksföreningen.) Handling 13, Stockholm.

Gustavsson, A, Olsson, O, Wahlman, E, 1978, Lågtemperatursystem i existerande byggnader. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport 29, p. 14-20. Stockholm.

Järnefors, U, Lönsamhetskalkyler vid energibesparande åtgärder för befintliga byggnader. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport 40, Stockholm.

Kraft, H, Fehrm, M, Hill, A, 1979, Värmepumpar för bostadsuppvärmning. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport 14, p.70-91. Stockholm.

Lundén, R, 1977, Värmepump med effektutjämningsystem. (Statens råd för byggnadsforskning.) Rapport 85, p. 19-23. Stockholm.

Nilsson, S, 1976, Värmepumpens tillämpning i byggnadsstyrelsens produktion. En studie över värmepumpens användning för radiatorsystemet i två olika stora hus. (Bostadsstyrelsen - Utvecklingsbyrån.) UV information, 161, Stockholm.

Energihushållning i befintlig bebyggelse, 1977, (Statens planverk.) Rapport 41, p. 18. Stockholm.

Lågspänningstariffer fr o m 1979-01-01, 1978, (Stockholms energiverk.) Stockholm.

Haukås, H, T, 1979, Värmepumpe i boligoppvarmningen. (Norsk Forening for VVS.) Norsk VVS, 7, årg. 22, p. 505-511. Oslo.

Klewborn, S, 1978, Dimensionering av värmeytor. (Förlags AB VVS.) VVS Special, 1, p. 62-64.

Nilsson, O, 1976, Värmepumpar i flerfamiljshus. (Rörfirmornas Riksförbund.) VVS-FORUM, 2, febr., p. 17-21. Stockholm.

Rosenblad, G, Berntsson, T, 1978, Jordvärmepumpar.
(Rörfirmornas Riksförbund.) VVS-FORUM, 4, april,
p. 39-44. Stockholm.

Zeddies, F, 1979, Einsatzmöglichkeiten der Wärmepumpe
in bestehenden und neuen Warmwasserheizungen. (Ver-
lag C.F. Müller.), Klima Kälte Heizung, 6, Juni, Jahrg.
7, p. 269-274. Karlsruhe.

SAMMANFATTNING

Rapporten behandlar tekniska och ekonomiska beräkningar av värmepumpsystem i flerbostadshus med befintlig panncentral. Beräkningar har utförts för tre olika stora hus med ett effektbehov vid dimensionerande utetemperatur $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ på 250, 500 och 1000 kW, vilket motsvarar ca 50 - 200 lägenheter. För det mindre huset har tre storlekar på radiatorsystemet använts i beräkningarna. Nödvändig framledningstemperatur vid dimensionerande utetemperatur har antagits till 70, 60 och $50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Storleken hos värmepumpaggregaten för de olika husen har avpassats så att värmepumpaggregaten svarar för hela värmebehovet ned till en utetemperatur av $+5, 0$ respektive $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$. När utetemperaturen är lägre startas panncentralen. Beräkningsresultat redovisas för både alternativdrift och parallelldrift.

I den behandlade systemlösningen förvärms tappvarmvatten i en nyinstallerad varmvattenberedare med returvatten från radiatorsystemet, för att sedan värmas till en förbrukartemperatur på minst $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ i den befintliga beredaren med värme från värmepumpaggregatets hetgaskylare.

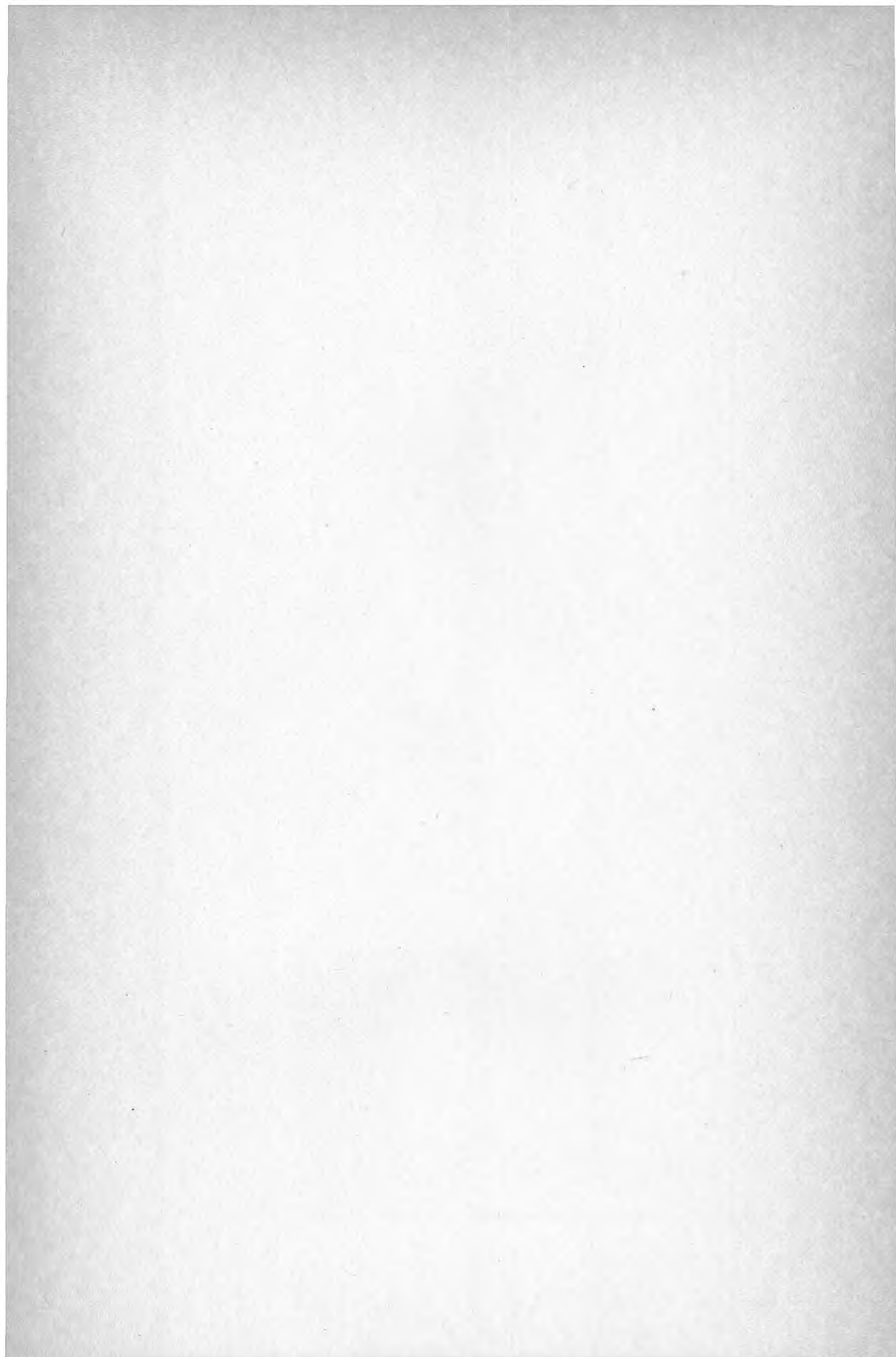
Underlaget för beräkningen av värmepumpens prestanda har hämtats från en i marknaden befintlig aggregatserie av fabrikat STAL, typ VMQ. Värmepumpens värmekälla är uteluft och värmen tillförs systemet via en utomhus placerad freonförångare. Vid utetemperaturer lägre än $+5\text{ }^{\circ}\text{C}$ avfrostas förångarbatteriet genom reversering av köldmediecykeln.

Som specialfall har kombinationen uteluft och jordvärme studerats. Jordvärmeabsorbatorn har härvid antagits bestå av vertikalt placerade rör ned till ett djup av 10 m och på ett avstånd av ca 2 m. Under sommaren måste värme återföras till jordvolymen via värmepumpens uteluftbatteri. Uppvärmningen har då drivits något högre än till jordlagrens normala temperatur.

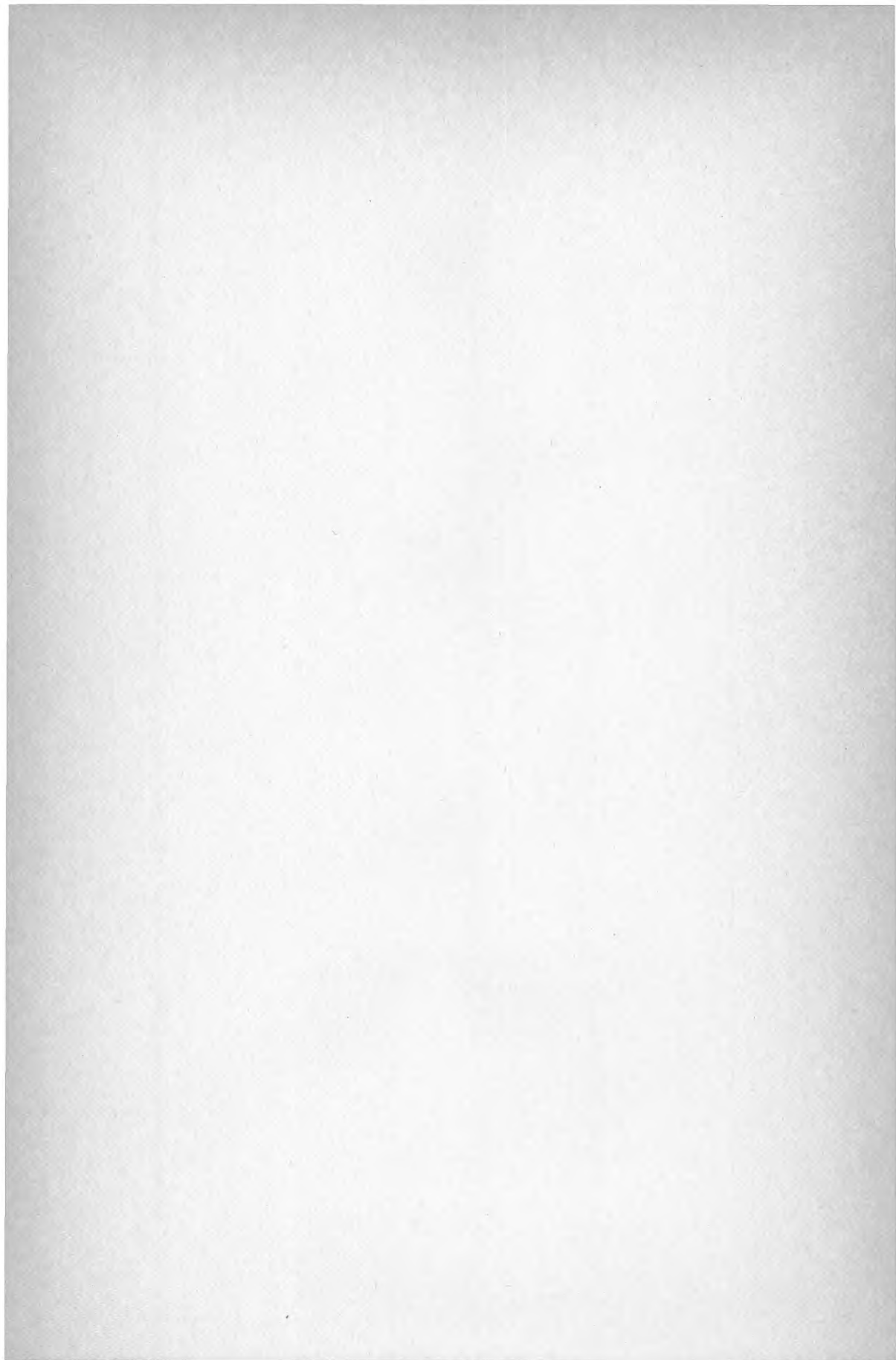
Vid de ekonomiska beräkningarna har tre olika installationsobjekt innehållande 1, 2 och 3 värmepumpaggregat anpassade för värmeeffektbehovet hos respektive hus studerats. Kapitalkostnaden för systemen har jämförts med de årliga besparingarna och utgifterna med internräntemetoden. En störningsanalys av de i lönsamhetskalkylen ingående parametrarna redovisas.

Beräkningsresultaten visar att god lönsamhet kan uppnås vid en installation av en värmepump i ett flerbostadshus med befintlig panncentral. Lönsamheten är härvid starkt beroende av prisrelationen mellan olja och elenergi samt den allmänna energiprisutvecklingen. Med 15 års avskrivningstid hos värmepumpsystemet och oförändrade energipriser erhålles en internränta på 4 - 8 %. Redan vid en energiprisstegring av 4 % per år förbättras resultatet till 10 - 13 %.











Denna rapport hänför sig till forskningsanslag
780987-6 från Statens råd för byggnadsforskning
till AB Svenska Fläktfabriken, Stockholm.

R70: 1980

ISBN 91-540-3274-1

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6700170

Abonnemangsgrupp:
W. Installationer

Distribution:
Svensk Byggtjänst, Box 7853
103 99 Stockholm

Cirkapris: 20 kr exkl moms