



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.

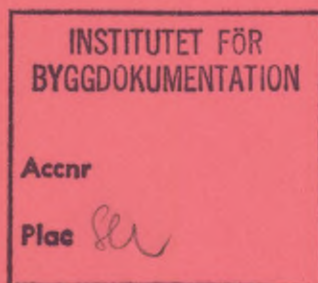


**Uteluft och mark som
värmekälla för värmepump
i kv Bobinen i Malmö**

Utvärdering

**Lars Jensen
Lennart Wetterstad**

K
Ant



R89:1985

UTELUFT OCH MARK SOM VÄRMEKÄLLA FÖR VÄRMEPUMP
I KV BOBINEN I MALMÖ

Utvärdering

Lars Jensen
Lennart Wetterstad

Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 801176-1
från Statens råd för byggnadsforskning till Institutionen
för Byggnadskonstruktionslära, Lunds Tekniska Högskola,
Lund.

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

R89:1985

ISBN 91-540-4430-8
Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Liber Tryck AB Stockholm 1985

INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1	INLEDNING	2
2	VÄRMEPUMPSCENTRAL OCH HUS.	
	BESKRIVNING, DRIFTSERFARENHETER OCH PROBLEM	3
	Projektmål	3
	Husen	4
	Värmepumpssystemet. Teknisk beskrivning	5
	Värmepumpssystemet funktion	7
	Utförande	9
	Driftproblem under första året	11
	Administration	11
	Ekonomi	14
3	MÄTUTRUSTNING	22
4	MÄTDATABEARBETNING OCH UTVÄRDERING	23
	Uppmätta och beräknade variabler	23
	Projekterade effekter, energier och värmefaktorer	29
	Mätta effekter, energier och värmefaktorer	30
	Analys av delsystem	36
	Åtgärder	45
5	REGLERING AV VÄRMEPUMPAR	64
	Effektreglering - Ett felaktigt reglersätt	64
	Tillfrånreglering ett steg	65
	Tillfrånreglering flera steg	68
	Reglering med pulslängdsmodulering	69
	Enkel dynamisk modell för värmesystem	71
	Temperaturreglering genom flödesreglering	78
	Temperaturreglering genom blandningsreglering	80
	Antal starter - värmesystem	83
	Antal starter - varmvattenberedningen	86
	Periodisk verkningsgrad	86
6	DRIFT AV KOMBINERAD KOLLEKTOR	105
7	REFERENSER	118

1 INLEDNING

Denna rapport dokumenterar ett års mätningar och utvärdering av mätdata från en värmepumpscentral. Värmepumpscentralen har en luftkollector och en liten markkollector och förser 13 radhusenheter med värme och varmvatten. Huvudsyftet med projektet var att utvärdera den kombinerade luft/markkollectorn.

Detta projekt är resterna av ett betydligt mer omfattande projekt i arbetsinsats och mät-, styr- och reglerteknik och därmed också högre kostnader (307 tkr mot beviljade/nerskurna 120 tkr). Nerskärningen innebär en övergång från datoriserad mätning till manuella veckoavläsningar. Enbart värmepumpscentralen skulle undersökas och husen skulle utelämnas. Den datoriserade mätutrustningen skulle även kunnat svara för styrning och reglering av värmepumpscentralen.

I avsnitt 2 beskrivs värmepumpscentralen och husen och olika driftserfarenheter och problem.

Mätutrustning, mätdatabearbetning och utvärdering beskrivs i avsnitt 3 och 4.

Avsnitt 5 och 6 är helt fristående avsnitt om reglering av stegprocesser tillämpligt på värmepumpar resp drift av kombinerad kollector.

Avsnitt 2 har skrivits av Lennart Wetterstad och avsnitt 3-6 av Lars Jensen. All instrumentering har utförts av Mätgruppen vid institutionen för Byggnadskonstruktionslära, Lunds Tekniska Högskola.

2 VÄRMEPUMPSCENTRAL OCH HUS. BESKRIVNING, DRIFTSERFARENHETER OCH PROBLEM

Projekt mål

Malmö Fastighetskontor arrangerade 1978 en tävling om energisnåla radhus för kv Valdemarsro. Ett av förslagen fann Fastighetsnämnden så intressant att det, trots en sämre investeringsekonomi än det segrande förslaget, fick chansen att uppföras i ett senare skede. Det är detta projekt som kallas "Bobinen". Det vinnande förslaget kallas "Valdemarsro".

BFR-uppdraget gällde att undersöka servicekostnaderna för värmepumpanläggningen och värmefaktorn vid kombinationen mark-/luftvärme, se avsnitt 4-6.

Den avsikt som Malmö kommun hade vid tilldelningen av mark för projektet var att jämföra de boendes kostnad för köpt energi vid Bobinen- resp Valdemarsroprojekten. Man kan anse att Bobinen är ett alternativenergihus och Valdemarsro ett passivt solhus. Kv Valdemarsro bebyggdes med 32 st smala och superisolerade radhus, ca 120 m^2 (väggar $k=0.19$, tak $k=0.10$) och med fjärrvärme som energikälla, Byggnadstidningen (1982). Tävlingskravet var att uppnå högst 60 kWh/m^2 boyta i årlig energiförbrukning köpt energi (värme, ventilation och varmvatten). Valdemarsro uppnådde 83.3 kWh/m^2 och efter diverse åtgärder kunde förbrukningen nerbringas till 62 kWh/m^2 i några av radhusen. Fjärrvärmens kulvertförluster bortsågs ifrån.

Bobinen förväntades enligt förstudien hamna så lågt som 42 kWh/m^2 köpt energi eftersom välisolerade par- och fristående hus (väggar $k=0.18$, tak $k=0.13$) med gemensam värmepump användes. Enligt föreliggande utvärdering, se avsnitt 3, har 127734 kWh/år elenergi åtgått för värme, ventilation och varmvatten. Våningsarean är 1879 m^2 . Detta ger en energiförbrukning av 68.0 kWh/m^2 , vilket omräknat till normalårsförbrukning blir 73.1 kWh/m^2 .

Ökningen med 75% från projekterat värde har flera orsaker och behandlas i avsnitt 4. Bobinen underskrider trots allt Valdemarsrovillornas förbrukning med ca 15%.

Husen

Villorna visas i FIG.2.1. Boendeytan blev något mindre än den projekterade 2134 m^2 , dvs $10 \text{ st a } 145 \text{ m}^2 + 3 \text{ st a } 143 \text{ m}^2 = 1879 \text{ m}^2$. Den i marken något nedsänkta värmecentralen på 32 m^2 uppvärms tillräckligt av installationernas värmeförluster.

Villorna byggdes med Masonite byggsystem i alla bärande konstruktioner, dvs väggar, mellanbjälklag och takstolar. I väggar förekommer 200 mm och i tak 350 mm mineralull. Fönstren var av 3-glas isolerrutor med skummad fog mellan karm och vägg. Termograferingen och tryckprovningen som gjordes efteråt visade på ett gott isoleringsarbete.

Enligt förstudien skulle golvvärme användas, men av kostnadsskäl installerades i stället större radiatorer som var anpassade till lågtemperatursystemet. 1-rörssystem användes och alla radiatorer hade termostatventiler.

Varje villa har en TA STA-D ansl 20 stamventil och de 3 radiator-slingorna vardera en TA TRIM ansl 15 gruppventil på framledning-
en. Dessa senare har aldrig blivit rätt inreglerade beroende på att konsulten angett felaktiga instyppningsvärden. Värmen i de olika husen blev därför mycket ojämn, särskilt mellan under- och övervåning, och de åtgärder som företogs skedde på måfå.

Kulverten, som nedlades utanför husen i stället för under husen som avsågs i förstudien, bestod av en konventionell Ido-fyrrörskulvert. Rörskålar användes i stället för PUR-skumning vid skarvar etc. Här förekommer de största värmeförlusterna, ca 15% i stället för beräknade ca 3%, se avsnitt 4. För ventilationen användes TFX aggregat av typ Bacho Minimaster. Luftomsättningen beräknas vara 0.5 oms/h.

Husen har god planlösning och är i övrigt till belåtenhet.

Värmepumpsystemet. Teknisk beskrivning

FIG.2.4 visar ett principschema för värmepumpcentral med luft- och markvärmekollektor. Se även FIG.2.2 och 2.3. FIG.2.5 och 2.6 visar katalogblad för VP1 och 2 resp VP3 med lämpliga vattenflöden, -tryckfall och -temperaturfall angivna. FIG.2.7 visar katalogblad för luftvärmekollektorn.

Data

Värmeupptagningssystem (köldbärarsystem)

Markkollektor

4 slingor PEL 40x2.5 NT4
Fördelningsrör PEL 40x2.5 NT4
Transportledningar PEL 63 NT4

Luftkollektor

Typ Gould Aircoil SCW-239, Special
6 st fläktar 3x380 V 10.5 A 950 v/min
per fläktmotor 550 W
4TI temperaturgivare
Transportledning PEL 63 NT4

Köldbärare propylenglykol + vatten (35/65)

Värmepumpsystem

VP1, VP2, Värmepumpar	för värmevattensystem typ C-32 Compact C
Förångare	typ Cinab
Kondensor	typ Cinab
Kompressorer, 4 st	hermetiska, fabrikat Lunite Hermetique typ TAG P4568T
Expansionsventil	Termostatisk
Köldmedium	Freon R 502
VP3, Värmepump	för tappvarmvattensystem typ C-16 Compact C
Förångare	typ Cinab
Kondensor	typ Wirsbo
Kompressor, 1 st	fabrikat Lunite Hermetique typ TAG 4561T

Värmevattensystem

P5 Cirk.pump (värme)	fabrikat Grundfos, typ UPS 50-120
Steg 2	2.250 v/min tillförd effekt min 400 W, max 740 W
Steg 3 (används)	2.760 v/min tillförd effekt min 500 W, max 980 W 3x380 V, 1.8 A
Expansionskärl	100 l
SV2, Shuntmotor	Typ Landis & Gyr SKD 31.50
Monteringsrats	Typ Landis & Gyr Ask34
Shunt	Typ Landis & Gyr WX 41:40
Expansionskärl	100 l

Tappvarmvattensystem

P4 Cirkulationspump (laddning vv)	Typ Grundfos UP2545N 1-fas, 220 V, 0.58 A, 120 W
P6 Cirkulationspump (vvc)	Typ Grundfos UP2545N 1-fas, 220 V, 0.58 A, 120 W
B1,B2 Varmvattenberedare	Typ CTC-17DS 1500

Värmeupptagningssystem (köldbärarsystem)

P1 Processpump (tot)	Typ Grundfos CP8-40k 2.900 v/min 1.5 kW 3x380 V, 3.4 A
P2 Processpump (luft)	Typ Grundfos CP8-20k 2.900 v/min 0.75 kW 3x380 V, 1.8 A
P3 Processpump (vv)	Typ Grundfos CP2-20k 2.900 v/min 0.37 kW 3x380 V, 1 A
Expansionskärl	50 l
SV1 Shuntmotor	Typ Landis & Gyr ME87V.314
Shunt	Typ Landis & Gyr VX441.5000

Injustering

Stamregl.ventiler	OSY ansl.40
-------------------	-------------

El-utrustning

Manöverpanel

Motorskyddsbrytare - kontaktorer
 Säkringsautomater
 Hjälprelä
 Programverk
 Elektroniska termostater
 Mätvärdesomvandlare PT-givare
 Manöverbrytare
 Transformator
 Lampindikeringar
 Reglercentral

FunktionLuftkolektor

Luftkolektorns kylkapacitet är beroende av lufttemperatur och antal fläkthjul som är drift. För att få en jämn kylkapacitet vid varierande lufttemperaturer, startas fläkthjulen enligt följande:

Lufttemperatur $>15^{\circ}\text{C}$	drift 0 st fläkt
Lufttemperatur $>8^{\circ}\text{C} < 15^{\circ}\text{C}$	drift 3 st fläktar
Lufttemperatur $>2^{\circ}\text{C} < 8^{\circ}\text{C}$	drift 6 st fläktar

Under 2°C och över 15°C stängs samtliga fläktar av.

Temperaturindikation fås från givare:

Fläktsteg 1	1 BT4
Fläktsteg 2	2 BT5
Fläktsteg 3	3 BT6
Mätvärdesomvandlare	BT7
Utomhusgivare	BT9

Värmepumpanläggning

Värmepumparna VP1 och VP2 värmer upp värmevattensystemet.

Temperaturstyrningen sker via utomhusgivare BT9, framledningsgivare och styr shuntmotor SV2.

Värmepumparna VP1 och VP2 startar vid signal från givare BT1 respektive BT2.

Värmepumpens termostater inställes på en framledningstemperatur på ca 53 °C.

Om det är en eller två värmepumpar som är i drift är helt beroende på värmebehovet.

Värmepump VP3 värmer upp tappvarmvattnet och styrs via givare BT3. Tappvattentemperatur ca 50 °C. Tappvarmvattnet upplagras i varmvattenberedarna B1 och B2.

Värmeupptagningsystem

Värmeupptagningssystemet består av 2 st kollektorsystem:

- a) markkollektor
- b) luftkollektor

Luftkollektorn arbetar för utetemperaturer över 2 °C och fungerar som kompletteringsvärme till markkollektorn.

Processpumparna P1 och P3 startas när resp värmepumpar startar.

Om utomhustemperaturen är mer än +2 °C, öppnas shunt SV1 mot luftkollektorn och processpump P2 startar samtliga fläktar i luftkollektorn. (Se luftkollektorns funktion).

SV1 är inställd så att den inte kan stänga av mot markkollektorn.

När lufttemperaturen understiger +2 °C stoppar processpump P2 och SV1 stänger mot luftkollektorn. Mellan P2 och SV1 finns en fördröjning.

Luftkollektorns drift styrs helt från givarna BT4, BT5 och BT6. BT7 är mätvärdesomvandlaren.

Processpump P3:s drift styrs enbart via signaler från värmepump VP3.

Om P1 utlöses, stannar hela anläggningen utom cirkulationspumparna P4, P5 och P6.

Vid fel på P2 stänger SV1 mot luftkolektorsystemet och luftkolektorfläktarna stannar.

Om någon av luftkolektorfläktarna utlöses, stannar processpump P2 och SV1 stänger av mot luftkolektorsystemet.

Om processpump P3 utlöses, stannar värmepump VP3.

Lampindikeringar på manöverskåpet visar om någon av fläktarna eller processvattenpumparna P1 och P3 stannar.

Utförande

Värmepump

Förprojekteringen, Wetterstad (1980), föreslår en med 20-100% kapacitet reglerbar värmepump med ett reglersystem kopplat till väl avpassade pumpar med minsta möjliga effekt och gångtid. Totalentreprenadupphandlingen gjorde att detta inte uppfylldes, se avsnitt 4-6.

Markkolektor

FIG.2.8 visar en plan över hus, park och värmekolektorerna. Den är inte reviderad. Särskilt vad beträffar nedläggningen av slingorna i det norra området är verkligheten annorlunda. De 4 markvärmeslingornas olika längder har ej angivits. Troligen är de två norra lika och något längre än de två södra slingorna. Djupet 1 m och avståndet 2 m mellan slangar stämmer till största delen. Mellan ledningsnivåerna i sektion B-B lades isolerskivor för att isolera distributionsledningarna från varandra.

Närmare studier av markvärmefunktionen, effekter etc har inte gjorts. Enligt S-Schakt har 2200 m slang nedlagts för markvärme. Detta ger belastningen 9.8 W/m^2 eller 19.6 W/m slang. Enligt förstudien skulle 1600 m slang och belastningen 13.5 W/m^2 eller 27 W/m slang användas. Injustering av ventilerna RV10-13, se

FIG.2.4, har inte utförts. När ventilerna stod helt öppna var slingornas flöden vid ett tillfälle 2350, 2250, 2750, 2300 l/h mätt från vänster i centralen. Temperaturfallen mättes till 0.9° , 1.2° , 0.3° och 0.4° resp, men värdena bör betraktas som osäkra.

Luftkollektor

Under den milda vintern då föreliggande utvärdering skedde har inte påfrostning kunnat observeras.

Vid de höga fläkteffekter som förekommer, 6x550 W, borde fläktarna och deras elmotorer ha placerats undertill, dvs uppströms så att förlustvärmen i viss mån hade tillgodogjorts. Den levererade apparaten är av typen luftkyld vätskekylare.

En omplacering av fläktarna är enligt tillverkaren möjlig att göra. Man kan som alternativ ändra luftens strömningsriktning genom att omkasta motorernas rotationsriktning. Egenkonvektionen sammanfaller då med fläktströmningen. I det senare fallet blir luftfördelningen genom batteriet sämre och effekten minskas 10-15%. Detta kan eventuellt accepteras.

Värmesystem

Värmesystemets koppling behandlas närmare i avsnitt 4 och 5. Avstängningsventiler för att avskilja norra resp södra husens värme, vilket hade varit lämpligt vid ev åtgärder på systemet, saknas.

Som reserv skulle anslutningsmöjlighet finnas för en elpanna. Anläggningen levererades med urtag för elpatroner i varmvattenberedarna men eftersom värme- och varmvattensystemen är skilda åt saknas en riktig reservenergikälla om detta skulle behövas.

Största skillnaden mellan förprojekteringen och befintligt system är att de båda varmvattenberedarna inte levererades med dubbelmantel, dvs värmepumparna VP1 och VP2 får nu ingen ackumuleringsmöjlighet förutom den i kulvert och husen.

Varmvattenberedning

Systemets koppling behandlas närmare i avsnitt 4 där även lämpligt vattenflöde genom värmepumpen VP3 diskuteras. Kopplingens funktion är svårbedömd eftersom inkommande kallvatten kan dela sig åt två håll, FIG.2.4. Vid större tappningar går kallvattnet till största delen nedåt till B2 och en mindre del genom VP3 varför strömningsriktningen i ledningen mellan B1 och B2 ändras. Svalt vatten från VP3 går då delvis direkt ut till husen. Några experiment med ändring av ventilinställning på RV4 och RV5 har gjorts men ej analyserats.

Driftproblem under första året

Endast smärre driftavbrott har skett under inkörningsperioden beroende på utlösta säkringar etc. En expansionsventil i VP3 har fått bytas. Ett obetydligt läckage har förekommit vid injusteringsventilerna RV10-13 för markkollektorsystemet. Luftning har behövt göras av både brine- och värmesystemen ett flertal gånger. Okända personer har gjort en del ändringar av ventillägen etc, men detta har återställts snabbt. En del systematiska ändringar av värmepumparnas tidreläer och termostater har skett men utan större inflytande på värmecentralens drift. Kondens och nedisning förekom på flänsar, pumpar och ventiler i stor utsträckning under vintern. Värmepumpar, brinepump P2 och fläktar slår ofta till och från - i många driftfall med någon sekunds mellanrum. Varmvattentemperaturen underskrider ofta 45 °C.

Administration

I detta avsnitt kommer bl a orsakerna till projektets långsamma framskridande att beskrivas, vilket kan vara till nytta vid planering av liknande projekt där olika myndigheter och företag är inkopplade, en del av dem utan intresse för forskningsuppgiften.

Förstudien till projektet, Wetterstad (1980), beskriver projektets uppkomst. Sedan Valdemarsrotävingen har ca 7 år gått och originaliteten i projektet har till stor del överspelats. Som

experimentanläggning är den dock av värde och en hel del av missgreppen i utförandet kan analyseras och bör i fortsättningen kunna ge drifts- och serviceerfarenheter. Denna rapport redovisar utvärderingen av första årets drift för vilket BFR anslagit 120 kkr till Lunds Tekniska Högskola.

Ett byggforskningslån på 387 kkr lämnades till Malmö kommuns fastighetskontor, men överfördes sedermera till Bobinens Samfällighetsförening. Som byggherre för projektet inbjöds Stjärnån Bygg AB i Malmö, Karl Koistinen Arkitektkontor AB, Lund som arkitekt och Minergi AB i Malmö som energikonsult .

BFR-lånet jämte ett förhöjt bostadslån administrerades av Länsbostadsnämnden. De ovanliga lånerutinerna samt behovet av att engagera både Malmö fastighetskontor och -nämnd, gatukontor, parkförvaltning, byggnadsnämnd m fl, fördröjde till en viss del projektet. En stor del av fördröjningen orsakades emellertid av byggherren som tidigare inte varit engagerad i liknande projekt. Vidare uppställdes efter hand ett 5-årigt garantikrav på Stjärnån Bygg AB av Malmö kommun. BFR-lånets pengar kvarhölls av Malmö kommun en längre tid innan de utbetalades till Stjärnån. Trots att byggnadskreditivet kunde lyftas fick inte arkitekten och energikonsulten ut sina arvoden, vilket försenade och infekterade arbetet ytterligare.

SIAB-byggen AB, Malmö anlätades som entreprenör för markarbeten, husbyggnationen jämte försäljningen. Dessa arbeten löpte helt friktionsfritt. AB Carl Gerner antogs som entreprenör för VVS i de 13 husen jämte värmekulverten. FTB Ventilation AB, Malmö antogs för ventilation och Elektro-Center i Malmö AB för elarbeten i husen.

Som VVS-projektör för husen och som besiktningsman anlätades Kjell Pettersson VVS-byrå, Vellinge och som elprojektör Åke Strand Ingenjörbyrå AB, Malmö. Detta gällde de 13 villorna, men Kjell Pettersson fungerade även som besiktningsman för energicentralen.

Den viktigaste delen av projektet, dvs energicentralen med luft- och markvärmekollektor utfördes av Cinab Energi AB, Göteborg som

underentreprenör åt Stjärnan Bygg AB. Här uppstod de största problemen. Cinabs produkter och tillverkning har sedermera övertagits av Atlas Copco Energy AB, Hisings Kärra. Materialgaranti-ansvaret har således övertagits av Atlas Copco. Cinab stod själva för projekteringen av energicentralen och kunde som totalentreprenör för denna inte påverkas. De utfäste sig att funktionen skulle bli den önskade. Systemet kom därmed att avvika från den i förstudien angivna beroende på den använda värmepumpstypen.

Värmepumparnas styrautomatik utfördes för Cinabs räkning av BJ Konstruktioner, Göteborg. Markslingorna nedlades av S-Schakt, Hörby och vvs- och elarbetet i värmecentralen utfördes av Eco-Therm, Malmö. Anledningen till att Cinab valdes som totalentreprenör var, förutom priset, att värmepumpen var av helsvenskt fabrikat, vilket var ett önskemål från BFR. Enligt förstudien skulle en steglöst reglerbar värmepump av fabrikat STAL Refrigeration ha använts.

Garantibesiktning, 2 år, av projektet Bobinen kommer att ske i juni 1985. Trots att tiden snart är ute har många av problemen ännu inte åtgärdats. En förbättring av värmepumparnas, fläktarnas och pumparnas driftförhållanden har inte skett. Detaljer, t ex termometrar, saknas. En ordentlig genomgång av anläggningen, t ex värmepumpautomatiken, bl a med bostadsrättsföreningens fastighetsskötare har inte förekommit. Drift- och skötselinstruktioner och märkningen har inte korrigerats och förbättrats. Fullständiga relationsritningar saknas och någon slutligt reviderad ritning på hur slangarna blivit nedlagda finns t ex inte. Med hänsyn till Parkförvaltningen lades slangarna ner annorlunda än vad som ursprungligen beräknats. En förändring av värmepumpsautomatik och -system så att värmepumparna inte slits ut i förtid har inte skett, se förslag enligt avsnitt 4. Den ansvarige teknikern hos Cinab är nu anställd på Atlas Copco. Ringa hopp finns att anläggningen förbättras enligt garantiåtagandet. Cinab eller Atlas Copco har enligt uppgift inte fått påpekande om icke utförda åtgärder men väl tagit ansvar för sina åtaganden.

En del korrigeringar av anläggningarna i övrigt krävs, t ex inreglering av husens värmesystem. Detta åligger bl a Kjell Pettersson VVS-byrå.

Den referensgrupp av personer som nämnts i förstudien har tyvärr inte engagerats under det fortsatta arbetet. Detta berodde på att BFR endast beviljade lån och ej bidrag för genomförandet.

Ekonomi

Den enda kostnaden som redovisats för projektet är den preliminära finansierings- och kostnads-kalkylen, FIG.2.9.



FIG.2.1 Villorna från gatusidan



FIG.2.2 VVB(B1) och värmepump VP3 i förgrunden och VP1 och VP2 i bakgrunden



FIG.2.3 Luft- och markkolektor. Harvat område skall planteras med buskar. Motorväg och hyreshus i fonden.

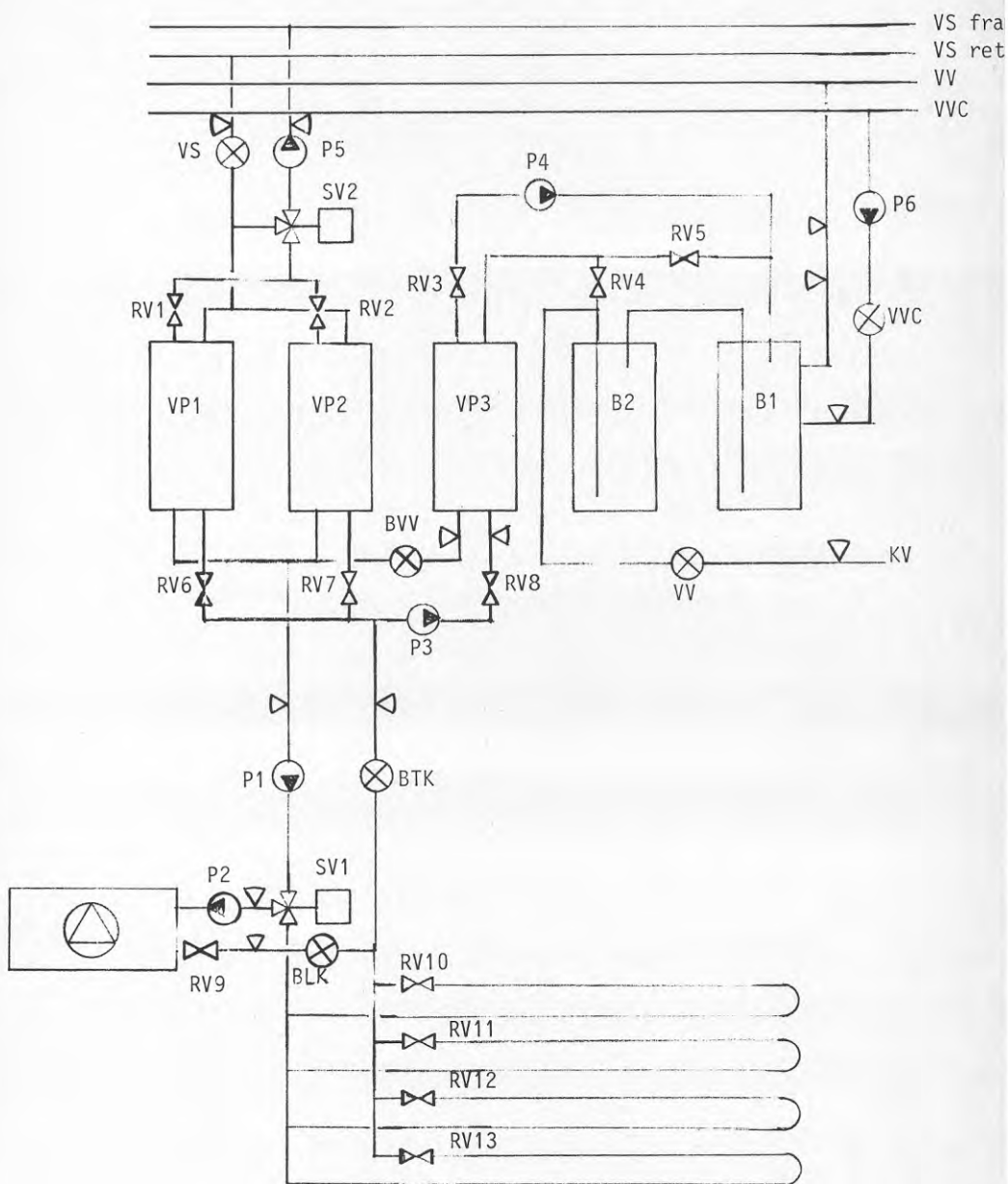
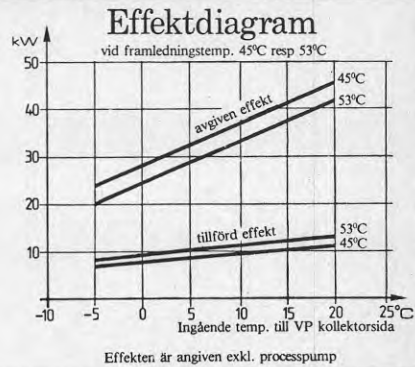
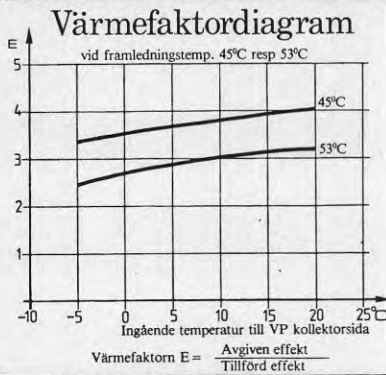
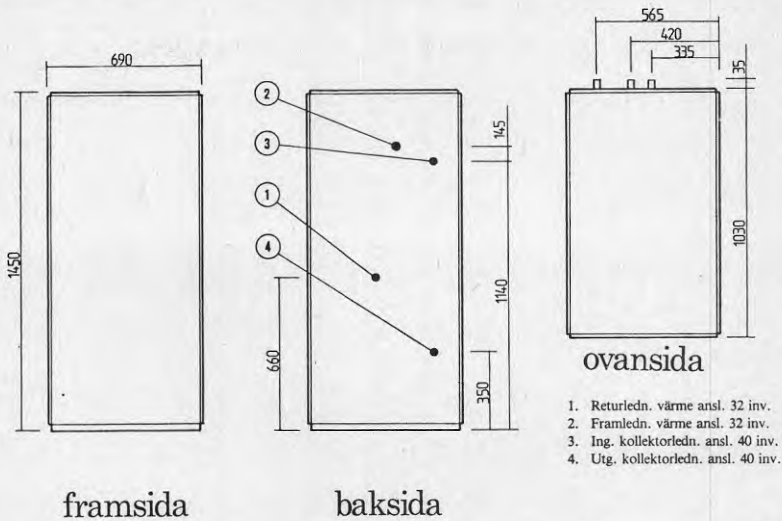


FIG.2.4 Principschema för värmepumpscentral med luft- och mark-kollektor. Förbigångar vid värmemängdsmätare och avstängningsventiler har utelämnats.

Teknisk beskrivning: Cinab* 32 Compact C,W



Flöde förångare vid $\Delta t = 3^\circ\text{C}$	l/h	6.100
Tryckfall förångare	kPa (mVp)	110 (11)
Flöde kondensor vid $\Delta t = 8^\circ\text{C}$	l/h	3.900
Tryckfall kondensor	kPa (mVp)	70 (7,0)
Elslutning 3 x 380 V avsäkras	A	35
Anslutningseffekt exkl. processpump	kW	2 x 4,42
Driftfärdig vikt	kg	520

VÄRMEPUMPEN LEVERERAS NORMALT ANSLUTNINGSKLAR MEN KAN VID BEHOV LEVERERAS FÖR MONTAGE PÅ PLATSEN.

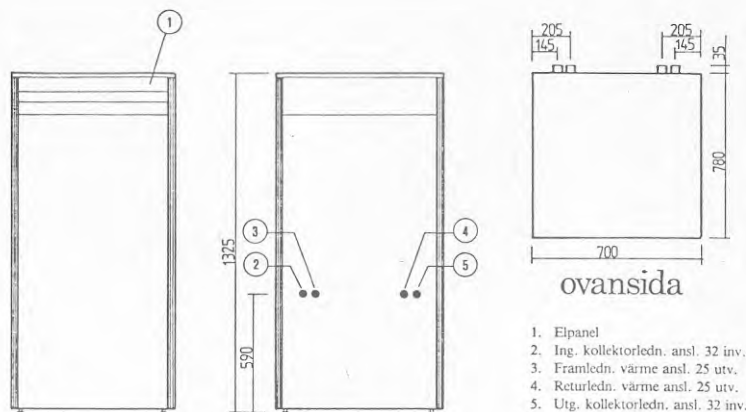
I värmepumpsleveransen ingår följande huvudkomponenter: Förångare, kondensor, expansionsventil, två helhermetiska kompressorer, motorskydd för processpump, processpump i C-utförande och elanslutning för cirkulationspump på kondensorsidan.

Värmepumpen ansluts elektriskt till separat elskåp med valfri funktion.

Vi förbehåller oss rätten till ändringar.

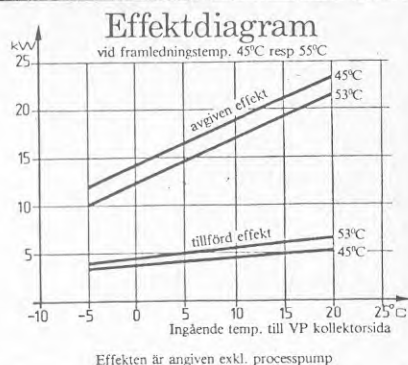
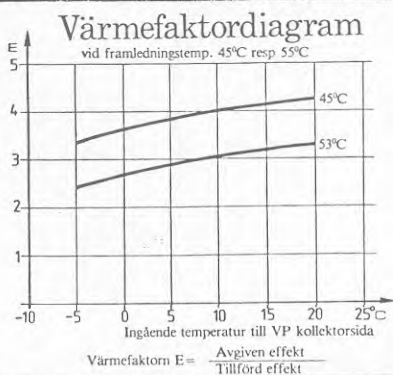
FIG.2.5 Datatabell för värmepump VP1 och VP2 för radiatorsystemet.

Teknisk beskrivning: Citrab 16 Compact C.W.H



framsida

baksida



Flöde förångare vid $\Delta t = 3^\circ\text{C}$	l/h	3.000
Tryckfall förångare	kPa (mVp)	110 (11)
Flöde kondensor vid $\Delta t = 8^\circ\text{C}$	l/h	1.720
Tryckfall kondensor	kPa (mVp)	15 (1,5)
Elanslutning $3 \times 380\text{ V}$ avsäkras	A	16
Anslutningseffekt exkl. processpump	kW	4,42
Driftfärdig vikt	kg	250

VÄRMEPUMPEN LEVERERAS ANSLUTNINGSKLAR

I värmepumpsleveransen ingår följande huvudkomponenter: Förångare, kondensor, expansionsventil, hermetisk kompressor, motorskydd för processpump, processpump i C-utförande och elanslutning för cirkulationspump på kondensorsidan.

Värmepumpen kan levereras med eller utan inbyggd el- och reglerutrustning.

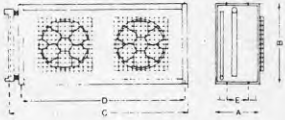
Vi förbehåller oss rätten till ändringar.

FIG.2.6 Datablad för värmepump VP3 för varmvattenberedning.

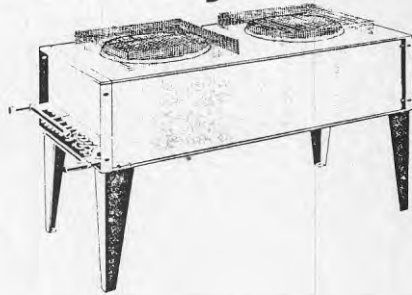


Luftkjølte væskekjølere

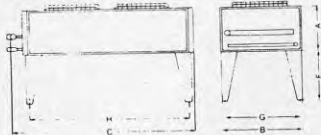
SCW-V/LCW-V



SCW = standard type
LCW = støydempet type
SCW-V, LCW-V = vertikal montasje



SCW-H/LCW-H



SCW-H, LCW-H = horisontal montasje

Kapsling laget i aluminium og i galvanisert stål — kobber rør — aluminium lameller.
Samlestokkene beskyttes mot korrosjon.
3-faset elektriske motorer med arbeidsbrytere.

Model		SCW11	SCW14	SCW21	SCW28	SCW42	SCW53	SCW80	SCW79	
SCW	Luftmengde	m ³ /s	1.47	1.32	2.94	2.64	3.96	5.28	5.11	7.92
	Fløte	n° x Ø mm	1 x 450	1 x 450	2 x 450	2 x 450	3 x 450	2 x 600	2 x 600	3 x 600
		R P M	1450	1450	1450	1450	1450	950	950	950
Amp forbruk		220/380 V	2.6/1.5	2.6/1.5	5.2/3.0	5.2/3.0	7.8/4.5	6.0/3.5	6.0/3.5	9.0/5.2
Modell		LCW8	LCW10	LCW16	LCW20	LCW31	LCW41	LCW45	LCW61	
LCW	Luftmengde	m ³ /s	0.92	0.85	1.83	1.69	2.54	3.58	3.50	5.37
	Fløte	n° x Ø mm	1 x 450	1 x 450	2 x 450	2 x 450	3 x 450	2 x 600	2 x 600	3 x 600
		R P M	950	950	950	950	950	700	700	700
Amp forbruk		220/380 V	1.1/0.65	1.1/0.65	2.2/1.3	2.2/1.3	3.3/1.95	4.6/2.6	4.6/2.6	6.9/3.9
Felles data	A	mm	460	460	460	460	460	460	460	460
	B	mm	540	540	540	540	540	900	900	900
	C	mm	770	860	1510	1510	2165	2180	2180	3180
	D	mm	710	710	1360	1360	2010	2010	2010	2985
	E	mm	330	330	330	330	330	330	330	330
	F	mm	400	400	400	400	400	600	600	600
	G	mm	480	480	480	480	480	840	840	840
	H	mm	650	650	1300	1300	1950	1950	1950	2925
Tilslutninger	N D	15		25					40	
	Rørgjenger	1/2"		1"					1 1/2"	
Indre volum	dm ³	4.5	9.2	8.6	17	25	33.5	44.5	51	
Vekt*	kg	47	56	84	102	147	180	180	235	
Model		SCW90	SCW105	SCW119	SCW158	SCW179	SCW211	SCW239	SCW264	
SCW	Luftmengde	m ³ /s	7.67	10.56	10.22	15.83	15.33	21.11	19.70	
	Fløte	n° x Ø mm	3 x 600	4 x 600	4 x 600	6 x 600	6 x 600	8 x 600	8 x 600	
		R P M	950	950	950	950	950	950	950	
Amp forbruk		220/380 V	9.0/5.2	12.0/7.0	12.0/7.0	18.0/10.4	18.0/10.4	24.0/14.0	24.0/14.0	
Modell		LCW67	LCW81	LCW89	LCW122	LCW134	LCW162	LCW178	LCW189	
LCW	Luftmengde	m ³ /s	5.25	7.17	7.00	10.75	10.50	14.33	14.00	13.33
	Fløte	n° x Ø mm	3 x 600	4 x 600	4 x 600	6 x 600	6 x 600	8 x 600	8 x 600	8 x 600
		R P M	700	700	700	700	700	700	700	700
Amp forbruk		220/380 V	6.9/3.9	9.2/5.2	9.2/5.2	13.8/7.8	13.8/7.8	18.4/10.4	18.4/10.4	18.4/10.4
Felles data	A	mm	460	460	460	460	460	460	520	
	B	mm	900	900	900	1740	1740	1740	1740	
	C	mm	3180	4155	4155	3180	3180	4155	4155	
	D	mm	2985	3960	3960	2985	2985	3960	3960	
	E	mm	330	330	330	330	330	330	330	
	F	mm	600	600	600	600	600	600	600	
	G	mm	840	840	840	1680	1680	1680	1680	
	H	mm	2925	3900	3900	2925	2925	3900	3900	
Tilslutninger	N D	40			65			100		
	Rørgjenger	1 1/2"			2 1/2"			4"		
Indre volum	dm ³	67	67	88	103	135	135	177	261	
Vekt*	kg	265	305	350	435	500	575	660	840	

Vekten refererer til modellene SCW...V og LCW...V. — For modellene SCW...H og LCW...H legges til 10 kg.
CR-01-G12-T Rett til forandringer uten forhandsvarsel forbeholdes.

FIG.2.7 Datatabell for luftkollector. Data inringede typ SCW239 special med 6 flåktar.

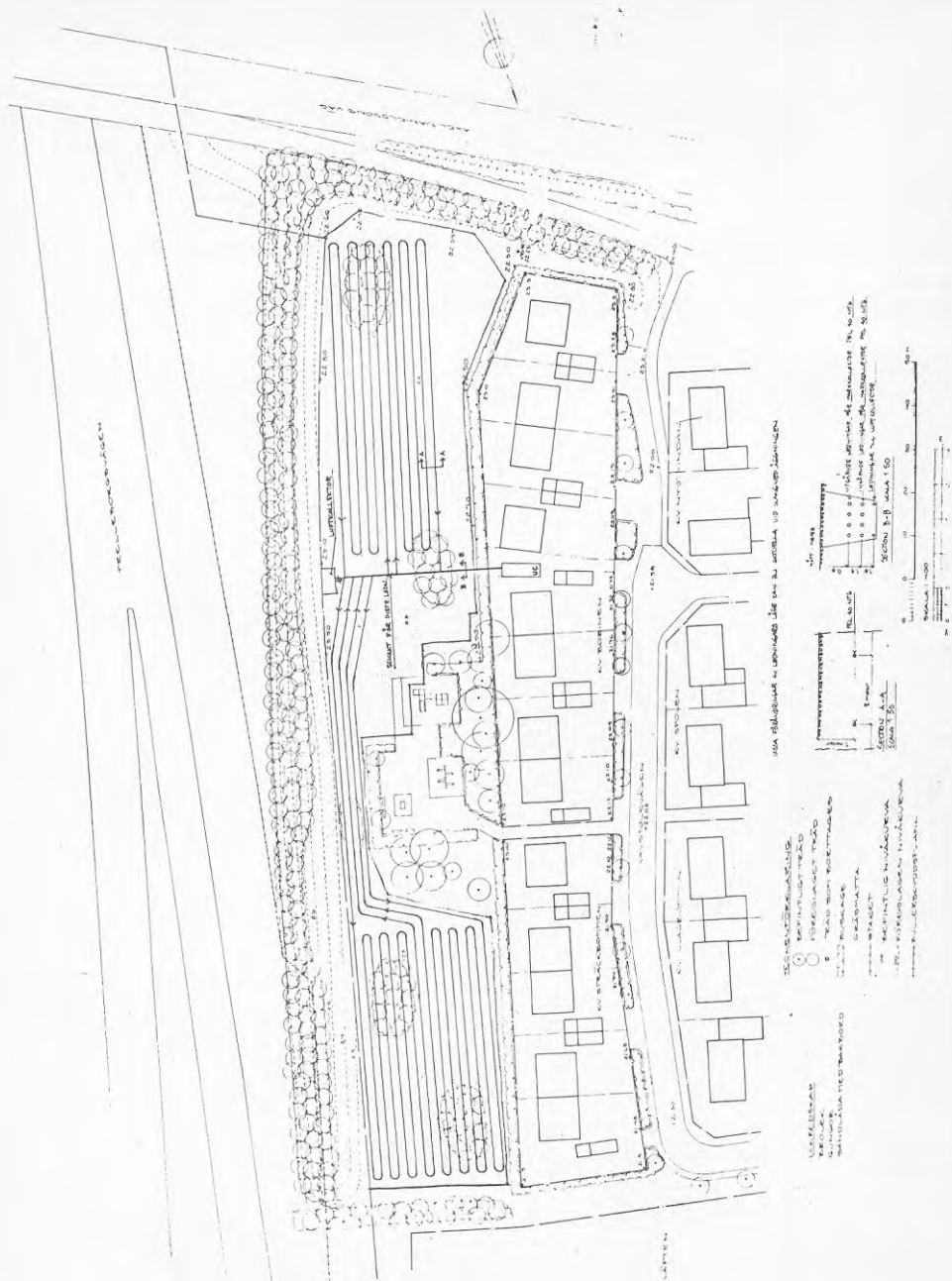


FIG.2.8 Situationsplan för kvarteret Bobinen med luft-, markkollektor, värmepumpscentral och hus.

KV BOBINEN, MALMÖ KOMMUN

=====

Preliminär finansierings- och kostnadskalkyl

	Hustyp
Låneunderlag = pantvärde	519.000:-
Beräknat taxeringsvärde	320.000:-
<u>Finansieringskalkyl</u>	
Medeltomt ca 418 m ²	----
Byggnadskostnad - kostnadsläge mars 1982	542.850:-
Beräknad kostnadsökning	30.000:-
Summa produktionskostnad	572.850:-
<u>Finansiering</u>	
Bottenlån hypotek	363.300:-
Statligt bostadslån	129.700:-
Lån från Statens Råd för Byggnadsforskning	29.769:-
Egen insats	50.081:-
Summa	572.850:-
Boendekostnad (år 1 efter placering av statligt bostadslån)	
Tomträttsavgäld (9,00%) av 68.000:-	6.120:-
Ränta å bottenlån (12,95%)	47.047:-
Ränta å bostadslån (13,00%)	16.861:-
Ränta på lån från Statens Råd för Byggnadsforskning	----
Räntebidrag	./.
Summa räntor (garanterad ränta 5,5%) + tomträttsavgäld	33.235:-
Amortering bottenlån (0,33%)	1.199:-
Amortering bostadslån (0,84%)	1.089:-
Summa amortering	2.288:-
Beräknade driftskostnader	6.600:-
Totala kostnader år 1 (lånen placerade)	42.123:-
Beräknad skattelättnad - 50% marginals katt	./.
x/ Boendekostnad år 1	27.955:-
Boendekostnad år 1 per månad	2.330:-
x/ I boendekostnaden har hänsyn ej tagits till räntekostnaden för ev topplån. Uttages topplån regleras detta i samband med den slutliga utbetalningen av bostadslånet.	
Malmö 1982-11-08	
Iw/sr	

FIG.2.9 Ekonomi.

3 MÄTUTRUSTNING

Mätutrustningen är utformad för veckovisa manuella avläsningar. Primärt avläses 34 olika mätvärden som sedan skall bearbetas vilket beskrives i avsnitt 4.

Värmemängder mäts för tre brineflöden och tre vattenflöden enligt sammanställning nedan

flöde	värmemängd kWh/puls	vattenmängd m ³ /puls
VVC varmvatten-cirkulation	1	0.01
VV varmvatten	10	0.1
VS värme radiatorer	10	0.1
brine till varmvatten- värmepump	8.6	0.1
brine totalt	8.6	0.1
brine luftkollektor	8.6	0.1

Brinens värmekapacitet har satts till 3600 kJ/m³°C.

Elenergi mäts för hela värmepumpscentralen, varje värmepump, brinepumparna och luftkollektorfläktarna. De fem senare mätarna monterades in till vecka 339. I samtliga fall är avläsningseenheten 1 kWh.

En SIB mätare ger fem mätvärden: gradtimmar inne (värmepumpscentralen), gradtimmar inne-ute, tid, momentan inne- och utetemperatur. Efter bearbetning fås medeltemperatur i undercentralen och ute.

Den totala tappvattenförbrukningen mäts med den normala mätaren.

Gångtid och antal starter mäts för var och en av de fem värmepumpskompressorerna. Dessa mätare monterades in till vecka 401.

4 MÄTDATABEARBETNING OCH UTVÄRDERING

Mätningar sker genom veckoavläsningar av 6 värmemängdsmätare som ger både energi och mängd, 6 elmätare för värmepumpar, fläktar och pumpar, en specialmätare (SIB) som ger gradtimmar för inne-temperatur och skillnad inne-utetemperatur, momentanvärden för inne- och utetemperatur och tid. Den totala tappvattenförbrukningen avläses också. Gångtid och antal starter mäts för varje värmepumpskompressor.

Uppmätta och beräknade storheter

Effekter och flöden

Alla energier och mängder omräknas till medeleffekter och medelflöden för att lättare kunna jämföras med dimensionerande effekter och flöden med dimensionen kW resp m^3/h . Dessa omräknade mätvärden betecknas på följande sätt med sista bokstav P för effekt och F för flöde

VVCP, VVCF	varmvattencirkulation
VVP, VVF	varmvatten
VSP, VSF	värme sekundär
BTKP, BTKF	brine total kollektor
BLKP, BLKF	brine luftkollektor
BVVP, BVVF	brine varmvatten

Inom brinesystem kan två nya mätvärden beräknas med de primära för markkollektorn och värmepumparna för radiatorsystemet enligt

$$BMKP = BTKP - BLKP \quad (4.1)$$

$$BMKF = BTKF - BLKF \quad (4.2)$$

resp

$$BVSP = BTKP - BVVP \quad (4.3)$$

$$BVSF = BTKF - BVVF \quad (4.4)$$

Den totalt angivna värmen för varmvattenvärmepumpen betecknas och

beräknas som

$$VVTP = VVP + VVCP \quad (4.5)$$

och för alla värmepumpar tillsammans

$$VTP = VSP + VVTP \quad (4.6)$$

Den nyttiga värmen betecknas och beräknas som

$$VNP = VVP + VSP \quad (4.7)$$

Alla eleffekter har E som första bokstav och följande beteckningar gäller för de 6 uppmätta eleffekterna.

EVP1, EVP2, EVP3	värmepump 1, 2 och 3
ET	total effekt
EPB	pumpar brine
EFLK	fläktar luftkolektor

Följande eleffekter har beräknats

$$EVP12 = EVP1 + EVP2 \quad (4.8)$$

$$EVP123 = EVP1 + EVP2 + EVP3 \quad (4.9)$$

$$EPV = ET - EVP123 - EPB - EFLK \quad \text{pumpar värme, varmvatten mm} \quad (4.10)$$

Ett principschema för de olika energiflödena ges i FIG.4.1.

Värmefaktorer

Värmefaktorn för en värmepump kan beräknas i princip på två olika sätt genom att använda den upptagna värmen på den kalla sidan VL eller den avgivna värmen på den varma sidan VH och det tillförda arbetet/energin E. Alla värmefaktorer betecknas med Q som första bokstav och de två beräkningssätten kan då skrivas som

$$QL = VL/E+1 \quad (4.11)$$

$$QH = VH/E \quad (4.12)$$

Ett flertal olika värmefaktorer kan beräknas för uppvärmningsvärmepumparna, varmvattenvärmepumpen och alla värmepumpar tillsammans utan och med hjälpsystem. Följande rena värmefaktorer för värmepumparna har beräknats

$$QVP12H = VSP/EVP12 \quad (4.13)$$

$$QVP12L = BVSP/EVP12+1 \quad (4.14)$$

$$QVP3H = VVTP/EVP3 \quad (4.15)$$

$$QVP3L = BVVP/EVP3+1 \quad (4.16)$$

$$QVP123H = VTP/EVP123 \quad (4.17)$$

$$QVP123L = BTKP/EVP123+1 \quad (4.18)$$

Den verkliga värmefaktorn med hänsyn till olika hjälpsystem har beräknats som

$$QTH = VTP/ET \quad (4.19)$$

$$QTL = BTKP/ET+1 \quad (4.20)$$

och den nyttiga värmefaktorn dvs nyttiggjord värme gentemot tillförd elenergi fås som

$$QN = VNP/ET \quad (4.21)$$

I denna värmeeffekt ingår inte värmeförlusterna för varmvatten-cirkulationen.

Hur mycket elenergi som används för fläktarna i luftkollektorn har jämförts med den upptagna värmeenergin med kvoten eller den falska värmefaktorn

$$QLK = BLKP/EFLK \quad (4.22)$$

Temperaturskillnader

Andra variabler som kan vara av intresse att beräkna är temperaturskillnader för olika flöden i brine-, värme- och varmvattensystem. De två första bokstäverna är alltid DT och följande tem-

peraturskillnader har beräknats

DTBTK = BTKP/BTKF	(4.23)
DTBLK = BLKP/BLKF	(4.24)
DTBMK = BMKP/BMKF	(4.25)
DTBVV = BVVP/BVVF	(4.26)
DTBVS = BVSP/BVSF	(4.27)
DTVV = 0.86 VVP/VVF	(4.28)
DTVVC = 0.86 VVCP/VVCF	(4.29)
DTVS = 0.86 VSP/VSF	(4.30)

Jämförelsetal

Några enkla jämförelsetal har beräknats. Kvoten mellan den varma och den kalla värmefaktorn har beräknats för följande fall:

HL123 = QVP123H/QVP123L	(4.31)
HL12 = QVP12H/QVP12L	(4.32)
HL3 = QVP3H/QVP3L	(4.33)

Hur luftkollektorn utnyttjas i förhållande till den totala kollektorn undersöks med följande kvoter

ALTP = BLKP/BTKP	(4.34)
ALTF = BLKF/BTKF	(4.35)

För värmepumparnas effekter har följande beräknats

AVP1 = EVP1/EVP123	(4.36)
AVP2 = EVP2/EVP123	(4.37)
AVP3 = EVP3/EVP123	(4.38)
AVP12 = EVP1/EVP2	(4.39)
AVPT = EVP123/ET	(4.40)

Variabeln AVPT visar andelen värmepumpselenergi i förhållande till totala elenergin.

Maxeffekter

Mätvärdena för de fem gångtidsmätarna har räknats om till relativ gångtid för de tre värmepumparna som betecknas RTVP1, RTVP2 och RTVP3. De två kompressorenheterna i VP1 och VP2 har viktats lika. De elektriska maxeffekterna har beräknats för de tre värmepumparna som

$$\text{MEVP1} = \text{EVP1} / \text{RTVP1} \quad (4.41)$$

$$\text{MEVP2} = \text{EVP2} / \text{RTVP2} \quad (4.42)$$

$$\text{MEVP3} = \text{EVP2} / \text{RTVP3} \quad (4.43)$$

Den gemensamma maxeffekten för VP1 och VP2 beräknas som

$$\text{MEVP12} = \text{EVP12} / \text{RTVP12} \quad (4.44)$$

där

$$\text{RTVP12} = (\text{RTVP1} + \text{RTVP2}) / 2 \quad (4.45)$$

De termiska maxeffekterna kan bara beräknas för de två värmepumpssystemen VP12 för värme och VP3 för varmvatten och med utgångspunkt från den varma sidan fås

$$\text{MVP12H} = \text{VSP} / \text{RTVP12} \quad (4.46)$$

$$\text{MVP3H} = \text{VVTP} / \text{RTVP3} \quad (4.47)$$

och på den kalla fås

$$\text{MVP12L} = \text{BVSP} / \text{RTVP12} + \text{MEVP12} \quad (4.48)$$

$$\text{MVP3L} = \text{BVVP} / \text{RTVP3} + \text{MEVP3} \quad (4.49)$$

Kvoten AVVCT mellan varmvattencirkulationseffekten VVCP och den totala varmvatteneffekten VVTP är ett mått på de relativa värmeförlusterna

$$\text{AVVCT} = \text{VVCP} / \text{VVTP} \quad (4.50)$$

Det är inte säkert att hela varmvattencirkulationseffekten VVCP är en ren förlust utan en del kan överföras till radiatorsystemet vars rör ligger i samma kulvert som varmvattenrören.

Antal starter och medelgångtid

Antalet starter per h för varje värmepumpskompressor betecknas NSVP11, NSVP12, NSVP21, NSVP22 och NSVP3. Medelgångtiden har också beräknats och betecknas MRTVP11, MRTVP12, MRTVP21, MRTVP22 och MRTVP3.

Mätvärdesredovisning

Antalet mätdata, avlästa och beräknade, är omkring 5000 och är för stort för att kunna redovisas i detalj. Mätdatabearbetningen sker med ett enkelt kommandostyrt datorprogram skrivet i FORTRAN på 705 rader. Antalet kommandon är 70. Det finns kommandon för enklare matematisk bearbetning som kan bilda nya variabler, för enklare statistikberäkning, för olika utskrifter av olika beräknade värden och för enklare kurvritning med radskrivare. Den aktuella bearbetningen kräver 190 kommandon som finns lagrade på en datafil. I bilaga 4.1 finns ett exempel på utskrift av statistiska data för samtliga mätta eller beräknade variabler. Mätta och beräknade variabler har överförts till ett interaktivt kommandostyrt programpaket IDPAC för diagramritning.

Några av de mest intressanta variablerna är värmefaktorerna QN, QTH, QTL, QVP12H, QVP12L, QVP3H och QVP3L som redovisas i FIG.4.2-4.4, effekterna VTP, VNP och ET och utetemperaturen TUT redovisas i FIG.4.5. I samtliga fall som funktion av tiden.

De rena värmefaktorerna i FIG.4.3-4 ligger mellan 2.5 och 3.0. Värmefaktorerna för hela värmepumpscentralen ligger i huvudsak mellan 1.0 och 2.0, vilket ger en årsvärmefaktor klart lägre än den projekterade på 2.2.

Vad som orsakar den låga årsvärmefaktorn kan till en del förklaras med att redovisa den nyttiga värmefaktorn QN som funktion av variablerna utetemperatur TUT i FIG.4.6, total värmeeffekt VTP i FIG.4.7 och andel värmepumpsel gentemot total el AVPT i FIG.4.8. Punkterna i FIG.4.6 visar att den nyttiga värmefaktorn minskar med ökande utetemperatur, vilket är något förvånande. Samma resultat fås även av punkterna i FIG.4.7 som visar att värmefak-

torn ökar med ökande total värmeeffekt, vilket motsvaras av minskande utetemperatur. Förklaringen är att hjälpeffekten är stor och konstant och vid periodisk drift av värmepumparna blir andelen hjälpen energi vid låga belastningar stor och därmed blir också värmefaktorn låg. Värmefaktorn skall därför öka med ökande värmepumpselandel av totalelen, vilket framgår av punkterna i FIG.4.8.

Enkla statistikvärden som medelvärde, summa, varians, standardavvikelse, max- och minvärde redovisas i BIL 4.1 för alla mätta och beräknade variabler. Observera att vissa variabler har endast mätts under perioden 339-426 och 401-426, vilket också anges i BIL.4.1.

Projekterade effekter, energier och värmefaktorer

Effektbehovet för de 13 husen vid den dimensionerande utetemperaturen -14°C och innetemperaturen 20°C fördelar sig som följande

transmission	46.5 kW
ventilation	9.1 kW
varmvatten	<u>13.0 kW</u>
TOTALT	68.6 kW

och med hänsyn till förluster fås en totaleffekt på 70 kW. Energitillbehovet under ett år fördelar sig som följer

transmission	134 MWh
ventilation	47 MWh
varmvatten	65 MWh
förluster	<u>5 MWh</u>
TOTALT	251 MWh

avgår tillskott hushållsel, vv sol, personer	51 MWh
nettobehov	200 MWh

Varmvattenbehovet är 5 MWh eller 5000 kWh, vilket är högt om det inte innehåller vvc-förluster.

Energiuttaget från mark- och luftkollektorn är beräknat till 50 MWh resp 60 MWh. Värmepumpscentralens elenergibehov blir då 90 MWh och dess årsmedelvärmefaktor blir 2.2, alla förluster och hjälpenergier inräknade.

Mätta effekter, energier och värmefaktorer

Mätta årsenergier och årsvärmefaktorer

En grov bild av värmecentralens funktion fås av följande årsvärden

uppvärmning radiatorer	132 MWh
varmvatten	43 MWh
varmvatten cirkulation	26 MWh
varmvatten totalt	69 MWh
producerad värme (varma sidan)	201 MWh
markkolektor	48 MWh
luftkolektor	<u>54 MWh</u>
kolektor totalt	102 MWh
el värmepumpar	71 MWh
el hjälpsystem	<u>56 MWh</u>
el totalt	127 MWh
producerad värme (kalla sidan)	229 MWh
värmefaktor nyttig	1.4
värmefaktor varma sidan	1.6
värmefaktor kalla sidan	1.8

Årets medeltemperatur för Malmö har mätts av SMHI till 8.6 °C vilket skall jämföras med den normala årsmedeltemperaturen för Malmö på 8.0 °C.

Den uppmätta årsenergin för producerad värme stämmer bra med projekterat värde, möjligen bortsett från varmvattencirkulationsförlusten, som motsvarar totalt 13% av den totala producerade värmen. Det egentliga varmvattenbehovet är bara 43 MWh eller 3300 kWh per hushåll mot projekterat 65 MWh eller 5000 kWh per hushåll. Värmeförlusten är hög för varmvattensystemet 38% (26 MWh/69 MWh).

Producerad värme beräknad på den kalla sidan ligger betydligt över den beräknade på den varma sidan. Den stora skillnaden är främst det högre elenergiebehovet 127 MWh mot projekterat 90 MWh vilket försämrar årsvärmefaktorn från projekterat 2.2 till 1.4, 1.6 eller 1.8 beroende på vilken värmefaktor som avses.

De låga årsvärmefaktorerna orsakas av lägre värmefaktorer än beräknat för själva värmepumparna och av mycket elenergi till pumpar och fläktar, vilket framgår av kurvorna i FIG.4.3-4 för värmefaktorerna och i FIG.4.8 för hjälpenergens inverkan. Siffrorna för årselenergin uppdelad på värmepumpar och övrigt i värmepumpscentralen 71 MWh resp 56 MWh visar också att hjälpenergiuttaget är förhållandevis stort.

Mätta värmefaktorer

Värmefaktorn är ett mått på värmepumpens driftsförhållanden. För de två värmepumpssystemen VP12 för uppvärmning och VP3 för varmvattenberedning har följande värmefaktorer uppmätts på den varma sidan (H) och på den kalla sidan (L) enligt (4.13)-(4.16) för 38 veckor (vecka 339 till 426).

variabel	veckovärmefaktor			årsvärmefaktor
	max	medel	min	
QVP12H	2.86	2.65	2.28	2.63
QVP12L	2.66	2.06	1.00	2.22
QVP3H	2.91	2.56	2.10	2.56
QVP3L	2.82	2.47	1.55	2.46

Veckomedelvärmefaktorn är ett rent statistiskt medelvärde för de enskilda veckovärmefaktorerna och kan skilja sig från årsvärmefaktorn. De enskilda veckovärmeförlusterna är inte helt felfria vilket framgår av kurvorna i FIG.4.3-4. De uppmätta värmefaktorerna på omkring 2.5 ligger något under de förväntade på 3.0. Värmefaktorerna bestämda på den kalla och den varma sidan skiljer sig något åt. En förklaring till skillnaderna bortsett från mätfel är att mätningarna störs av värmestillskott från pumpar och värmeförluster från rörnät och tankar.

Mätfelens inverkan har inte behandlats och när det gäller värmepump VP1 och VP2 beräknas värmeuttaget på den kalla sidan som en skillnad mellan två mätningar nämligen totala brineflödet minus brineflödet till värmepump VP3 vilket ger ett ökat mätfel.

Mätfelen för elenergimätarna och värmemängdsmätarna är 0.5% resp 5% av mätvärdet inom det rekommenderade mätområdet. Om värmefaktorn antas vara 2.5 då kan mätfelen beräknas till följande för de fyra värmefaktorerna QVP12H, QVP12L, QVP3H och QVP3L, nämligen 0.125, 0.25, 0.125 resp 0.125.

Orsaken till de lägre värmefaktorerna kan orsakas av följande yttre faktorer

låg förångaretemperatur
 låg värmegivaretemperatur
 lågt värmegivareflöde

hög kondensortemperatur
 hög värmemottagaretemperatur
 lågt värmemottagareflöde

De uppmätta och enligt datablad angivna flödena är följande

värmepump	förångarflöde		kondensorflöde	
	mätt	datablad	mätt	datablad
	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h
VP1/VP2	4.2	6.1	2.4	3.9
VP3	2.2	3.0	-	1.7

Observera att de mätta medelflödena är missvisande, eftersom den uppmätta mängden skall slås ut över tiden när värmepumparna varit i drift. Något som försvårar analysen är att brine cirkulerar genom VP1 och VP2 när endast VP3 är igång. Motsatsen gäller knappast då VP3 har en egen cirkulationspump P3. Ett sätt att uppskatta de verkliga flödena vid drift är att finna ett driftsfall med hög relativ gångtid. Ett sådant exempel är mätperiod 407 med en relativ gångtid för båda första stegen i VP1 och VP2 på 0.97 och för VP3 på 0.97. Motsvarande flöden är $7.94 \text{ m}^3/\text{h}$ och $2.26 \text{ m}^3/\text{h}$ för VP1+VP2 resp VP3 och med antagandet att VP3 alltid går när VP1 och VP2 körs då fås flödena $8.18 \text{ m}^3/\text{h}$ resp $2.35 \text{ m}^3/\text{h}$.

Brineflödet genom värmepumparna VP1, VP2 och VP3 blir då 4.09, 4.09 resp $2.35 \text{ m}^3/\text{h}$. Medelflödet för VP1 och VP2 ligger något högre och en förklaring till detta är att totala brineflödet inte är konstant utan varierar något med flödesandelen luft/totalkollektor, vilket visas i FIG.4.9. Totala brineflödet var lågt under mätperiod 407 och flödesandelen luft/totalkollektor var endast 0.07.

Flödet på den varma sidan genom värmepumparna VP1 och VP2 varierar med shuntningen och kan aldrig vara större än flödet till radiatorerna, som mäts. Radiatorflödet är inte konstant utan påverkas något av termostatventilerna och shuntningen, vilket framgår av FIG.4.10.

Flödet på kondensorsidan för VP1 och VP2 kan uppskattas till $2 \text{ m}^3/\text{h}$. Någon kontinuerlig mätning finns inte för VP3 utan flödet har uppmätts manuellt till $1.3 \text{ m}^3/\text{h}$.

Sammanfattningsvis förångareflödena och kondensorflödena ligger under de i datablad angivna, vilket medför att temperaturskillnader mellan in- och utlopp ökar och därmed även temperaturskillnaden mellan den kalla och varma sidan. Antag att temperaturskillnaden dubblas på den kalla och varma sidan då ökar temperaturskillnaden mellan kondensor och förångare i medeltal $5.5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Antag att den ökade temperaturskillnaden motsvarar samma skillnad i höjning av framledningstemperaturen från $45 \text{ }^\circ\text{C}$ till $50.5 \text{ }^\circ\text{C}$. Vid en sådan förändring minskar värmefaktorn grovt med 0.5.

Observera att den genomförda analysen avser värmefaktorn när båda värmepumpsstegen är i drift. När ett värmepumpssteg är i drift blir driftsförhållandena bättre eftersom förångare och kollektorflödet är det samma som när båda värmepumpsstegen är i drift.

Mätta maxeffekter

De mätta effekterna är medeleffekter för en hel vecka och kan därför knappast jämföras med de beräknade dimensionerande effekterna. Ett undantag kan vara varmvattensystemet som arbetar med ackumulering och belastningen är densamma vecka för vecka.

Maxeffekten för uppvärmning borde kunna erhållas från en extrapolation av uppvärmningseffekten (VSP) som funktion av utetemperaturen (TUT). Extrapolation är en farlig operation och i synnerhet när uppvärmningseffekten bestäms till en del av reglerkurvan för framledningstemperaturen. En felaktigt inställd reglerkurva resulterar i en missvisande uppvärmningseffekt. I FIG.4.11 redovisas uppvärmningseffekten (VSP) som funktion av utetemperaturen (TUT). En extrapolation av sambandet ger en maxeffekt på omkring 56 kW vid -14°C . Detta stämmer bra med det projekterade värdet, men reglerkurvans inställning är märklig då den visar att värmeeffekten blir noll vid omkring 18°C . Om effekten antas vara noll vid 15°C och om den mätta värmeeffekten är rätt vid 0°C då fås en maxeffekt på omkring 63 kW vid -14°C .

Med uppgifterna på transmissions- och ventilationsvärmebehov på 181 MWh och oreglerat värmestillskott på 51 MWh och antagandet att innetemperaturen är 20°C och utetemperaturen är 8°C (årsmedeltemperatur) kan temperaturgränsen för reglerad uppvärmning beräknas till $20 - 12 \times 51 / 181 = 16.6^{\circ}\text{C}$. Det oreglerade värmestillskottet antas vara jämnt fördelat över året.

Maxeffekten har beräknats enligt (4.46)-(4.49) för de två värmepumpssystemen genom att utnyttja gångtidmätning och för uppvärmning VP12 och varmvatten VP3 fås följande högsta och lägsta termiska effekter beräknat på den varma (H) sidan och på den kalla (L) sidan

variabel	värmepumpseffekt kW (värme)			
	max	medel	min	års
MVP12H	57.7	48.1	39.0	44.2
MVP12L	42.1	35.4	22.1	38.1
MVP3H	14.2	11.6	9.7	11.4
MVP3L	14.7	11.1	6.2	10.9

Orsaken till att de uppmätta termiska värmeeffekterna ligger under de som angivits i projekteringen kan vara att värmepumparna arbetar med en större temperaturskillnad vilket motsvarar en lägre värmefaktor och att den elektriska effekten är lägre. En större temperaturskillnad kan orsakas av lägre brinetemperatur eller kollektortemperatur, högre temperatur på varma sidan och mindre flöden på båda varma och kalla sidan. Ett mindre flöde ökar temperaturskillnad mellan in- och utlopp och därmed ökar medeltemperaturskillnaden något mellan den varma och kalla sidan.

De elektriska effekterna har beräknats enligt (4.41)-(4.43) och följande statistiska värden har erhållits

variabel	värmepumpseffekt kW (el)			
	max	medel	min	års
MEVP1	10.87	8.90	7.60	8.36
MEVP2	36.00	11.38	7.63	8.17
MEVP3	5.13	4.42	3.93	4.38

Värmepumparnas elektriska effekt är angiven till 8.84 kW för VP1 och VP2 och 4.42 kW för VP3, men den elektriska effekten för VP1 och VP2 varierar mellan 7 och 10 kW och 8 och 11 kW vid framledningstemperaturerna 45 °C resp 53 °C när ingående kollektortemperatur varierar från -5 °C till 10 °C (se FIG.2.5). Värdena ovan halveras för VP3 (se FIG.2.6). Några kontinuerliga mätningar av kollektortemperatur har inte gjorts. De mätta max och min-effekterna stämmer med de ovan givna intervallen.

Analys av delsystem

Värmesystem

Radiatorsystemet är dimensionerat 45 °C fram och 35 °C retur och är ett ettrörssystem med tre slingor per hus. Alla radiatorer är försedda med radiatortermostatventiler. Husen är anslutna till värmepumpscentralen med två kulvertgrenar för 9 resp 4 hus. I samma kulvert finns också rör för varmvatten och varmvattencirkulation förlagda. En pump P5 upprätthåller cirkulationen i radiatorsystemet.

Framledningstemperaturen regleras enligt utetemperaturen med en trevägsventil i vilken returvatten blandas med returvatten som har passerat de parallellkopplade två värmepumparna VP1 och VP2. Värmepumparna består av två kompressorenheter vardera och varje enhet har en termisk effekt på omkring 16 kW. Någon ackumuleringstank finns inte. Regleringen av framledningstemperaturen och driften av värmepumparna blir dålig. Blandningsregleringen är en omöjlighet vilket visas i avsnitt 5.

Värmepumparna regleras efter en temperaturgivare på ingående vatten till värmepumparna. Blandningsregleringen medför att flödet genom värmepumpen minskas om framledningstemperaturen är för hög och ökas om temperaturen är för låg. Kondensortemperaturen tvingas upp i det första fallet och det finns risk för att högtryckspressostaten löser ut. Värmeeffekten minskar med minskande flöde på grund av det skadliga rummet i kompressorn. Hur detta sker som funktion av det värmeupptagande flödet kan analyseras med enkla modeller för kompressorn, kondensorn och förångaren. Detta görs dock inte här.

Parallellkopplingen av de två värmepumparna på både den kalla och den varma sidan innebär också att vid låglast med endast en värmepump i drift genomströmmas den andra värmepumpen av värmegivarflödet och värmemottarageflödet utan att det behövs.

Värmepumparna VP1 och VP2 är uppdelade i två kompressorenheter var. Första enheten i varje värmepump startas efter ingående vattentemperatur och en angiven temperaturgräns och stoppas med en

högre temperaturgräns. Den andra kompressorenheten kopplas tidsfördröjt efter den första enheten.

Antalet starter och drifttid har mätts under andra halvan av mätåret (25 veckor) och för de fyra kompressorenheterna för radiatorsystemet erhålls

enhet	antal starter	total gångtid h	medelgångtid min
VP11	29431	2892	5.9
VP12	9606	1012	6.3
VP21	30391	2190	4.3
VP22	<u>7703</u>	<u>987</u>	<u>7.7</u>
TOTALT	66131	7081	5.6

Antalet starter är stort för ett halvt år och totala antalet starter uppskattas till 120.000 starter för ett helt år, vilket skall jämföras med ett beräknat värde vid pulslängdsmodulering. Metoden beskrivs ingående i avsnitt 5, sammanfattas i BIL.5.1 och ett liknande exempel återfinns på sidan xx.

Metoden kräver följande data

dim framledningstemperatur	$T_f = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$
dim returledningstemperatur	$T_r = 38 \text{ } ^\circ\text{C}$
dim innetemperatur	$T_i = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$
radiatorflöde	$g = 6 \text{ m}^3/\text{h} = 1.7 \text{ dm}^3/\text{s}$ $= 1.7 \text{ kg/s}$
radiatorvolym	$v = 0.6 \text{ m}^3$
effektvärmepumpsteg	$P_{vp} = 16 \text{ kW}$
högsta tillåtna temperaturändring	$dT_{\max} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$

De tre beräkningsstegen enligt BIL.5.1 ger följande

steg 1

$$r_{\max} = \frac{5 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot 4190 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \cdot 1.7 \text{ kg/s} \cdot (45 \text{ } ^\circ\text{C} - 20 \text{ } ^\circ\text{C})}{16 \text{ kW} \cdot (45 \text{ } ^\circ\text{C} - 38 \text{ } ^\circ\text{C})} = 0.54$$

steg 2

$$T_{ka} = - \frac{6m^3}{1.7dm^3/s} / \ln\left(\frac{(38^\circ C - 20^\circ C)}{(45^\circ C - 20^\circ C)}\right) = 21 \text{ min}$$

steg 3

$$T_p = -221 \text{ min} \ln\left(\frac{(1-0.54)}{(1+0.54)}\right) = 53 \text{ min}$$

Antalet starter per dygn blir grovt $n_d=30$ för det modulerade steget. Antalet eldningsdagar n_e sätts till 250 och totala antalet starter fås då enligt (5.57)

$$n_{sa} = n_e n_d + n_e (n-1) = 250(30+3) = 8250$$

Antalet starter bör därför kunna minska med en faktor 15. Avrundning eller variabel periodtid kan minska antalet starter något.

Den sammanlagda gångtiden 7081 h skall jämföras med den sammanlagda mättiden 16692 h. Utnyttjningsgraden av värmepumparna är mindre än 50%. En förklaring till den låga utnyttjningsgraden är att värmepumparna skall täcka hela värmebehovet även vid toppbelastningarna utan användning av tillsatsvärme.

Varmvattenberedning

En värmepump VP3 med en termisk effekt på 16 kW (nominellt) som bara kan köras i ett steg laddar två stående cylindriska ackumulatortankar på en volym av $1.5 m^3$ vardera kopplade i serie. En laddningspump P4 cirkulerar varmvatten till tankarna och tillbaka till värmepumpen. Det senare för att få en hög temperaturnivå. Inkommande kallvatten tillförs i ledning från tankarna till värmepumpen före återcirkulationsledningen. Utgående varmvatten tas från toppen av den första tanken. Varmvattnet cirkuleras med en pump P5 och återförs mitt på den första tanken.

Värmepumpen styrs av en temperaturgivare på ingående vatten till värmepumpen. Laddningspumpen P4 körs alltid .

Laddningsflödet genom värmepumpen VP3 är omkring 1300 l/h. Vid detta flöde kan värmepumpen endast höja temperaturen omkring 11°C och därför måste flödet återcirkuleras till större delen för att klara av fallet när vattnets temperatur skall ökas omkring 40°C. Motsvarande flöde blir då 340 l/h. Eftersom återcirkulationen kring värmepumpen är konstant, kunde en mindre pump valts och återcirkulationen slopats. Laddningsflödet blir därför bara 340 l/h.

Varmvattencirkulationsflödet har uppmätts till 920 l/h, vilket kan jämföras med varmvattenuttaget på högst 150 l/h (veckomedelvärde) och en tankvolym på 1.5 m³. VVC-flödet är det helt dominerande flödet i övre delen i den första tanken. Normalt dimensioneras VVC-flödet som 10% av det sannolika flödet som är 1.1 l/s eller uträknat omkring 400 l/h. I det aktuella fallet är värmeförlusterna från de sammanlagt över 200 m långa kulvertarna betydliga och den uppmätta temperaturskillnaden mellan fram och retur för varmvatten är knappt 3 °C. Varmvattentemperaturen faller därför i genomsnitt 1.5 °C i framledningen. Skillnaden mellan det bäst belägna huset och det sämst belägna huset blir därför säkert större än 3 °C.

Temperaturfallet för en kulvert kan grovt uppskattas med följande förenklade antagande. Värmeförlusten är konstant per längdenhet. Flödet avtar linjärt med avståndet från början av kulverten och blir noll i slutet av kulverten. Detta motsvarar att förbrukningen finns jämnt fördelad längs kulverten. Enkla räkningar ger följande enkla samband

$$dT_f(x) = -dT_{vvc} \ln(1-x)/2 \quad (4.51)$$

där

- $dT_f(x)$ temperaturfall i framledning
- dT_{vvc} totalt temperaturfall för varmvattnet mellan fram och retur
- x relativa avståndet längs kulverten

I det aktuella fallet är medeltemperaturfallet knappt 3 °C mellan fram- och returledning och kulvertnätet består av två grenar med 9 och 4 hus. Om flöden och förluster är proportionella mot

kulvertens längd då gäller även sambandet (4.51) där x anger den aktuella kulvertgrenens relativa längd.

Antag att det yttersta huset i den långa kulvertgrenen motsvaras grovt av $x=0.9$ vilket ger $\ln(1-x)/2=1.15$ och uttryckt i ord fås att temperaturfallet i varmvattnet till det yttersta huset är något större än det totala temperaturfallet på knappt 3°C . En sänkning av varmvattencirkulationsflödet är därför knappast möjlig eftersom totala temperaturfallet är omvänt proportionellt mot vvc-flödet.

Det yttersta huset i den korta kulvertgrenen motsvaras av grovt $x=0.25$ vilket ger ett lägre temperaturfall än i den långa kulvertgrenen.

Antalet starter av värmepumpen har uppmätts till 10164 under en drifttid 4173 h, vilket omräknat till starter per dygn är grovt 60. Även i detta fall kan antalet starter minska betydligt genom att reglera flödet genom värmepumpen så att önskad temperatur erhålls. Denna reglerprincip beskrivs ingående i avsnitt 5 som temperaturreglering.

Akkumuleringsbehov

För att förbättra driften av värmepumparna för radiatorsystemet kan kanske en av ackumuleringsstankarna för varmvattenberedningen användas.

Behovet av varmvatten är som högst $0.15 \text{ m}^3/\text{h}$ eller $3.6 \text{ m}^3/\text{dygn}$ (beräknat från veckoavläsningar). Enskilda dygn har därför säkert högre förbrukning.

Tankvolymen är 3.0 m^3 . Värmepumpens effekt är 16 kW, vilket klarar av en uppladdning på omkring 9 h.

Ett varmvattenbehov på $0.33 \text{ m}^3/\text{h}$ klaras av kontinuerligt eller utan ackumulering. Nedan ges en enkel sammanställning för varmvattenberedningskapacitet för fallet med 0, 1 eller 2 tankar och olika uttagsperioders längd.

Varmvattenberedningskapacitet m^3

Tidsperiod	Antal tankar		
h	0	1	2
3	1	2.5	4
6	2	3.5	5
9	3	4.5	6

Ett enkelt sätt att uppskatta varmvattenbehovet kan vara att anta en varmvattenförbrukning av 0.2 m^3 per hus under 3h vilket ger totalt 2.6 m^3 . En halvering av ackumulatorvolymen är kanske möjlig, men inte om förbrukningen ökas till 0.3 m^3 per hus och under 3h vilket totalt blir 3.9 m^3 .

Observera också att utanför höglastperioden efter det att tankarna laddats ur så måste uttaget vara lägre än $0.33 \text{ m}^3/\text{h}$ vilket är den gräns som värmepumpen klarar av utan ackumulering.

Stora ackumuleringstankar är ett sätt att öka tillgängligheten vid driftsfel om värmepumpen består av flera enheter som kan köras oberoende av varandra. I ett sådant system kan samma toppbelastning klaras av medan den kontinuerliga belastningen minskas i förhållande till felfria och totala antalet värmepumpsenheter. I det aktuella fallet finns bara en enda enhet och vid ett driftsstopp finns bara ackumulatortankarnas innehåll att tillgå och tillgängligheten blir därefter.

Låg totalvärmefaktor sommartid

En naturlig fråga är hur kan värmefaktorn bli mindre än ett? Detta inträffar vid låg belastning sommartid när t ex endast varmvattenberedning sker. Olika uppmätta värmefaktorer finns redovisade i FIG.4.2-7.

I det aktuella fallet så arbetar samtliga tre brinepumpar P1, P2 och P3 och deras angivna effekter är 1.5 kW, 0.75 kW resp 0.37kW. Den sammanlagda brinepumpeffekten blir då 2.62 kW. De tre brinepumparnas P1, P2 och P3 flöde har uppmätts till högst 11.86, 11.36 resp $2.54 \text{ m}^3/\text{h}$. Siffrorna visar att nästan $9 \text{ m}^3/\text{h}$ bara cirkulerar förbi de andra värmepumparna för uppvärmning. Något som

visar att flödena är stora och att onödig genomströmning sker, är de små temperaturskillnaderna mellan in- och utlopp för olika komponenter i brinesystemet. Följande temperaturskillnader har uppmätts

	temperaturskillnader °C	
	veckomedel	årsmedel
totala kollektorn	1.30	1.23
luftkollektorn	0.96	0.92
markkollektorn	2.70	1.96
värme	0.81	0.93
varmvatten	2.36	2.29

Skillnaderna mellan de två temperaturskillnaderna för markkollektorn beror på mätfel som vid små energiuttag ur markkollektorn blir betydande. De här redovisade temperaturskillnaderna skall jämföras med medeleffektuttaget och det högsta dimensionerande effektuttaget. Medeleffektuttaget ur kollektorn kan beräknas till 14 kW och dimensionerande uttag fås till 47 kW. Medeleffektuttaget är grovt en tredjedel av det beräknade maxeffektuttaget. Temperaturskillnaden för hela kollektorn blir därför högst 4 °C vid maxbelastning. Flödesmängden borde därför kunna halveras så att temperaturskillnaden fördubblas.

I varmvattenkretsen finns två cirkulationspumpar P4 och P5 på omkring 60 W vardera, vilka går kontinuerligt. Den genomsnittliga pumpeffekten blir 360 W för P4 och P5 vid en drifttid på 8 h per dygn för värmepumpen. Radiatorcirkulationspumpen P6 har varit i drift, vilket försämrar värmepumpcentralens totalvärmefaktor. Denna pumpeffekt tas därför inte med och den nödvändiga pumpeffekten blir då för P1-P5 2.98 kW.

Luftkollektorn har sex fläktar på vardera 0.55 kW. Antalet fläktar i drift bestäms av enbart utetemperaturen är följande 0 st under 2 °C, 6 st mellan 2 °C och 8 °C, 3 st mellan 8 °C och 15 °C och 1 st över 15 °C. Detta innebär att 1 till 3 fläktar körs sommartid för varmvattenberedning.

Hur många fläktar som körs i genomsnitt har beräknats för två tidsperioder 4 och 5 månader och för tre olika utetemperatur-

omslagsgränser 14, 15 resp 16 °C. Mätfel och inställningsfel kan medföra att omslagsgränsen ej är 15 °C som avsett.

Omslagsgräns	Medelantalet fläktar i drift	
	Tidsperiod	
	4 månader	5 månader
14 °C	1.21	1.55
15 °C	1.43	1.74
16 °C	1.64	1.91

Medelfläkteffekten blir för fallet 5 månader och 15 °C omslagsgräns 0.96 kW. Eleffekten för alla hjälpsystem såsom brinepumpar, varmvattenspumpar, luftkolektorfläktar blir då 3.9 kW, vilket kan jämföras med värmepumpens nominella 4.42 kW (enligt datablad). Den stora hjälpeffekten medför att värmefaktorn nästan halveras.

Om en jämförelse skall göras med individuell varmvattenberedning i husen t ex direktel eller frånluftvärmepump, då försämras varmvattenberedningens totalvärmefaktor ytterligare på grund av kulvertförlusterna. Om förlusterna sätts lika med den uppmätta varmvattencirkulationseffekten, då är förlusterna 40% av varmvattenvärmepumpens effekt. Kulvertsystemets verkningsgrad kan sägas vara 0.6. Observera att kulvertsystemets förluster endast beror av temperaturnivån och inte av varmvattenuttaget. Detta medför att verkningsgraden försämras med minskande varmvattenuttag t ex sommartid. Hela varmvattensystemets värmefaktor kan beräknas för värmefaktorn 2.7 för själva värmepumpen (enligt mätningar) som

$$2.7 \cdot 4.4 \cdot 0.6 / (4.4 + 3.9) = 0.86$$

Något som på två sätt har försämrat varmvattenberedningen under icke uppvärmningssäsongen är primärt att radiatorsystemets cirkulationspump har varit i drift, vilket medför sekundärt dels en elenergiförbrukning och dels att radiatorvatten av rumstemperatur cirkuleras i kulverten varvid värme upptas från de intilliggande varmvattenrören och avges i husen.

Varmvattencirkulationseffekten har undersökts som funktion av radiatoreffekten och endast en mindre inverkan har konstaterats, vilket redovisas i FIG.4.12.

Kollektorsystemet

Kollektorsystemet har tidigare till en del kommenterats när det gäller brinepumpar, tryckfall och sommardriftfallet. Det som skall kommenteras här är övergången mellan markkollektor och luftkollektor. Övergången från mark- till luftkollektor skall påbörjas vid en utetemperatur av 2°C och vara avslutad vid 5°C . I FIG.4.13 redovisas effekt och flödesandel för luftkollektorn gentemot totala kollektorn. Båda andelarna går grovt från 0.0 till 1.0 inom temperaturintervallet -2°C till 5°C .

Utjämnningen och skillnaden kan förklaras med att veckomedelvärden mäts och att utetemperaturen varierar inom ett intervall under en vecka. Antag att en variabel y är rektangelfördelad i intervallet $(m-c, m+c)$ och en omslagsfunktion $f(x)$ används för vilken gäller

$$f(x) = \begin{cases} 0 & a < x \\ (x-a)/(b-a) & a < x < b \\ 1 & x > b \end{cases} \quad (4.52)$$

Det mätta medelvärdet för mätvariabeln y genom omslagsfunktionen $f(x)$ betecknas $g(m)$ och kan skrivas som

$$g(m) = E(f(y)) \quad (4.53)$$

och enkla räkningar ger

$$g(m) = \begin{cases} 0 & m+c < a \\ (m-a+c)^2/4c(b-a) & m-c < a \quad a < m+c < b \\ (2m+2c-a-b)/4c & m-c < a \quad m+c > b \\ (m-a)/(b-a) & m-c > a \quad m+c < b \\ 1-(m-c-b)^2/4c(b-a) & a < m-c < b \quad m+c > b \\ 1 & m-c > b \end{cases} \quad (4.54)$$

Funktionen $g(m)$ redovisas i FIG.4.14 för några typfall med $a=2$, $b=5$ och $c=0, 1, 2$ och 5 som funktion av parametern m (medelvärde för variabeln y).

Slutkommentaren är att de mätta kurvorna i FIG.4.13 är förskjutna mot lägre utetemperaturer än de beräknade kurvorna i FIG.4.14.

Enligt den tekniska beskrivningen skall alltid markkolektorn vara inkopplad till en del för att skydda värmepumparna mot värmeslag. Vid höga utetemperaturer finns det två olika nivåer för ALTF vilket innebär att en injustering har skett så att markkolektorn numera alltid genomströmmas av omkring 40% av totalflödet

Värmefaktorn har beräknats för luftkolektorn enligt (4.22) och redovisas i FIG.4.15. Kurvan visar att förhållandevis stora energier satsas för att insamla värmeenergi ur uteluften och summerade energier för 38 veckor blir 15.6 MWh för luftkolektorfläktarna och 56.5 MWh för uteluft. Årsvärmefaktorn för luftkolektorn blir då endast 3.6 och 3.0 om pumpenergin för luftkolektorn också tas med som uppskattas till 3 MWh (effekt 0.75 kW och drifttid 4000 h (uppskattad)).

Åtgärder

Åtgärder värmesystem

Dela upp värmepumparna så att kompressorenheterna kan köras individuellt utan tidsfördröjning.

Slopa blandningsregleringen. Reglera värmepumparna i fyra steg med till- och frånslagstemperaturer som funktion av utetemperatur (se FIG.5.4). Byta ordningsföljd så att driftstiden blir lika.

Bygg om rörsystemet kring värmepumparna och blandningsventilen så att blandningsventilen kan användas för att fördela vattenflödet genom värmepumparna i förhållande till antalet steg i drift. Önskade flödesförhållanden är 1:0, 2:1, 1:1, 1:2 och 0:1. Blandningsventilen får eventuellt bytas till en med lämpligare karakteristik (symmetrisk).

Ett alternativt och bättre styrsätt kan vara att pulslängdsmodulera inkopplingen av värmepumpsstegen så att framledningstemperaturen under ett givet tidsintervall i medeltal blir det önskade. Ett möjligt krav kan då vara att framledningstemperaturen endast får variera inom givna gränser, vilket då bestämmer hur ofta ett värmepumpssteg måste kopplas in och ur.

Ett alternativt krav är att bestämma en minsta periodlängd för in- och urkoppling av det reglerande värmepumpsteget. Variationerna i framledningstemperatur är då inte bestämmande. Vid mycket korta eller långa inkopplingstider i förhållande till periodtiden sker ingen start resp inget stopp under hela periodtiden. Med detta andra styrsätt begränsas antalet in- och urkopplingar av värmepumpsteg. Ett alternativ till avrundning är att variera periodtiden så att variationen är konstant oberoende av pulslängdsmoduleringens värde.

Åtgärder varmvattenberedning

Minska vattenflödet genom värmepumpen. Slopa återcirkulationen. Byt eventuellt till en mindre pump.

En mera omfattande åtgärd är att reglera flödet genom värmepumpen så att den önskade varmvattentemperaturen nås. Den stora fördelen är att en god skiktning kan uppnås i tanken och att värmepumpen kommer att arbeta med mycket färre starter och stopp. Värmepumpen stoppas först när tankarna är nästan fulladdade, dvs när varmvattentemperaturen blir för hög vid maximalt flöde eftersom den sista tankens botten temperatur har blivit förhållandevis hög. Värmepumpen startas när sista tankens botten temperatur är tillräckligt låg eller när första tankens topptemperatur sjunkit något beroende på varmvattencirkulationen.

Värmepumpens egen start- och stoppautomatik slopas eller används som säkerhetsautomatik för att förhindra för höga varmvattentemperaturer. Värmepumpens egen högtryckspressostat klarar också av detta.

Åtgärder kollektorsystemet

Vid sommar drift (endast varmvattenberedning) räcker det med cirkulationspump P3 igång. Förbigångar med backventiler krävs för de två stora pumparna P1 och P2. Den bästa lösningen är att ersätta de tre pumparna med en, omställningsbar pump, och motorisera avstängningsventiler så att en värmepump bara genomströmmas av

brine när den är i drift. Om luftkolektor-pumpen P2 slopas, minskar flödet högst 30% vid luftkolektor-drift eftersom huvudpumpen P1 arbetar med samma tryckstegring. En enklare variant på detta är att manuellt stänga av de två värmepumparna VP1 och VP2 efter behov under sommarhalvåret.

Luftkolektorernas fläktar startas och stoppas efter behov och inte efter enbart utetemperatur.

Skyddet mot värmeslag skall enligt funktionsbeskrivningen vara att brinecirkulation inte kan helt stänga mot markkolektorn. I stället bör till värmepumparna ingående brinetemperaturen regleras så att den inte överskrider ett önskat värde. Ett alternativ för att motverka värmeslag kan vara att köra den enda luftkolektorfläkten intermittent, då det troligen är frågan om enbart sommar-driftfallet (ingen uppvärmning).

Hur växlingen mellan luft- och markkolektor skall ske kan inte avgöras enkelt. I avsnitt 6 görs en enkel analys av detta problem. En möjlig lösning är att alltid använda den kolektor som ger bäst resultat, dvs högst brinetemperatur under förutsättning att flödet är lika i båda fallen. Detta styrsätt karakteriseras som momentan optimering av driften.

Det går däremot att visa med en enkel modell att en högre brinetemperatur fås i medeltal under ett år om luftkolektorn används till klart lägre utetemperaturer än marktemperaturer både före och efter det att markkolektorn används. Detta kan förklaras med att om markkolektorn används då sänks markkolektorernas temperatur något över hela året vilket inte uppväger vinsterna med det minskade utnyttjandet av luftkolektorn vid låga utetemperaturer.

Det är också uppenbart att vid denna senare långsiktiga optimering krävs en prognos av värmeuttaget och utetemperaturen och en modell som beskriver markkolektorn dynamiskt och luftkolektorn statiskt.

Ett annat mindre optimeringsproblem är hur många fläktar som skall vara i drift för att få så bra totalvärmefaktor som möjligt. Många fläktar i drift ökar elförbrukningen, men ger högre

brinetemperatur och därmed också högre förångningstemperatur.

Laddning av markkollektorn med hjälp av luftkollektorn är en optimeringsmöjlighet som nämnts i förstudien till projektet. De två kollektorerna är rörtekniskt främst parallellkopplade men utflödet från luftkollektorn kan gå vidare genom markkollektorn i serie om vissa avstängningsventiler öppnas och stängs (ej utritade i FIG.2.4). Vid laddning krävs också en förbigång av värmepumparna VP1 och VP2 med sina höga tryckfall.

Något som inte kan åtgärdas är en bättre anpassning av tryckfallen mellan mark- och luftkollektor och de tre värmepumparna så att endast en brinepump hade behövts. Brinepumpen P3 ger endast en viss ökning av brineflödet genom VP3. Utan pumpen P3 och om hela tryckfallet ligger i förångaren (enligt datablad 110 kPa vid $6 \text{ m}^3/\text{h}$ och $3 \text{ m}^3/\text{h}$ för VP1 och VP2 resp VP3) då kommer flödena genom de tre värmepumparna att förhålla sig som 2:2:1. Om pump P3 tas bort minskar totalflödet obetydligt och därmed kan brineflödet genom VP3 uppskattas till $2 \text{ m}^3/\text{h}$ mot nuvarande $2.3 \text{ m}^3/\text{h}$. Sommar driftsfallet skulle klarats av med en brinepump med omställbart varvtal eller med två olika stora pumpar en för sommar drift och en för vinter drift.

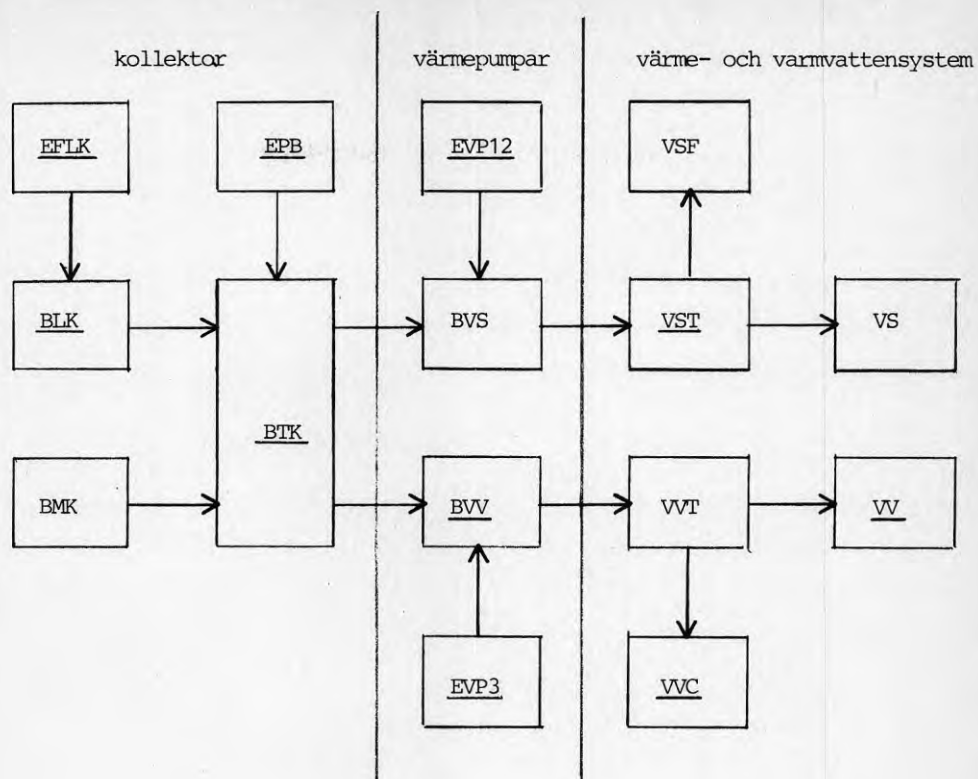


FIG.4.1 Principschema för energiflöden. Understrukna energiflöden mäts.

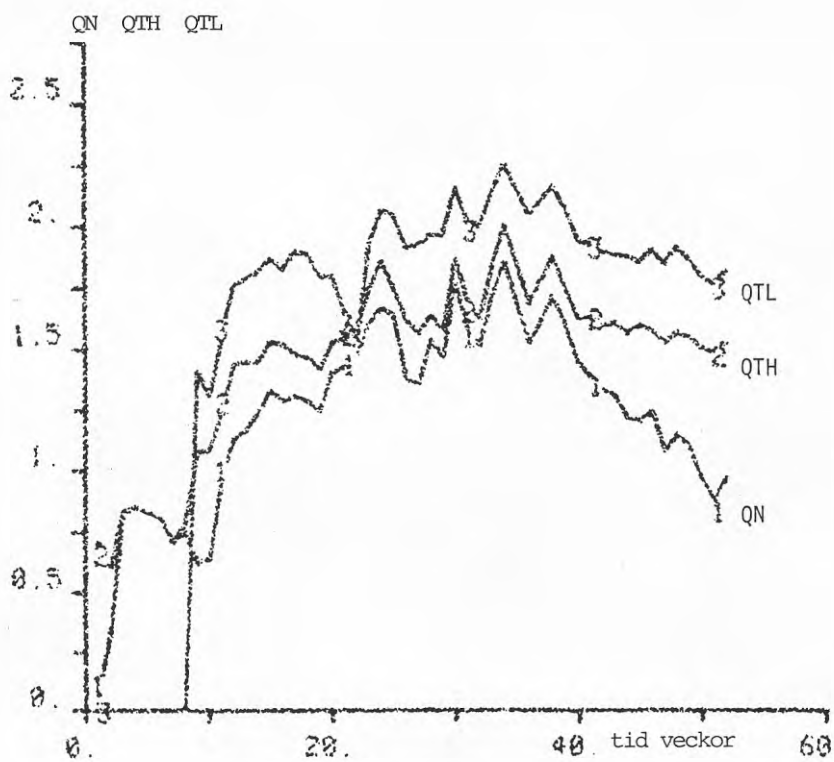


FIG.4.2 Värmefaktorerna QN, QTH och QTL som funktion av tiden.

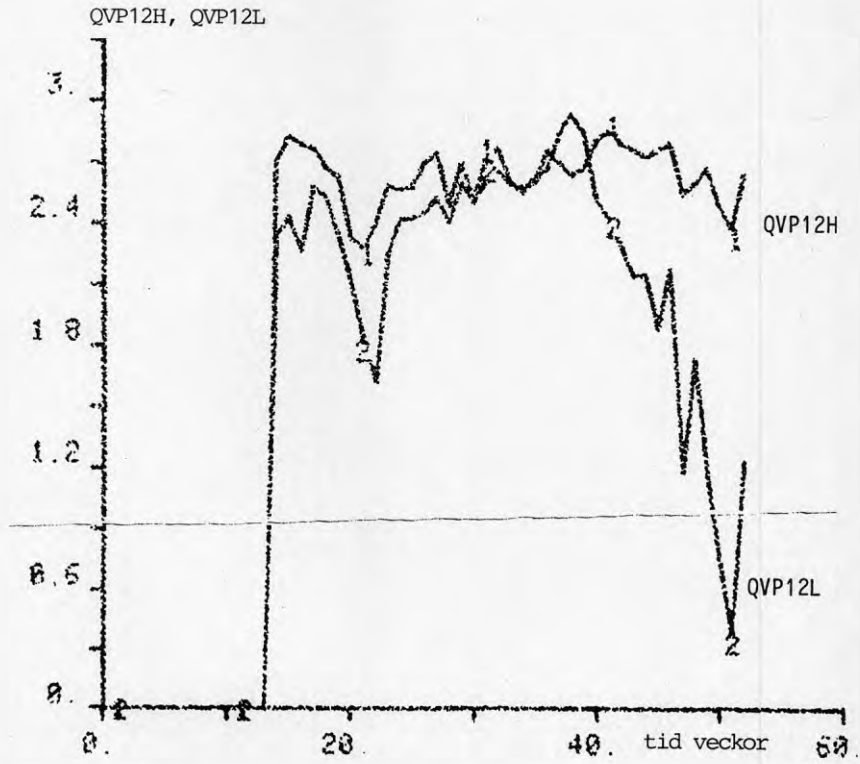


FIG.4.3 Värmefaktorerna QVP12H och QVP12L som funktion av tiden.

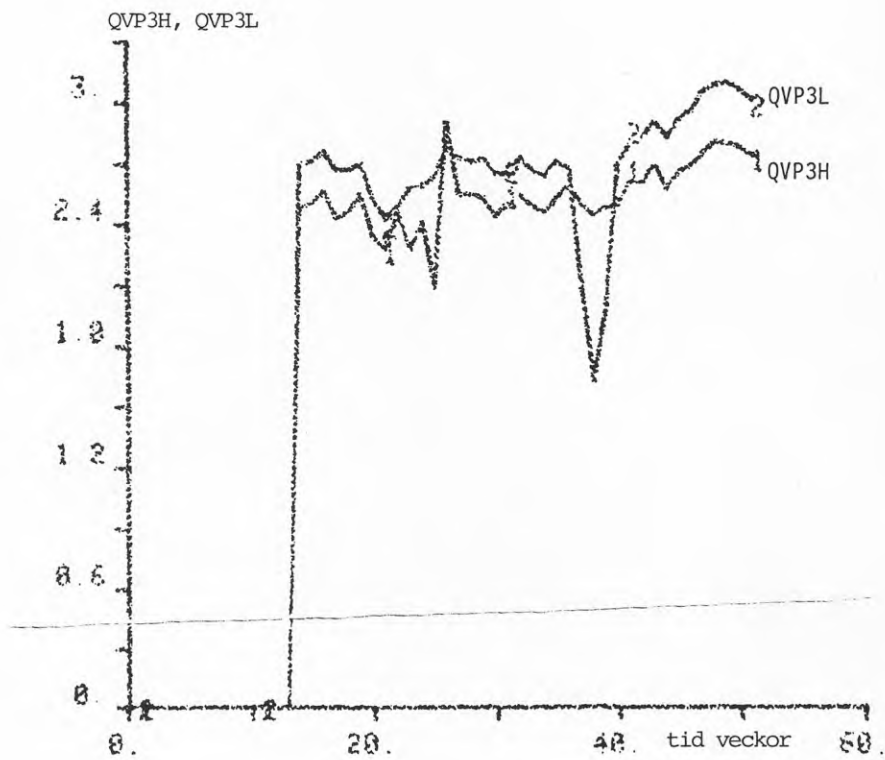


FIG.4.4 Värmefaktorerna QVP3H och QVP3L som funktion av tiden.

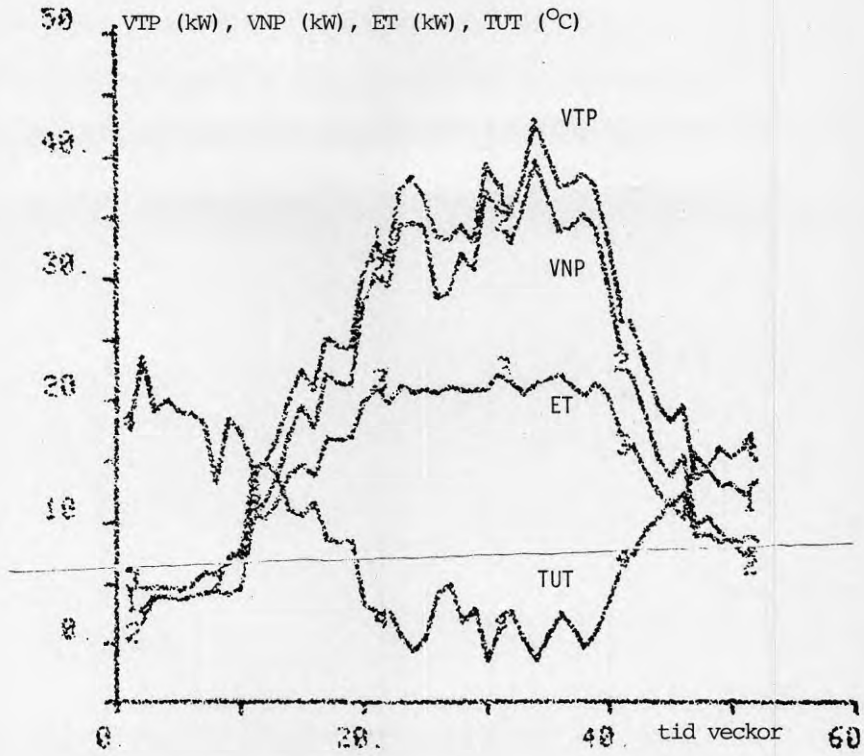


FIG.4.5 Effekterna VTP, VNP och ET och uttemperaturen TUT som funktion av tiden.

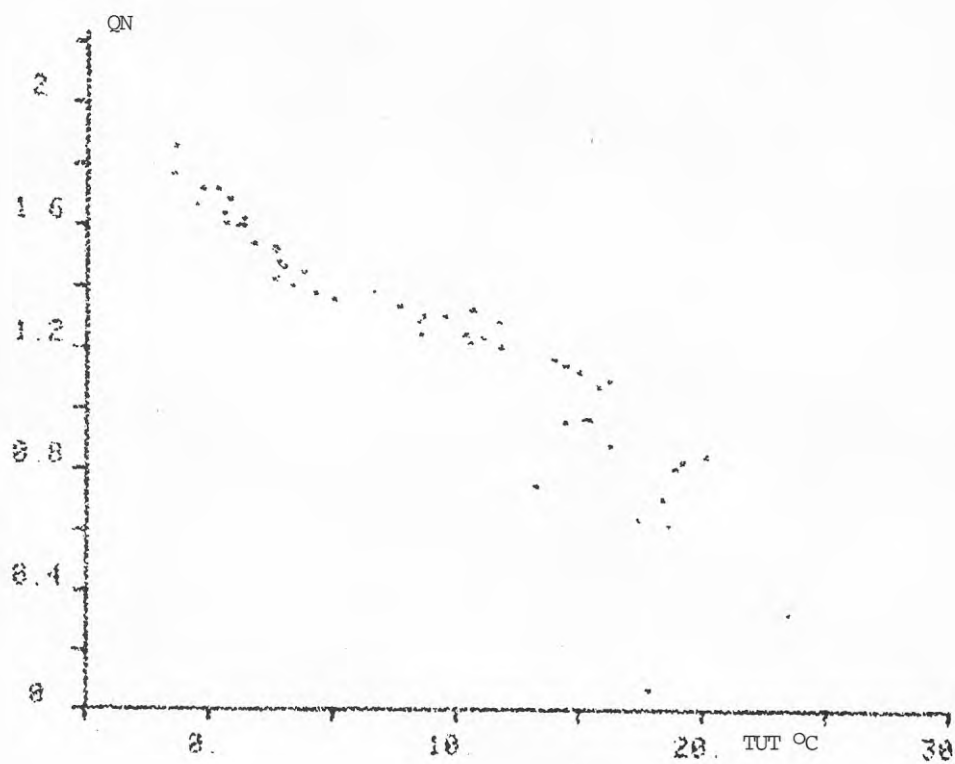


FIG.4.6 Den nyttiga värmefaktorn QN som funktion av utetemperaturen TUT.

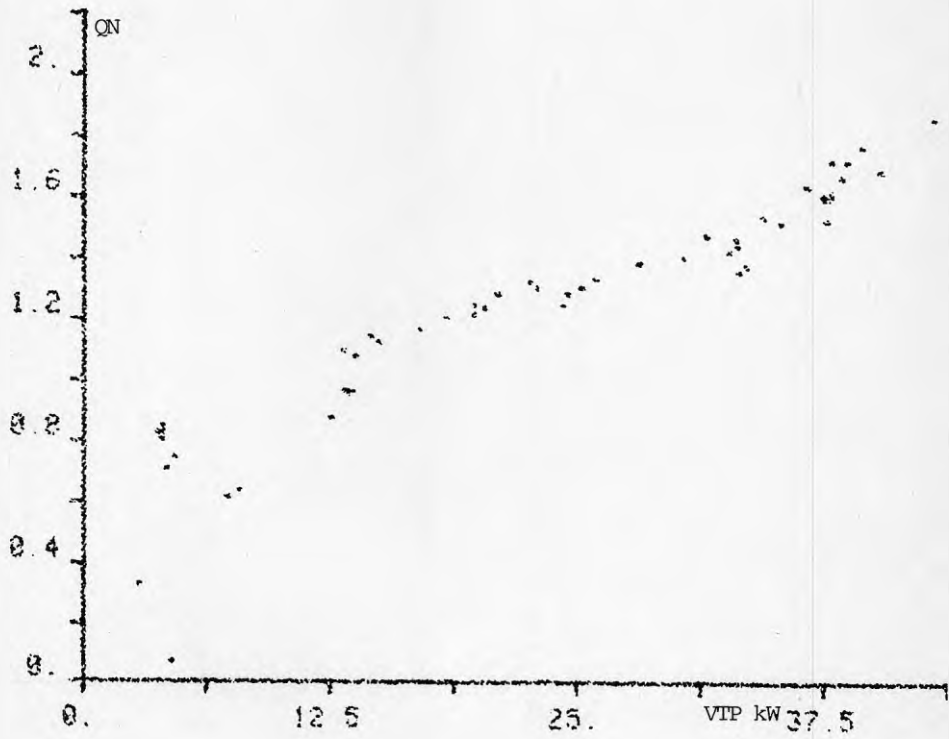


FIG.4.7 Den nyttiga värmefaktorn QN som funktion av värmeeffekten VIP.

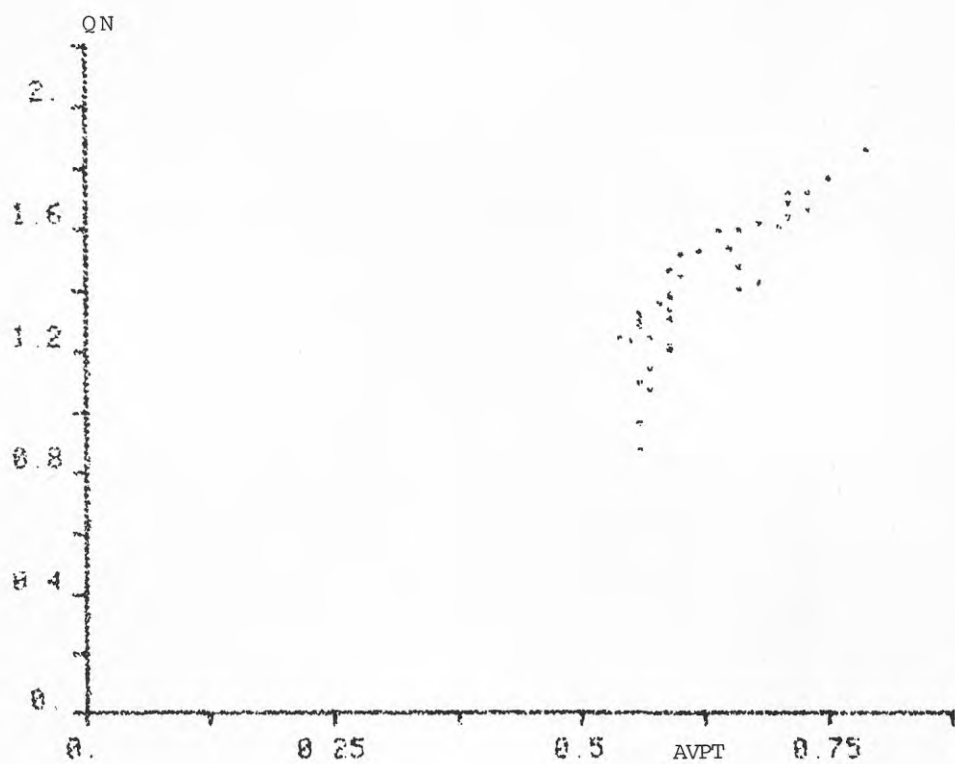


FIG.4.8 Den nyttiga värmefaktorn QN som funktion av andelen värmepumpeffekt gentemot total eleffekt AVPT.

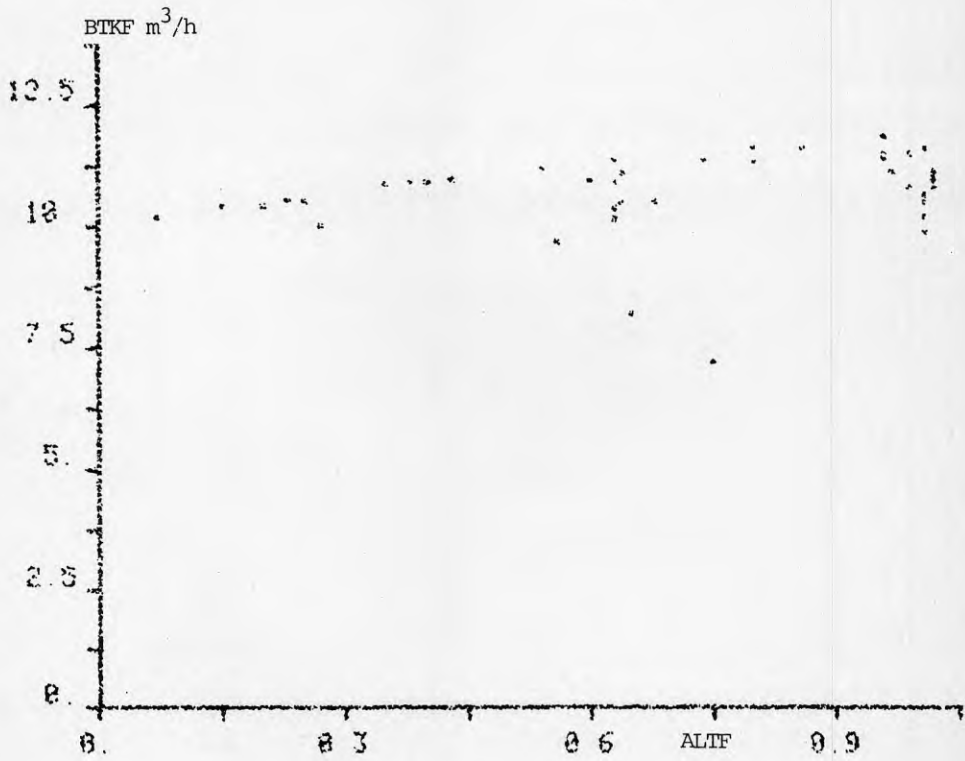


FIG.4.9 Totalt brineflöde BTKF som funktion av flödesandelen luftkolektor gentemot totalkolektor ALTF.

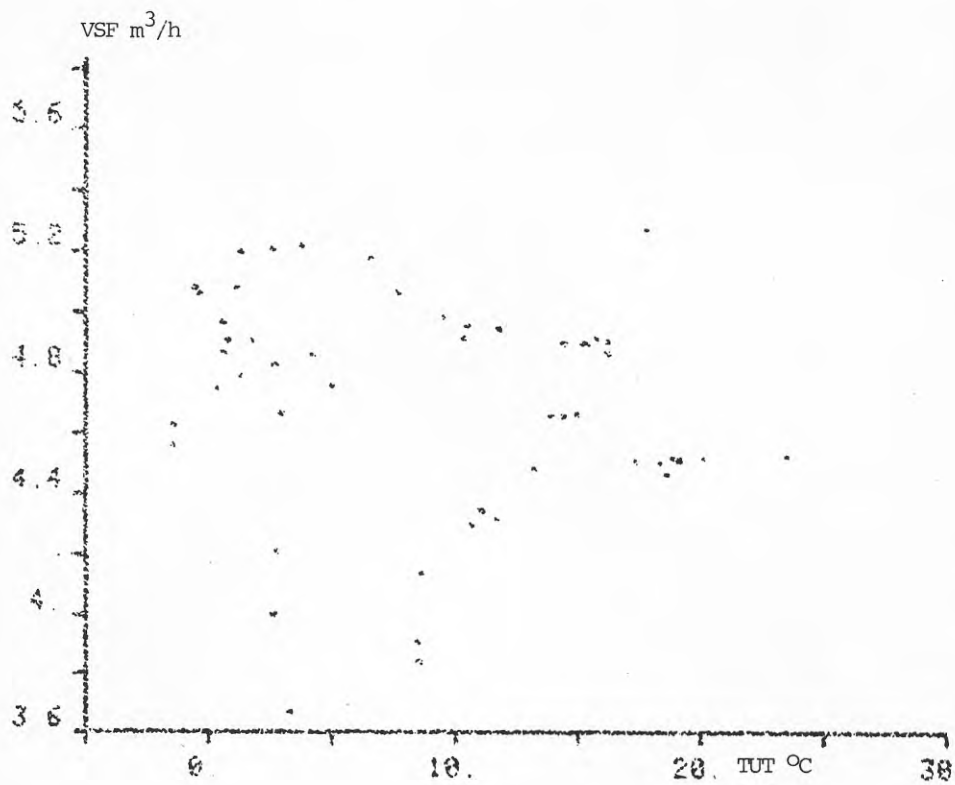


FIG.4.10 Radiatorflöde VSF som funktion av utetemperaturen TUT.

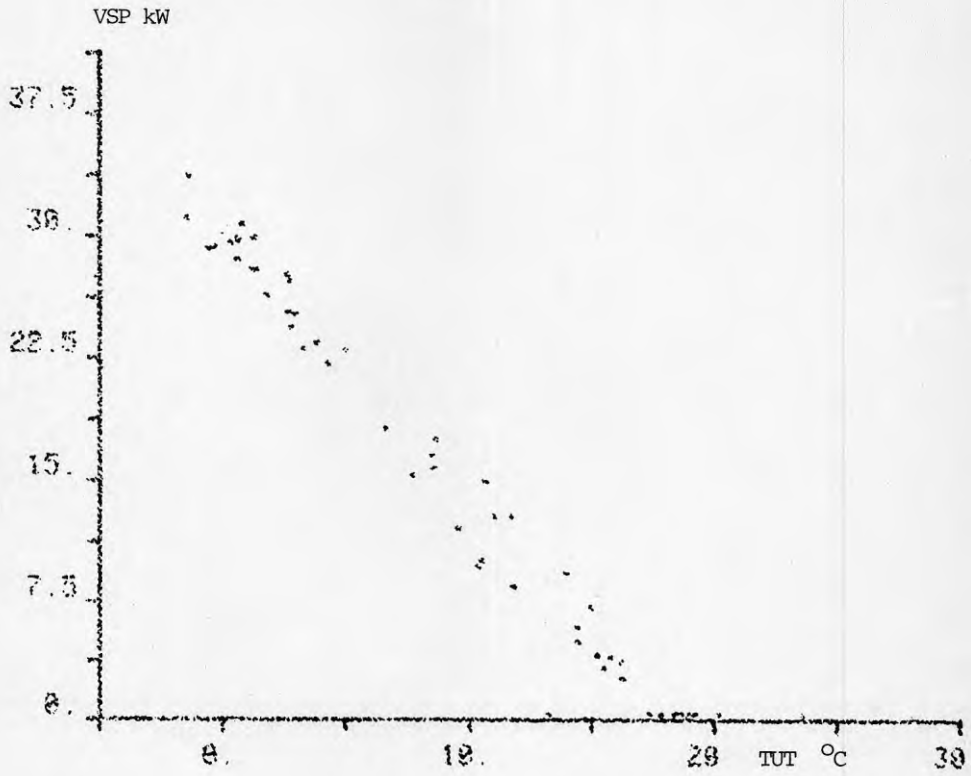


FIG.4.11 Värmeeffekt VSP som funktion av utetemperaturen TUT.

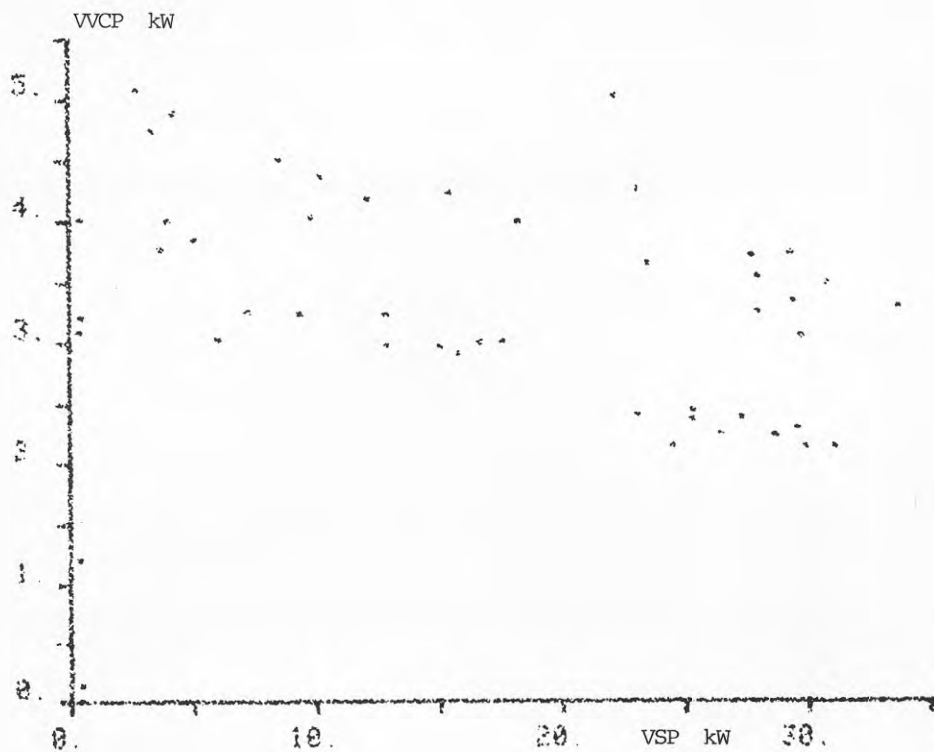


FIG.4.12 Varmvattencirkulationseffekt WCP som funktion av radiatoreffekt VSP.

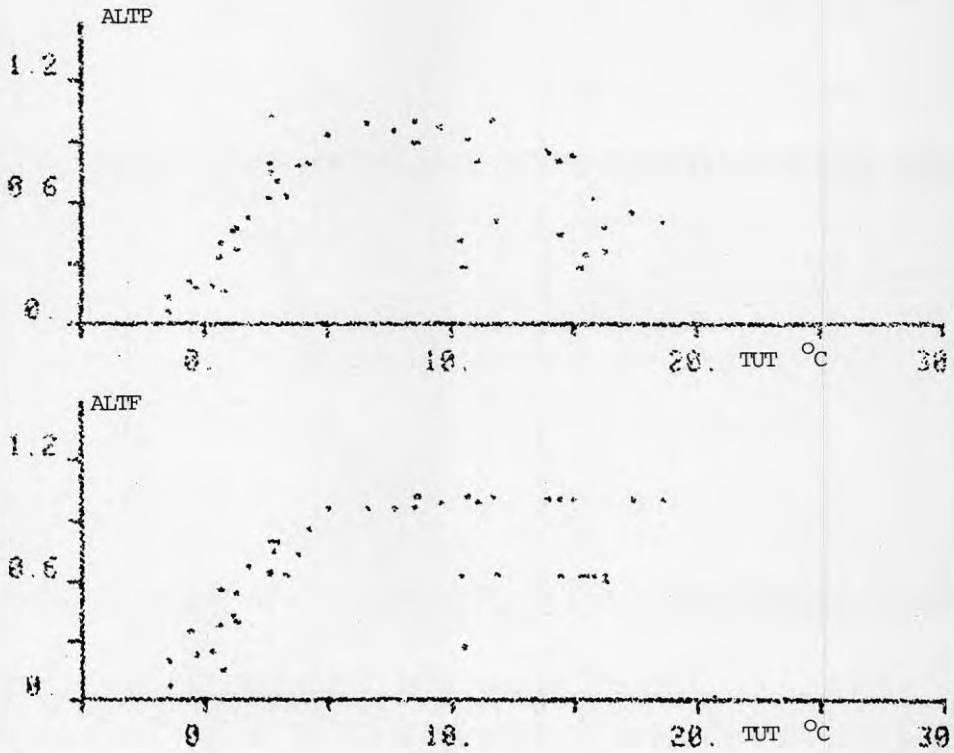


FIG.4.13 Effekt- ALTP och flödesandel ALTF för luftkolektorn gentemot den totala kollektorn som funktion av utetemperaturen TUT.

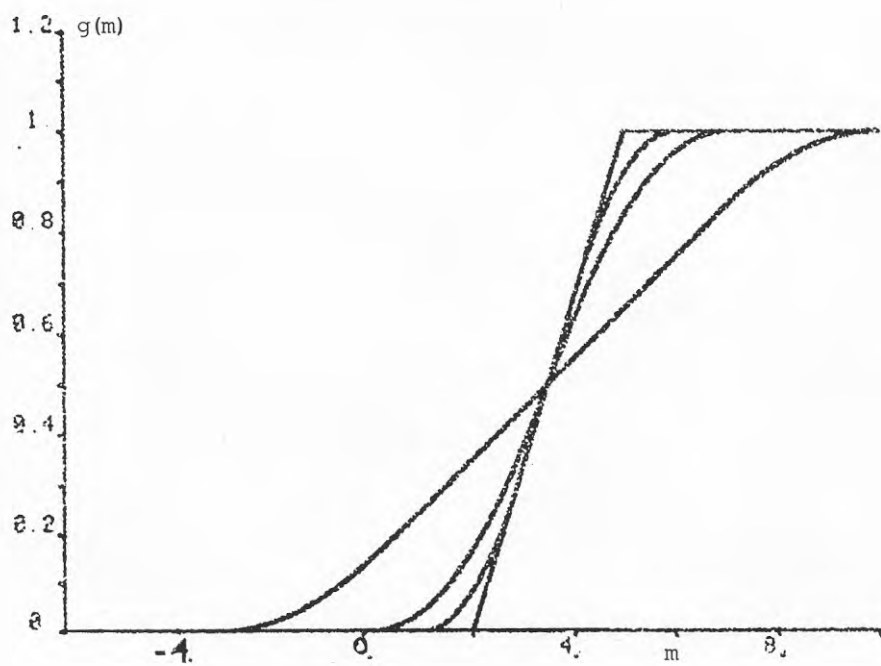


FIG.4.14 Funktionen $g(m)$ enligt (4.54) som funktion av m för $a=2$, $b=5$ och $c=0,1,2$ och 5 .

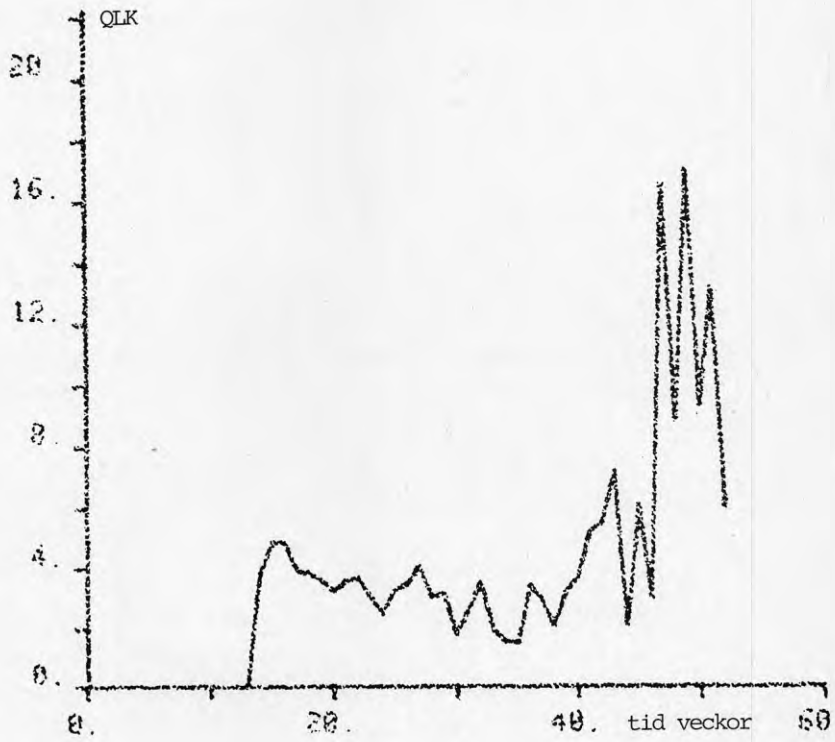


FIG.4.15 Värme faktorn QLK för luftkolektorn som funktion av tiden.

5 REGLERING AV VÄRMEPUMPAR

I detta avsnitt behandlas reglering av värmepumpar som reglering av stegprocesser. En värmepump med en eller flera kompressorenheter är en stegprocess. Två förutsättningar som förenklar analysen är att varje enhet eller steg bara kan startas och stoppas och någon kapacitetsreglering inte finns och att värmepumpsenheterernas effekt antas vara oberoende av temperaturnivån. Det finns två reglerfall som kan särskiljas nämligen effekt och temperaturreglering.

Det första och svårare reglerfallet avser alla värmesystem t ex radiatorsystem, vars effekt regleras genom att ändra framledningstemperatur. Tillfrånreglering analyseras först och därefter behandlas pulslängdsmodulering som möjliggör användandet av vanliga regulatorer med kontinuerliga utsignaler (styrsignaler). Valet av periodtid för pulslängdsmoduleringen bestäms av processens dynamik och de tillåtna avvikelserna. Hur avvikelserna beror på periodtid och modell beräknas analytiskt eller numeriskt med olika modeller.

Det andra och lättare reglerfallet kan vara tillämpligt på varmvattenberedning i ett ackumulerande system. Någon direktuppvärmning av varmvatten med värmepump är inte tänkbar, eftersom topp-effekten ligger långt över medeleffekten. En effektiv lösning är att reglera flödet, som skall värmas genom värmepumpen så att den önskade temperaturnivån uppnås. Värmepumpseffekten behöver inte anpassas till någon viss nivå som i det första fallet utan värmepumpen kan arbeta kontinuerligt så länge det finns ett behov.

Effektreglering - Ett felaktigt reglerätt

En lösning som inte kan tillämpas är blandningsreglering som används normalt när en panna ingår i värmesystemet. En panna ger en viss utgående temperatur nästan oberoende av ingående temperatur och genomströmmande flöde. Pannans effekt till radiatorsystem kan därför regleras inom ett stort område med blandningsreglering. Detta gäller inte för värmepump som tillför radiatorsystemet en nästan konstant effekt och en effektreglering är därför möjlig.

Detta kan visas enkelt med en statisk värmebalans för vattnets passage genom värmepumpen och för blandningsventilen. Följande variabler och parametrar används

- P värmepumpseffekt (termisk)
- T_v utgående värmepumpstemperatur
- T_f framledningstemperatur
- T_r returledningstemperatur
- Q värmebärförmåga totalflöde
- r återblandning

$$T_v = T_r + P / ((1-r)Q) \quad (5.1)$$

$$QT_f = rQT_r + (1-r)QT_v \quad (5.2)$$

och eliminering av T_v ger

$$T_f = T_r + P/Q \quad (5.3)$$

Blandningsventilen kan alltså inte påverka framledningstemperaturen statistiskt sett.

Uttrycket (5.3) kan också erhållas för en ännu enklare modell. Värmepumpen och blandningsventilen slås ihop och betraktas som en apparat/kontrollvolym, som genomströmmas av ett konstant flöde med inloppstemperaturen T_r och utloppstemperaturen T_f . Någon lagring av energi kan inte ske i apparaten/kontrollvolymen och därför ökas radiatorvattnets temperatur med P/Q enheter när apparaten/kontrollvolymen genomströmmas och när värmepumpen är i drift.

Tillfrånreglering ett steg

Det enklaste sättet att reglera en stegprocess är att använda tillfrånreglering. Ett sådant reglersätt skall analyseras med en enkel dynamisk modell med en tidskonstant T_k och en tidsfördröjning T_d . Förstärkningen antas vara 1.0. Processen har normaliserats för att förenkla analysen. Insignalen antar endast värdena 0 och 1, vilket också gäller statistiskt för utsignalen.

Följande beteckningar används

$u(t)$	insignal
$y(t)$	utsignal
y_m	medel start- stoppgräns
$2y_h$	hysteres mellan start och stopp

För tillfrånregulatorn gäller att

$$u(t) = \begin{cases} 0 & \text{om } y(t) > y_m + y_h \\ u(t-1) & \text{för övrigt} \\ 1 & \text{om } y(t) < y_m - y_h \end{cases} \quad (5.4)$$

och tillsammans med den aktuella processen fås ett periodiskt förlopp som återges i FIG.5.1 och från vilket fås följande samband för fyra deltidperioder omfattande t_1 , T_d , t_2 och T_d tidsenheter

$$1 - y_m + y_h = (1 - y_{\min}) e^{-t_1/T_k} \quad (5.5)$$

$$y_{\min} = (y_m - y_h) e^{-T_d/T_k} \quad (5.6)$$

$$y_m - y_h = y_{\max} e^{-t_2/T_k} \quad (5.7)$$

$$1 - y_{\max} = (1 - y_m - y_h) e^{-T_d/T_k} \quad (5.8)$$

där y_{\max} och y_{\min} är det högsta resp lägsta värdet för $y(t)$ under en period. Vidare är insignalen till under $t_1 + T_d$ tidsenheter och från under $t_2 + T_d$ tidsenheter. Medelvärde för utsignalen y_a fås av medelvärdet för insignalen $u(t)$ under en period eftersom det är en linjär process

$$y_a = (t_1 + T_d) / (t_1 + t_2 + 2T_d) \quad (5.9)$$

vilket skall jämföras med det önskade värdet y_m . Tiderna t_1 och t_2 fås enkelt genom att först beräkna y_{\max} och y_{\min} med (5.8) resp (5.6) och därefter omformas (5.5) och (5.7) till

$$t_1 = T_k \ln((1 - y_{\min}) / (1 - y_m - y_h)) \quad (5.10)$$

$$t_2 = T_k \ln(y_{\max} / (y_m - y_h)) \quad (5.11)$$

Medelreglerfelet y_e kan beräknas som

$$y_e = y_a - y_m \quad (5.12)$$

och redovisas i FIG.5.2 för $T_d/T_k = 0.1, 0.2, 0.5$ och 1.0 för $y_h = 0$ som funktion av y_m . För fallet med $y_h = 0$ fås ett periodiskt driftsförlopp för alla y_m inom arbetsområdet, men för $y_h > 0$ fås ett område för $y_m < y_h$ där insignalen $u(t) = 0$ (steget kopplas inte in) och för $y_m > 1 - y_h$ där $u(t) = 1$ (steget är ständigt inkopplat).

En annan storhet som kan vara av intresse är skillnaden mellan största och minsta värde dvs

$$y_d = y_{\max} - y_{\min} \quad (5.13)$$

och efter insättning av (5.6) och (5.8) fås

$$y_d = 1 - (1 - 2y_h)e^{-T_d/T_k} \quad (5.14)$$

Uttrycket ovan visar att skillnaden y_d är oberoende av det önskade medelvärdet y_m . För små värden på kvoten T_d/T_k och $y_h = 0$ fås att

$$y_d = T_d/T_k$$

Periodtiden kan också uppskattas för små T_d/T_k och $y_h = 0$ och det gäller att

$$T_p = 4 T_d$$

Skillnaden y_d eller den relativa variationen redovisas i FIG.5.3 som funktion av kvoten T_k/T_d för olika $y_h = 0.0, 0.01, 0.02, 0.05$ och 0.1 . Skillnaden ökar med ökande hysteres och minskar med ökande kvot T_k/T_d .

Exempel:

Beräkna temperaturvariationen vid tillfrånreglering av en värmepump med ett steg för $y_h = 0$ för $T_d = 10s$ och $T_k = 50s$. Den sta-

tiska temperaturökningen är $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ för värmepumpens steg.
 Lösning: kvoten $T_d/T_k=0.2$ ger den relativa variationen $r=0.18$ enligt (5.14). Temperaturvariationen blir då $0.9\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Tillfrånreglering flera steg

Detta kan ske på ett flertal sätt. Problemet är att undvika att flera steg kopplas in och ur under ett periodiskt förlopp. Ett sätt är att använda olika start och stoppgränser för varje steg. Avståndet mellan olika gränser kan anpassas så att endast ett steg är aktivt under en arbetsperiod. Ett lämpligt avstånd mellan alla startgränser och även mellan alla stoppgränser är y_d , som har beräknats tidigare. Avvikelsen över stoppgräns $y_{dö}$ och under en startgräns y_{du} kan enkelt beräkna som

$$y_{dö}=y_{\max}-y_m-y_h \quad (5.15)$$

$$y_{du}=y_m-y_h-y_{\min} \quad (5.16)$$

och med utnyttjande av (5.6) och (5.8) fås

$$y_{dö}=(1-y_m-y_u)(1-e^{-T_d/T_k}) \quad (5.17)$$

$$y_{du}=(y_m-y_h)(1-e^{-T_d/T_k}) \quad (5.18)$$

Storheterna $y_{dö}$ och y_{du} kan båda begränsas uppåt med kvantiteten $(1-e^{-T_d/T_k})$ vilket motsvarar y_d med $y_h=0$.

Om kvoten T_d/T_k är stor då blir den nödvändiga differensen y_d mellan stegen stor och reglerfelet kan därför bli stort vid flera steg. Reglerfelet kan minskas genom att räkna om start och stoppgränserna på lämpligt sätt. Ett exempel på detta ges i FIG.5.4.

Den föreslagna tillfrånregleringen kan sägas bygga på helt oberoende och individuell reglering av varje steg. Ett sätt att samordna och därmed förbättra regleringen är att införa tidsfördröjningar mellan både in- och urkopplingar av olika steg. En lämplig tidsfördröjning är den normala periodtiden när ett steg är aktivt. En gemensam startgräns och en gemensam stoppgräns

används sedan för alla steg.

Reglering med pulslängdsmodulering

Ett problem med stegprocesser är att de flesta reglerteorier förutsätter processens insignal och därmed också att regulatorns utsignal är kontinuerlig.

Ett angreppssätt är att omvandla regulatorns kontinuerliga signal till en stegsignal och detta kan ske genom pulslängdsmodulering. Om den efterföljande dynamiken är långsam i förhållande till den valda periodtiden då märks det inte att insignalen är en stegsignal.

Pulslängdsmodulering av en stegsignal u_s enligt en kontinuerlig signal u blir för periodtiden T_p och den n :te perioden följande

$$u_s(t) = \begin{cases} 1 & nT_p < t < (n+1)T_p \\ 0 & nT_p + uT_p < t < (n+1)T_p \end{cases} \quad (5.19)$$

Om stegprocessen har två eller fler steg, då moduleras endast ett steg medan de övriga är ständigt inkopplade eller urkopplade.

Variationen mellan högsta och lägsta värde för utsignalen har tidigare beräknats för en process med en tidskonstant T_k och en tidsfördröjning T_d när tillfrånreglering tillämpades. När pulslängdsmodulering sker av insignalen har tidsfördröjningen ingen betydelse för det periodiska förloppet utan detta bestäms av processens tidskonstant, periodtiden och pulsmoduleringen/insignalen.

Den relativa variationen r hos utsignalen till ett dynamiskt system vid pulslängdsmodulering med periodtiden T_p och insignalen u kan enkelt beräknas för ett dynamiskt system av 1:a ordningen med tidskonstanten T_k som

$$r = (1-a)(1-b)/(1-ab) \quad (5.20)$$

$$\text{där } a = e^{-uT_p/T_k} \quad (5.21)$$

$$b = e^{-(1-u)T_p/T_k} \quad (5.22)$$

Den relativa variationen r redovisas i FIG.5.5 som funktion av u och för $T_k=1$ och $T_p=0.1, 0.2, 0.5, 1.0, 2.0, 5.0$ och 10 . Kurvorna visar att störst variation fås för $u=0.5$ och med ökande periodtid T_p . Den maximala variationen kan skrivas som

$$r_{\max} = (1-c)/(1+c) \quad (5.23)$$

där

$$c = e^{-T_p/2T_k} \quad (5.24)$$

En enkel uppskattning uppåt av den relativa variationen fås efter utveckling av exponentialfunktionerna som

$$r_a = u(1-u)T_p/T_k \quad (5.25)$$

och den maximala variationen kan uppskattas uppåt som

$$r_{\max} = T_p/4T_k \quad (5.26)$$

Ett sätt att bestämma en lämplig periodtid är att beräkna den tillåtna relativa variationen och därefter finna den periodtid T_p som för $u=0.5$ och en given tidskonstant T_k ger samma relativa variation. Den relativa variationen r_{\max} som funktion av den relativa periodtiden T_p/T_k återges i FIG.5.6.

Hur den relativa periodtiden T_p/T_k varierar om den relativa variationen är konstant (oberoende av pulslängdsmoduleringen, dvs av u) redovisas i FIG.5.7 för $r=0.1, 0.2$ och 0.5 . Kurvorna visar att stora periodtider fås vid låga och höga värden på insignalen u , medan periodtiden varierar obetydligt för resterande värden på u . Detta kan utnyttjas för att minska antalet starter genom att låta periodtiden T_p variera som funktion av u och den relativa variationen r . Ett enkelt sätt att minska antalet starter är att använda avrundning. Stegsignal blir då konstant 0 eller 1 om

$u < u_a$ resp $u > 1 - u_a$.

En digital PI-regulator, som beräknas en gång per periodtid, kan därför användas med bra resultat om antalet steg i drift pulslängdsmoduleras. Ett lämpligt mätvärde för regulatorn är givetvis ett medelvärde över en periodtid, vilket är den storhet, som är av primärt intresse. Om en PI-regulator används utan pulslängdsmodulering finns det risk för att flera steg kopplas in och ur under ett periodiskt förlopp beroende på regulatorparametrarna.

En enkel parameter för regulatorn som kan användas för stegprocesser är kvotregulatorn, som kan skrivas som

$$u(t) = u(t-1) y_{\text{ref}} / y(t) \quad (5.27)$$

där y_{ref} är det önskade värdet. Nackdelar med regulatorn är start- och stoppproblem och krav på att alla variabler inte får byta tecken och inte får bli lika med noll. Om kravet är att stegsignalen skall anrundas till närmaste heltal, då kan kvotregulatorn enligt (5.27) också användas med gott resultat. Om belastningen eller behovet är konstant, då arbetar kvotregulatorn med en konstant styrsignal (stegsignal). Detta hade inte varit fallet om en PI-regulator använts utan minst ett steg hade kopplats in och ur periodiskt. För fullständiga detaljer om kvotregulatorn hänvisas till Jensen (1978).

Enkel dynamisk modell för värmesystem

För att kunna bestämma en lämplig periodtid måste variationen vid pulslängdsmodulering undersökas med en dynamisk modell för värmesystemet.

I ett värmesystem cirkulerar en vattenmassa oftast med konstant flöde. Medelcirkulationstiden varierar från några minuter och uppåt beroende på rörnätets storlek. Vattnet avkyls i proportion till temperaturskillnaden gentemot innetemperaturen. Det avkylda vattnet värms åter av värmepumpen och går åter ut i rörnätet. En modell för ett värmesystem måste därför beskriva temperaturfallet och tidsfördröjningen mellan fram- och returledning.

En tredje egenskap hos rörnätet är att temperaturvariationer dämpas ut dynamiskt på grund av värmelagring i själva rören, blandning i olika vattenvolymer främst i radiatorer och olika cirkulationstider för olika rörsträckor. Returtemperaturen är därför en sammanlagring av flera i tiden olika framledningstemperaturer.

En modell kan därför bestå av följande delprocesser

- tidsfördröjning/distribuerad tidsfördröjning
- statisk/dynamisk dämpning

Följande modellfall skall undersökas

- modell 1 tidsfördröjning + statisk dämpning
- modell 2 tidsfördröjning + dynamisk dämpning
- modell 3 distribuerad tidsfördröjning + statisk dämpning
- modell 4 distribuerad tidsfördröjning + dynamisk dämpning

Den fasta tidsfördröjningen antas vara T_d tidsenheter, medan den distribuerade tidsfördröjningen antas ha samma medeltidsfördröjning T_d och är jämnt fördelad $(0, 2T_d)$. Avsikten är att jämföra de fyra fallen ovan.

Det statistiska och dynamiska sambandet mellan fram- och returledning bortsett från tidsfördröjningen beskrivs med differentialekvationen nedan

$$T_k \frac{dT_r}{dt}(t) = -T_r(t) + T_i + g(T_f(t - T_d) - T_i) \quad (5.28)$$

där T_k är tidskonstanten och g är förstärkningen eller egentligen den statistiska dämpningen.

De fyra modellfallen har simulerats för ett stegsvar både utan och med återcirkulation för $g=0.75$, $T_k=0, 1, 2, 5$ och 10 min och $T_d=10$ min. Returtemperatur för de fyra modellerna redovisas för fallet utan återcirkulation i FIG.5.8 och med återcirkulation i FIG.5.9.

Skillnaden mellan dessa fyra modeller är inte stor. Nackdelen med

dessa fyra modeller är att de inte kan analyseras enkelt utan simulering måste användas. Det går däremot att göra en enkel modell som ganska väl beskriver återcirkulation och både den statiska och dynamiska dämpningen.

Temperaturtidsförloppet kan beräknas för returtemperaturen för en förenklad modell, som ges nedan

$$T_f(t) = T_r(t) + P(t)/Q \quad (5.29)$$

$$T_r(t) - T_i = g(T_f(t - T_c) - T_i) \quad (5.30)$$

eller sammansatt

$$T_r(t) - T_i = g(T_r(t - T_c) - T_i) + gP(t)/Q \quad (5.31)$$

där

$T_f(t)$	framledningstemperatur
$T_r(t)$	returledningstemperatur
$P(t)$	värmepumpseffekt
Q	radiatorflödes värmebärförmåga
g	relativ temperaturförändring fram/returledning relativt innetemperatur
	$g = (T_r - T_i) / (T_f - T_i)$
T_c	cirkulationstiden för radiatorvattnet

Differensekvationen (5.31) beskriver returtemperaturens tidsförlopp.

Returtemperaturen är bara definierad i diskreta tidpunkter. Ett sätt att övergå till kontinuerlig tid är att tolka sambandet (5.31) som en lösning av en differentialekvation på formen

$$T_{ka} \frac{dT_r(t)}{dt} = -T_r(t) + T_i + g_r P(t)/Q \quad (5.32)$$

och följande samband gäller

$$T_{ka} = -T_c / \ln(g) \quad (5.33)$$

$$g_r = g / (1 - g) \quad (5.34)$$

En enkel jämförelse görs mellan denna enkla modell enligt (5.32) och de fyra tidigare i FIG.5.10. Slutsatsen är att den enkla modellen kan användas för att beskriva returtemperaturen och för att analysera lämpliga periodtider. Den tidsfördröjning som finns har ingen betydelse vid pulslängdsmodulering.

Framledningstemperatur kan med den enkla modellen för returtemperaturen beräknas som en uppskalning med faktorn g^{-1} . Förstärkningen g_f mellan temperaturhöjning över värmepumpen och framledningstemperatur blir därför

$$g_f = g_r / g = (1 - g)^{-1} \quad (5.35)$$

Om det relativa temperaturfallet är litet, dvs g är nära ett, då blir den totala förstärkningen stor. Ett exempel är $g=0.9$ som ger $g_f=10$, dvs en temperaturökning över värmepumpen förstärks 10 gånger.

Parametern g kan beräknas med dimensionerande temperaturer, t ex fram 80°C , retur 60°C och inne 20°C ger $g=(60-20)/(80-20)=0.67$. Skillnaden är inte särskilt stor mellan hög och låg temperatursystem, t ex 55/45 system ger $g=0.71$ och för det aktuella systemet 45/35 fås $g=0.60$.

Exempel:

Bestäm lämplig periodtid för ett radiatorsystem med följande dimensionerande data $T_f=60^{\circ}\text{C}$, $T_r=50^{\circ}\text{C}$ och $T=20^{\circ}\text{C}$, medelcirkulationstid $T_c=5$ min, temperaturhöjning för ett värmepumpssteg $dT_{vp}=3^{\circ}\text{C}$ och högsta tillåtna ändring $dT=6^{\circ}\text{C}$ vid pulslängdsmodulering.

Först bestäms parametern g

$$g = (50 - 20) / (60 - 20) = 0.75$$

och därefter förstärkningen g_f

$$g_f = (1-g)^{-1} = (1-0.75)^{-1} = 4$$

Den enkla modellens tidskonstant T_{ka} blir

$$T_{ka} = -T_c / \ln(g) = -5 \text{ min} / -0.287 = 17.4 \text{ min}$$

Den totala temperaturändringen dT_f för ett steg blir

$$dT_f = g_f dT_{vp} = 4 \times 3 \text{ } ^\circ\text{C} = 12 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Den tillåtna relativa variationen r blir då

$$r = dT / dT_f = 6 / 12 = 0.5$$

FIG.5.6 ger för $r=0.5$ $T_p / T_{ka} = 2.12$ och periodtid blir då

$$T_p = 2.12 T_{ka} = 2.12 \times 17.4 \text{ min} = 36.9 \text{ min}$$

Arbetsgången vid bestämningen av periodtiden T_p vid pulslängdsmodulering sammanfattas i BIL.5.1.

Det finns ett olämpligt värde på periodtiden T_p lika med cirkulationstiden T_c . I ett sådant fall kommer temperaturvariationen att bli maximalt stor lika med $dT_{vp} g_f$. Den erhållna periodtiden bör alltid kontrolleras gentemot cirkulationstiden T_c .

En naturlig fråga är hur påverkas periodtiden T_p av flödet i radiatorkretsen? Parametern g och g_f ökar med ökande flöde medan dT_{vp} är omvänt proportionell mot flödet.

Parametern g kan uttryckas som en funktion av radiatorsystemets värmeöverföringsförmåga Ah och flödets Q . Med liknande antaganden som görs senare i kapitlet för en liknande modell (se (5.42-46)) fås att $g = e^{-Ah/Q}$.

Tidskonstanten T_{ka} , som används vid beräkningen av periodtiden, kan nu beräknas som

$$T_{ka} = -T_c / \ln(e^{-Ah/Q}) = T_c \frac{Q}{cAh} \quad (5.36)$$

Cirkulationstiden T_c kan skrivas som en kvot mellan en volym V och ett volymflöde $Q'=hQ$ där h är en materialberoende konstant. Tidskonstanten T_{ka} blir nu

$$T_{ka} = \frac{V}{hQ} \frac{Q}{Ah} = \frac{V}{hAh} \quad (5.37)$$

Tidskonstanten T_{ka} är alltså oberoende av flödet i radiator-kretsen.

Temperaturökningen över ett värmepumpsteg kan skrivas som

$$dT_{vp} = P_{vp}/Q \quad (5.38)$$

och förstärkningen g_f kan skrivas som

$$g_f = (1 - e^{-Ah/Q})^{-1} \quad (5.39)$$

Antag att flödet ändras en faktor k . Den relativa variationen ändras då med en faktor p

$$p = \frac{(1 - e^{-Ah/Q})}{(1 - e^{-Ah/kQ})k} \quad (5.40)$$

Hur faktorn p förändras som funktion av faktorn k redovisas i FIG.5.11 för $g=0.2, 0.4, 0.6$ och 0.8 . Fallet $g=0.0$ tas också med som jämförelse vilket visar hur mycket temperaturökningen över enbart värmepumpen förändras. Kurvorna visar att stora flödesökningar endast minskar den relativa variationen något, medan stora flödesminskningar kan öka variationen betydligt. Radiatorsystemet motverkar variationen något vilket inses vid en jämförelse med fallet $g=0.0$.

Hur variationen påverkas av ändringar i radiatorytan Ah kan genom att utnyttja uttrycken (5.38) och (5.39) skrivas som en faktor q

$$q = \frac{(1 - e^{-Ah/Q}) r(T_{ka}/k, T_p)}{(1 - e^{-kAh/Q}) r(T_{ka}, T_p)} \quad (5.41)$$

där $r(\cdot, \cdot)$ är en funktion för den relativa variationen. Faktorn q redovisas i FIG.5.12 som funktion av parametern k för $r(T_{ka}, T_p) = 0.1$ och $g = 0.2, 0.4, 0.6$ och 0.8 .

Det här föreslagna sättet att bestämma periodtiden vid pulslängdsmodulering förutsätter att den dynamiska modellen är av första ordningen med en känd tidskonstant och förstärkning. Det är emellertid inget hinder om den dynamiska modellen är en summa av flera första ordningens modeller. Den totala variationen beräknas enkelt som summan av de enskilda systemens variation, eftersom det är linjära system och då gäller superpositionsprincipen.

Exempel:

Beräkna den maximala variationen för periodtiden $T_p = 20$ min för ett dynamiskt system med två tidskonstanter 4 min och 20 min som har förstärkningen 2°C resp 6°C . Ur FIG.5.6 fås den relativa variationen 0.84 resp 0.25. Den totala variationen blir då $0.84 \times 2^\circ\text{C} + 0.25 \times 6^\circ\text{C} = 3.18^\circ\text{C}$.

Exemplet visar också att om den maximala variationen är bestämd och motsvarande periodtid sökes då måste detta ske genom passningsförfarande, om enbart FIG.5.6 skall användas.

Exempel:

Bestäm periodtid för modellen i föregående exempel så att den maximala variationen blir 4°C . Den snabba dynamiken kan högst ge 2°C . Finn därför en periodtid som ger minst en variation på 2°C , dvs en relativ variation på 0.33. Öka något och prova med $r_2 = 0.35$ vilket avläst ur FIG.5.6 ger $T_p/T_{k2} = 1.4$, dvs $T_p = 28$ min vilket ger $T_p/T_{k1} = 7$ och $r_1 = 0.93$. Den totala variationen blir då $0.93 \times 2^\circ\text{C} + 0.35 \times 6^\circ\text{C} = 3.96^\circ\text{C}$, vilket är godtagbart.

Temperaturreglering genom flödesreglering

Med temperaturreglering menas här att ett medium gas eller vätska skall värmas eller kylas till en viss temperatur. Någon effektreglering är det inte frågan om, eftersom gas eller vätskeflödet är godtyckligt. Om flödet är givet, då är det frågan om effektreglering som behandlats tidigare.

En bra princip för temperaturreglering med värmepump är att reglera flödet genom värmepumpen så att den önskade temperaturnivån uppnås. Detta inses av uttrycket (5.3). Värmepumpen arbetar med ett lämpligt antal steg inkopplade.

Utrustningsmässigt krävs en reglerventil och två temperaturgivare som mäter flödets inloppstemperatur resp utloppstemperatur. Inloppstemperaturgivaren kan slopas ur rent reglerteknisk synpunkt. Om flödet kan beräknas med kännedom om reglerventilens och rörsystemets egenskaper, då kan utloppstemperaturgivaren slopas.

Temperaturreglering på den här beskrivna formen är tillämpbar vid ackumulering av värme eller kyla i t ex vattentankar. Ackumuleringstankarna kan sedan ingå i ett värme- eller kylsystem av korttids- eller långtidslagring eller ingå i ett varmvattenberedningssystem.

Det minsta och största reglerbara flödet bestämmer helt den största resp den minsta temperaturökningen som kan åstadkommas. Det minsta reglerbara flödet måste därför anpassas så att det passar med lägsta inloppstemperatur, högsta utloppstemperatur och värmepumpens effekt, annars kommer den önskade temperaturnivån inte att kunna nås. Det största reglerbara flödet är mindre viktigt, men det bestämmer när värmepumpen skall stoppas för att undvika övervärmning. Det största flödet begränsar därför laddningsgraden i ett ackumulerande system. Det kommer därför att finnas vatten i botten av ackumuleringsystemet som har en temperatur lägre än den önskade temperaturen. Värmepumpen kan därför först startas när bottentemperaturen är tillräckligt låg. Det kan därför vara lämpligt att flytta inloppstemperaturgivaren in i botten av tanken så att den samtidigt mäter inloppstemperatur och bottentemperatur. Om det finns en utloppstemperaturgivare då blir

inloppstemperaturmätningen mindre viktig och inloppstemperaturgivarer kan placeras i tanksystemet så att den mäter temperaturen för en lämplig bottenvolym. Om en liten volym väljs, då blir laddningsgraden alltid hög och värmepumpen kommer att kopplas in och ur ofta. Motsatt resultat fås om en stor volym väljs.

Det är olämpligt att använda en renodlad inloppsgivare. När värmepumpen inte arbetar, då är flödet genom värmepumpen noll och någon mätning av den rådande vattentemperaturen fås inte och när återstart av värmepumpen skall ske kan då inte avgöras.

Det har förutsatts att uttaget ur ackumuleringsystemet sker i värmefallet genom att vatten tas från toppen av ackumuleringsystemet utan att vattnet avkyls i toppen. Detta är inte fallet i ett varmvattenberedningssystem. Varmvattencirkulationsflödet återförs oftast i övre delen av tanksystemet. Detta innebär att under natten övre delen av tanken kyls av medan den undre delen är oförändrad bortsett från värmeförluster genom tankväggarna. Slutsatsen är därför att det även krävs någon temperaturgivare i toppen av tanksystemet eller på utgående varmvattentemperatur för att kunna hålla rätt temperatur. En möjlig lösning är att utloppsgivaren kombineras med tankens toppgivare. När värmepumpen arbetar då mäts utloppstemperaturen och vid icke drift mäts tanktemperaturen.

Start- och stoppvillkor för en värmepump om ett steg med givare för topp-, botten-, utlopps- och inloppstemperatur ges nedan. De fyra temperaturerna betecknas T_t , T_b , T_u resp T_i .

startvillkor

$$T_t < T_{t\text{start}} \quad \text{eller} \quad T_b < T_{b\text{start}}$$

stoppvillkor

$$T_u > T_{u\text{stopp}} \quad \text{eller} \quad T_i > T_{i\text{stopp}}$$

De två sista olikheterna kan också ersättas med den tekniska gränsen, dvs när reglerventilen är fullt öppen, då kan utloppstemperaturen inte längre regleras. Under förutsättning att regleringen är stabil, då kan värmepumpen stoppas när reglerventilen varit helt öppen en viss tid. Utloppstemperaturen antas regleras

till T_{uref} som är något lägre än gränsen T_{ustopp} .

Temperaturreglering genom blandningsreglering

Detta är en sämre lösning än den föregående. Återcirkulationsskretsen och den ingående värmepumpen kan utifrån betraktas som en värmepump med flödesreglering. Om värmepumpens värmeeffekt är oberoende kondensortemperaturen då blir flödet till omgivningen detsamma för de två reglerfallen. Återcirkulation kring värmepumpen medför att flödets temperatur i kondensorn är högre än för fallet med flödesreglering. Kondensortemperatur blir därför också högre och därmed försämras värmefaktorn för fallet blandningsreglering.

Hur mycket högre kondensortemperaturen blir kan beräknas med en enkel modell för kondensorn. Kondensorn beskrivs med värmeväxlande yta som har längden en enhet i flödets strömningsriktning. Flödets temperatur varierar med läget mellan in- och utloppstemperatur. Värmepumpsmediets temperatur är densamma i hela värmeväxlaren. Värmeöverföringen mellan värmepumpsmediet och flödet antas vara proportionell mot temperaturskillnaden. Följande värmebalans kan nu formuleras för ett längdelement dx av den värmeväxlande ytan med koordinaten x .

$$0 = -QdT(x) + Ah(T_k - T(x))dx \quad (5.42)$$

där

$T(x)$	flödets temperatur
T_k	kondensortemperatur
Ah	värmeöverföringsförmåga värmeväxlareyta
Q	värmeöverföringsförmåga flöde

Sambandet (5.42) ger differentialekvationen

$$\frac{dT(x)}{dx} = \frac{Ah}{Q}(T_k - T(x)) \quad (5.43)$$

och lösningen kan skrivas som

$$T(x) = e^{-(Ah/Q)x} T(0) + (1 - e^{-(Ah/Q)x}) T_k \quad (5.44)$$

Inloppstemperaturen ger ett randvillkor

$$T(0) = T_{in} \quad (5.45)$$

och utloppstemperaturen kan skrivas som

$$T_{ut} = e^{-Ah/Q} T_{in} + (1 - e^{-Ah/Q}) T_k \quad (5.46)$$

Den avgivna värmeeffekten vid kondensorn kan vid flödesreglering skrivas som

$$P_f = Q_f (T_{ut} - T_{in}) \quad (5.47)$$

och vid blandningsreglering som

$$P_b = Q_b (T_{ut} - T_{inb}) = (1-r) Q_b (T_{ut} - T_{in}) \quad (5.48)$$

$$T_{inb} = r T_{ut} + (1-r) T_{in} \quad (5.49)$$

Om det antas att $P_f = P_b$ då fås att

$$Q_f = (1-r) Q_b \quad (5.50)$$

Om $T_{in} = 0$ då ger (5.39) för flödesreglering

$$T_{ut} = (1 - e^{-Ah/Q_f}) T_{kf} \quad (5.51)$$

och för blandningsreglering fås

$$T_{ut} = r T_{ut} e^{-Ah/Q_b} + (1 - e^{-Ah/Q_b}) T_{kb} \quad (5.52)$$

Eliminering av T_{ut} i (5.51) och (5.52) ger att

$$\frac{T_{kb}}{T_{kf}} = \frac{(1-a)(1-rb)}{(1-b)} \quad (5.53)$$

där

$$a = e^{-Ah/Q_f} \quad (5.54)$$

$$b = e^{-Ah/Q_{b=a}(1-r)} \quad (5.55)$$

Den andra likheten i (5.55) fås med utnyttjande av (5.50).

Kvoten T_{kb}/T_{kf} redovisas i FIG.5.13 som funktion av r för olika värden på $a=0.2, 0.4, 0.6$ och 0.8 . Parametern a som ges av (5.54) kan också beräknas från dimensionerande temperaturen på T_{ut} , T_{in} och T_k som

$$a = (T_k - T_{ut}) / (T_k - T_{in}) \quad (5.56)$$

Kurvorna i FIG.5.13 visar att kondensortemperaturen ökar endast måttligt. Någon kraftig ökning fås inte vid hög återblandning r . En kraftig ökning fås däremot för flödet i blandningsfallet Q_b , eftersom sambandet (5.50) skall vara uppfyllt och för $r=0.9$ så gäller att $Q_b=10Q_f$.

Något som också kan öka kondensortemperaturen är om ackumulering-
en ökas genom en förhöjd ackumuleringstemperatur. Den önskade
utgående vattentemperaturen fås i varmvattenfallet genom att
blanda tankens tappvatten med vvc-vatten och inkommande kallvat-
ten. Hur mycket kondensortemperaturen ökar kan beräknas med samma
modeller som tidigare med $T_{in}=0$. Förhållandet mellan de två
olika utgående vattentemperaturerna från värmepumpen med och utan
övervärmning antas vara $k=T_{ut}'/T_{ut}$ och för motsvarande
flöden gäller $Q_f'=Q_f/k$. Kvoten mellan kondensortemperaturerna
blir då

$$\frac{T_{kf}'}{T_{kf}} = \frac{k(1-a)}{(1-a^k)} \quad (5.57)$$

där

$$a = e^{-Ah/Q_f}$$

Kvoten T_{kf}' / T_{kf} redovisas i FIG.5.4 för $a=0.0, 0.2, 0.4, 0.6$ och 0.8 som funktion av övervärmningsfaktorn k i intervallet $(1,2)$. Kurvorna visar att överdimensionerade kondensorer har den största ökningen av kondensortemperatur när den utgående temperaturen skall ökas.

Antalet starter - värmesystem

Antag att värmepumpen har n st steg, att eldningssäsongen är n_e dygn och att antalet pulslängdsmoduleringsperioder är n_d per dygn. Pulslängdsmodulering ger upphov till $n_e n_d$ starter som fördelas på de n stegen.

Ett mindre antal starter tillkommer vid övergång från drift ett till två steg osv. Antag att värmeeffekten varierar dygnsperiodiskt över hela sitt arbetsområde. Detta resulterar i $n-1$ extra starter per dygn för alla steg utom det sista. Totala antalet starter kan då uppskattas till

$$n_s = n_e n_d + n_e (n-1) \quad (5.59)$$

Den andra termen kan nästan försummas vilket inses av siffrorna $n_e=200$, $n_d=40$ och $n=6$

$$n_s = 200 \times 40 + 200 \times 5 = 9000$$

Antag att avrundning tillämpas med gränsen u . En grov underskattning av totala antalet starter är

$$n_{sa} = n_e n_d (1-2u) \quad (5.60)$$

Antalet starter blir fler om regulatorn kompenserar för avrundningen. Avrundning kan ske flera periodtider i följd. Antalet starter i genomsnitt eller antalet perioder per start kommer därför att bero på regulatorns medelstyrsignal v och avrundningsgränsen u . För $0=v=0.5$ fås

fall	fallfrekvens	startfrekvens per periodtid
$u < v < 0.5$	$0.5 - u$	1
$u/2 < v < u$	$u/4$	$1/2$
$u/3 < v < u/2$	$u/6$	$1/3$
$u/4 < v < u/3$	$u/12$	$1/4$
osv		

För den andra halvan av styrsignalintervallet gäller samma förhållanden på grund av symmetri kring $v=0.5$. Det totala antalet starter kan därför beräknas som summan av en oändlig serie. Antalet starter n_{sa} kan skrivas som

$$n_{sa} = 2(0.5 - u + \frac{u}{4} \frac{1}{2} + \frac{u}{6} \frac{1}{3} + \frac{u}{12} \frac{1}{4} + \frac{u}{20} \frac{1}{5} + \dots) \quad (5.61)$$

Efter förenkling fås

$$n_{sa} = 1 - 2u + 2u(\frac{1}{8} + \frac{1}{18} + \frac{1}{48} + \frac{1}{100} + \dots) \quad (5.62)$$

och ytterligare förenkling ger

$$n_{sa} = 1 - \frac{7u}{4} + 2u \sum_{n=3} \frac{1}{n^2(n-1)} \quad (5.63)$$

Summationstermen kan delas upp i tre termer som följer

$$\frac{1}{n^2(n-1)} = \frac{1}{n} \left(\frac{1}{n-1} - \frac{1}{n} \right) = \frac{1}{n(n-1)} - \frac{1}{n} + \frac{1}{n^2} \quad (5.64)$$

De två första deltermerna kan summeras enkelt och resultatet blir den första termen för $n=3$, dvs $1/2$. Den tredje deltermen ingår i en känd summa för vilken det gäller

$$\sum_{n=1} \frac{1}{n^2} = \frac{\pi^2}{6} \quad (5.65)$$

vilket ger

$$\sum_{n=3} \frac{1}{n^2} = \pi^2/6 - 1 - \frac{1}{4} \quad (5.66)$$

Medelantalet starter kan därför beräknas till

$$n_{sa} = 1 - 7u/4 + 2u(1/2 - \pi^2/6 + 5/4) \quad (5.67)$$

$$n_{sa} = 1 + u(7/4 - \pi^2/3) = 1 - 1.54u \quad (5.68)$$

Det beräknade medelantalet starter kan jämföras underskattningen $1-2u$ (avrundning slopar starter helt) och överskattningen $1-u$ att varje avrundning resulterar i en start i nästa period vid samma styrsignal v . Minskningen av antalet medelstarter är ganska måttlig, om $u=0.1$ minskar antalet starter med 15%.

Hur medelantalet starter minskar när variabel periodtid används som ger konstant variation skall också undersökas. Den relativa medelperiodtiden fås för detta fall genom att beräkna yta under kurvorna för variabel periodtid i FIG.5.7 och dividera med ytan för den minimala periodtiden. Detta har gjorts för några värden på den relativa variationen r som redovisas nedan. Den variabla periodtiden har begränsats uppåt för två fall till 5 resp 10 periodtider

relativ variation	relativ medelperiodtid		
	begränsning		
	ingen	$T_p < 10T_{pmin}$	$T_p < 5T_{pmin}$
0.1	4.7	2.3	2.0
0.2	4.8	2.4	2.0
0.5	5.5	2.5	2.1

Siffrorna visar att antalet starter kan minst halveras om variabel periodtid används eftersom den variabla periodtiden i medeltal är minst två gånger den minimala och fasta periodtiden.

Antal starter vid varmvattenberedning

Det är ingen enkel uppgift att beräkna antalet starter vid varmvattenberedning. Flera faktorer inverkar såsom varmvattenuttag över dygnet, vvc-förluster, storlek ackumulatortank, värmepumpseffekt och reglerutrustning. I det mest extrema fallet så krävs bara en start per dygn. För ett sådant fall krävs en ackumulator som täcker större delen av dygnsbehovet och en värmepump anpassad så att laddningstiden blir längre än urladdningstiden eller att värmepumpseffekten är mindre än höglasteffekten.

Varmvattencirkulationen kan nattetid orsaka flera starter genom att tankens övre del avkyls obetydligt samtidigt som tanken är fulladdad, vilket gör det lätt att på kort tid höja temperaturen i övre delen av tanken.

Fler starter än tio per dygn borde inte behövas vid varmvattenberedning.

Periodisk verkningsgrad

Tre olika värmefaktorer kan definieras, nämligen värmefaktor utan hjälpenergi v_{fi} , värmefaktor med hjälpenergi vid kontinuerlig drift v_{fs} och värmefaktor med hjälpenergi vid periodisk drift v_{fp} .

$$v_{fi} = P_v / P_k \quad (5.69)$$

$$v_{fs} = P_v / (P_k + P_h) \quad (5.70)$$

$$v_{fp}(u) = u P_v / (u P_k + P_h) \quad (5.71)$$

där

- P_v värmepumpens termiska effekt
- P_k effekt kompressor och hjälpsystem (periodisk drift)
- P_h effekt hjälpsystem (ständig drift)
- u relativ drifttid

Förenklade antagande är att alla effekter P_v , P_k och P_h är konstanta och oberoende av u eller tiden.

Värmefaktorn v_{fs} är ett specialfall av värmefaktorn v_{fp} , då $v_{fs} = v_{fp}(1)$. Ovanstående samband kan skrivas om följande parameter införs

$$a = P_h / P_k \quad (5.72)$$

vilket ger

$$v_{fs} = v_{fi} / (1+a) \quad (5.73)$$

$$v_{fp} = v_{fi} / (1+a/u) \quad (5.74)$$

Uttrycket (5.72) kan användas för att ange när värmefaktorn $v_{fp} < 1$. Detta ger följande samband

$$v_{fi} < 1+a/u \quad (5.75)$$

Antag att $v_{fi} = 3$ och $a = 0.4$, då är ovanstående uppfyllt, dvs $v_{fp} = 1$ om $u < 0.2$. Slutsatsen är att ständigt inkopplade hjälpsystem bör undvikas eller göras så energisnåla som möjligt relativt kompressoreffekten.

Försämringen eller den dynamiska verkningsgraden vid periodisk drift fås som kvoten $v_{fp}(u) / v_{fs}$ och betecknas d och blir

$$d(u,a) = (1+a) / (1+a/u) \quad (5.76)$$

Den dynamiska verkningsgraden $d(u,a)$ redovisas i FIG.5.15 som funktion av den relativa gångtiden u för parametrarna $a = 0.01, 0.02, 0.05, 0.1, 0.2, 0.5$ och 1.0 . Kurvorna visar att ökande hjälpeffekt P_h relativt kompressoreffekt P_k minskar den dynamiska verkningsgraden betydligt. Denna avtar också med minskande relativ gångtid. För fallet $a = 0.1$ och $u = 0.25$ fås $d(u,a) = 0.79$.

En slutsats som kan dras av ovanstående är att en ren överdimensionering av värmepumpssystem medför låg dynamisk verkningsgrad.

Om hjälpeffekten P_h är den samma för två olika stora värmepumpar med samma ideala värmefaktor, då blir värmefaktorn vid periodisk drift den samma vid samma belastning. Antag att den ena värmepumpen är en faktor g gånger den andra. Detta medför att

$$a_2 = a_1/g$$

$$u_2 = u_1/g$$

och insatt i (5.74) fås att

$$v_{fp1} = v_{fp2}$$

Slutsatsen är därför att det inte lönar sig att byta ut en för stor värmepump eftersom värmefaktorn vid periodisk drift ej ändras under de här givna förutsättningarna. Det har antagits att värmefaktorn är oberoende av storleken, men det är inte sant utan värmefaktorn förbättras något med ökande kompressorstorlek.

Sammanfattning

Effektreglering av värmepumpar, som enbart kan köras i form av olika steg utan någon kontinuerlig kapacitetsreglering, sker bäst med pulslängdsmodulering av ett värmepumpssteg medan de övriga stegen är ständigt in- eller urkopplade under en periodtid. En vanlig PI-regulator, som styr på medelvärdet över en periodtid, ger en styrsignal som sedan pulslängdsmoduleras.

Periodtiden kan beräknas med uppgifter om värmesystemets och värmepumpens dimensionerande data genom att använda en förenklad dynamisk modell för värmesystemet.

Effektreglering av en värmepump som bara består av ett steg kan i en del fall klaras av med tillfrånreglering. Det reglerade systemets dynamiska och statiska egenskaper kan medföra att reglerförloppet blir för långsamt med stora variationer eller för snabbt med små variationer. I det senare fallet fås alltför många starter och stopp.

Antalet starter och stopp vid pulslängdsmodulering kan halveras

om variabel periodtid används. Periodtiden anpassas så att variationen under en periodtid är konstant oberoende av styrsignalen.

Skillnaden mellan tillfrånreglering och pulslängdsmodulering är att tillfrånreglering har ett medelfel. Om periodtiden vid pulslängdsmodulering anpassas så att variationen blir densamma som vid tillfrånreglering blir antalet starter fler vid pulslängdsmodulering än vid tillfrånreglering och lika vid variabel periodtid.

Effektreglering genom flödesreglering eller blandningsreglering på den varma sidan är omöjligt, vilket kan visas med en enkel modell.

Temperaturreglering med värmepumpar görs bäst genom att variera flödet genom värmepumpen så att temperaturen blir den önskade. Värmepumpen körs kontinuerligt när behov finns. Detta reglerfall är aktuellt vid ackumulering, t ex varmvattenberedning. Reglerområdet för flödet måste anpassas så att det stämmer med värmepumpens effekt och in- och utloppstemperaturer.

Blandningsreglering är också möjligt att använda vid temperaturreglering, men sämre därför att kondensortemperaturen blir högre än vid flödesreglering.

Något som kan försämra ett värmepumpssystem totalvärmefaktor är ständigt inkopplade hjälpsystem. Totalvärmefaktorn kan bli mindre än ett om den relativa gångtiden är låg. Värmepumpar i värmesystem utan tillsatsvärme har låg relativ gångtid. Hjälpsystem bör därför göras så energisnåla som möjligt.

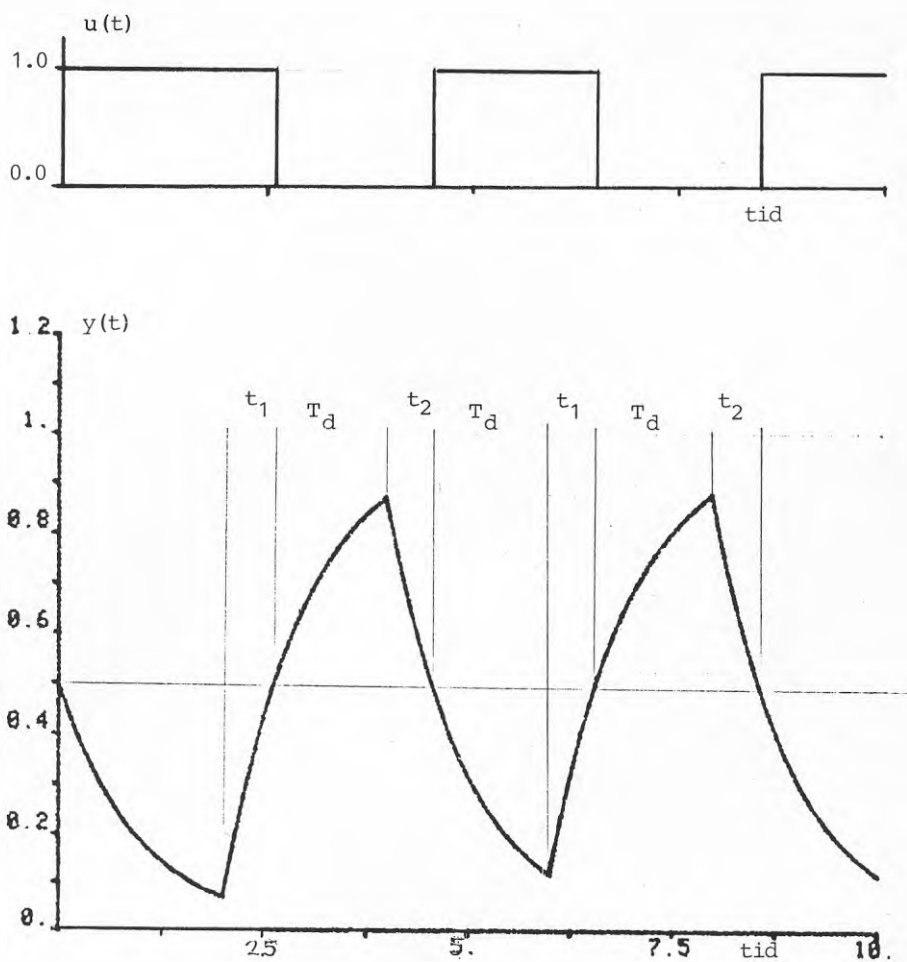


FIG.5.1 Tidsförlopp för tillfrånreglering för en process med $T_d=1.35$ och $T_k=1.0$ och en regulator med $y_m=0.5$ och $y_h=0.0$.

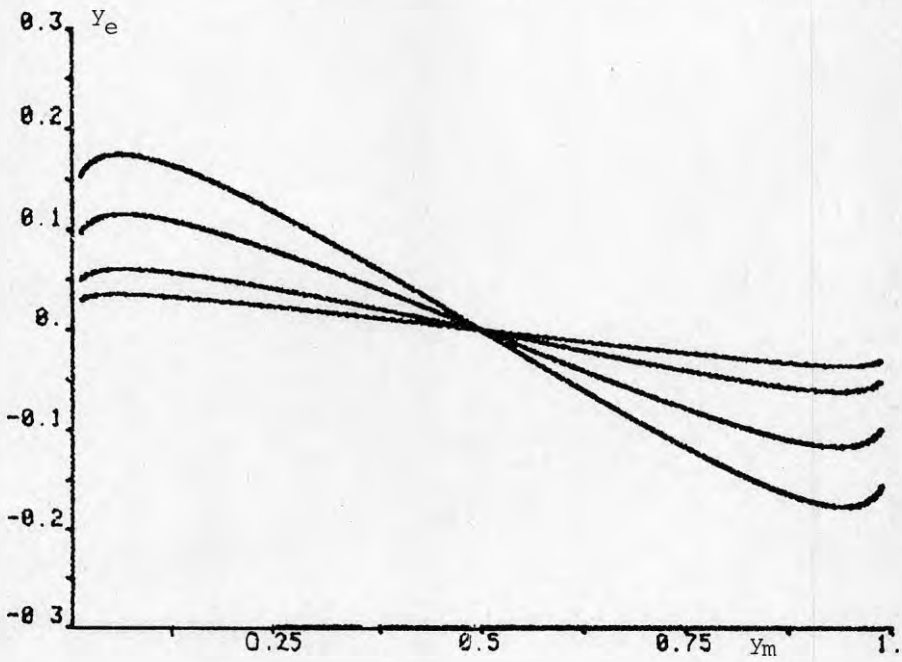


FIG.5.2 Medelreglerfelet y_e vid tillfrånreglering för processer med $T_d/T_k = 0.1, 0.2, 0.5$ och 1.0 (till vänster nerifrån räknat) som funktion av y_m och med $y_h = 0.0$.

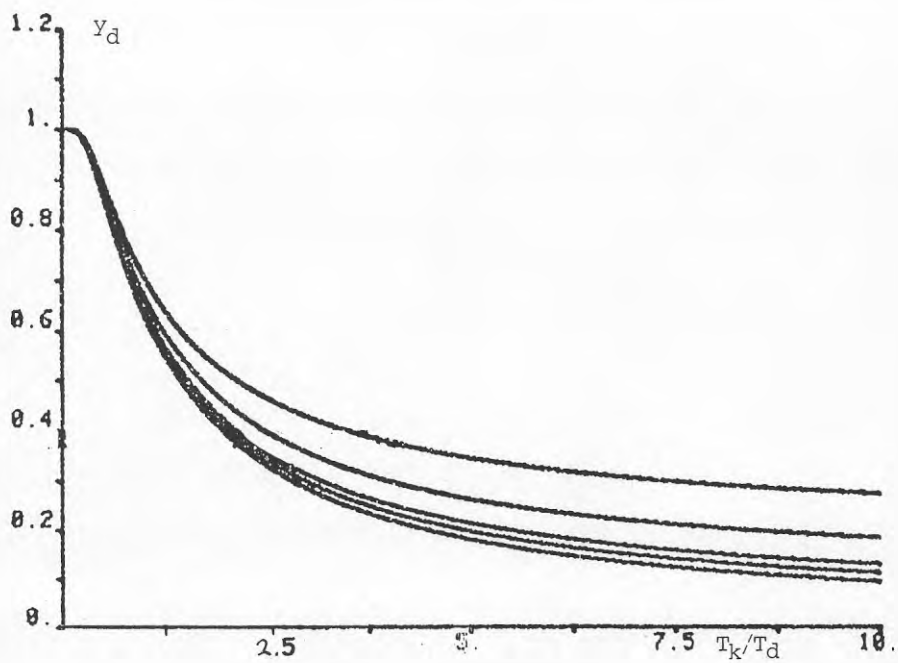


FIG.5.3 Den relativa variationen y_d som funktion av kvoten T_k/T_d för olika $y_h = 0.0, 0.01, 0.02, 0.05$ och 0.1 (nerifrån räknat).

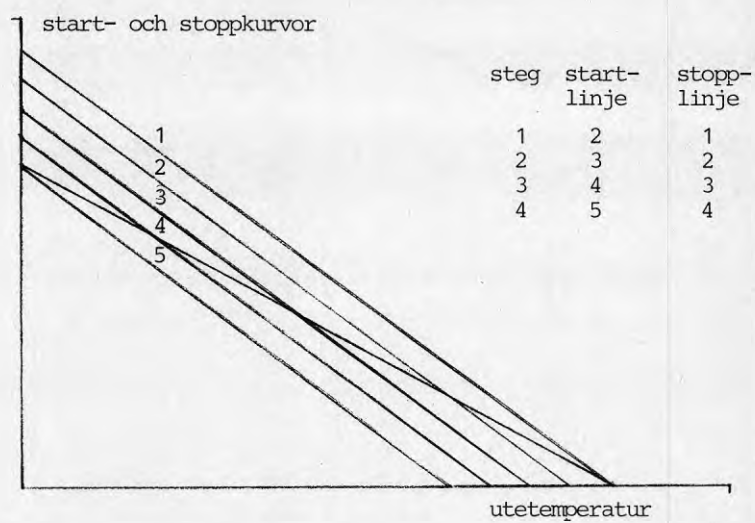
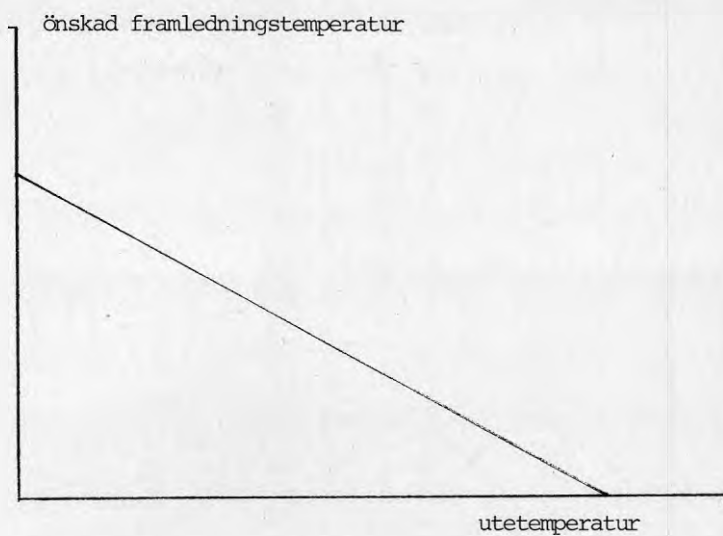


FIG.5.4 Exempel på lämpligt val av start- och stopplinjer för värmepump med fyra steg för reglering av framledningstemperatur efter utetemperatur.

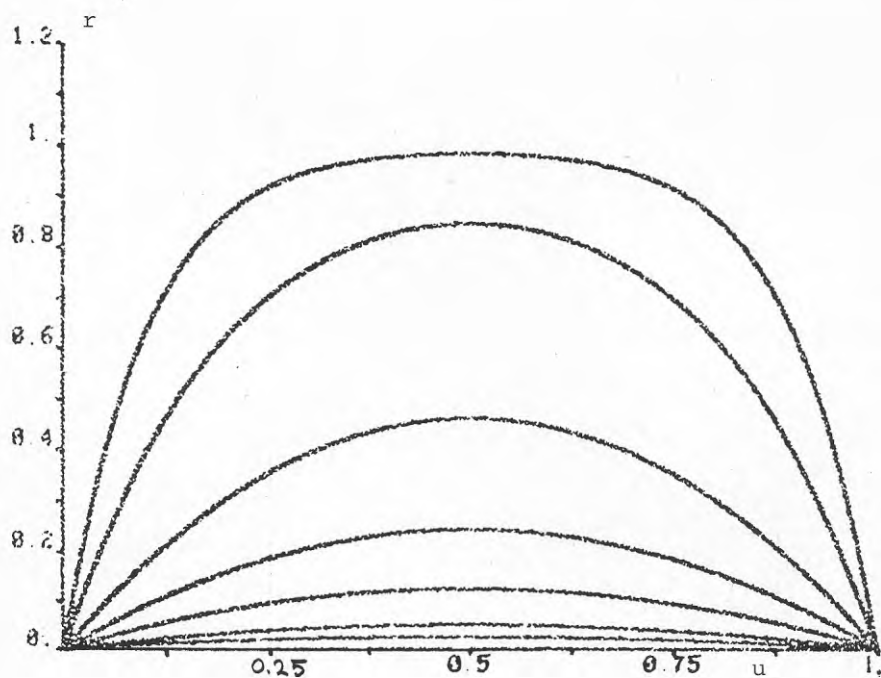


FIG.5.5 Den relativa variationen r för en process med tidskonstanten $T_k=1.0$ som funktion av signalen u vid pulslängdsmodulering med olika periodtider $T_p=0.1, 0.2, 0.5, 1.0, 2.0, 5.0$ och 10 (nerifrån räknat).

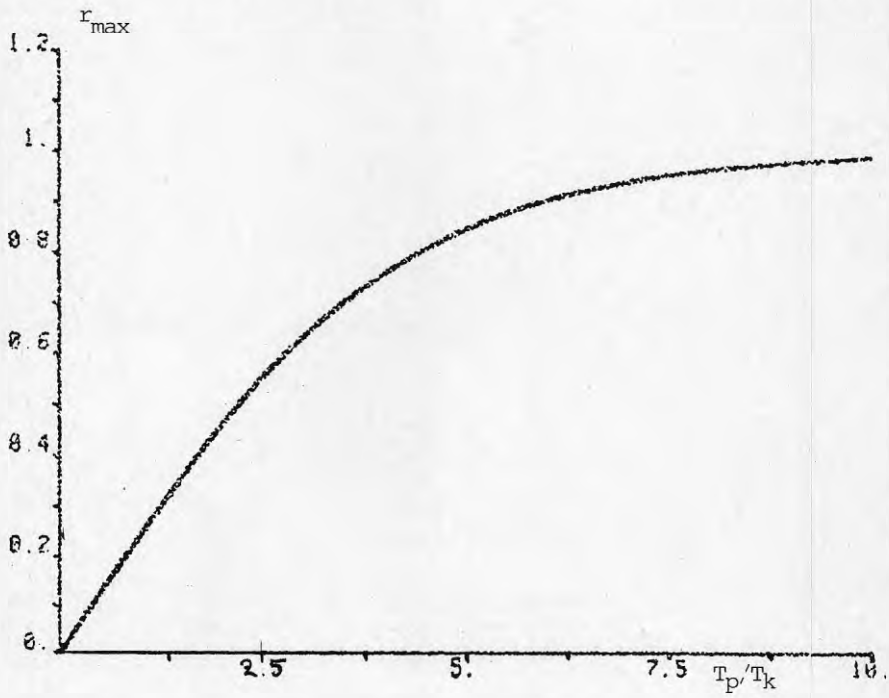


FIG.5.6 Den maximala relativa variationen r_{\max} som funktion av kvoten T_p/T_k .

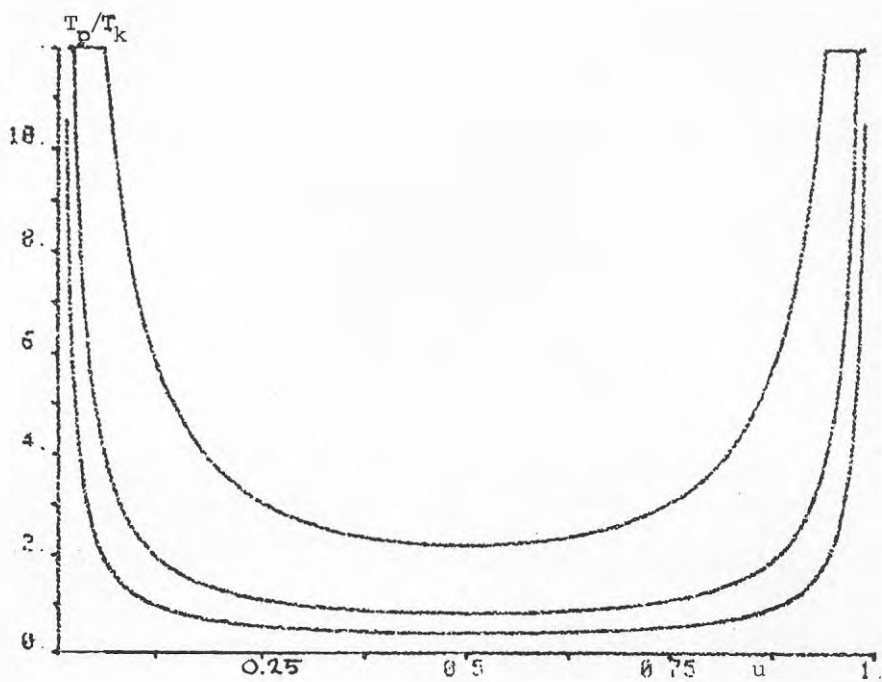


FIG.5.7 Variabel relativ periodtid T_p/T_k för fix relativ variation $r=0.1, 0.2$ och 0.5 (nerifrån räknat) oberoende av insignal u .

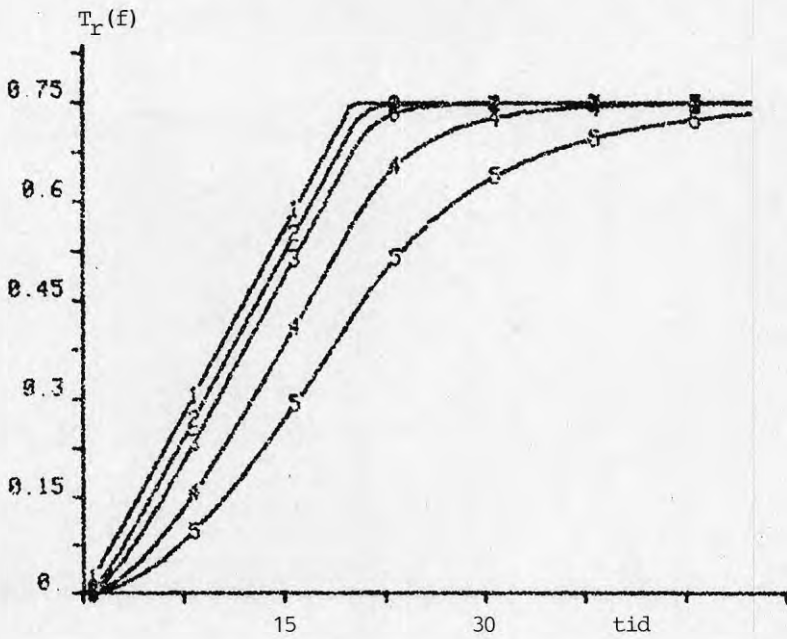
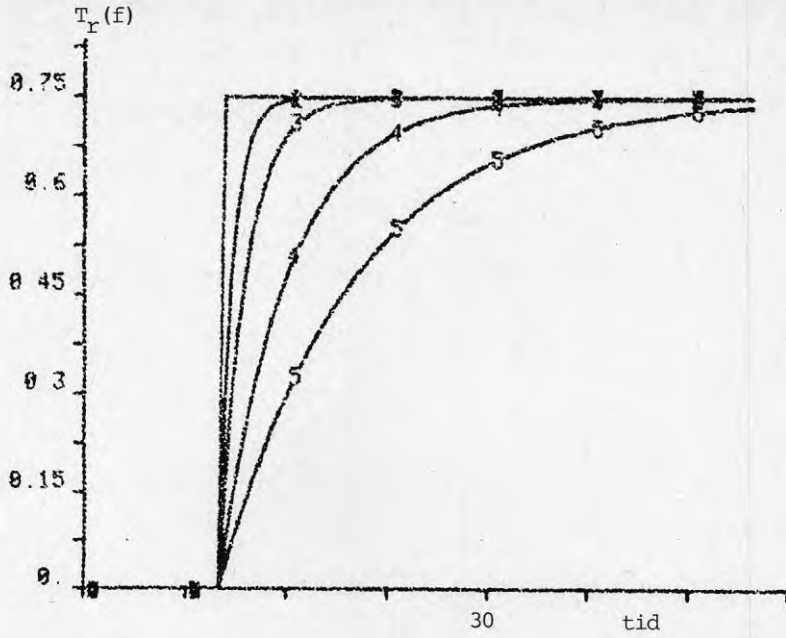


FIG.5.8 Returtemperatur T_R (f) för modell 1-4 utan återcirkulation och med $g=0.75$, $T_k=0,1,2,5$ och 10 min (kurvorna 1-5) och $T_d=5$ min. Modell 1-2 överst och 3-4 underst.

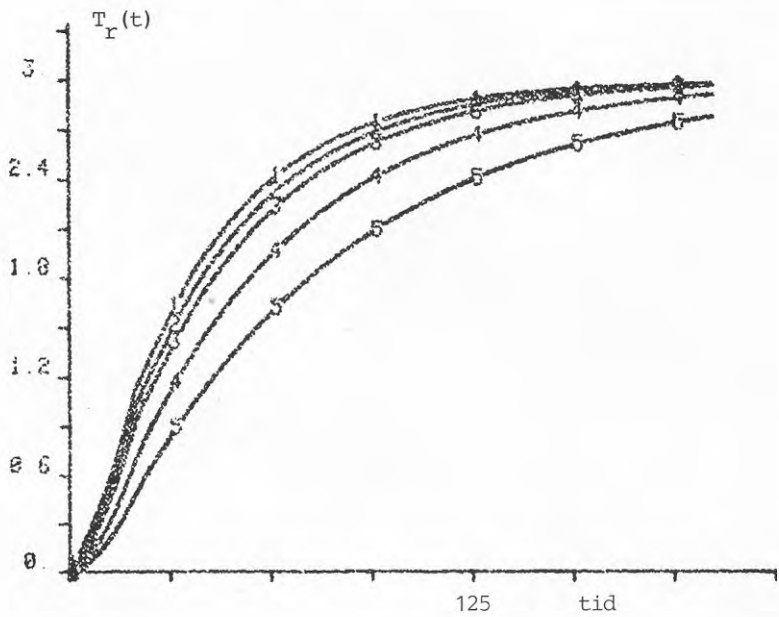
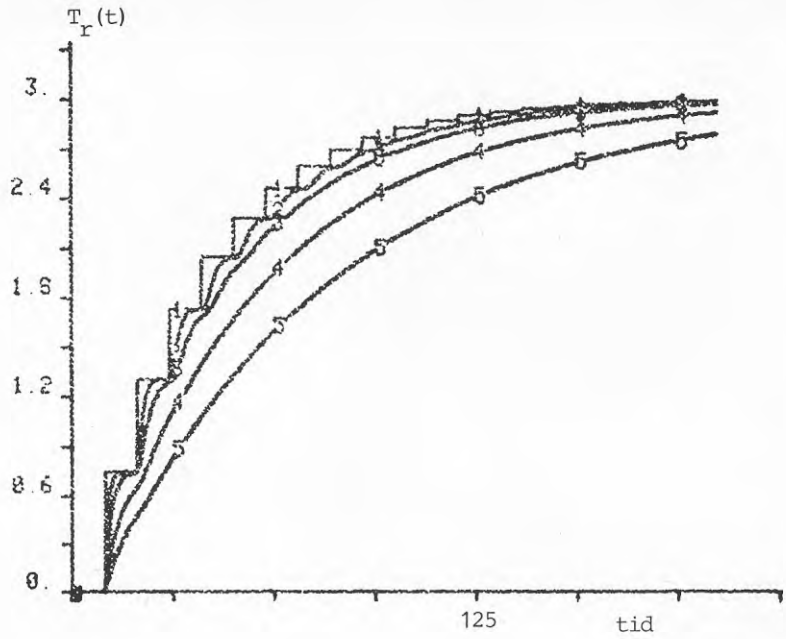


FIG.5.9 Returtemperatur $T_R(t)$ för modell 1-4 med återcirkulation och med $g=0.75$, $T_k=0,1,2,5$ och 10 min (kurvorna 1-5) och $T_d=5$ min. Modell 1-2 överst och 3-4 underst.

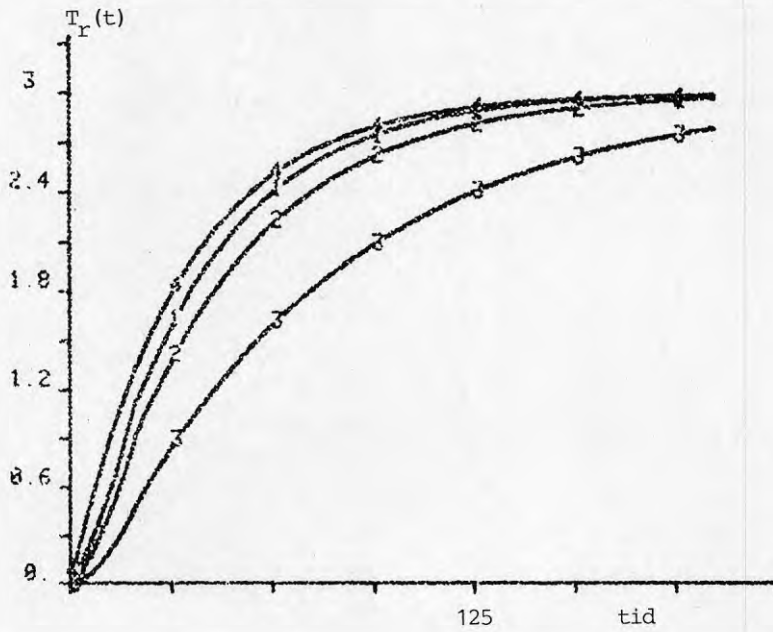
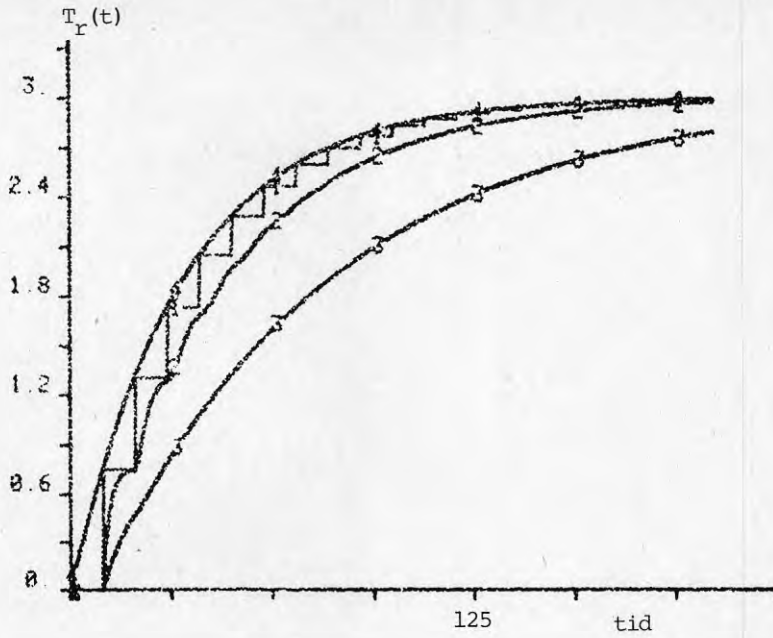


FIG.5.10 Jämförelse mellan returtemperatur $T_R(t)$ för modell enligt (5.32) (kurva 4) och modell 1-2 (överst) och modell 3-4 (underst) med $g=0.75$, $T_k=0,2$ och 10 min och $T_d=5$ min (kurvorna 1-3).

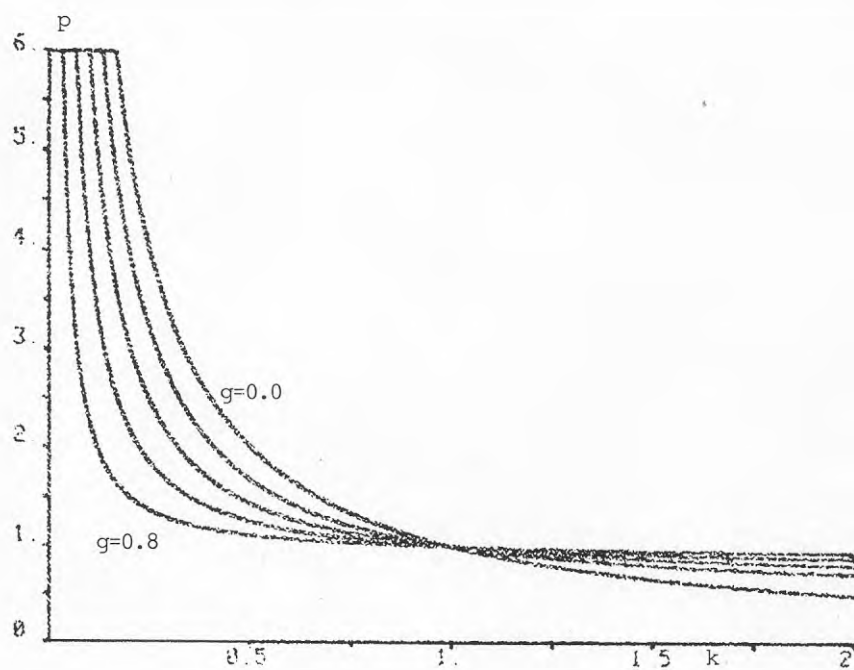


FIG.5.11 Ändringsfaktor p för den relativa variationen som funktion av den relativa flödesändringen k för olika $g=0.2, 0.4, 0.6$ och 0.8 .

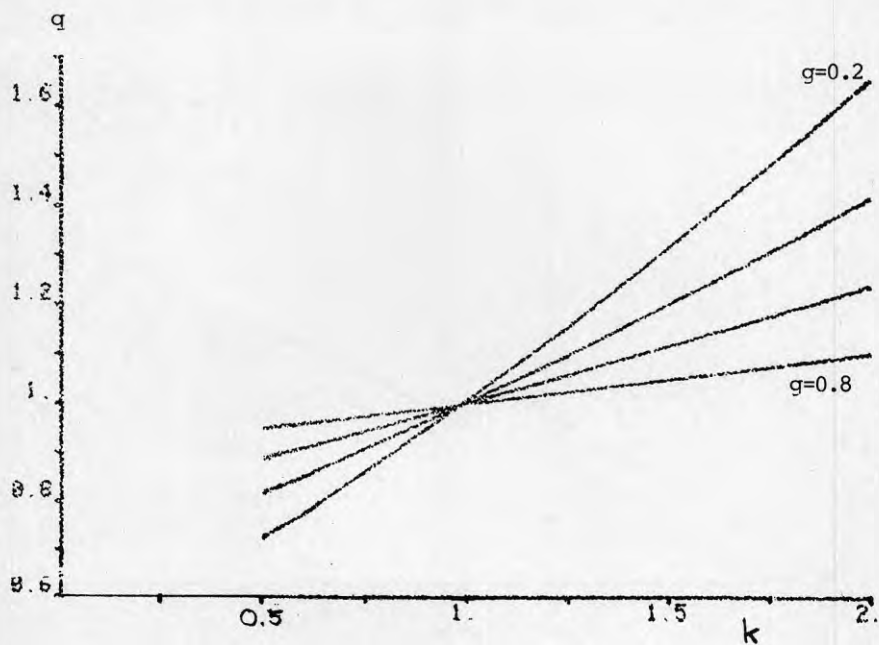


FIG.5.12 Ändringsfaktor q för den relativa variationen som funktion av den relativa radiatorytändringen k för olika $g=0.2, 0.4, 0.6$ och 0.8 .

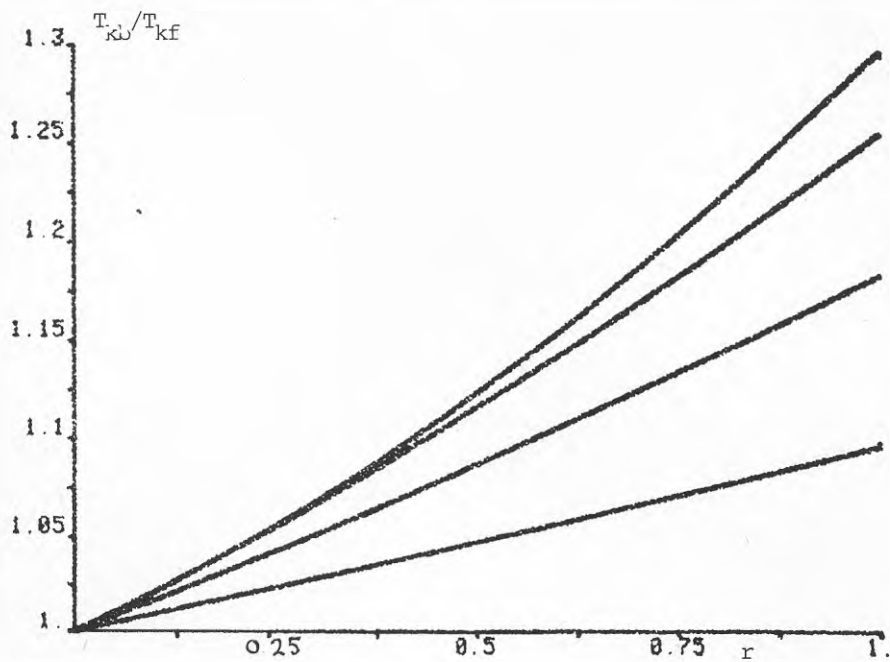


FIG.5.13 Kvoten T_{kb}/T_{kf} som funktion av återcirkulationen r för olika parametrar $a=0.2, 0.4, 0.6$ och 0.8 (nerifrån räknat).

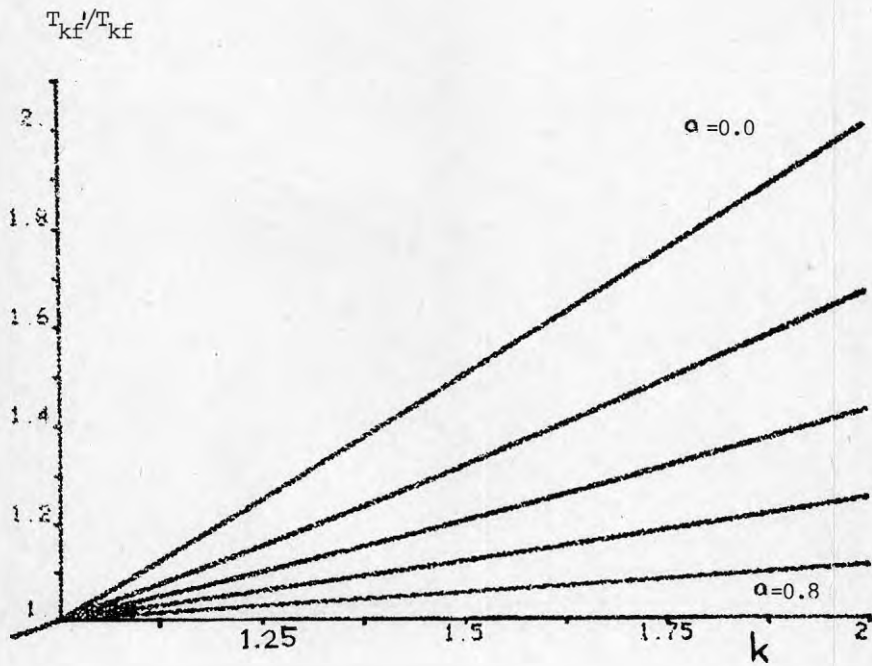


FIG. 5.14 Kvoten T_{kf}^1/T_{kf} eller den relativa kondensortemperaturökningen som funktion av parametern k den relativa ökningen i utgående vattentemperatur för olika $\alpha = 0.0, 0.2, 0.4, 0.6$ och 0.8 .

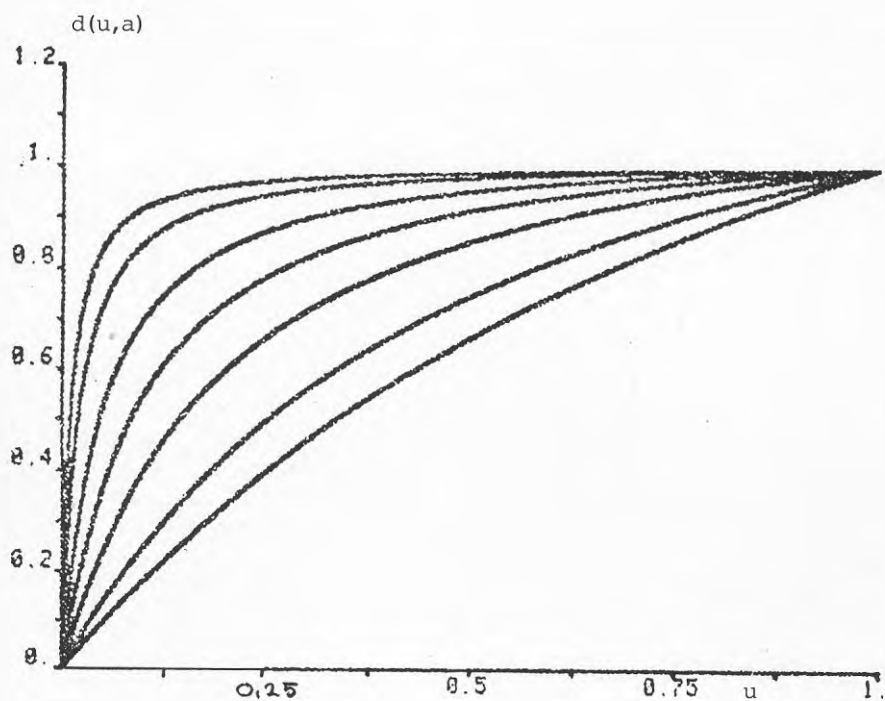


FIG.5.15 Den dynamiska verkningsgraden, funktionen $d(u,a)$, som funktion av u för olika $a=0.01, 0.02, 0.05, 0.1, 0.2, 0.5$ och 1.0 (kurvorna räknade uppifrån).

6 DRIFT AV KOMBINERAD KOLLEKTOR

En kombinerad kollektor kan köras på ett flertal sätt om kopplingsmöjligheterna finns och för en kombinerad uteluft- och markkollektor finns följande driftsätt

- 1 uteluftkollektor
- 2 markkollektor
- 3 uteluft- och markkollektor parallellt
- 4 uteluftkollektor i serie med markkollektor
- 5 markkollektor i serie med uteluftkollektor

I det tredje fallet finns ett oändligt antal fall eftersom flödesfördelningen kan varieras. Fall 1 och 2 kan också ses som specialfall av fall 3. I det aktuella fallet är bara fallen 1-4 möjliga. Fall 4 kan fås genom manuell omkoppling.

Det behöver heller inte vara helt olika typer av kollektorer utan det kan vara två markslingor som kan köras parallellt, i serie eller var för sig.

Hur driften av en kombinerad mark- och luftkollektor skall ske är inte självklart. Ett krav kan vara att välja den kollektor som momentant ger högsta brinetemperatur under förutsättning att brineflödet är detsamma i båda fallen. Ett annat mera långsiktigt krav är att välja mellan de två kollektorerna så att brinetemperaturen blir den högsta möjliga under ett helt år.

Det är heller inte säkert att den högsta brinetemperaturen under ett år är bäst. Värmepumpens värmefaktor minskar med ökande temperaturskillnad kondensor-förångare och vid hög belastning vintertid krävs både höga kondensortemperaturer och stora effekter. Det kan därför vara lämpligt att kunna ha en förhållandevis hög brinetemperatur under denna högbelastning, både ur effekt- och energisympunkt.

Den mest korrekta optimeringen är att minimera totala elenergiåtgången till hela värmepumpssystemet men detta kräver modeller för värmebehovet, värmesystemet, värmepumparna och kollektorsystemet.

Avsikten med detta avsnitt blir bara att visa hur växling mellan en luftkolektor och en markkolektor skall ske för att få högsta brinetemperatur under året.

Markkolektorn kan ses som ett kapital som förlorar sitt värde på grund av inflationen, dvs på grund av avkylning till uteluften. Det är därför inte självklart om markkolektorn skall sparas så mycket som möjligt för att utnyttjas när det är som kallast eller om markkolektorn skall utnyttjas så snart den ger högre brinetemperatur än luftkolektorn.

Valet mellan de två kolektorerna är en olinjär egenskap. Detta medför att vad som är det optimala driftsättet inte kan anges utan det går bara att jämföra olika driftsätt för att finna vad som är bäst.

Några enkla modeller analyseras för att visa principen.

Modell 1

Följande antaganden görs

- 1 utetemperaturen T_u antas variera linjärt från 0 till -1 under en tidsenhet och från -1 till 0 under en andra tidsenhet.
- 2 marktemperaturen T_m antas vara 0 i starten.
- 3 värmeuttaget är konstant a .
- 4 marktemperaturen sjunker i proportion till uttaget och markkolektorns värmekapacitet är 1.
- 5 brinetemperaturen T_b sätts lika utelufttemperaturen T_u eller marktemperaturen T_m beroende på vilken kolektor som är i drift.

Uppgift: koppla in markkolektorn under ett tidsintervall (t_1, t_2) så att högsta medelbrinetemperatur fås, där $t_1 < 1$

och $t_2 > 1$ (se även FIG.6.1).

Enkla räkningar ger medelbrinetemperaturen T_{bm}

$$T_{bm} = -(t_1^2/2 + a(t_2 - t_1)^2/2 + (2 - t_2)^2/2)/2 \quad (6.1)$$

Derivera med avseende på t_1 och t_2 och sök extrempunkt

$$\frac{dT_{bm}}{dt_1} = -t_1/2 + a(t_2 - t_1)/2 \quad (6.2)$$

$$\frac{dT_{bm}}{dt_2} = -a(t_2 - t_1)/2 + (2 - t_2)/2 \quad (6.3)$$

och lösningen blir

$$t_1 = 1 - 1/(1 + 2a) \quad (6.4)$$

$$t_2 = 1 + 1/(1 + 2a) \quad (6.5)$$

Medelbrinetemperaturen kan nu beräknas till följande

$$T_{bm} = -a/(1 + 2a) \quad (6.6)$$

vilket skall jämföras med fallet för momentan optimering som i detta fall innebär att använd markkolektor från början, dvs $t_1 = 0$, tills att utelufttemperaturen T_u är större än marktemperaturen T_m vilket inträffar vid t_2 . Detta gäller om parametern $a < 1$ annars alltid luftkolektor. Tidpunkten t_2 beräknas enkelt som

$$t_2 = 2/(1 + a) \quad (6.7)$$

och insatt tillsammans med $t_1 = 0$ i (6.1) så fås

$$T_{bm} = -a/(1 + a) \quad (6.8)$$

En kommentar är att båda kollektorerna utnyttjas ner till samma temperatur. Detta innebär också att luftkolektorn används samti-

digt som markkollektorn är varmare till skillnad från en kortsiktig driftsstrategi där den varmaste kollektorn alltid används. Brinetemperaturen redovisas i FIG.6.1 för de två fallen.

Modell 2

Det är uppenbart en kraftig förenkling att anta att marktemperaturen är 0 i början av tidsintervallet oberoende av uttaget eftersom det är frågan om cykliska förlopp. Marktemperaturens starttemperatur T_{ms} antas vara proportionell mot tiden för uttaget och kan beräknas som

$$T_{ms} = -b(t_2 - t_1) \quad (6.9)$$

Medelbrinetemperaturen kan nu beräknas som

$$T_{bm} = \frac{-(t_1^2/2 + b(t_2 - t_1)^2 + a(t_2 - t_1)^2/2 + (2 - t_2)^2/2)/2}{1} \quad (6.10)$$

och detta uttryck är identiskt med (6.1) om parametern $c=2b+a$ införes här i (6.10) vilket motsvarar parametern a i (6.1). Det går därför att utnyttja föregående resultat och omslagstidpunkterna t_1 och t_2 blir då

$$t_1 = 1 - 1/(1+2c) = 1 - 1/(1+4b+2a) \quad (6.11)$$

$$t_2 = 1 + 1/(1+2c) = 1 + 1/(1+4b+2a) \quad (6.12)$$

I FIG.6.2 redovisas ett exempel med $a=0.3$ och $b=0.1$. Kurvorna för brinetemperaturen visar att luftkollektorn är inkopplad till mycket lägre temperaturer än markkollektorn både före och efter inkopplingen av markkollektorn.

Medelbrinetemperaturen kan med utnyttjande av (6.1) och $c=2b+a$ skrivas som

$$T_{bm} = -(2b+a)/(1+4b+2a) \quad (6.13)$$

Fallet med momentan optimering innebär att efter ett insvägningsförlopp så erhålls ett periodiskt förlopp och för växlings-

punkterna gäller att $T_u = T_m$ vilket ger sambanden

$$-t_1 = -b(t_2 - t_1) \quad (6.14)$$

$$-(2-t_2) = -b(t_2 - t_1) - a(t_2 - t_1) \quad (6.15)$$

och växlingstidpunkterna fås som

$$t_1 = 2b / (1 + 2b + a) \quad (6.16)$$

$$t_2 = 2(1 + b) / (1 + 2b + a) \quad (6.17)$$

Medelbrinetemperaturen kan beräknas från (6.1) med t_1 och t_2 enligt (6.16) resp (6.17) som

$$T_{bm} = - \frac{(a^2 + 2ab + 2b^2 + a + 2b)}{(1 + 2b + a)^2} \quad (6.18)$$

I FIG.6.2 redovisas brinetemperaturen för de två fallen total och momentan optimering för parameterfallet $a=0.3$ och $b=0.1$.

Modell 3

De två tidigare fallen visar huvudprincipen för driftssättet av en kombinerad kollektor. En modell som bättre beskriver verkligheten bygger på följande antagande

- 1 Markkollektorn beskrivs med en termisk massa med värmekapaciteten C , $J/^\circ C$
- 2 Det oreglerade värmeflödet mellan markkollektor och omgivning är lika med temperaturskillnaden uteluft-mark ($T_u - T_m$) gånger värmeöverföringsförmågan Ah , $W/^\circ C$.
- 3 Värmebehovet/uttaget P är proportionellt mot utetemperaturen T_u , $P = a + bT_u$.
- 4 Utetemperaturen T_u varierar sinusformat under ett år.
 $T_u = c + d \sin(\omega t)$ (om $d > 0$ startar året med sommarhalvåret)

- 5 Brinetemperaturen antas vara lika med luft- och marktemperatur vid uttag.

Som jämförelsekriterium används medelbrinetemperatur över ett år.

För markkollektorn gäller följande två differentialekvationer

ur drift

$$C \frac{dT_m}{dt}(t) = Ah(T_u(t) - T_m(t)) \quad (6.19)$$

i drift

$$C \frac{dT_m}{dt}(t) = Ah(T_u(t) - T_m(t)) - P(t) \quad (6.20)$$

där

$$P(t) = a + bT_u(t) \quad (6.21)$$

och

$$T_u(t) = c + d \sin(\omega t) \quad (6.22)$$

Båda differentialekvationerna kan skrivas på formen ($T = c/Ah$)

$$T \frac{dT_m}{dt}(t) = -T_m(t) + e + f \sin(\omega t) \quad (6.23)$$

och lösningen är

$$T_m(t) = e^{-t/T} dT_m + e + g \sin(\omega t) + h \cos(\omega t) \quad (6.24)$$

där

$$g = f / (1 + (\omega T)^2) \quad (6.25)$$

$$h = -f\omega T / (1 + (\omega T)^2) \quad (6.26)$$

och dT_m bestäms med ett randvillkor. Parametrarna e och f fås som

$$e = \begin{cases} c & \text{ur drift} \\ c - (a+bc)/Ah & \text{i drift} \end{cases} \quad (6.27)$$

$$f = \begin{cases} d & \text{ur drift} \\ d - bd/Ah & \text{i drift} \end{cases} \quad (6.28)$$

Den här redovisade modellen har simulerats med följande parametervärden

$$\begin{aligned} \omega &= 2\pi && \text{rad/år} \\ C &= 10\,000 && \text{Wh} \\ Ah &= 1 && \text{W/}^\circ\text{C} \\ a &= 10 && \text{W} \\ b &= -0.5 && \text{W/}^\circ\text{C} \\ c &= 0 && ^\circ\text{C} \\ d &= 10 && ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

De två optimeringssätten, momentan och total resulterande i följande brytpunkter och medelbrinetemperatur

momentan optimering

$$\begin{aligned} t_1 &= 0.534 \text{ år} && T_U = T_m = -2.14 \text{ }^\circ\text{C} \\ t_2 &= 0.872 \text{ år} && T_U = T_m = -7.22 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_{bm} &= 1.1010 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

total optimering

$$\begin{aligned} t_1 &= 0.598 \text{ år} && T_U = -5.8 \text{ }^\circ\text{C} && T_m = -1.51 \text{ }^\circ\text{C} \\ t_2 &= 0.847 \text{ år} && T_U = -8.2 \text{ }^\circ\text{C} && T_m = -5.79 \text{ }^\circ\text{C} \\ T_{bm} &= 1.2981 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Resultatet för fallet total optimering skiljer sig inte mycket från det som redovisats med modell 2. Skillnaden är att övergång till markkollektorn sker vid högre temperatur än vid återgången till luftkollektorn. En förklaring till skillnaden kan vara att denna modell beskriver värmeutbytet till omgivningen, vilket

minskar markkollektorns värmeinhåll vid lägre utetemperaturer än marktemperaturer. Det gäller därför att utnyttja markkollektorn innan den förlorar för mycket av sitt värmeinhåll.

Som en jämförelse redovisas också det bästa fallet när omslag sker vid samma utetemperatur som i modell 2.

$$\begin{array}{lll}
 t_1 = 0.629 \text{ år} & T_U = -7.2 \text{ }^\circ\text{C} & T_m = -1.66 \text{ }^\circ\text{C} \\
 t_2 = 0.871 \text{ år} & T_U = -7.2 \text{ }^\circ\text{C} & T_m = -5.88 \text{ }^\circ\text{C} \\
 T_{bm} = 1.2699 \text{ }^\circ\text{C} & &
 \end{array}$$

Skillnaden i medelbrinetemperatur är liten mellan de olika fallen, men som en extra jämförelse kan medelbrinetemperaturen för fallet med enbart luftkollektor tas, vilket är $T_{bm}=0$. Den relativa förbättringen med detta fall som referens blir därför inte försumbar $((1.2981-1.1010)/1.1010=0.179)$.

Temperaturförloppet för uteluft-, brine- och marktemperatur redovisas i FIG.6.3-6.5 för fallen momentan optimering, total optimering och optimering med lika växlingstemperatur.

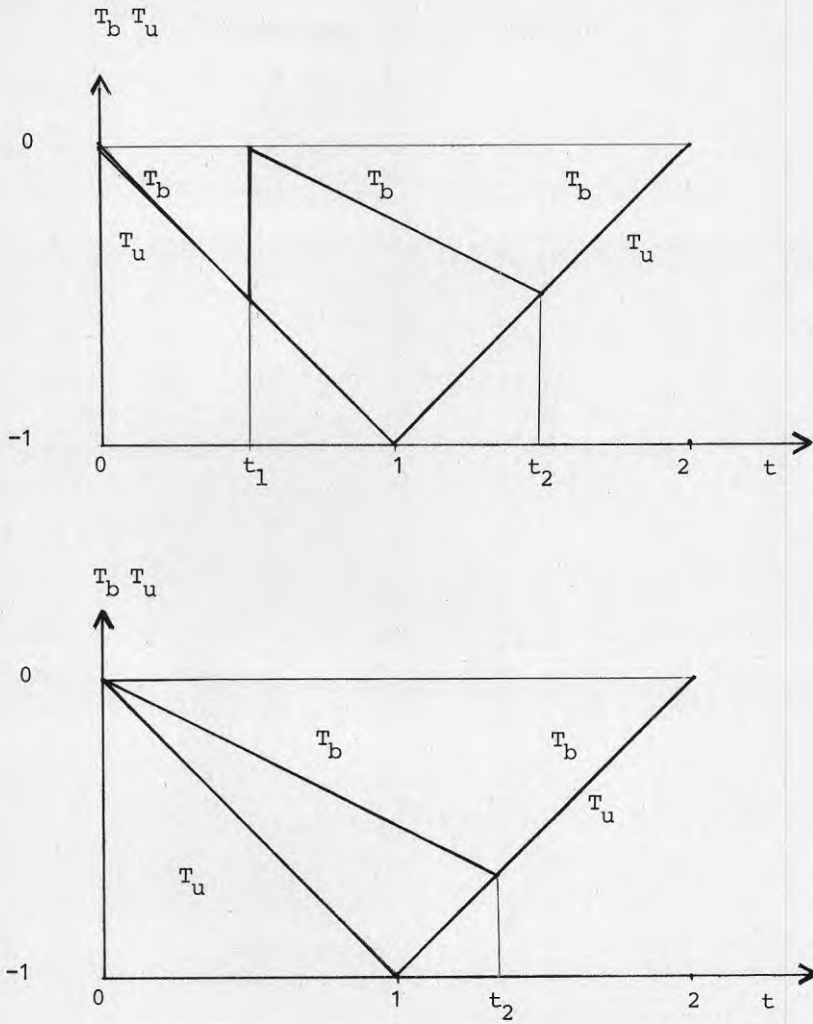


FIG. 6.1 Temperaturförloppet vid total (överst) och momentan optimering av modell 1.

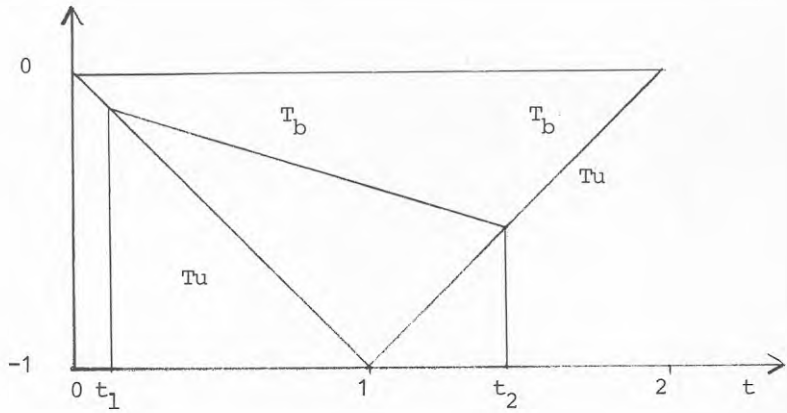
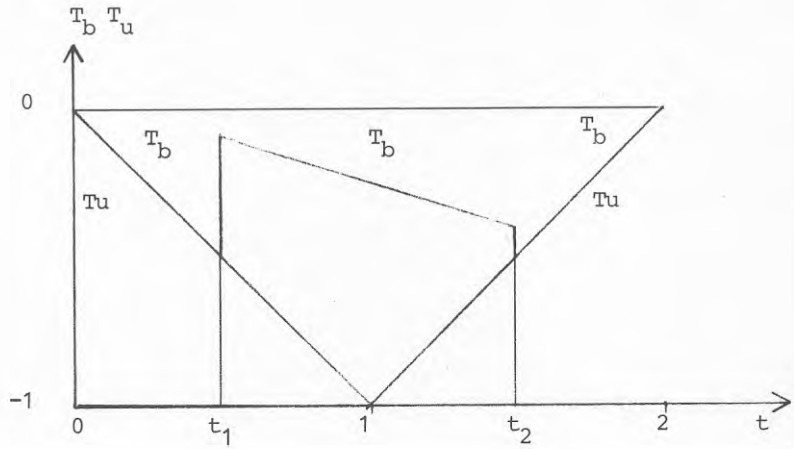


FIG.6.2 Temperaturförloppet vid total (överst) och momentan optimering av modell 2.

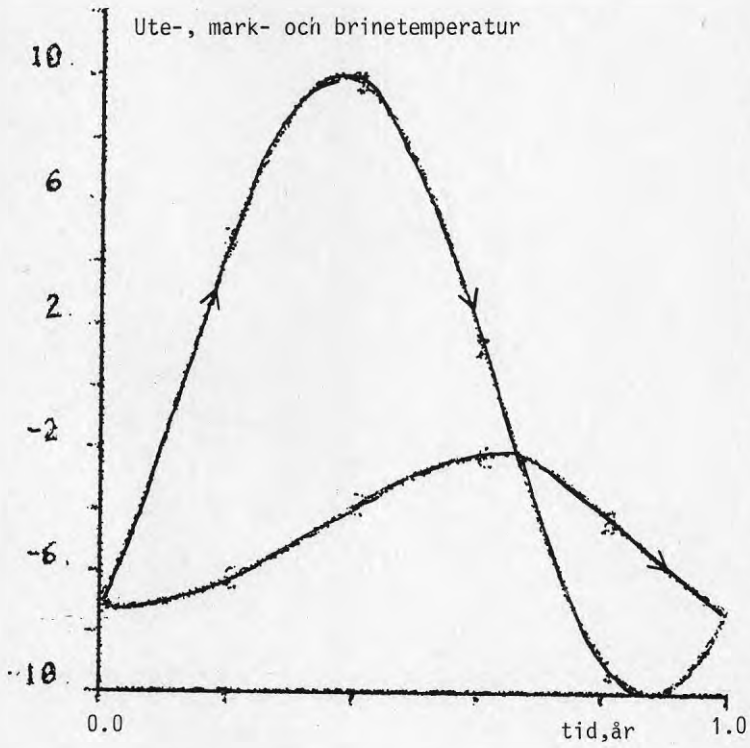


FIG.6.3 Tidsförlopp för utetemperatur, marktemperatur och brinetemperatur (markerad med pilar) vid momentan optimering.

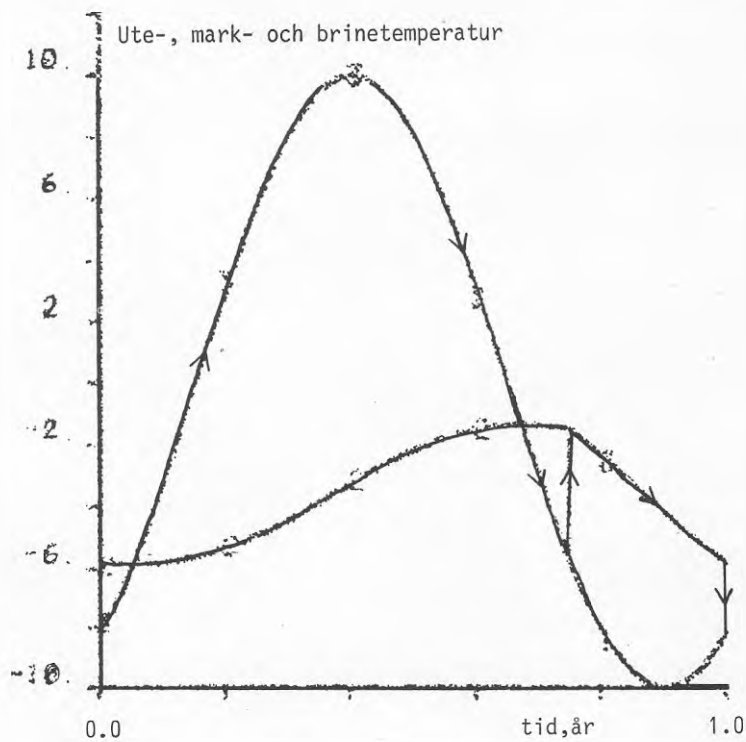


FIG.6.4 Tidsförlopp för utetemperatur, marktemperatur och brinetemperatur (markerad med pilar) vid total optimering med olika utetemperaturväxlingsgränser.

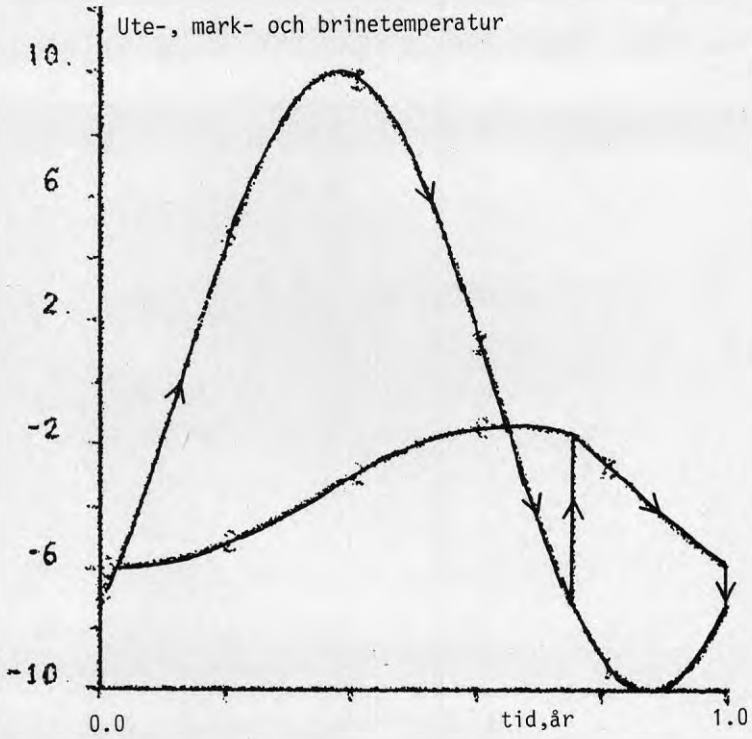


FIG.6.5 Tidsförlopp för utetemperatur, marktemperatur och brinetemperatur (markerad med pilar) vid total optimering med lika utetemperaturväxlingsgränser.

7 REFERENSER

Jensen, L., 1978, Digital reglering av klimatprocesser.
BFR-rapport S37:78 (BFR-anslag 740622-5).

Wetterstad, L., 1980, Kv Bobinen Malmö. Central värmepumpsanläggning utnyttjande luft och markvärme. Förstudie. (BFR-anslag 781340-2).

Byggnadstidningen, Valdemarsroprojektet, p7, nr 35, 1982.

BILAGA 4.1

Statistikvärden. Observera att olika variabler har mätts under olika långa tidsperioder. Vissa jämförelser kan därför inte göras.

WEEK 326-426							
VARIABLE	MEAN	SUM	VAR	STD	MAX	MIN	ANT
VVCP	2.97	154.29	1.79	1.34	5.08	.00	52.00
VVCF	.82	42.46	.09	.30	.96	.00	52.00
VVP	4.99	259.57	1.51	1.23	6.60	.00	52.00
VVF	.11	5.94	.00	.03	.15	.00	52.00
BVVP	4.87	253.08	.95	.98	6.57	2.06	52.00
BVVF	2.12	110.09	.19	.43	2.60	.98	52.00
BTCP	11.78	612.32	37.55	6.13	23.21	3.48	52.00
BTKF	9.58	498.07	8.21	2.87	11.86	1.15	52.00
BLKP	6.25	325.18	20.01	4.47	15.76	.15	52.00
BLKF	6.77	351.86	11.42	3.38	11.73	.40	52.00
VSP	15.21	790.86	127.92	11.31	33.76	.36	52.00
VSF	4.70	244.47	.13	.36	5.28	3.67	52.00
EVP1	4.14	161.48	2.79	1.67	6.56	1.02	39.00
EVP2	3.30	128.74	4.47	2.12	6.61	.10	39.00
EVP3	3.49	136.16	.11	.32	4.00	2.88	39.00
ET	14.62	760.32	38.67	6.22	22.27	4.49	52.00
EPB	2.77	108.05	.04	.21	3.21	2.37	39.00
EFLK	2.45	95.67	1.74	1.32	4.53	.17	39.00
TUC	22.36	1162.75	13.96	3.74	27.75	16.18	52.00
TUT	9.05	470.73	49.83	7.06	23.51	-1.51	52.00
TIME	3162.31	164440.005091803.38		2256.50	7225.00	-45.00	52.00
TUCM	22.51	1170.70	19.16	4.38	29.10	8.70	52.00
TUTM	10.97	570.40	73.84	8.59	27.60	-4.80	52.00
TVF	.31	16.18	.00	.05	.52	.12	52.00
BMKP	5.52	287.14	29.73	5.45	21.92	.00	52.00
BMKF	2.81	146.20	8.39	2.90	9.51	.00	52.00
BVSP	6.91	359.24	38.19	6.18	18.58	.00	52.00
BVSF	7.46	387.98	6.62	2.57	9.57	.00	52.00
PV 29	.00	.00	.00	.00	.00	.00	52.00
PV 30	.00	.00	.00	.00	.00	.00	52.00
EVP12	7.44	290.22	13.76	3.71	13.17	1.13	39.00
EVP123	10.93	426.38	13.92	3.73	16.94	4.69	39.00
EPV	1.08	42.25	.01	.08	1.26	.75	39.00
PV 34	.00	.00	.00	.00	.00	.00	52.00
PUC	1.33	69.20	.14	.37	1.94	.42	52.00
VVTP	7.96	413.87	4.67	2.16	11.38	2.40	52.00
VTP	23.17	1204.73	155.84	12.48	43.06	2.75	52.00
VNP	20.20	1050.43	147.31	12.14	39.76	.42	52.00

QVP123H	2.63	102.67	.01	.12	2.77	2.29	39.00
QVP123L	2.30	89.59	.02	.14	2.45	1.72	39.00
QVP12H	2.65	103.27	.02	.14	2.86	2.28	39.00
QVP12L	2.06	80.29	.19	.44	2.66	1.00	39.00
QVP3H	2.56	99.71	.03	.16	2.91	2.10	39.00
QVP3L	2.47	96.16	.06	.25	2.82	1.55	39.00
QLK	4.12	160.82	9.60	3.10	14.67	1.29	39.00
QN	1.24	64.36	.14	.38	1.86	.07	52.00
QTH	1.46	76.12	.12	.34	2.01	.60	52.00
QTL	1.78	92.70	.02	.13	2.08	1.47	52.00
HL123	1.15	44.81	.00	.06	1.41	1.07	39.00
HL12	1.37	53.28	.15	.39	2.49	.99	39.00
HL3	1.05	40.80	.01	.12	1.59	.87	39.00
ALTP	.52	27.29	.09	.30	1.00	.03	52.00
ALTF	.72	37.43	.08	.28	1.00	.07	52.00
AVP1	.37	14.35	.00	.05	.45	.22	39.00
AVP2	.26	10.16	.02	.14	.39	.02	39.00
AVP3	.37	14.50	.03	.17	.76	.22	39.00
AVP12	3.40	132.43	18.47	4.30	16.00	.97	39.00
AVPT	.62	24.27	.00	.07	.79	.54	39.00
DTBTK	1.30	67.41	.42	.65	3.46	.40	52.00
DTBLK	.96	49.96	.31	.56	2.20	.10	52.00
DTBMK	2.70	140.29	65.09	8.07	54.94	.00	52.00
DTBVV	2.36	122.92	.26	.51	3.46	1.47	52.00
DTBVS	.81	42.35	.52	.72	2.25	.00	52.00
DTVV	36.83	1915.14	34.08	5.84	42.23	.00	52.00
DTVVC	2.81	146.28	1.53	1.24	4.79	.00	52.00
DTVS	2.79	144.83	4.24	2.06	6.28	.07	52.00
DTUC	13.31	692.02	14.02	3.74	19.37	4.24	52.00
AVVCT	.35	18.41	.03	.16	1.00	.00	52.00
RTVP11	.69	17.33	.07	.27	.97	.19	25.00
RTVP12	.24	6.03	.06	.25	.76	.00	25.00
RTVP21	.52	13.09	.17	.41	.97	.01	25.00
RTVP22	.24	5.88	.07	.26	.76	.00	25.00
RTVP1	.47	11.68	.06	.24	.86	.09	25.00
RTVP2	.38	9.48	.10	.32	.87	.00	25.00
RTVP12	.42	10.58	.08	.28	.87	.05	25.00
RTVP3	.82	20.40	.01	.10	.97	.67	25.00
PV 79	.00	.00	.00	.00	.00	.00	.00
PV 80	.00	.00	.00	.00	.00	.00	.00
NSVP11	7.06	176.39	20.66	4.54	15.93	1.21	25.00
NSVP12	2.29	57.31	4.79	2.19	10.80	.01	25.00
NSVP21	7.32	183.02	26.21	5.12	18.25	1.21	25.00
NSVP22	1.83	45.83	5.31	2.30	10.80	.00	25.00
NSVP3	2.42	60.39	8.11	2.85	8.68	.05	25.00
MRTVP11	.20	4.94	.03	.19	.80	.01	25.00
MRTVP12	.10	2.44	.02	.14	.63	.00	25.00
MRTVP21	.17	4.34	.04	.20	.81	.00	25.00
MRTVP22	.10	2.45	.02	.14	.63	.00	25.00
MRTVP3	3.50	87.45	29.48	5.43	20.12	.08	25.00
MEVP1	8.90	222.56	1.14	1.07	10.87	7.60	25.00
MEVP2	11.38	284.41	37.60	6.13	36.00	7.63	25.00
MEVP3	4.42	110.54	.16	.40	5.13	3.93	25.00
MEVP12	18.05	451.37	5.84	2.42	23.35	15.22	25.00
MVP12H	48.07	1201.69	36.34	6.03	57.67	39.03	25.00
MVP12L	35.40	885.08	36.97	6.08	42.08	22.05	25.00
MVP3H	11.59	289.76	2.40	1.55	14.15	9.69	25.00
MVP3L	11.11	277.71	4.52	2.13	14.16	6.17	25.00
PV 99	.00	.00	.00	.00	.00	.00	.00
TIME	167.50	8709.75	50.75	7.12	194.00	137.75	52.00

Bestämning av största periodtid vid pulslängdsmodulering

Följande uppgifter krävs

Dimensionerande temperatur för

framledning	T_f
returledning	T_r
inne	T_i

Radiatorflöde q Radiatorvolym V Effekt per värmepumpssteg P_{vp} Högsta tillåtna temperatur-
ändring under en period dT_{max}

- 1 Beräkna den relativa temperaturökningen i framledning för ett värmepumpssteg med hänsyn till återcirkulationen r_{max} som

$$r_{max} = \frac{dT_{max} \cdot cq(T_f - T_r)}{P_{vp}(T_f - T_i)} \quad (1)$$

- 2 Beräkna radiatorsystemets approximativa tidskonstant T_{ka} som

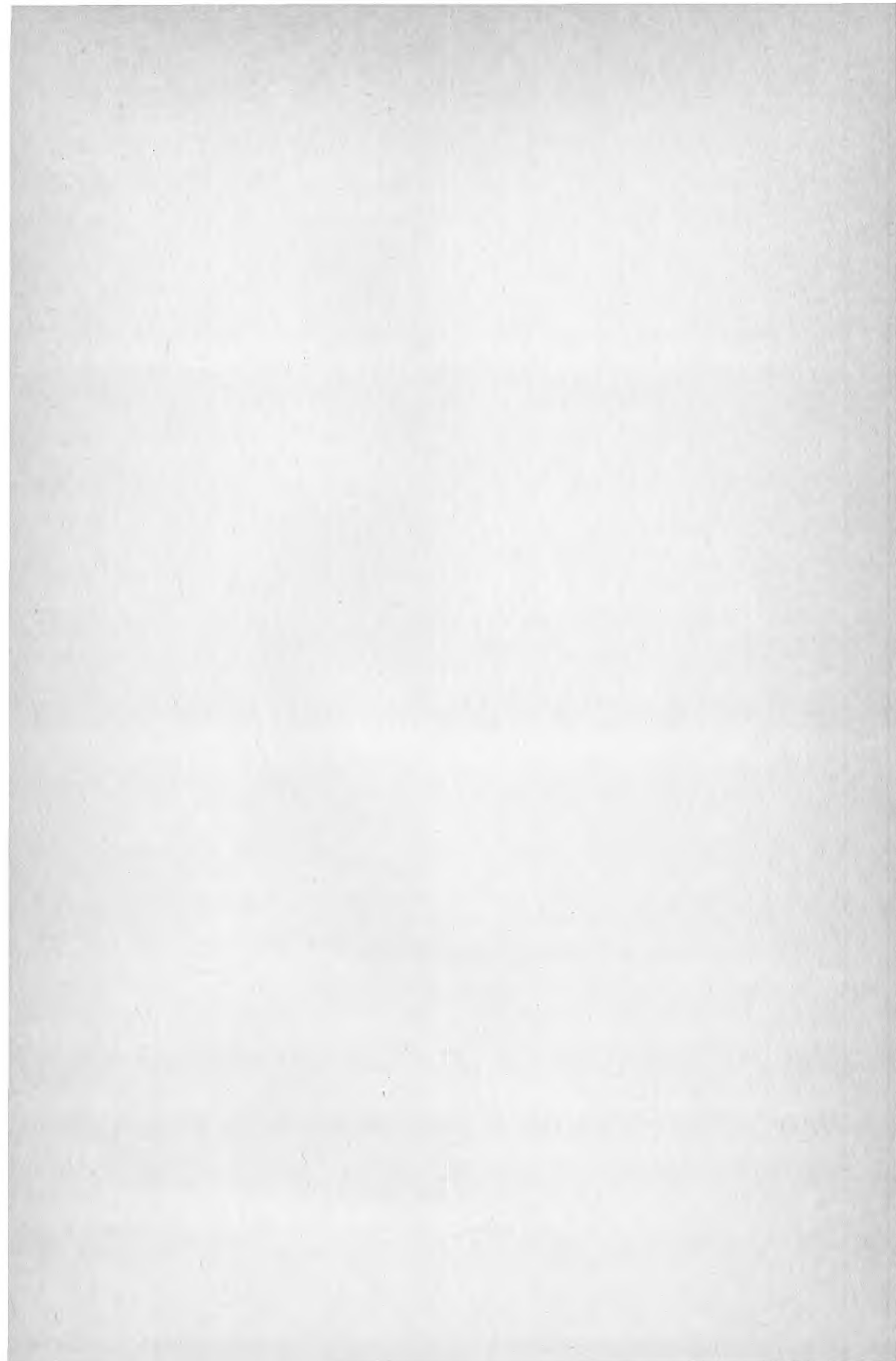
$$T_{ka} = -(V/q) \ln((T_r - T_i)/(T_f - T_i)) \quad (2)$$

- 3 Beräkna den sökta periodtiden T_p som

$$T_p = -2T_{ka} \ln((1 - r_{max})/(1 + r_{max})) \quad (3)$$

eller ur FIG.5.6 bestäms kvoten T_p/T_{ka} för den beräknade relativa variationen r_{max} .





**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 801176-1
från Statens råd för byggnadsforskning till Institutionen
för Byggnadskonstruktionslära, Lunds Tekniska
Högskola, Lund.**

R89: 1985

ISBN 91-540-4430-8

Statens råd för byggnadsforskning, Stockholm

Art.nr: 6705089

**Abonnemangsgrupp:
Ingår ej i abonnemang**

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

Cirka pris: 40 kr exkl moms