



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.



JOHAN WINBERG

Tappvarmvatten- ackumulering

R51: 1993

Dimensionering
Temperaturer
Bakterietillväxt

V-HUSETS BIBLIOTEK, LTH



15000

400129291



BYGGFORSKNINGSRÅDET

R51:1993

TAPPVARMVATTENACKUMULERING

**Dimensionering
Temperaturer
Bakterietillväxt**

Johan Winberg

**Denna rapport hänför sig till forskningsanslag 910091-8
från Byggforskningsrådet till Lunds Tekniska Högskola,
Institutionen för värme- och kraftteknik, Lund.**

REFERAT

I rapporten *Tappvarmvattenackumulering* är syftet att systematiskt beskriva de olika konstruktiva detaljer som är karakteristiska för olika typer av förrådsberedare, att närmare analysera system som verkar ha rimliga förutsättningar att väl fungera i moderna anläggningar. Speciellt viktiga parametrar är dimensionering, returtemperatur och risk för bakterietillväxt. Denna rapport behandlar således varmvattenlagringen separat, för olika typer av uppvärmningssystem, till skillnad mot den första rapporten. Här presenteras några teoretiska och empiriska undersökningar av olika ackumulerade system för beredning av tappvarmvatten. Undersökningen omfattar dels laddningsväxlersystem med förråd som sådana, dels olika hybridlösningar. Effektiviteten hos förråd med termiskt stratifierat, skiktat, varmvatten behandlas under hänsynstagande till de olika typerna av intern värmetransport som uppträder: värmeledning i vattnet, konvektiv värmetransport och värmeledning i tankväggen. Med hjälp av en semi-empirisk matematisk modell från litteraturen visas hur olika parametrar påverkar skiktillväxten i förrådet och returtemperatur från ett laddningsväxlersystem. I fält mätes temperaturer och bakteriehalt på ett större varmvattenlagringssystem av laddningsväxlartyp som värms av en värmepump kopplad till frånluftsventilation. Låga temperaturer, bakterier i nedre delen av tanken samt en felkoppling påvisas här. Slutligen provas en ordinär villapanna avsedd för olja, ved och el i laboratorium vilken visas ha en långsam reglering och högt temperaturkrav, samt provas i hybridvariant.

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

Denna skrift är tryckt på miljövänligt, oblekt papper.

R51:1993

ISBN 91-540-5591-1
Bygghörsningsrådet, Stockholm

gotab 98824, Stockholm 1993

Innehåll

	<u>sid</u>
Sammanfattning	
Förord.....	
Innehåll	
1. Figurförteckning	1
2. Tabellförteckning.....	4
3. Nomenklatur	5
4. Inledning	7
4.1. Lagertyper.....	9
5. Modellering.....	12
5.1. Tank.....	12
5.2. Värmeväxlare	14
6. Mätning.....	16
6.1. Värmepumpsanläggning.....	16
6.2. Laddningsväxlersystem	17
7. Resultat	19
7.1. Beräkningar med tankmodell	19
7.1.1. Modellkaraktistik och parametervariation	19
7.1.2. Parameterestimering och verifiering	21
7.1.3. Tankens verkningsgrad	28
7.2. Fältmätningar.....	32
7.2.1. Värmepumpsanläggning	32
7.3. Laboratoriemätningar	48
7.3.1. Returtemperatur från laddningsväxlersystem	48
7.3.2. Villapanna	50
8. Slutsatser.....	61
8.1. Tankmodell.....	61
8.2. Värmepump och fjärrvärme med förrådsberedare.....	62
8.3. Returtemperatur från laddningsväxlersystem.....	64
8.4. Villapanna	65
9. Referenser	66
Sakregister	68

Sammanfattning

I föreliggande rapport presenteras några teoretiska och empiriska undersökningar av olika ackumulerande system för beredning av tappvarmvatten. Undersökningen omfattar dels laddningsväxlersystem med förråd som sådana, dels olika hybridlösningar, där varmvattenförråd kombineras med värmepumpar, oljeeldade pannor eller elvärmepannor. Syftet är att undersöka hur väl termodynamisk effektivitet kan förenas med tillfredsställande tappvarmvattenkapacitet och varmvattentemperatur, liksom undvikande av temperaturförhållanden som främjar tillväxt av Legionella-bakterier i förrådet. Med termodynamisk effektivitet menas tillops- och returtemperatur på primärsidan av värmeväxlaren.

Först behandlas effektiviteten hos förråd med termiskt stratifierat, skiktat, varmvatten under hänsynstagande till de olika typerna av intern värmetransport som uppträder: värmeledning i vattnet, konvektiv värmetransport och värmeledning i tankväggen. Det komplicerade bruttoförloppet behandlas semi-empiriskt med hjälp av en matematisk modell från litteraturen. Koefficienterna ingående i denna modell skattas med hjälp av numeriska sökalgoritmer, s k optimering, utifrån egna mätdata. Med modellen kan man bilda sig en uppfattning om hur olika parametrar inverkar på skiktillväxten i förrådet. Bl a studeras inverkan av att variera värmeutbytet mellan vatten och tankvägg. Härvid kan man diskutera effekten av att förse tanken med en invändig värmeisolering.

Då denna modell kompletteras med relativt enkel värmeväxlarberäkning går det att grovt simulera returtemperatur från ett laddningsväxlersystem. Denna visar sig bli högre vid dellast än vid maximal varmvattenlast (till skillnad mot s k genomströmningsberedare, som normalt får lägre). Denna ökade returtemperatur verifieras också med hjälp av laboratoriemätningar, där ett försöksobjekt utsätts för varierande varmvattenlast. Överensstämmelsen blir förvånansvärt god. Ökningen i returtemperatur beror på övergångsskiktet i lagringstanken och att laddningsväxlersystemet arbetar med konstant laddningsflöde.

I en delundersökning mätes temperaturer och bakteriehalt på ett större varmvattenlagringssystem av laddningsväxlartyp som värms av en värmepump kopplad till frånluftsventilation. Föreliggande resultat visar att fjärrvärme, avsedd för reservbruk, är inkopplad på ett felaktigt sätt. Detta orsakar höga returtemperaturer på fjärrvärmesidan och sannolikt en varierande varmvattentemperatur. Hyresgästerna uppges tycka att varmvattnet är för kallt utan fjärrvärmens. Värmepumpen visar sig producera lite väl kallt vatten, 45°C - 50°C. Ett tydligt veckomönster i varmvattenförbrukningen visar sig också, med topp på veckosluten. Bakterier påvisas i nedre delen av tanken, speciellt mycket hittas i bottensatsen som var mycket grumligt vid provtagningen.

En mindre undersökning är att prova en ordinär villapanna avsedd för olja, ved och el i laboratorium. Denna typ visar sig reagera mycket långsamt på varmvattentappningar. Enligt undersökningen kräver den också minst 80°C för att ge acceptabelt mycket varmvatten. Av dessa anledningar visar det sig vara näst intill omöjligt att bygga på en värmekälla som arbetar med lägre temperatur på

en sådan panna om man vill behålla samma varmvattenkapacitet. I gengäld är det inte troligt att det finns mesofila bakterier i en sådan panna, möjligen termofila.

Nyckelord: **tappvarmvatten, lagringstank, termisk stratifiering, returtemperatur, värmepump, fjärrvärme, abonnentcentral, bakterie, Legionella**

Förord

Denna rapport utgör delrapportering av forskningsanslag nr 910091-8 från Statens råd för byggnadsforskning till Lunds Tekniska Högskola, Institutionen för värme- och kraftteknik, Lund. Anslaget avser arbete med projektet *Tappvattenackumulering i lågtemperatursystem*. I detta har, förutom denna rapport, också en licentiatavhandling producerats, "*On hot water storage in district heating subscriber stations, System measurements*".

Jag vill härmed framföra mitt tack till de personer som på olika sätt har hjälpt till vid detta arbete. Framför allt vill jag nämna min projektledare, Forskningschef Svend Frederiksen, som har lämnat synpunkter och förslag under arbetets gång, mina kollegor, Tekn. Lic. Janusz Wollerstrand och Civ. Ing. Harald Andersson, som har lagt tid på att diskutera mätteknik och underliga mätresultat med mig, Docent Lennart Larsson, Inst. f. medicinsk mikrobiologi, Lunds Universitet, som har utfört bakterieanalys, personal på Helsingborgs Energi AB som har hjälpt till med att finna intressanta anläggningar, speciellt Ingenjörerna Kennet Nilsson och Jan Ragnvall samt slutligen Tekn. Dr. Sven Andersson på Malmö Energi AB som jag samarbetat med i en undersökning av en variant av villapanna kombinerad med fjärrvärme.

Råå/Lund 1993-09-28

Johan Winberg

1. Figurförteckning

	<u>sid</u>
Figur 1. Några olika möjliga konfigureringar med tappvarmvattenlagring. En systematisering av viktiga varianter.	9
Figur 2. Olika lagertyper, konstruktiva detaljer, del 1.	10
Figur 3. Olika lagertyper, konstruktiva detaljer, del 2.	11
Figur 4. Beteckningarna som används i den analytiska lagermodellen.	12
Figur 5. Principskiss över en anläggning med laddningsväxlersystem drivet av en frånluftsvärmepump, med markerade mätpunkter.	16
Figur 6. En typisk mätpunkt med sitt utanpåliggande termoelement.	16
Figur 7. Experimentanläggning med parallellkopplat laddningsväxlersystem för fjärrvärme, ur [16].	17
Figur 8. Dimensionslös utloppstemperatur från termiskt stratifierad lagringstank s f a en dimensionslös laddningstid. $t^*=1$ då precis en tankvolym har omsatts (eng. fill time). Vid denna tid hade således den hypotetiska perfekt skiktade lagringstanken pr.	19
Figur 9. Experimentellt uppmätta värden på omblandningsparametern c som funktion av laddningsflödet, beräknad korrelation (streckad) samt originalkorrelation enligt [6] (heldragen).	21
Figur 10. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med 0.032 kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).	22
Figur 11. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med 0.066 kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).	23
Figur 12. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med 0.097 kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).	24
Figur 13. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med 0.129 kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).	25
Figur 14. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med 0.194 kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).	26
Figur 15. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med 0.260 kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).	27

Figur 16. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med 0.306 kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).....	28
Figur 17. Stratifierad lagringstanks verkningsgrad som funktion av omblandning vid inloppet (c) och påverkan av stålväggen (H) ($k=0.640$ W/Km, 0.0966 kg/s). Vid stora H och c är numeriken problematisk. Därför är dessa värden utelämnade.....	29
Figur 18. Stratifierad lagringstanks verkningsgrad som funktion av massflödet (m) och fluidens värmeledning (k), ($c=c(Fo, Ri)$, $H=11.2599$).....	30
Figur 19. Stratifierad lagringstanks verkningsgrad som funktion av massflödet ($k=0.64$ W/Km, $c=c(Fo, Ri)$, $H=11.2599$). Massflödet varierar över det intervall som har använts vid parameterestimeringen i den analytiska modellen.....	30
Figur 20. Principskiss med beteckningar på mätpunkterna över en anläggning med laddningsväxlersystem drivet av en frånluftsvärmepump. Ombyggd fjärrvärmeabonmentcentral.....	32
Figur 21. Exempel på uppmätt förlopp taget med hög tidsupplösning. Notera t ex de ganska stora variationerna av varmvattentemperaturen, och att VVC:n verkar värma tanken under natten.	33
Figur 22. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=Tdt$ från ett system med insignalen $u=Td4$. Anges s f a tidsförskjutning i antal steg (1 steg = 1 min).....	35
Figur 23. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=Tdh$ från ett system med insignalen $u=Tdt$	36
Figur 24. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=Tci$ från ett system med insignalen $u=Tdh$	36
Figur 25. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=Td1$ från ett system med insignalen $u=Tdtb$	37
Figur 26. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=Td4$ från ett system med insignalen $u=Td1$	37
Figur 27. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=Tdt2$ från ett system med insignalen $u=Tdci$	38
Figur 28. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=Tdt1$ från ett system med insignalen $u=Tdci$	38
Figur 29. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=Tdh$ från ett system med insignalen $u=Tdtb$	39
Figur 30. Temperatur på varmvattnet och i den övre delen av tanken från dataserie b under den första månaden.....	40
Figur 31. Temperatur på varmvattnet och vattnet från värmepumpen från dataserie b under den första månaden.....	41
Figur 32. Temperatur på varmvattnet och i den övre delen av tanken från dataserie b under den andra månaden.....	41

Figur 33 . Temperatur på varmvattnet och vattnet från värmepumpen från dataserie b under den andra månaden.	42
Figur 34. Temperatur på varmvattencirculationen (VVC) och vattnet från värmepumpen från dataserie b under den första månaden.....	43
Figur 35. Tanktemperaturer från dataserie b under den första månaden. ...	43
Figur 36. Linjär regression på dataserie b som visar att temperaturen vid tanktoppen alltid är densamma som temperaturen från värmepumpen.	44
Figur 37. Relativ frekvensfördelning för alla nio temperaturmätpunkter under mätperiod b (ca 2 mån) och typiska bakterietillväxthastigheter för olika bakterier som funktion av temperaturen. Legionella är en mesofil bakterie. Klassbredden till grund för	45
Figur 38. Relativ frekvensfördelning av temperaturer som funktion av djupet i varmvattentankarna och temperaturen.....	47
Figur 39. Relativ frekvensfördelning av temperaturer som funktion av djupet i varmvattentankarna och temperaturen.....	48
Figur 40. Uppmätt och beräknad returtemperatur från värmväxlare ansluten till laddningsväxlarsystem vid delast. Figuren visar också returtemperatur från en ren genomströmningsberedare s f a varmvattenlasten.	49
Figur 41. En kombipanna kompletterad med värmväxlare för fjärrvärme.	51
Figur 42. El/olja-panna med panntemperatur 65°C. Klarar inte tappningsprogrammet.	52
Figur 43. El/olja-panna med panntemperatur 95°C. Klarar tappningsprogrammet.	53
Figur 44. El/olja-panna med panntemperatur 80°C. Klarar i det allra närmaste tappningsprogrammet.	54
Figur 45. El/olja-panna med panntemperatur 80°C. Totaltömningsförsök..	55
Figur 46. El/olja-panna konverterad till fjärrvärmeabbonnentcentral med returtemperatur 59°C. Klarar inte tappningsprogrammet.	56
Figur 47. El/olja-panna konverterad till fjärrvärmeabbonnentcentral med returtemperatur 59°C. Totaltömningsförsök.....	57
Figur 48. El/olja-panna konverterad till fjärrvärmeabbonnentcentral med returtemperatur 55°C. Klarar inte tappningsprogrammet.	58
Figur 49. El/olja-panna konverterad till fjärrvärmeabbonnentcentral med returtemperatur 64°C. Klarar nästan tappningsprogrammet.....	59

2. Tabellförteckning

sid

Tabell 1. Dimensionslös utloppstemperatur från termiskt stratifierad lagringstank vid olika omblandning vid inloppet (c), påverkan av stålväggen (H) och fluidens värmeledningsförmåga (k) som funktion av dimensionslös tid. Om uppladdning: $T^*=0$ då tempera	20
Tabell 2. Stratifierad lagringstanks verkningsgrad vid olika omblandning vid inloppet (c), påverkan av stålväggen (H) och fluidens värmeledningsförmåga (k), enligt ekv. 7.	21
Tabell 3. RMS-felet för de olika laddningsflödena.	27
Tabell 4. Viktigare data för ett utvalt fältobjekt.	32
Tabell 5. De båda mätdataserierna från fältmättningsobjektet.....	33
Tabell 6. Medelvärde och standardavvikelse för alla nio temperaturmätpunkter under mätperiod b, samt uppmätta koncentrationer av Lipopolysackarider, som är ett mått på mängden bakterier.	44

3. Nomenklatur

A	area	[m ²]
a	kapacitetsförhållande	[-]
β	volymetrisk expansionskoefficient	
C	konstant	
c	blandningsparameter	[-]
Δp	differentialtryck	[bar]
$\Delta\theta$	logaritmisk medeltemperaturdifferens	[°C]
f	förhållande	[-]
Fo	Fouriertalet	[-]
g	gravitationsacceleration	[kgm/s ²]
H	normaliserat film-värmeövergångstal	[-]
h	värmeövergångstal	[W/m ² K]
J	antal beräkningssteg	[-]
k	värmeledningsförmåga	[W/Km]
L	längd	[m]
m	massa	[kg]
m_{fact}	flödesmätarfaktor	[-]
\dot{m}	massflöde	[kg/s]
n	antal	[st]
N	antal lägenheter	[#apm]
p	tryck	[bar]
P	effekt	[kW]
p	relativ frekvensfördelning	[-]
Q	energi	[kJ]
θ	normaliserad fluidtemperatur	[-]
r	radie	[m]
Ri	Richardson-talet	[-]
ρ	densitet	[kg/m ³]
s	väggjocklek	[m]
T	temperatur	[°C]
t	tid	[s]
U	omkrets	[m]
U	värmegenomgångstal	[w/m ² K]
V	volym	[m ³]
u	hastighet i x -riktning	[m/s]
u	insignal	
x	längdkoordinat	[m]
y	flödesexponent	[-]
y	utsignal	

subskript	betyder
d	tappvarmvatten
p	primär
s	sekundär
c	kall
ci	cirkulation

f	fram
h	varm
r	retur
t	tank
tb	tankbotten
tt	tanktoppen
tw	tankväggen
O	start- eller referensvärde
*	dimensionslöst värde
rms	kvadratisk medelvärde (root mean square)

Kompletta variabler med subskript

h_p	värmeövergångstal på primärsidan	[W/m ² K]
h_s	värmeövergångstal på sekundärsidan	[W/m ² K]
\dot{m}_d	tappvarmvatten-massflöde	[kg/s]
\dot{m}_{dci}	VVC-flöde	[kg/s]
\dot{m}_{dt}	flöde i varmvattenförrådet	[kg/s]
\dot{m}_{d0}	tappvarmvattenflöde vid referensfall	[kg/s]
\dot{m}_p	primärflöde	[kg/s]
\dot{m}_{p0}	primärflöde vid referensfall	[kg/s]
\dot{m}_s	massflöde på sekundärsidan	[kg/s]
Δt	samlingsintervall	[s]
T_{d1}	temperatur på det varmvatten som ska värmas	[°C]
T_{d4}	temperatur på det varmvatten som har värmts upp	[°C]
T_{dc}	kallvattentemperatur	[°C]
T_{dci}	temperatur på VVC-returvatten	[°C]
T_{dh}	varmvatten temperatur	[°C]
T_{dt1}	temperatur en tredjedel uppifrån i förrådet	[°C]
T_{dt2}	temperatur två tredjedelar uppifrån i förrådet	[°C]
T_{dtb}	temperatur nederst i förrådet	[°C]
T_{dt}	temperatur överst i förrådet	[°C]
T_{pf}	primär framtemperatur	[°C]
T_{pr}	primär returtemperatur	[°C]
T_{sf}	sekundär framtemperatur	[°C]
T_{sr}	sekundär returtemperatur	[°C]
T_s	sekundärtemperatur	[°C]

4. Inledning

Tankar för att lagra varmvatten är ofta förekommande i varmvattenberedare av skilda slag. De används vid sådana värmekällor som inte har tillräcklig effekt för att klara det momentana varmvattenbehovet, för att utjämna belastningstoppar eller för att utnyttja varierande tillgänglighet hos värmekällan. Sistnämnda kan vara olika energipris eller olika temperaturer under olika perioder, till exempel elektriska beredare respektive solvärme.

De har förekommit under alla tider. Exempelvis har gamla (och nya) vedspisar ibland en extra tank påbyggd just för varmvatten. Olje- och gaspannor har nästan uteslutande varit försedda med någon typ av inbyggt varmvattenförråd. System med värmepumpar eller solvärme behöver också någon form av varmvattenförråd för att klara varmvattenbehovet.

I dessa olika sammanhang kan lagringssystemet vara uppbyggt på många olika sätt. Många gånger har anläggningar ritats mycket med hjälp av tradition. För att söka systematisera de olika typer som existerar och kan tänkas komma bör man noga tänka igenom en mängd element som ingår i hela anläggningen.

På senare år har skiktade, termiskt stratifierade, lagringstankar börjat användas. De bör ha potential att bättre utnyttja av den tillgängliga volymen och i många fall också ge bättre effektivitet för värmekällan. En liten nackdel är att de brukar kräva en separat värmeväxlare med cirkulationspump för att fungera.

Senaste båda decennierna energibesparande åtgärder har ofta medfört sänkta systemtemperaturer. Så är även fallet för varmvattentemperaturen. Ibland har den pressats så långt ner som till 45°C. Dock har det på senare tid tillkommit farhågor för att alltför låga varmvattentemperatur kan främja bakterietillväxt. Detta har lett till rekommendationer och normer om temperaturer på 55-60°C.

Då vissa värmekällors effektivitet är temperaturberoende är returtemperaturen från förrådsberedaren en viktig parameter att undersöka. Det gäller för kondenserande pannor, värmepumpar, fjärrvärme och solvärme. Hittills har man endast talat om returtemperatur i förenklade former. Någon fullständig undersökning av den verkar ännu inte ha gjorts.

Ytterligare ett inte fullständigt klarlagt område är hur dimensionering ska ske för olika typer av förrådsberedare. För exempelvis fjärrvärmeabbonnentcentraler är man betydligt klarare vad beträffar dimensionering av genomströmningsberedare än förrådsberedare.

Vissa av problemen beror på att man inte tillräckligt bra har kunnat beräkna hur förrådstanken beter sig i olika driftsfall. Termisk stratifiering har i ett flertal år varit föremål för flera termodynamiska numerikers ansträngningar. En enkel, generell, snabbräknad och noggrann modell skulle vara användbar för att modellera hela varmvattenberedarens uppträdande och förmodligen hjälpa till betydligt vid t ex dimensionering.

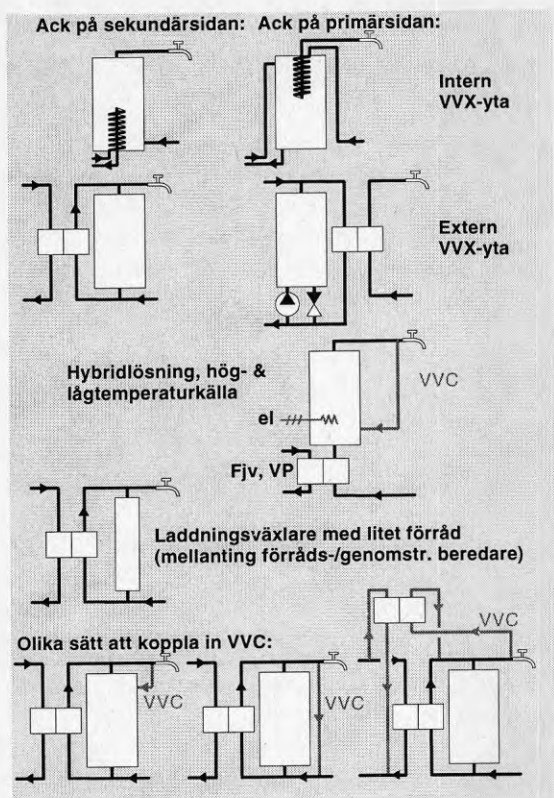
Syftet med föreliggande arbete är:

Att systematiskt beskriva de olika konstruktiva detaljer som är karakteristiska för olika typer av förrådsberedare. Att närmre analysera system som verkar ha rimliga förutsättningar att väl fungera i moderna anläggningar. Speciellt viktiga parametrar är dimensionering, returtemperatur och risk för bakterietillväxt.

Mycket av vetenskap och kunskap av den här typen grundar sig på erfarenhet. Därför är det viktigt att förstå praktiska problem, utnyttja litteratur om olika tillämpningsfall och kombinera teori med praktik.

I detta arbete löses det genom att blanda flera olika saker. Grundad på tidigare erfarenhet görs en kvalitativ beskrivning av viktiga delar. En modell från litteraturen används på egna laboriemätningar för att beräkna termisk stratifiering. Modelleringsförfarandet gör det möjligt att uttala sig om vissa centrala problem. Resultat verifieras med speciella laborieförsök. Åter andra mätningar används på andra typer av system både i laboratorium och i fält, med flera olika typer av värmekällor.

4.1. Lagertyper



Figur 1. Några olika möjliga konfigurationer med tappvarmvattenlagring. En systematisering av viktiga varianter.

Det finns ett flertal olika typer av system med lagringstankar för varmvattenberedning. I *figur 1* har några sådana ritats på ett systematiskt sätt. Någon är kanske inte realiserad i verkligheten, men kan nog tänkas bli det. Inget av systemen bedöms vara omöjligt att bygga.

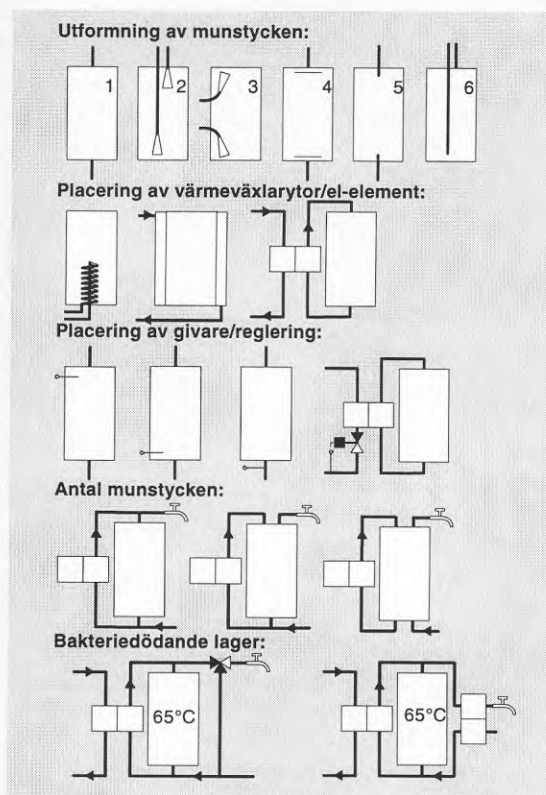
Överst visas ackumulering på sekundär respektive primärsidan med intern värmewäxlare. Sådana finns till exempel på olje-eldade pannor.

På nästa rad följer motsvarande med extern värmewäxlare. Sådana har börjat komma med de hel-lödda värmewäxlare som har etablerats på marknaden på senare år.

Därefter visas en tänkt hybrid lösning där man försöker kombinera en värmekälla som är effektivast vid låg temperatur, till exempel fjärrvärme, kondenserande naturgas eller en värmepump, med tillsatsvärme av lägre effekt från en elpatron i en lagringstank.

En liknande lösning, där även lågtemperaturkällan är kopplad till lagringstanken, finns i verkligheten i Frederikshavn i Danmark, se *Energistyrelsen [1]*. Det finns emellertid flera konkurrenter om lågtemperaturdelen av varmvattenuppvärmningen som alla gärna vill låta någon annan ta hand om spetsvärmningen. T ex refereras i den solenergiinriktade *The Heliograph [2]* en dansk undersökning där det presenteras varmvattensystem med följande olika konfigurationer, räknat från den kalla botten på lagringstanken: sol + fjärrvärme, sol + fjärrvärme + el, sol + naturgas och sol + el.

En annan typ som är möjlig innebär att man använder en mindre lagringstank och en större värmewäxlare än vad som tidigare använts. Man får då ett slags mellanting mellan en genomströmningsberedare och en beredare med förråd. Detta angränsar tydligt till frågan om systemet ska lagra en hel dags förbrukning under natten, eller om lagring också kan få ske under dagtid.



Figur 2. Olika lagertyper, konstruktiva detaljer, del 1.

Slutligen visas olika tänkbara sätt att koppla in VVC (varmvatten-cirkulation). Variant tre av dessa finns antagligen inte i verkligheten än.

En fortsättning med mera detaljerade delar visas i figur 2. Här ser man på översta raden ett antal olika, mer eller mindre förekommande, utformningar av munstyckena. I många verkliga anläggningar är det utan att ta sönder tanken svårt att klart uttala sig om hur munstyckena faktiskt ser ut. På ritningar ser de ofta ut som variant 2 eller ibland 3, men en god gissning är nog att de lika gärna kan vara mer av typen 1, 5 eller 6. Variant 5 är antagligen sämst då den åstadkommer dödzo-ner med vatten som inte omsätts eller utnyttjas.

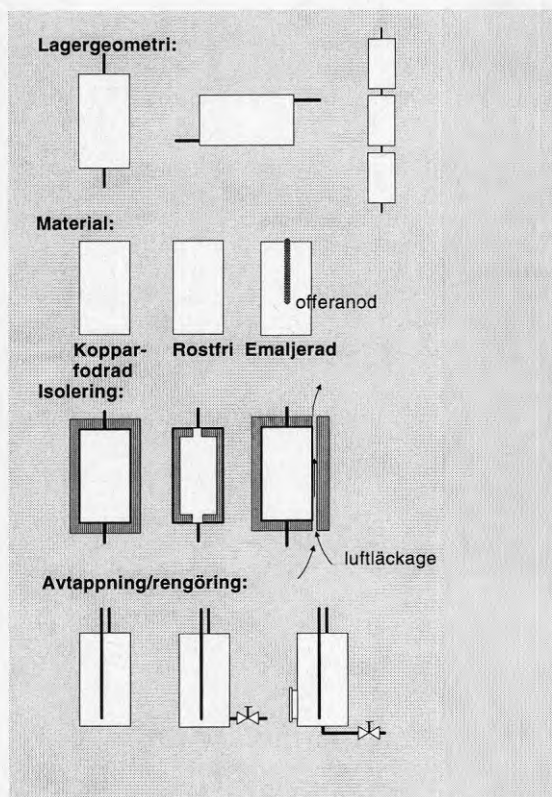
På rad 2 i figur 2 följer olika sätt att placera värmeväxlarytorna, antingen inuti eller utanpå lagringstanken eller som en separat värmeväxlare (laddningsväxlersystem). Notera likheten med elektriska varmvattenberedare, där också alla tre varianter förekommer, då med el-element istället för värmeväxlare.

På rad 3 syns olika sätt att placera temperaturgivare för regleringen av vattentemperaturen i lagringstanken. En mindre lyckad variant är den första med givaren ganska långt upp på tanken. Givaren känner då inte av en tappning, då ju kallvatten kommer in i botten först, förrän efter en ganska lång stund. Sådana placeringar finns faktiskt i verkligheten. Variant 4 finns på en del villaabonnentcentraler för fjärrvärme och håller returtemperaturen konstant; ett enkelt, men inte termodynamiskt bra, sätt att ordna regleringen. Man tvingas nämligen välja ganska högt börvärde vilket sedan vanligen hålls konstant.

På fjärde raden i figur 2 visas att man kan koppla in tanken med hjälp av olika antal munstycken. Varianterna två och tre här har en viss utjämnande effekt på varmvattentemperaturen vid tappning, då vattnet från värmeväxlaren ju passerar övre delen av tanken.

Sista raden i figur 2 visar två varianter av system som avses förhindra tillväxt av Legionella-bakterien. Man utnyttjar här att sådana bakterier dör vid högre temperatur, varefter man sänker temperaturen till komfortabel nivå på varmvattnet. Den andra ska till och med döda i kallvattnet redan befintliga sådana, eftersom

allt vattnet verkligen går igenom en höjning till 65°C. Ett liknande system håller på att lanseras på marknaden just nu. Där har man lagt till ytterligare en tank i vilken man säkerställer att allt vatten verkligen stannar i minst ca tio minuter vid 65°C för att eventuella Legionella-bakterier ska dödas. Dessa konstruktioner är främst avsedda för sjukhus, där man har höga krav på bakteriefrihet och samtidigt inte för hög temperatur (=skållningsrisk).



Figur 3. Olika lagertyper, konstruktiva detaljer, del 2.

När man isolerar ett sådant här stående tryckkärl är det ibland svårt att undvika en skarv i isoleringen just vid anslutningen till takets och bottenens isolering. Har man dessutom inte lyckats få sidoisoleringen alldeles kloss intill tankväggen kommer luft att börja strömma upp mellan tank och isolering. Denna luft kyler av vattnet närmast tankväggen, som i sin tur kommer att röra sig nedåt i tanken. Sådana här fel har observerats av Jilar [3] och Efring och Hellström [4], fast då för betydligt större tankar.

Slutligen visas på fjärde raden i figur 3 några olika sätt att placera avtappningsledningar och eventuellt också inspektions- och rensluckor. Den tredje varianten bör vara den som det bäst går att tappa ut en bottensats på och att rengöra genom luckan. Alla visar toppmontage. Även varianter med bottenmontage är möjliga, men brukar undvikas då de är obekväma för montören.

I figur 3 visas ytterligare skillnader mellan olika typer av tankar. Första raden visar olika sätt att placera cylindriska tankar, antingen stående, liggande eller seriekopplade. De båda sistnämnda tillgrips när man av platsbrist inte kan använda variant ett.

Rad två visar olika konstruktionsmaterial som är vanliga. En emaljerad beredare måste ha en offeranod då det alltid finns små porer i emaljen som skulle ge korrosion på det underliggande stålet. Denna anod måste bytas med jämna mellanrum, eftersom den förbrukas.

Som variant två på rad tre visar skulle man kunna tänka sig att isolera tanken på insidan istället för som normalt på utsidan. Då skulle man vinna att metallen i tankväggen inte påverkar skiktningen i vattnet.

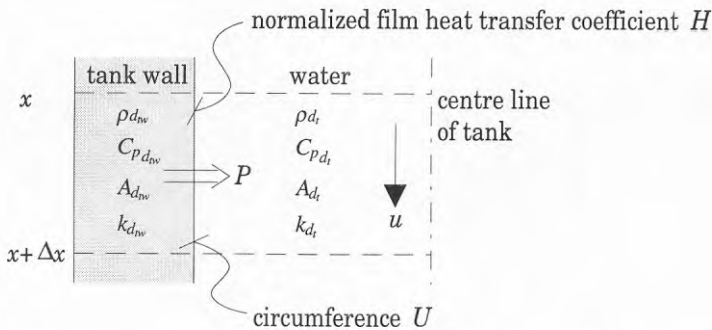
Den tredje varianten visar egentligen ingen avsiktlig konstruktion, men är ett tekniskt viktigt misstag.

5. Modellering

5.1. Tank

Det nämndes inledningsvis att en lämplig modell för att beräkna skiktning (termisk stratifiering) ännu inte har använts. Det finns några olika tänkbara sådana i litteraturen. *Zurigt, Ghajar och Moretti* har publicerat en bra sammanställning av sådana [5].

En modell verkar extra lovande för att arbeta med simulering av varmvattenberedare, nämligen *Cole & Bellingers* [6]. Den räknar ganska noggrant och fort samt är lätt att implementera. Ett första försök att använda den modellen på varmvattenberedare gjordes av *Winberg* [7].



Figur 4. Beteckningarna som används i den analytiska lagermodellen.

Cole & Bellinger [6] hittade en analytisk modell av det en-dimensionella laddningsproblemet (eller urladdning), se figur 4. De antar:

- värmeledning bara i vertikal riktning i vattnet
- ingen värmeledning i vertikal riktning i tankens väggmaterial
- inga värmeförluster
- enhetlig initialtemperatur

, introducerar en empirisk blandningsparameter c , och efter Laplace-transformering av värmebalanserna skriver de lösningen som:

$$\theta = \frac{1}{2} \left[1 + \operatorname{erf} \left(\frac{\frac{x}{L} - \frac{at}{t^*}}{2\sqrt{\operatorname{Fo}} \sqrt{\frac{at}{t^*} + c}} \right) \right] \quad (1)$$

, där $a = \frac{t^*}{t'}$, kapacitetsförhållandet

$$t' = \frac{\rho_{d_t} A_{d_t} L C_{pd_t}}{\rho_{d_t} A_{d_t} u C_{pd_t}} \text{ är en tidskonstant}$$

$$Fo = \frac{k_{d_t} t'}{\rho_{d_t} C_{pd_t} L^2} \text{ är Fourier-talet}$$

$$\theta = \frac{T_{d_t} - T_{d_{tt}}}{T_{d_t,0} - T_{d_{tt}}} \text{ är en normaliserad fluidtemperatur}$$

$$t^* = \frac{\rho_{d_{tw}} A_{d_{tw}} L C_{pd_{tw}} + \rho_{d_t} A_{d_t} L C_{pd_t}}{\rho_{d_t} A_{d_t} u C_{pd_t}}, \text{ modifierad tidskonstant}$$

Tankväggens värmekapacitet påverkar vattnet genom att dess temperatur ligger lite efter vattentemperaturen då vattnet flyttar sig. Detta beräknas med ett litet tillskott till ekvation 1:

$$\begin{aligned} \Delta = \frac{1}{2} H \left(\frac{a-1}{a} \right) & \left[\exp \left(\frac{\left(\frac{HC^2}{2a} \right)^2 + \frac{2x}{L} \left(\frac{HC^2}{2a} \right)}{C^2} - \frac{Ht}{t^*} \right) \left(\frac{x}{L} + \frac{HC^2}{2a} \right) \right. \\ & \cdot \left[\operatorname{erf} \left(\frac{\frac{x}{L} + \frac{HC^2}{2a}}{C} \right) - \operatorname{erf} \left(\frac{\frac{x}{L} + \frac{HC^2}{2a} - \frac{at}{t^*}}{C} \right) \right] + \\ & \left. + \frac{C}{\sqrt{\pi}} \left[\exp \left(- \left(\frac{x^2}{L^2 C^2} + \frac{Ht}{t^*} \right) \right) - \exp \left(- \left(\frac{\frac{x}{L} - \frac{at}{t^*}}{C} \right)^2 \right) \right] \right] \end{aligned} \quad (2)$$

, där H är ett normaliserat film-värmeövergångstal, en empirisk konstant, enligt:

$$H = \frac{h U t^*}{\rho_{d_{tw}} C_{pd_{tw}} A_{d_{tw}}}$$

, och:

$$C = 2\sqrt{Fo} \sqrt{\frac{at}{t^*}} + c, \text{ som är approximativt konstant}$$

$$\Delta = \frac{\delta T_{d_t}}{T_{d_t,0} - T_{d_n}}, \text{ det normaliserade tillskottet till vattentemperaturen.}$$

Värmet som lagras i väggen påverkar fluiden bara genom värmeövergången via H . Väggens värmeledning i vertikal riktning antas vara liten jämfört med vägg - fluid interaktionen.

Den totala normaliserade vattentemperaturen blir nu, med ekvation 1 and 2:

$$\theta_T = \theta + \Delta$$

Cole & Bellinger [6] föreslår $H=7.7$, och en korrelation för c som:

$$c = 2.44 \cdot 10^{-5} \text{Fo}^{-1.5} \exp(-0.0134\text{Ri})$$

där man introducerat Richardson-talet:

$$\text{Ri} = \frac{g\beta L(T_{d_t,0} - T_{d_n})}{u^2}$$

Som vi senare ska se är arbetet med att bestämma de empiriska parametrarna c och H inte försumbart. Modellen måste ha värden på dessa för just det aktuella driftsfallet och tanken.

5.2. Värmeväxlare

Att beräkna statistiska temperaturer för en värmeväxlare kan göras med relativt säkra och enkla metoder. Här används en metod liknande *Frederiksen & Wollerstrand* [8] som är baserad på *Frederiksen* [9].

Överförd värmeeffekt kan skrivas på tre olika sätt:

$$P = \dot{m}_p C_p (T_{pf} - T_{pr}) \quad (3)$$

$$P = \dot{m}_s C_p (T_{sf} - T_{sr}) \quad (4)$$

$$P = UA\Delta\theta = UA \frac{(T_{pf} - T_{sf}) - (T_{pr} - T_{sr})}{\ln \frac{(T_{pf} - T_{sr})}{(T_{pr} - T_{sf})}} \quad (5)$$

Om man försummar värmeövergångstalet i metallväggen får man:

$$U = (h_p^{-1} + h_s^{-1})^{-1}$$

Värmeövergångstalen antas vara enbart beroende av massflödet, dvs deras temperaturberoende försummas. Då kan värmeövergångstalen beräknas genom att använda ett referensfall:

$$h_p = h_{p0} \dot{m}_p^{*-y}$$

$$h_s = h_{s0} \dot{m}_s^{*-y}$$

där flödena har gjorts dimensionslösa genom att beräkna:

$$\dot{m}_p^* = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{p0}}, \text{ och } \dot{m}_s^* = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{s0}}$$

Om man antar att $h_{p0} = h_{s0}$ får man att:

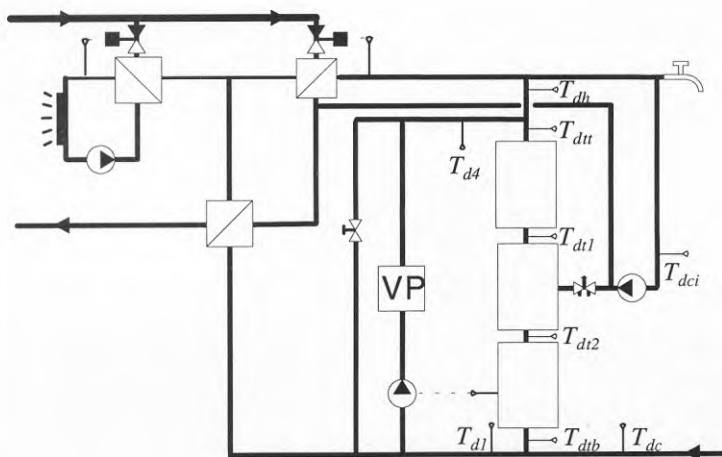
$$U = 2U_0 \left(\dot{m}_p^{*-y} + \dot{m}_s^{*-y} \right)^{-1} \quad (6)$$

Returtemperaturen kan nu beräknas genom att använda ekvation 3, 5 och 6. Exponenten y har fått värdet 0.6. Detta ligger nära vad *Jonsson [10]* och *Johansson [11]* kommer fram till, $y = 0.54 - 0.84$ respektive $y = 0.59 - 0.74$.

Detta sätt att beräkna en värmeväxlares temperaturer och flöden är rent statiskt, dvs det tar inte hänsyn till dynamiska förlopp. Om man vill försöka detaljsimulera förlopp i en tappvarmvattenväxlare måste finare beräkningsmetoder tillgripas, se *Wollerstrand [12]*. Använt på rätt sätt kan det emellertid tillföra en hel del för att få en övergripande uppfattning om vilka parametrar som påverkar ett system.

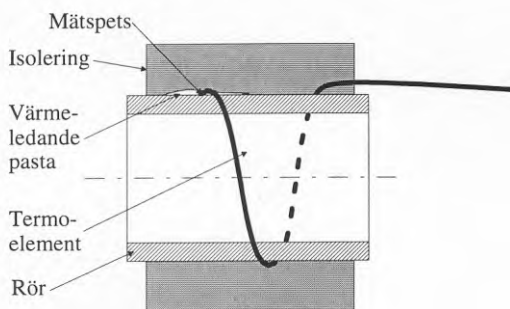
6. Mätning

6.1. Värmepumpsanläggning



Figur 5. Principskiss över en anläggning med laddningsväxlersystem drivet av en frånluftsvärmepump, med markerade mätpunkter.

Denna anläggning består av ombyggda fjärrvärmeabonmentcentraler som har kopplats samman. Med hjälp av en frånluftsvärmepump värms ett laddningsväxlersystem för tappvarmvattnet. Det beskrivs närmre på sidan 32. För att göra mätningar så lätt som möjligt monterades enkla utanpåliggande temperaturgivare, se figur 6.



Figur 6. En typisk mätpunkt med sitt utanpåliggande termoelement.

I figuren ses att givartråden dras minst ett varv runt själva röret. Detta gör man för att minska det mätfel som beror på att värme leds bort i själva tråden och för att minska risken för att mätspetsen lossnar eller flyttar sig från den ursprung-

liga mätpunkten. Vidare har röret slipats rent från korrosion och värmeledande pasta (*Electrolube HTC 10S*, $\lambda = 0.84 \text{ W/Km}$) har applicerats för att få så bra värmeöverföring som möjligt till termoelementet. Termoelementet och isoleringen fästes vid röret med vanlig eltejp. Detta ger en tunn fästning till skillnad mot klämmor o dyl.

Vid dessa mätningar har relativt enkel datainsamlingsutrustning använts, en så kallad PC-logger av typ Intab AAC-2. Den gör det möjligt att förbereda en mätserie i kontorsmiljö, dvs programmera mätutrustningen. Den kan därefter placeras ut i fält utan att man behöver ta med dator för att starta mätningen. Hela mätningen sker till loggerns interna minne. När det är dags att ta hem mätdata, stänger man bara av mätningen, transporterar hem loggern, kopplar den till dator med seriell kabel varefter man för över mätdata (överföringshastighet 9600 Baud) med tillhörande program.

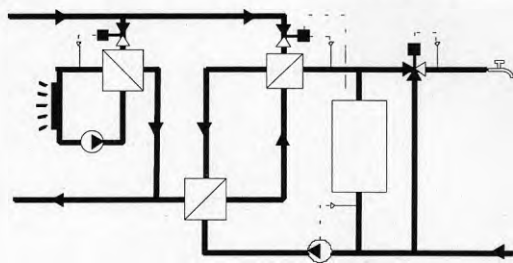
Vid mätningen används vidare termoelement typ T som i sig har en onoggrannhet på $\pm 0.42^\circ\text{C}$.

AAC-2 loggern hävdas för sådana termoelement ha en total onoggrannhet på $\pm 1^\circ\text{C}$, enligt tillverkaren. Detta lär ska innehålla upplösningsfel, linjäriseringsfel och felet hos det kalla lödstället, vilket mäts med $\pm 0.5^\circ\text{C}$.

Den totala systemonoggrannheten blir således $\pm 1.4^\circ\text{C}$.

6.2. Laddningsväxlersystem

Det laddningsväxlersystem som används här har tidigare beskrivits och använts av Winberg [16]. Det visas ånyo i figur 7.



Figur 7. Experimentanläggning med parallellkopplat laddningsväxlersystem för fjärrvärme, ur [16].

Detta system är en parallellkopplad abonnentcentral med en skiktad lagringstank för varmvatten, utförd som ett laddningsväxlersystem. Den styrs av reglerventiler på primärsidan (fjärrvärme) där radiatorregleringen är av digital PI typ och laddningsväxlaren har en självverkande P-ventil med återkoppling från laddningstemperaturen och framkoppling från laddningsflödet. I verkliga system har man bara en värmväxlare i laddningskretsen. Det finns två i experimentanläggningen för att man ska kunna koppla om mellan olika principer.

Laddningspumpen styrs av en algoritm i mätinsamlingsystemet. Den fungerar som en on-off regulator vid 40°C med 2°C hysteres, dvs som ett slags termostat. Detta innebär att pumpen startar om temperaturen vid botten på tanken är mindre än 38°C och stannar när den går över 42°C.

Samma datainsamlingsystem som i *Winberg [16]* används också här. Kort kan sägas att temperaturer mäts med onoggrannhet från $\pm 0.12^\circ\text{C}$ till $\pm 1.7^\circ\text{C}$ beroende på typ av givare (kalibrerade Pt100 eller ej kalibrerade termoelement, båda av instickstyp) och mätutrustning. Massflöden mäts med magnetiskt-induktiva givare som har en bästa specificerad onoggrannhet om $\pm 0.27\%$ respektive $\pm 2\%$ beroende på fabrikat. Då man ligger i flödesmätarnas lägre mätområden tilltar felet ytterligare.

Detta system används för att ta mätdata på själva lagringstanken. Dessa behövs för att estimeras parametrarna i och verifiera giltigheten av lagringsmodellen. Vidare används det för att experimentellt bestämma returtemperatur från laddningsväxlarsystem vid dellast.

7. Resultat

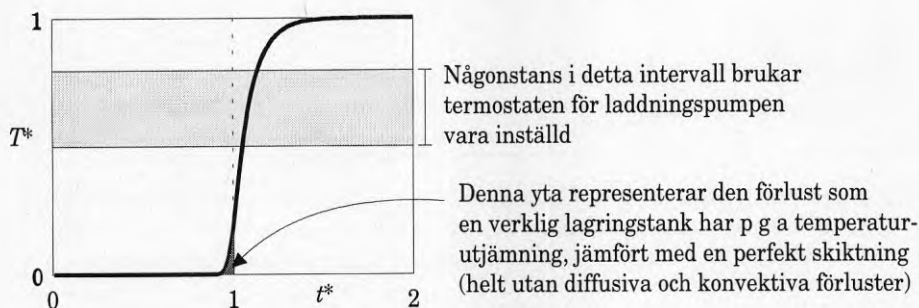
Här redovisas de olika resultat som nåtts i detta arbete, både teoretiska och praktiska samt kombinationer av båda.

7.1. Beräkningar med tankmodell

Den analytiska lagermodellen används här för att undersöka flera olika karakteristiska egenskaper hos en termiskt stratifierad lagringstank. Till att börja med görs en parametervariation. Därefter följer estimering av empiriska parametrar samt verifiering mot mätningar.

7.1.1. Modellkarakteristik och parametervariation

För att enkelt studera modellens uppförande med olika värden på parametrarna är det praktiskt att rita utloppstemperaturen, dvs temperaturen på vattnet som kommer ut ur bottenmunstycket då laddning sker.



Figur 8. Dimensionslös utloppstemperatur från termiskt stratifierad lagringstank s f a en dimensionslös laddningstid. $t^*=1$ då precis en tankvolym har omsatts (eng. fill time). Vid denna tid hade således den hypotetiska perfekt skiktade lagringstanken precis slagit över från $T^*=0$ till $T^*=1$, då den inte har några som helst förluster (varken värmeledning eller konvektion).

I figur 8 visas ett utifrån mätdata rekonstruerat förlopp där tanken laddas från att helt ha varit kall tills man har omsatt dubbla vattenvolymer i den. Då verkar allt vatten ganska väl ha fått samma, varma, temperatur. Figuren är ritad med dimensionslös tid och temperatur. $T^*=0$ innebär kallt, $T^*=1$ varmt och $t^*=1$ innebär slutligen den tid då en tankvolym har omsatts. Som jämförelse visas också utloppstemperaturen från ett perfekt skiktat lager utan konduktion eller konvektion i vattnet. Det är naturligtvis omöjligt att åstadkomma i verkligheten, men fungerar bra som referensfall på det absolut bästa man kan tänka sig

Den kraftigt skuggade ytan visar den förlust som den termiska stratifieringen orsakar jämfört med ett perfekt skiktat lager. Ett sätt att definiera verkningsgraden för ett sådant här lager är, enligt Wood *et.al.* [13]:

$$\eta_{dt} = 1 - \int_0^1 T^*(t) dt \quad (7)$$

Den svagt skuggade ytan visar var man normalt brukar låta termostaten till laddningspumpen arbeta. Den slutar vanligen inte när en vattenvolym har omsatts utan fortsätter oftast en bit till. Den brukar arbeta med stopp-temperaturer på 30 - 45°C. Denna definition tar således enbart hänsyn till ett enkelt transport-förlopp, dvs enbart uppladdning eller enbart tömning. I verkligheten arbetar ett varmvattenlager förstås med flera olika på varandra följande cykler.

Tabell 1. Dimensionslös utloppstemperatur från termiskt stratifierad lagringstank vid olika omblandning vid inloppet (c), påverkan av stålväggen (H) och fluidens värmeledningsförmåga (k) som funktion av dimensionslös tid. Om uppladdning: $T^*=0$ då temperaturen är lika med kall starttemperatur, $T^*=1$ då temperaturen är lika med varm laddningstemperatur och $t^*=1$ då precis en tankvolym har omsatts.

	$c = 0.76 [-]$		$c = 0 [-]$	
	$H = 11.26 [-]$	$H = 0 [-]$	$H = 11.26 [-]$	$H = 0 [-]$
$k = 0.64$ W/Km				
$k \rightarrow 0$ W/Km				

I tabellerna 1 och 2 visas den beräknade dimensionslösa utloppstemperaturen respektive beräknad verkningsgrad enligt ekvation 7. Detta är bara numeriska experiment. Det går normalt sett inte att bygga tankar där parametrarna är 0.

Man ser tydligt vad som skulle hända om man kunde bygga lagringstankar utan att stålväggen påverkar skiktningen, t ex med isolering på insidan. Det motsvaras av $H=0$. Då skulle den mesta utjämnningen tydligen försvinna. Verkningsgraden beter sig vid en första anblick märkligt. Så länge man har omblandning vid munstyckena ($c \neq 0$) blir verkningsgraden *sämre* då H blir 0, medan den blir *bättre* då H blir 0 utan omblandning vid munstyckena ($c=0$). Detta bör bero på att tankväggen hjälper till att kyla de ljumma partierna av vattnet som ju ändå är "skadliga". Dessa partier har orsakats av omblandningen vid munstyckena. Det verkar alltså som om man bara kan dra nytta av isolering på insidan av tankväggen om man samtidigt kraftigt kan reducera omblandningen vid inloppsmunstycket.

På motsvarande sätt ser man vad själva värmeledningen i vattnet orsakar. Tar man bort den, $k \rightarrow 0$ W/Km, försvinner en del av utjämnningen av temperaturen och verkningsgraden blir 1.

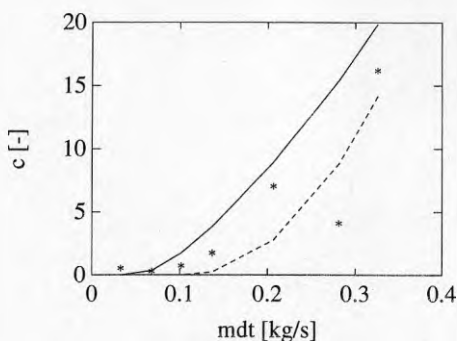
Omblandningsparametern, c , verkar påverka verkningsgraden i kombination med de andra båda. Dessutom blir verkningsgraden högre när man tar bort om-

blandningen, vilket verkar naturligt ($c=0$). Den ändrar tydligen temperaturprofilens utseende, både i området $t^* < 1$ och $t^* > 1$.

Tabell 2. Stratifierad lagringstanks verkningsgrad vid olika omblandning vid inloppet (c), påverkan av stålväggen (H) och fluidens värmeledningsförmåga (k), enligt ekv. 7.

η_d , [-]	$c = 0.76$ [-]		$c = 0$ [-]	
	$H = 11.26$ [-]	$H = 0$ [-]	$H = 11.26$ [-]	$H = 0$ [-]
$k = 0.64$ W/Km	0.9953	0.9862	0.9967	0.9986
$k \rightarrow 0$ W/Km	1	1	1	1

7.1.2. Parameterestimering och verifiering



Figur 9. Experimentellt uppmätta värden på omblandningsparametern c som funktion av laddningsflödet, beräknad korrelation (streckad) samt originalkorrelation enligt [6] (heldragen).

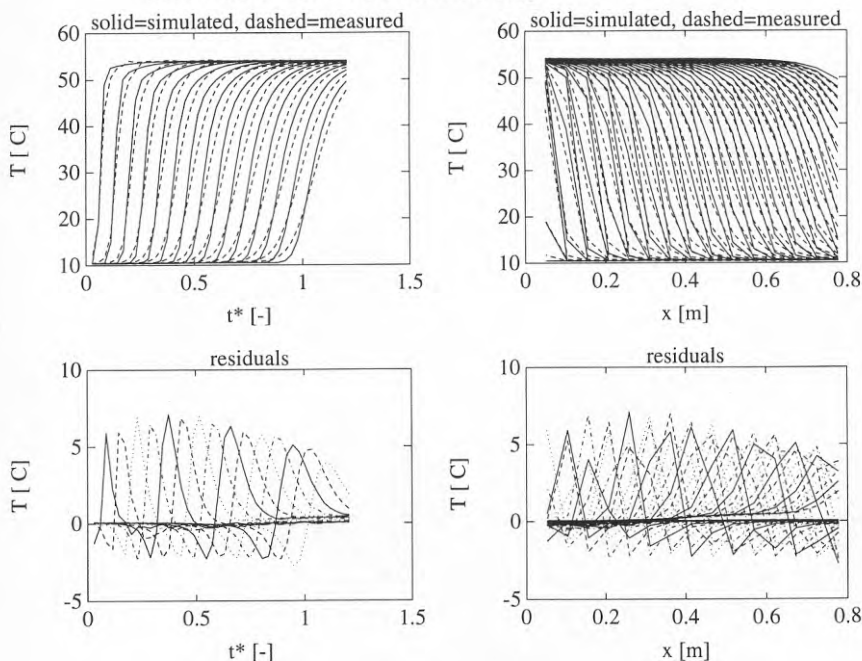
En försöksserie har tagits upp för att testa den använda beräkningsmodellen och bestämma värden på de empiriska parametrarna i den. Det visar sig då man kör modellen mot dessa försök att det verkar finnas fel i flödesmätningarna¹. Genom att estimeras några parametrar matematiskt, även en som beskriver mätfelet i flödesmätaren, visar det sig att denna verkar ha ett mätfel på -6%. Detta är, för en flödesmätning, inte att anse som speciellt stort, utan kan sägas vara en ganska typisk siffra. Denna gäller alltså då flödesmätaren har monterats i röret, och består, förutom av mätarens egen onoggrannhet, också av olika typer av störningar och mätfel.

Som ses i figur 9 skulle det kunna vara en outlier i mina mätdata. Det är något underligt med den ena mätpunkten. Dock beror de ritade korrelationerna inte

¹Cole & Bellinger hade också problem som de hänförde till "flowmeter discrepancies" när de sökte efter korrelationer. Det är slående att jag också råkar ut för något liknande. Mer arbete bör utföras för att kunna klargöra om detta beror på modellfel eller mätfel.

enbart på flödet \dot{m}_{dt} . Egentligen borde denna mätpunkt göras om, eller kompletteras med andra i dess närhet.

De andra parametrarna, som estimerats för varje försök, är c som beskriver omblandningen orsakad av strömningen vid inloppsmunstycket och H som är ett slags värmeövergångstal mot tankens stålvägg, båda dimensionslösa². Enligt författarna [6] till modellen ska c kunna korreleras, men enligt mina mätningar och beräkningar är inte deras angivna korrelation bra. *Cole & Bellinger* [6] anger också ett värde på H som ska kunna gälla, men även denna parameter har fått ett annat värde i min undersökning.



Figur 10. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med $\dot{m}_{dt} = 0.032$ kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).

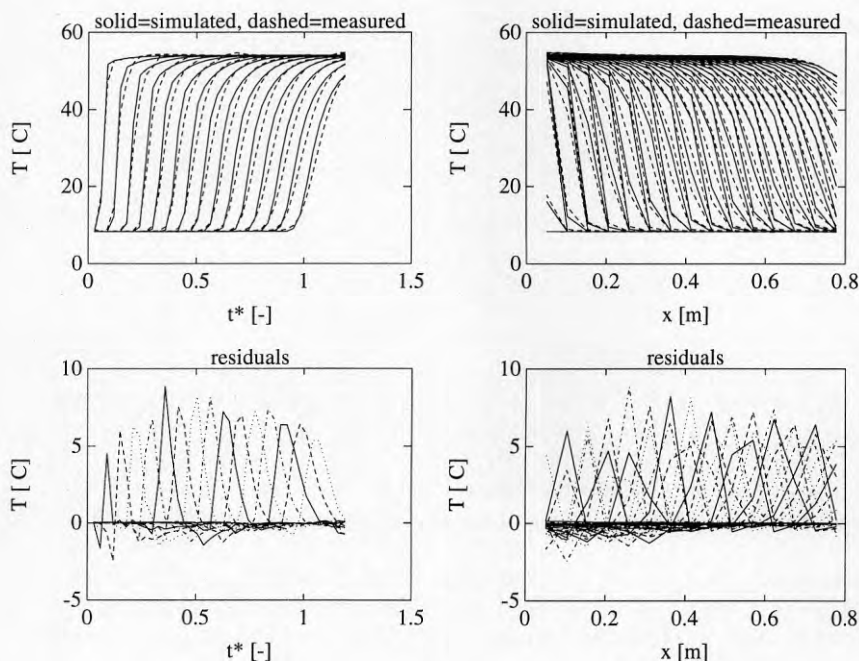
Min undersökning ger följande värden på parametrarna³:

²Alla parametrarna, c , H och m_{fact} , estimeras genom att använda en minimeringsrutin i MATLAB. Algoritmen är en BFGS kvasi-Newton metod med blandad kvadratisk och kubisk linjär sökning.

³Koefficienterna i korrelationen har estimerats genom minimering i MATLAB. Den algoritmen som fungerade bäst var en Levenberg-Marquardt metod med blandad kvadratisk och kubisk linjär sökning.

$$\begin{cases} c = 2.92 \cdot 10^{-5} \cdot Fo^{-1.5} \cdot e^{-0.11 \cdot Ri} \\ H = 11.3 \\ mfact = 1.06 \end{cases} \quad (8)$$

Den sista, $mfact$, är en korrektion på min flödesmätning och anger att min flödesmätare har ett fel på -6%. H och $mfact$ har beräknats genom att medelvärdesbilda de estimerade H och $mfact$ som erhållits för alla uppladdningsförsök. c har beräknats genom att beräkna värden på koefficienterna i den ursprungliga korrelationen som angivits av Cole & Bellinger [6]. Min korrelation för c visas i figur 9 tillsammans med uppmätta (estimerade) värden.



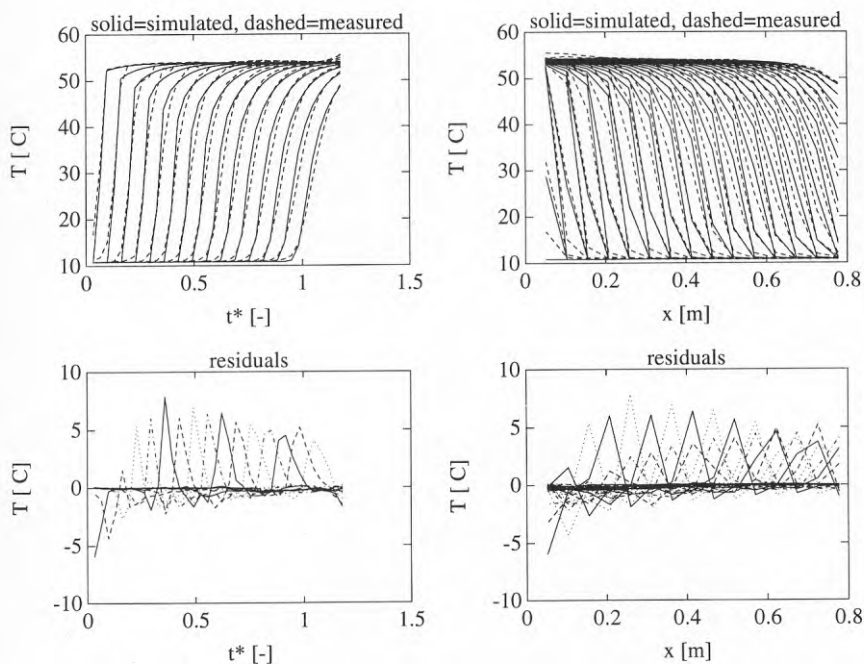
Figur 11. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med $\dot{m}_{dt} = 0.066$ kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).

Som jämförelse är de parametrar som Cole & Bellinger [6] anger:

$$\begin{cases} c = 2.44 \cdot 10^{-5} \cdot Fo^{-1.5} \cdot e^{-0.0134 \cdot Ri} \\ H = 7.7 \\ mfact \text{ användes ej} \end{cases} \quad (9)$$

Om jag jämför modellen med ett enskilt försök (vid ett specifikt flöde) som också använts för estimering av modellparametrar får jag mycket bra överensstämmelse. Om det inte varit så hade det varit en dålig modell. Ett svårare test för modellen är att använda mina angivna korrelationer istället, dvs paramet-

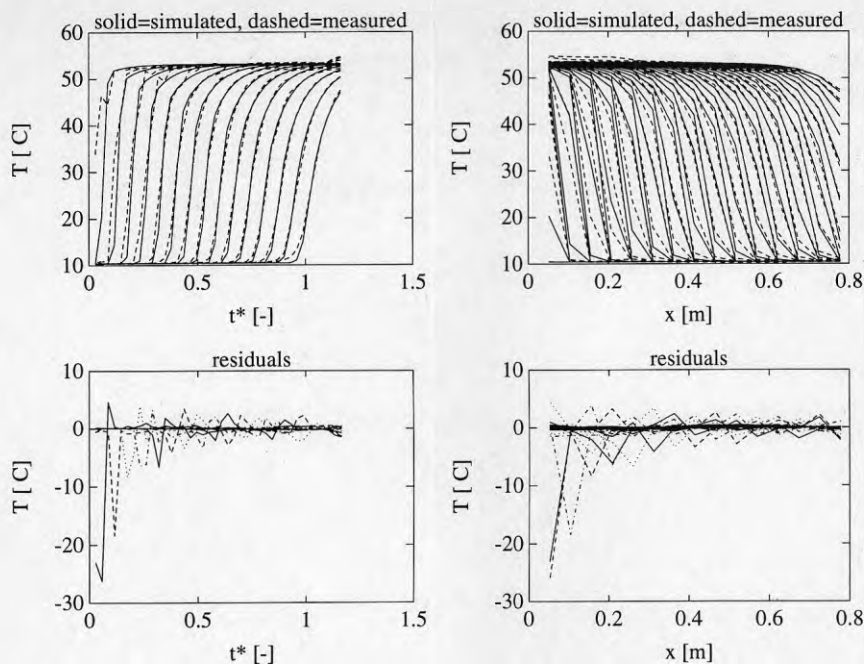
rarna är generella för alla mina försök. Sådana exempel visas i *figurerna 10 - 16*.



Figur 12. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med $\dot{m}_{dt} = 0.097$ kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).

Alla dessa figurer visar temperaturerna i tanken vid uppladdningsförlopp men vid olika laddningsflöden. Initialt är således tanken kall och då mätning och beräkning startar fyller man på varmt vatten överst i tanken. Figurerna presenterar dels till vänster mätningar och modell som funktion av dimensionslös tid ($t^*=1$ då precis en tankvolym har omsatts) och residualerna (skillnaden mellan modell och mätning), dels mätningar och modell som funktion av djupet i tanken samt även dessa residualer. Små, systematiska fel som modellen inte klarar återstår tydligen.

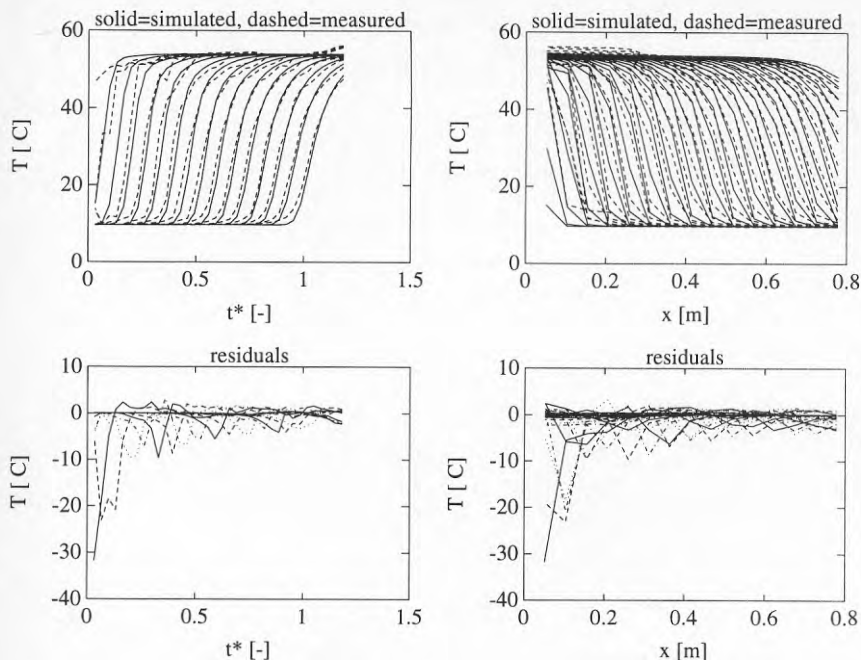
Figur 10 visar lägsta laddningsflöde och *figur 16* största. Generellt kan sägas att överensstämmelsen är bra. Den blir, som tidigare nämnts, ännu bättre om man använder parametrar (c , H och m_{fact}) estimerade på samma försök som modelleras, men det visas inte här.



Figur 13. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med $\dot{m}_{dt} = 0.129$ kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).

Vid större flöden är de uppmätta förloppen ojämna än vid mindre flöden, speciellt i början av perioderna och längst upp i tanken. Det är klart att större flöde orsakar en kraftigare omblandning just vid inloppsmunstycket överst i tanken då stratifieringsskiktet håller på att byggas upp. Allt eftersom skiktet kommer längre ner syns denna omblandning allt mindre, även om den fortfarande finns. Vattnet i tanken har ju då samma temperatur som det som kommer ut ur munstycket.

Mot slutet av varje försök åker gärna temperaturerna upp lite. Detta är ett oönskat fenomen och beror på att den regulator som blandar till denna temperatur utsätts för en störning (övergångsskiktet kommer ut ur tanken) och hinner inte justera ner styrsignalen snabbt nog. Detta gäller speciellt vid de större laddningsflödena, figur 12 - figur 16.



Figur 14. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med $\dot{m}_{dt} = 0.194$ kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).

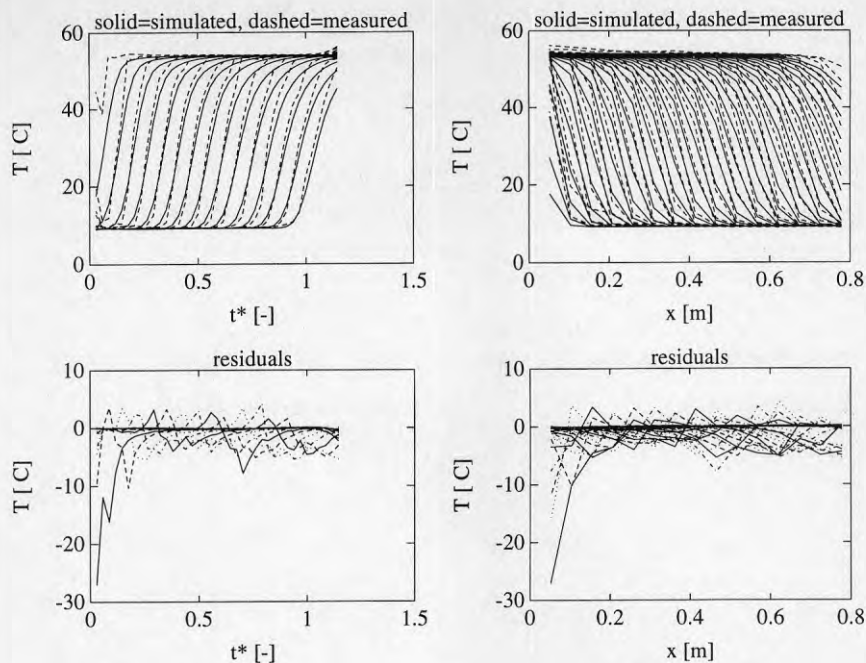
Som ett mått på den totala avvikelsen för varje figur har RMS-felet beräknats. I tabell 3 visas detta. Felet har beräknats enligt:

$$r_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{t^*} \left(\sum_x (T_{\text{modell}}(x, t^*) - T(x, t^*))^2 \right)}{n_x n_{t^*}}} \quad (10)$$

, där $\begin{cases} n_{t^*} & \text{antal tidssteg} \\ n_x & \text{antal givare} \end{cases}$

Detta betyder alltså att alla punkter i *figurerna 10 - 16* har använts för att beräkna felet i modellen. Denna ekvation användes också som score function vid parameter-estimeringen tidigare.

Man ser här, liksom vad man kan ana ur *figur 10 - 16*, att det är bäst överensstämmelse mellan modell och mätningar vid de minsta laddningsflödena. Allra bäst är det i *figur 12*. Före respektive efter denna figur glider modellen iväg lite åt lägre respektive högre tider.



Figur 15. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med $\dot{m}_{dt} = 0.260$ kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).

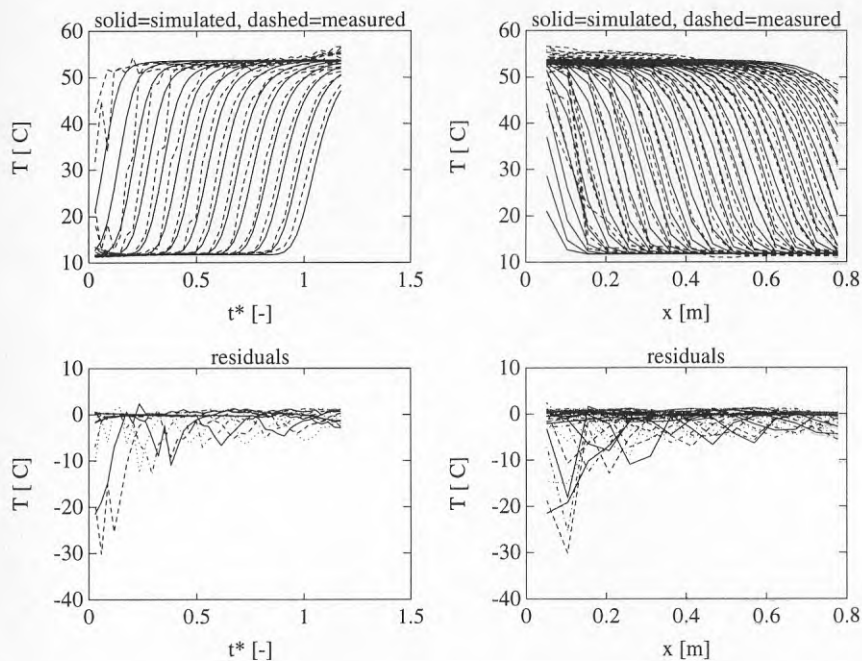
Tabell 3. RMS-felet för de olika laddningsflödena.

\dot{m}_{dt} [kg / s]	r_{RMS} [°C]	figur
0.032	1.61	10
0.066	1.64	11
0.097	1.23	12
0.129	1.84	13
0.194	2.69	14
0.260	2.22	15
0.306	3.20	16

Ett stort fel bara längst upp i tanken i början av försöken (som vid större laddningsflöden) behöver inte totalt sett vara så allvarligt om modellen väl beräknar temperaturerna i resten av tanken hela tiden, se t ex figur 13.

Vidare behöver inte detta fel heller vara så allvarligt om man primärt är intresserad av utloppstemperaturen från tanken.

Jämför man utloppstemperaturen i figur 10 och figur 16 ser man att modellens avvikelse är i ungefär samma storleksordning trots att det totala felet är olika enligt tabell 3.

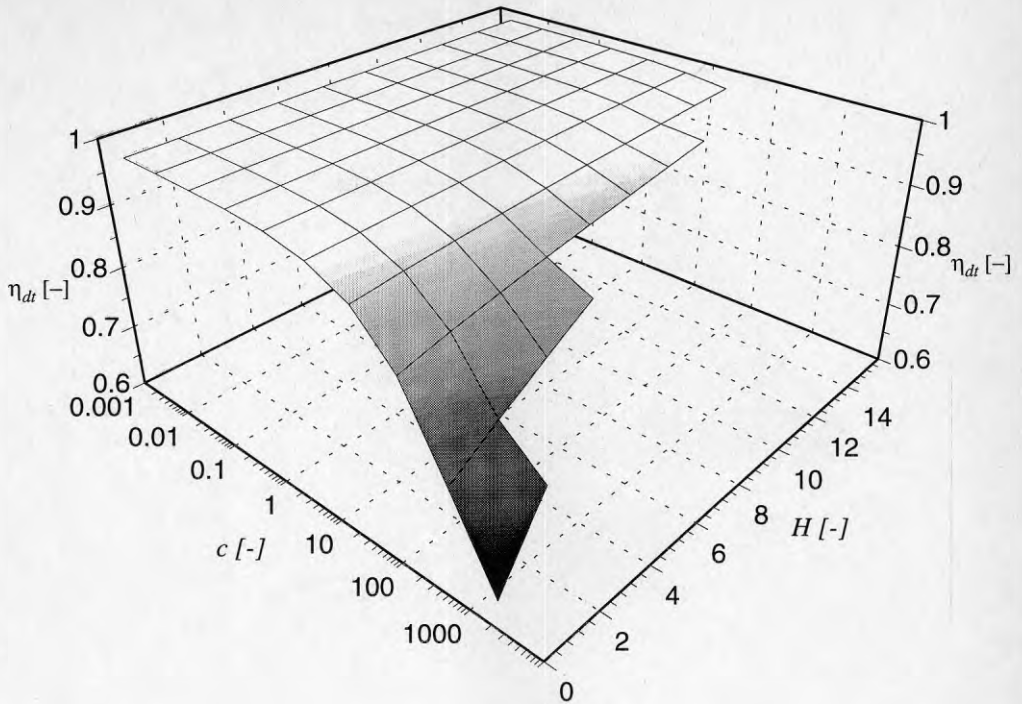


Figur 16. Jämförelse mellan modell och mätningar vid uppladdningsförlopp med $\dot{m}_{dt} = 0.306$ kg/s. Parametrar enligt mina beräknade korrelationer (ekvation 8).

Slutsatser av dessa modelleringsförsök blir att den använda modellen verkar kunna beräkna temperaturen i ett termiskt stratifierat lager, då laddning eller tappning sker (den kan ej hantera stillastående vatten). Det verkar emellertid som om man måste söka värden på parametrarna själv, eller kan det finnas något dolt fel i Cole & Bellinger [6] eller i detta arbete. Sådana fel skulle eventuellt kunna vara mätfel, som visades ovan.

7.1.3. Tankens verkningsgrad

Nu när vi känner till riktiga korrelationer och har rätt värden på modellens parametrar undrar man vad som händer med verkningsgraden då vissa av dem varierar inom olika intervall. Detta visas i *figurerna 17 och 18*. Till att börja med visas i *figur 17* hur värmeöverföringen från stålväggen och omblandningen vid inloppet påverkar verkningsgraden.

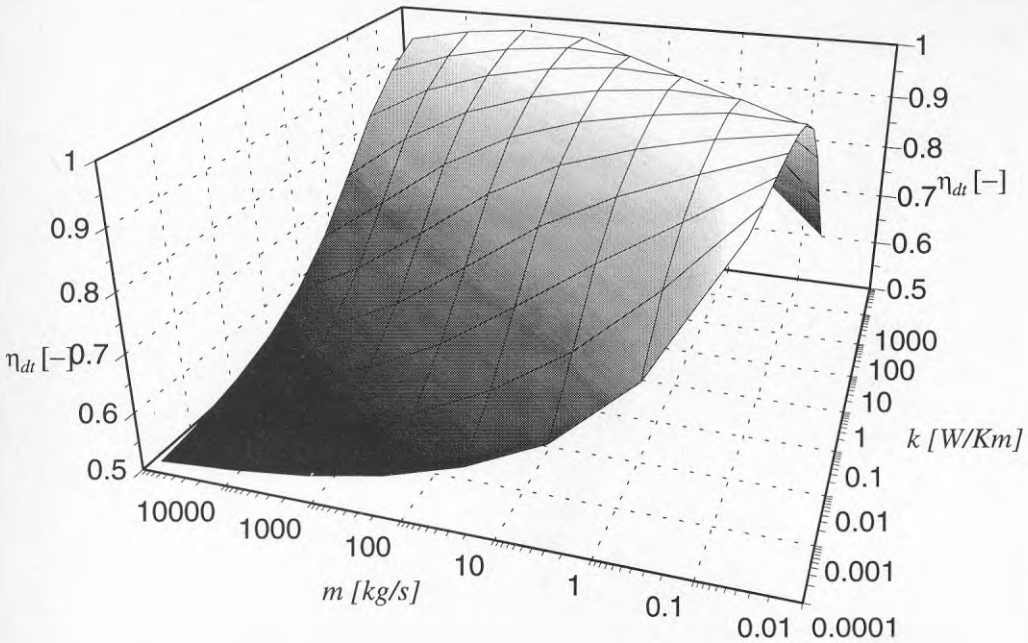


Figur 17. Stratifierad lagringstanks verkningsgrad som funktion av omblandning vid inloppet (c) och påverkan av stålväggen (H) ($k=0.640$ W/Km, $\dot{m} = 0.0966$ kg/s). Vid stora H och c är numeriken problematisk. Därför är dessa värden utelämnade.

Att omblandningen c varierar trots att \dot{m} är konstant kan sägas symbolisera lika stora tankar med olika utformning på munstyckena och med samma flöde.

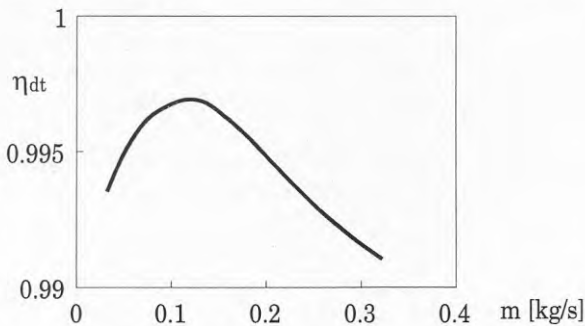
Återigen ser vi att verkningsgraden blir något *lägre* när stålväggen inverkar mindre, t ex genom att den isoleras på insidan eller tillverkas av ett annat material. Detta gäller speciellt då omblandningen vid inloppsmunstycket är kraftig. Det beror på att väggen hjälper till att kyla av den del av vattnet som inte är riktigt varmt utan har blandats med det kalla vattnet i tanken och blivit ljummet. Man eftersträvar ju en så skarp temperaturprofil som möjligt.

En god utformning på munstyckena verkar vara gynnsam för stratifieringen. Det ser ju till och med ut som om tillräckligt bra munstycken (låga c) gör att det inte är så noga med hur tankväggen är utformad.



Figur 18. Stratifierad lagringstanks verkningsgrad som funktion av massflödet (m) och fluidens värmeledning (k), ($c=c(Fo, Ri)$, $H=11.2599$).

I figur 18 visas istället hur en given tank påverkas av vilket massflöde som körs igenom den och vad som skulle hända om man ändrade på fluidens värmeledningsförmåga. Det sistnämnda låter lite väl hypotetiskt, men har sitt ursprung i att korrelationen för c också beror på Fo -talet som ju är beroende av k . Figur 18 visar att stora massflöden ger sämre tankverkningsgrad vid små k . Vid riktigt stora k kommer verkningsgradsförsämringen först vid små massflöden.



Figur 19. Stratifierad lagringstanks verkningsgrad som funktion av massflödet ($k=0.64$ W/Km, $c=c(Fo, Ri)$, $H=11.2599$). Massflödet varierar över det intervall som har använts vid parameterestimeringen i den analytiska modellen.

Man vinner vid stora flöden att gradientskiktet snabbare flyttar sig över hela tankvolymen varvid den del av utjämningen som beror på värmeledningen blir liten, men förlorar på att omblandningen vid munstycket blir större. Tydligt är dessa båda effekter av olika storlek vid olika värmeledningsförmåga.

Detta ser man också i *figur 19*. Denna visar tankens verkningsgrad som funktion av laddningsflödet för precis de flöden som har använts i *figurerna 10 - 16*. Liksom i *figur 18* är alltså här omblandningen flödesberoende enligt min korrelation (*ekvation 8*). Ett litet massflöde gör tydligen att skiktet i sig byggs upp bättre, men den långsamma transporten gör att konduktionen delvis hinner förstöra den kraftiga gradienten innan tanken är fulladdad. Vid stora flöden är utjämningen p g a konduktion istället liten. I gengäld är omblandningen vid munstycket så pass kraftig att gradienten redan från början är dålig. Tydligt finns det ett optimum mellan dessa båda ytterligheter. Det är i och för sig inte så kraftigt, men massflödet har heller inte varierats över ett speciellt stort intervall.

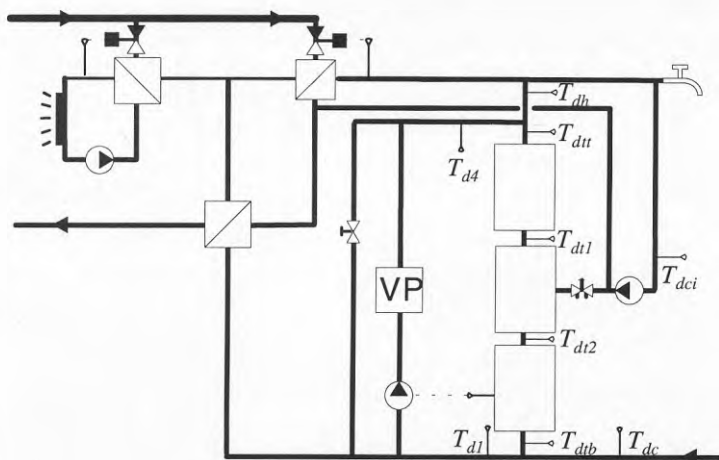
Observeras bör att delar av *figurerna 17 och 18* har beräknats med värden på parametrarna utanför det intervall jag har kunnat ta mätningar i. De grundar sig i och för sig på en korrelation, men ska nog ändå tas med en nypa salt. Linjen i *figur 19*, däremot, är bara en liten bit av det vita området i *figur 18*. Den grundar sig på modellrekonstruktion av temperaturförloppen precis för de flöden vilka modellen har anpassats till, dvs ingen extrapolering av modellen har skett.

De laddningsflöden man i normala, praktiska system väljer verkar vara i närheten av det optimala, även om man nog är omedveten om optimalt. Vid tappningar som ju är av högst varierande storlek avlägsnar man sig förmodligen från det bästa flödet. Detta märks nog mest vid riktigt stora tappningar då tanken inte längre ger lika många liter varmvatten som den skulle gjort vid ett lägre tappningsflöde. Vid små tappningsflöden kan det i gengäld vara så att man får skiktstillväxt p g a värmeledning i vattnet.

7.2. Fältmätningar

7.2.1. Värmepumpsanläggning

Det tidigare beskrivna värmepumpssystemet presenteras här genom att utvalda mätdata visas på olika sätt och kommenteras.



Figur 20. Principskiss med beteckningar på mätpunkterna över en anläggning med laddningsväxlersystem drivet av en frånluftsvärmepump. Ombyggd fjärrvärmeabbonnentcentral.

Tabell 4. Viktigare data för ett utvalt fältobjekt.

Akkumulatortank	3 st CTC typ 17 DS 2500 = 7500 l
Värmepump	FVP 10/12 44 kW avgiven effekt 12 kW kompressoreffekt

Det speciella med detta system står att finna i dess historiska utveckling. Från början var alla fastigheterna vid det aktuella kvarteret utmed denna gata anslutna till fjärrvärme med tvåstegskopplade abonnentcentraler.

1983 projekterades en komplettering av varmvattensystemen, se *figur 20* och *tabell 4*. Denna innebar att de nio fastigheternas vattenvärmare ersattes av ett gemensamt ackumulatortanksystem, värmt av en värmepump som kopplades till sex av fastigheternas frånluftsventilation. Man behöll emellertid de fjärrvärmeanslutna vattenvärmarna (och abonnemanget för dessa) hydrauliskt anslutna, så att de snabbt skulle gå att koppla in om så skulle behövas. Huset värmes efter ombyggnaden fortfarande av fjärrvärme via de ursprungliga radiatorvärmeväxlarna i varje fastighet.

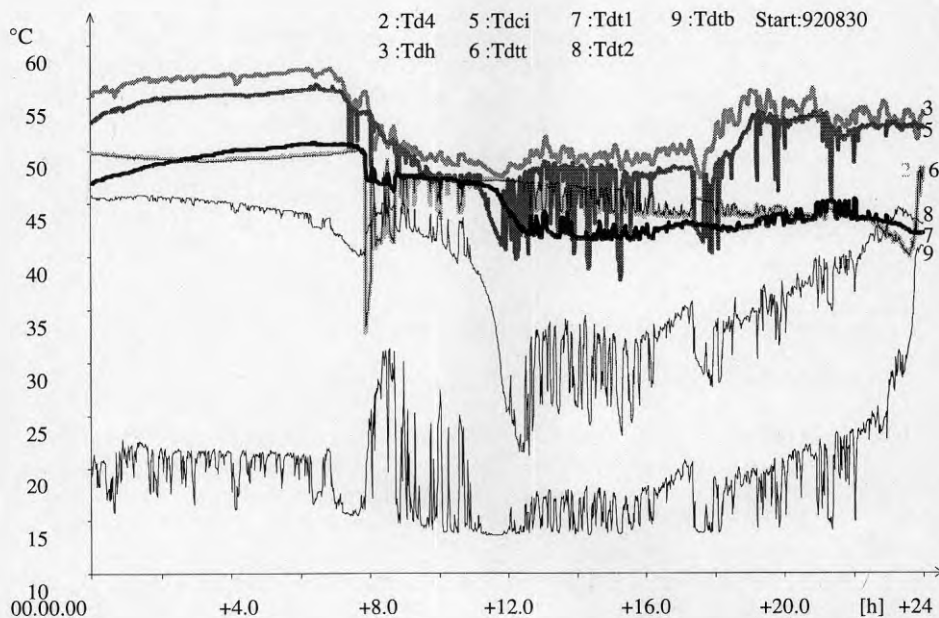
Tabell 5. De båda mätdataserierna från fältmätningens objektet.

Mätserie	a	b
Samplingstid [s]	10	10
Lagringstid [min]	1	10
Total mättid [d]	6	67
Mätperiod	1992-08-28 -- 1992-09-04	1992-10-05 -- 1992-12-10

Två olika mätserier har tagits upp i detta arbete, en första med högre tidsupplösning, och därefter en andra över en betydligt längre tidsperiod då mätningarna medelvärdesbildades hårdare, se *tabell 5*.

Att samplingstiden är 10 s och lagringstiden är 1 min innebär att mätning sker var 10:e s och varje minut lagras medelvärde av de tagna mätningarna sedan föregående mätning (i det här fallet 6 st mätningar). Detta är en teknik som använts för att mäta så att inte för mycket av detaljer försvinner, men ändå utan att drunkna i mätdata. Mätserie a användes dels för att studera förloppen mera i detalj, dels för att välja en lagom kraftig medelvärdesbildning för mätserie b.

I *figur 21* har ett exempel på förlopp tagna under en dag ritats upp. Figuren visar alla mätpunkter utom 1: T_{dl} och 4: T_{dc} för att inte göra bilden alltför otidlig.



Figur 21. Exempel på uppmätt förlopp taget med hög tidsupplösning. Notera till exempel de stora variationerna av varmvattentemperaturen, och att VVC:n verkar värma tanken under natten.

Denna figur ska nu kommenteras lite utförligare. Diagrammet visar temperaturer som funktion av tiden under 24 h. Tidsaxeln startar vid midnatt 1992-08-30

(dvs klockan 00:00:00). Då inga flödesmätningar har gjorts är det svårt att lista ut vad som egentligen har hänt i systemet.

Allmänt kan man säga att det inte är speciellt höga temperaturer som har mätts upp. Detta gäller inte bara för det visade dygnet utan för hela de bägge mätperioderna. Inte en enda registrering över 60°C har noterats.

Det verkar som om värmepumpen har någon slags tidsstyrning, så att den står still under natten mellan 00 och 07. När laddningen från värmepumpen startar vid sju- halvåtta tiden ser man också en tydlig djupdykning på utloppstemperaturen från värmepumpen ($2:T_{d4}$). Det tar rätt lång tid innan denna temperatur har kommit upp till riktigt värde igen (ca 0.5 timmar).

Temperaturen från värmepumpen ($2:T_{d4}$) och temperaturen in/ut ur tanken vid toppen ($6:T_{dt}$) är alltid samma. Detta visas också senare i texten med korrelationsanalys och regression. Dessa båda temperaturer är 50°C i början av dygnet och minskar för att på sena eftermiddagen vara så låga som 45°C.

Att temperaturen $8:T_{dt2}$ ca klockan 12 går ner är ett tecken på att det har förbrukats så mycket varmvatten att det har kommit in kallvatten nerifrån i tanken upp till den nivå där denna givare sitter, dvs ca en sjättedel nerifrån. Även $7:T_{dt1}$ verkar att i viss mån reagera på samma sätt under dagens löpp.

Högst notabelt är att det finns temperaturer som är högre än $2:T_{d4}$ och $6:T_{dt}$. Det borde inte kunna förekomma sådana nivåer, då varmvattentemperaturen ju ska ha sitt ursprung i värmepumpen. Speciellt ser man att $3:T_{dh}$ som är den egentliga varmvattentemperaturen kan vara upp till 10°C över $2:T_{d4}$. Det är till och med så att även $5:T_{ci}$ som är temperaturen på VVC-returen (dvs något avsvältnat varmvatten) oftast är över $2:T_{d4}$. Det finns några olika tänkbara förklaringar till detta:

- Mätfel
- Vattnet rinner på ett icke genomskädat sätt
- Värmeledning från stamledningen från fjärrvärmeväxlaren

Detta problem är högst sannolikt orsakat av att de gamla fjärrvärmeväxlarna för varmvatten fortfarande är inkopplade. Egentligen borde de vara avstängda med ventiler på fjärrvärme- och varmvattensidan, men så har alltså inte varit fallet vid mätningen. Faktum är att redan vid den inledande besiktningen av anläggningen så upptäcktes denna felaktiga inkoppling och att reglerventilen var delvis öppen. Det ska inte vara tillåtet att mata in varmt vatten i den kalla porten på en fjärrvärmeväxlare. Ventiler på fjärrvärmesidan stängdes då, men då mätutrustningen monterades ut befanns dessa ventiler ånyo vara öppnade. En fastighets-skötare (?) dök upp och förklarade att folk genast hade börjat ringa med klagomål efter vår avstängning. De hade bara 35°C längst ut!

VVC-vattnet värmer tanken under natten. Detta kan man se på att $7:T_{dt1}$ stiger ungefär likadant som $5:T_{dci}$ mellan 00 och 07 utan att $2:T_{d4}$ gör det förrän närmre 07. En del av VVC-returen går in mitt på tanken och en större del går in i fjärrvärmeväxlaren där det troligen värms upp till en ganska hög temperatur.

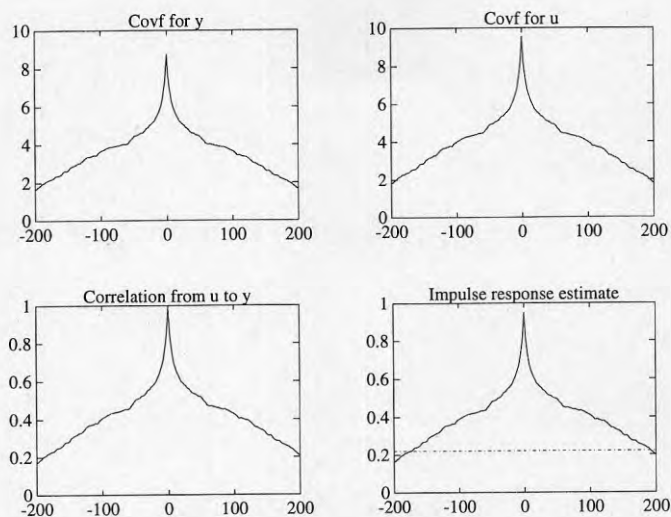
Därefter går det runt i varmvattenledningen i husen, kommer tillbaka och är då fortfarande så varmt att det faktiskt värmer upp övre delen av tanken.

Varmvattentemperaturen, $2:T_{dh}$, varierar ganska mycket. Under det visade dygnet verkar den kunna ha varierat ca 10°C . Detta är antagligen inte helt tillfredsställande för förbrukarna.

Vid egna mycket enkla tappningar företagna senare (1993-02-07) visade sig det varmvatten som kommer vid tappstället i en källare vara mycket varmt. Det var så varmt att skållningsrisk nog föreligger. Det innebär att temperaturen vid det tillfället var betydligt över 50°C , sannolikt upp mot 65°C . Vid tillfället saknades tyvärr mätutrustning.

För hela mätserie a har korrelationsanalys företagits för att söka utrona eventuella samband mellan de olika registrerade temperaturerna.

I figur 22 visas det första resultatet från en sådan analys.

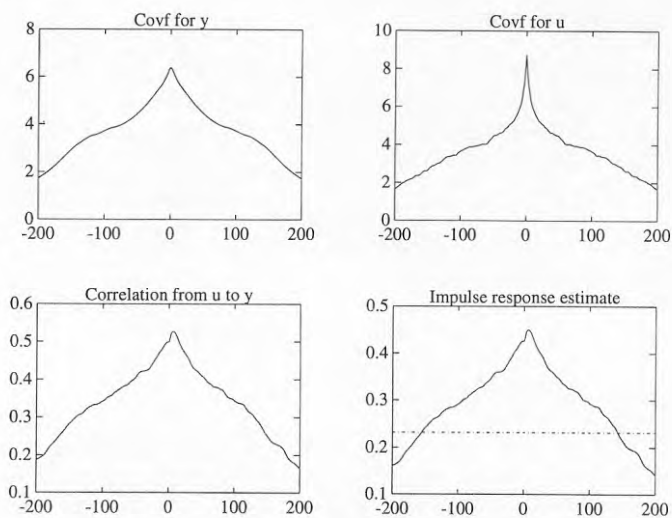


Figur 22. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=T_{dh}$ från ett system med insignalen $u=T_{d4}$. Anges s f a tidsförskjutning i antal steg (1 steg = 1 min).

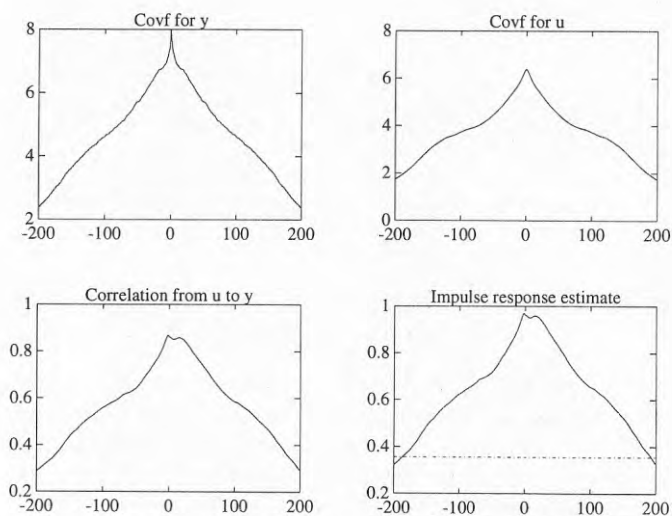
Figuren visar kovariansfunktionen för T_{dh} och T_{d4} och korrelationen mellan dessa som funktion av tidsförskjutningen. Tidsförskjutningen anges som no of lags vilket för mätserie a blir det samma som tidsförskjutningen uttryckt i minuter. Kovariansfunktionen säger något om graden av oberoende mellan två variabler, se *Montgomery* [14]. Det innebär att om u och y är oberoende så är $\text{cov}(u,y)$ noll⁴. Korrelationsfunktionen uttrycker graden av beroende som funktion av tidsförskjutningen mellan variablerna.

⁴Motsatsen behöver inte vara sann; om $\text{cov}(u,y)=0$ så är u och y inte nödvändigtvis oberoende, enligt *Montgomery*.

Att korrelationen är 1 vid tidsförskjutningen 0 innebär att variablerna är starkt kopplade till varandra utan tidsfördröjning. Detta visas även längre fram med enkel linjär regression. Man ser även i *figur 21* att dessa båda givare alltid registrerar samma temperatur.



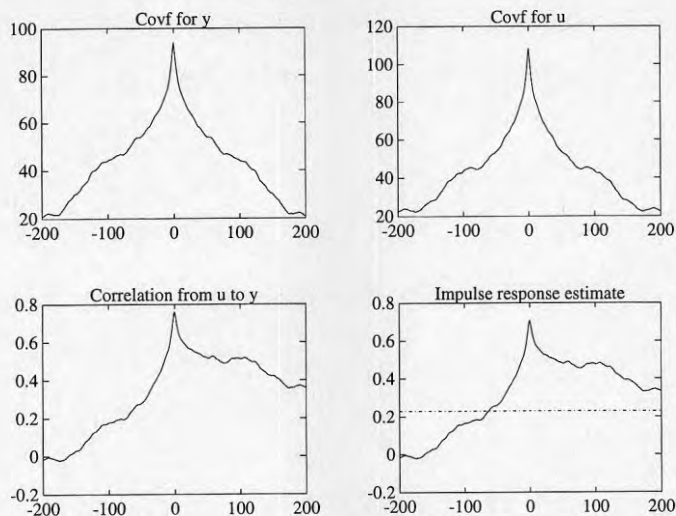
Figur 23. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=T_{dh}$ från ett system med insignalen $u=T_{du}$.



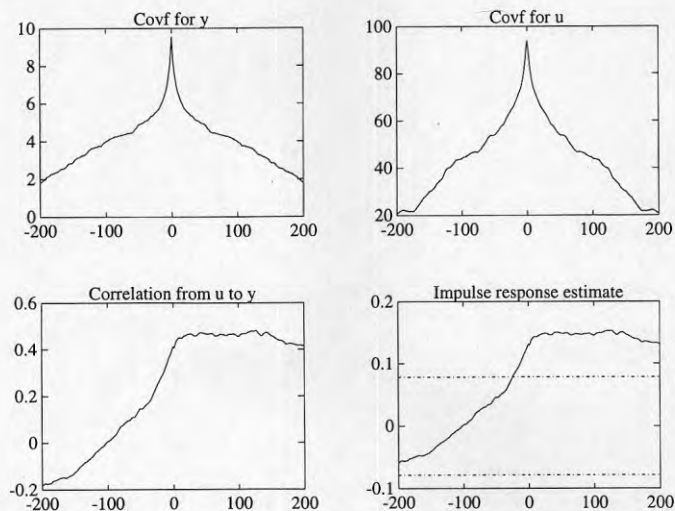
Figur 24. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=T_{ci}$ från ett system med insignalen $u=T_{dh}$.

I *figur 23* visas att sambandet mellan varmvattentemperaturen T_{dh} och tanktopp-temperaturen T_{du} är svagt och nästan inte tidsförskjutet. Detta är egentligen för-

vånande, men är ytterligare ett sätt att visa att den reella varmvattentemperaturen inte härstammar från enbart lagringstanken, utan också påverkas av en annan värmekälla, det vill i det här fallet säga fjärrvärmväxlaren.



Figur 25. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=Td1$ från ett system med insignalen $u=Tdtb$.

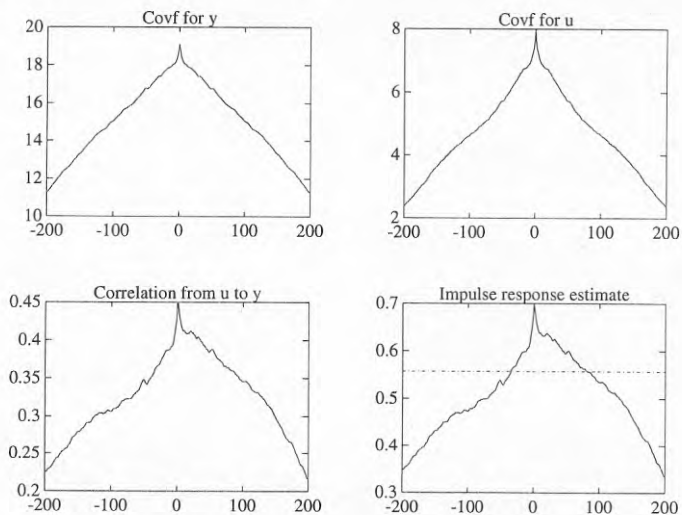


Figur 26. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=Td4$ från ett system med insignalen $u=Td1$.

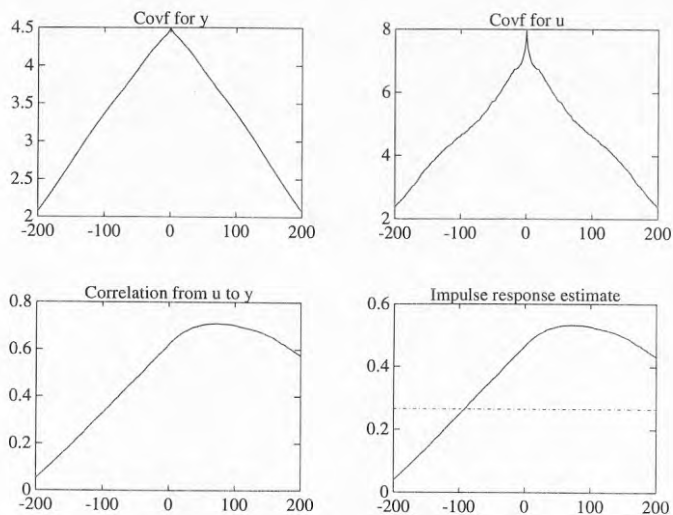
Figur 24 visar att temperaturen på returvattnet från varmvattencirkulationen är korrelerat med varmvattentemperaturen. Man kan också ana en svag tidsför-

dröjning på 15-20 minuter för en svängning på varmvattentemperaturen att återkomma på VVC-returen.

Figur 25 visar att temperaturen som går till värmepumpen ganska ofta är kopplad till temperaturen på vattnet som lämnar tankens bottenutlopp.

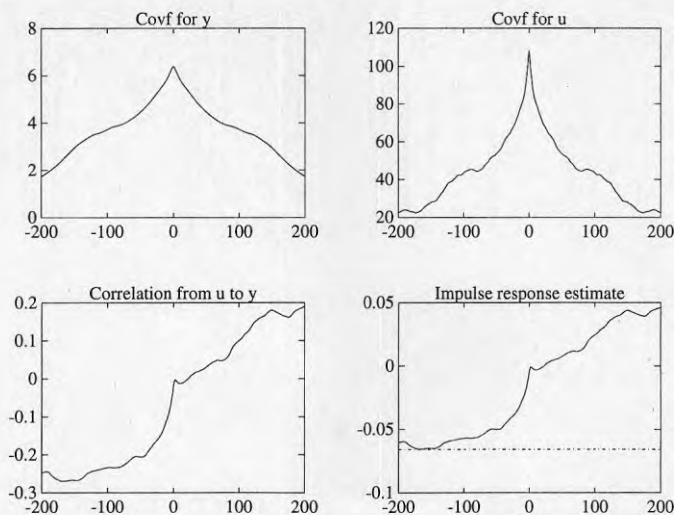


Figur 27. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=T_dci \cdot t^2$ från ett system med insignalen $u=T_dci$.



Figur 28. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=T_dci \cdot t$ från ett system med insignalen $u=T_dci$.

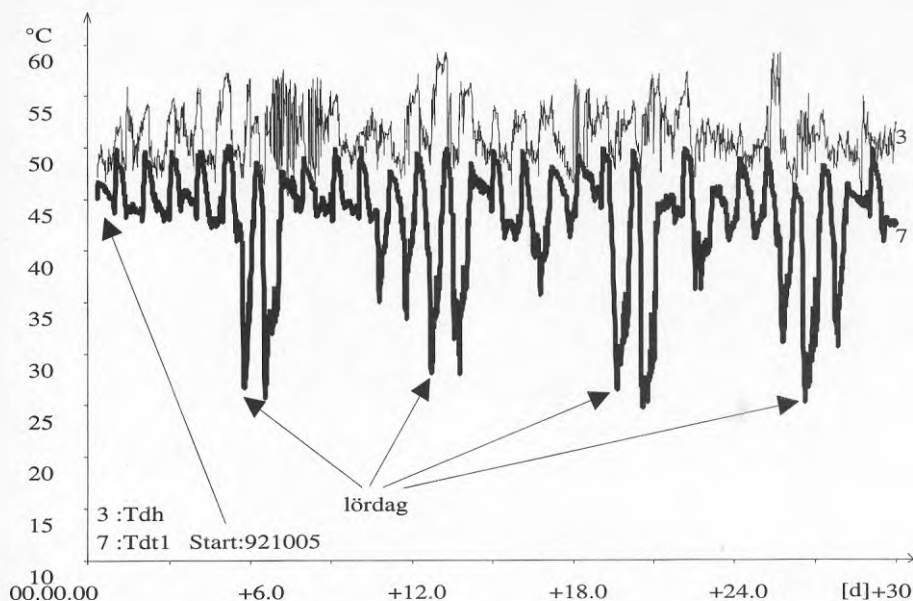
Figur 26 visar en svag korrelation mellan den av värmepumpen levererade temperaturen och temperaturen på vattnet som går till värmepumpen. Detta bör betyda att värmepumpen ligger och reglerar på sitt inställda börvärde och har en reglerutrustning som inte är trasig.



Figur 29. Korrelationsanalys då utsignalen är $y=T_{dh}$ från ett system med insignalen $u=T_{db}$.

Figurerna 27 och 28 visar att vattnet från VVC-ledningen huvudsakligen går uppåt i tanken (starkare korrelation). Vidare ser man här en tidsfördröjning på ca 75 min. Detta är också ganska sannolikt då man sätter sig och betraktar de uppmätta förloppen som i figur 21. Jämför till exempel med vad som händer under natten, då VVC-returen tydligen verkar värma övre delen av tanken.

I figur 29 visas slutligen att varmvattentemperaturen inte alls är beroende av tankens botten temperatur. Denna korrelation beräknades för att se om det skulle gå att gissa varmvattenflödet som kanske påverkar dessa båda temperaturer. Uppenbarligen fanns inget som helst samband mellan dem.

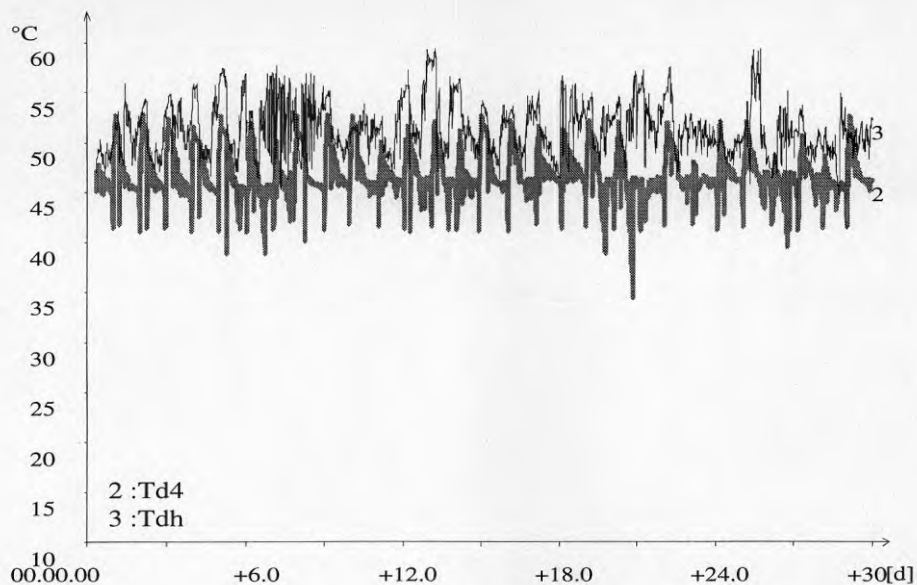


Figur 30. Temperatur på varmvattnet och i den övre delen av tanken från dataserie b under den första månaden.

Nu övergår vi istället till att betrakta dataserie b som ju har tagits med samma samplingstid men med ett tiodubblat lagringsintervall. Det innebär att dessa värden är hårdare medelvärdesbildade. Denna serie gör det möjligt att betrakta mera övergripande tendenser, som i *figur 30*.

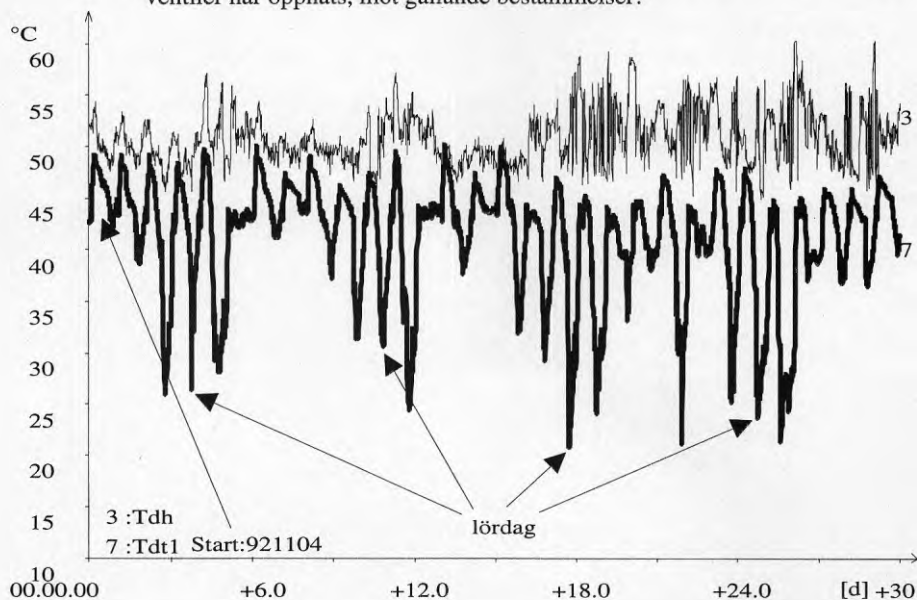
Den feta linjen i denna figur visar temperaturen mätt en tredjedel uppifrån i tanken (egentligen mellan de båda översta tankarna). Ett ganska tydligt veckomönster syns för denna temperatur. Att den är lite kallare just vid helgerna är ett tecken på att det då förbrukas mer varmvatten än annars. Kallvattnet kommer alltså lite längre upp i tanken än under veckodagarna.

Figur 31 visar förutom samma varmvattentemperatur som *figur 30* även temperaturen på det vatten som värmepumpen levererar till tanken eller varmvattenförbrukarna. Liksom tidigare är det högst anmärkningsvärt att denna kan vara **lägre** än varmvattentemperaturen. Det beror troligen på den tidigare nämnda fjärrvärmväxlaren som felaktigt är inkopplad och som på något sätt spetsar temperaturen från värmepumpen.

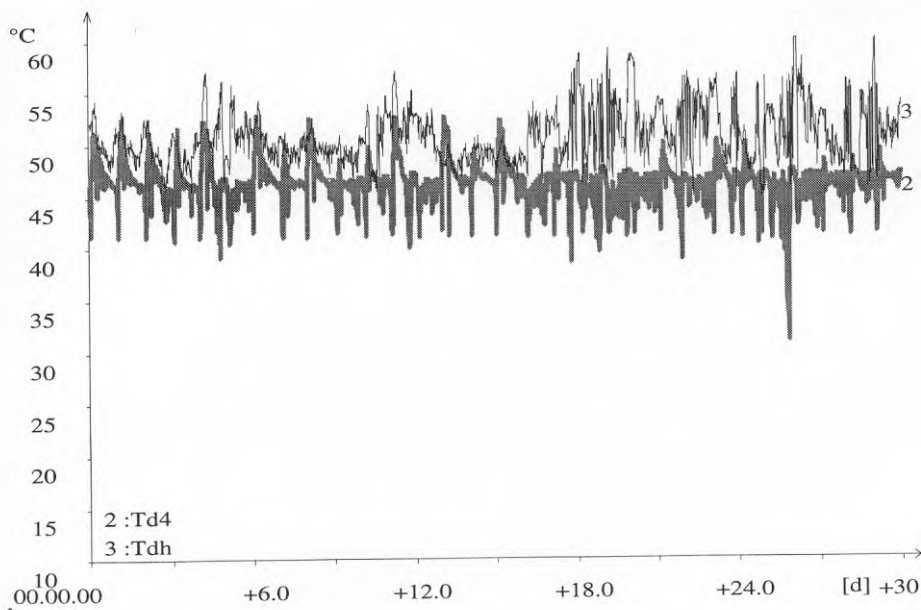


Figur 31. Temperatur på varmvattnet och vattnet från värmepumpen från dataserie b under den första månaden.

Notera också den relativt låga temperaturen från värmepumpen, endast ca 46°C. Det är kanske inte så konstigt att fjärrvärmväxlarens primära avstängningsventiler har öppnats, mot gällande bestämmelser!



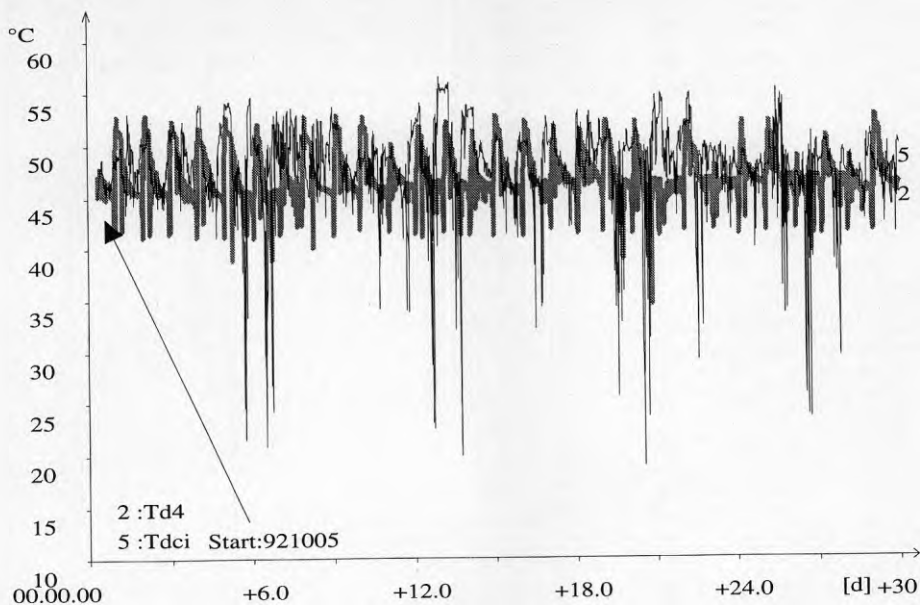
Figur 32. Temperatur på varmvattnet och i den övre delen av tanken från dataserie b under den andra månaden.



Figur 33 . Temperatur på varmvattnet och vattnet från värmepumpen från dataserie b under den andra månaden.

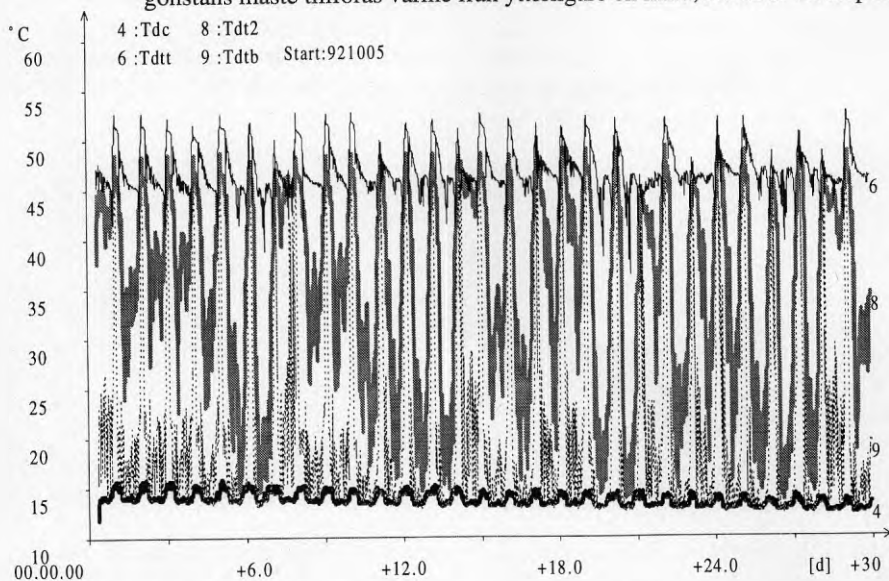
I figurerna 32 och 33 visas samma temperaturer som i de båda tidigare figurerna (30 och 31), men för den andra månaden i mätserie b. Också här ses ett tydligt veckomönster i varmvattenförbrukningen. Detta mönster återkommer faktiskt också i värmepumpstemperaturen T_{d4} , om än i mindre omfattning.

Det är också frapperande kraftiga variationer i varmvattentemperaturen. Det skulle kunna bero på att en liten del vatten rinner genom fjärrvärmväxlaren som inte klarar att reglera temperaturen bra, p g a att sekundärflödet kanske är för litet, dvs regulatorn går i on/off-drift.



Figur 34. Temperatur på varmvattencirculationen (VVC) och vattnet från värmepumpen från dataserie b under den första månaden.

Figur 34 visar att till och med returen från VVC alltid är varmare än det vatten som kommer från värmepumpen. Återigen ett exempel på att varmvattnet någonstans måste tillföras värme från ytterligare en källa, förutom värmepumpen.



Figur 35. Tanktemperaturer från dataserie b under den första månaden.

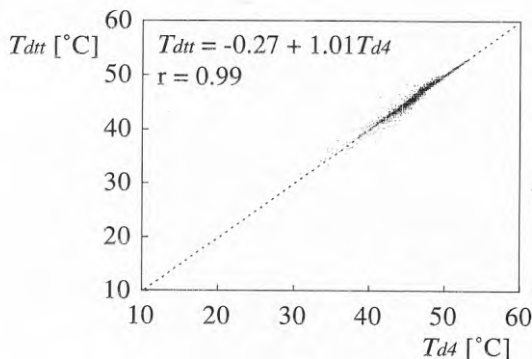
Slutligen visas i *figur 35* hur tanktemperaturerna varierar under mätserie b:s första månad. På vissa nivåer är tanken förvånansvärt ofta i mellanvarma temperaturer. Detta skulle eventuellt kunna befördra bakterietillväxt.

Detta gör att man genast blir intresserad av att veta mera genomsnittliga temperaturer under hela mätperioden. I *tabell 6* presenteras medelvärde och standardavvikelse för alla nio temperaturmätpunkter.

Tabell 6. Medelvärde och standardavvikelse för alla nio temperaturmätpunkter under mätperiod b, samt uppmätta koncentrationer av Lipopolysackarider, som är ett mått på mängden bakterier.

	medelvärde [°C]	standardavvikelse [°C]	LPS [ng/ml]	anm.
T_{d1}	17.61	9.30		
T_{d4}	46.36	2.16		
T_{dh}	51.09	2.59		
T_{dc}	12.81	1.10	0	
T_{dci}	47.65	3.94		
T_{dt}	46.34	2.18		
T_{dr1}	41.72	5.79	9	
T_{dr2}	33.72	10.26	12	
T_{dtb}	19.24	9.11	300	
			3	(lång tömning ⁵)

Det är liksom tidigare tydligt att T_{d4} och T_{dt} visar samma temperatur. Det ser man också då man gör linjär regression mellan de båda. Det är mycket få punkter som hamnar utanför regressionslinjen, se *figur 36*. Regressionskoefficienten visar också på kraftigt beroende.

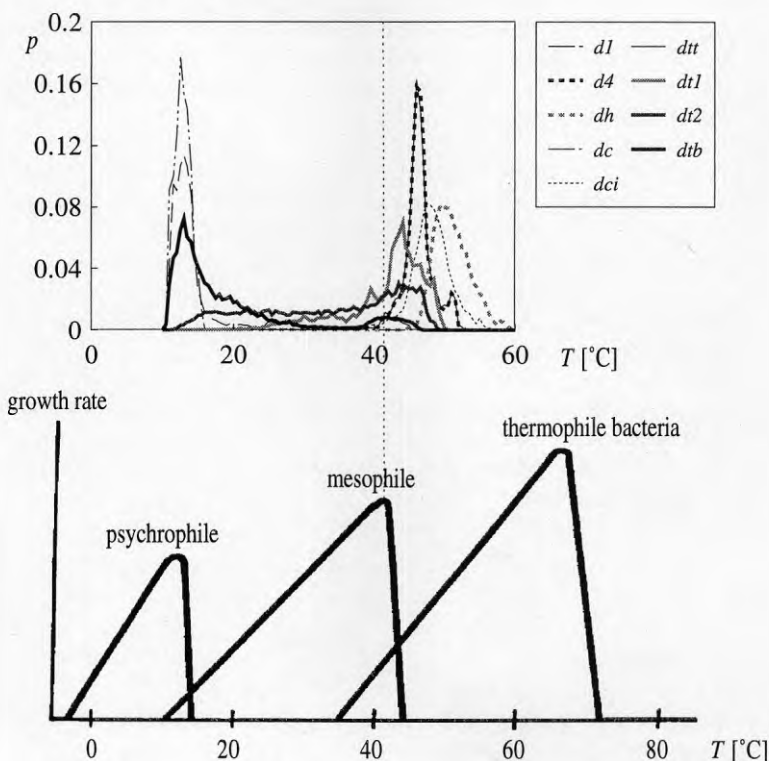


Figur 36. Linjär regression på dataserie b som visar att temperaturen vid tanktoppen alltid är densamma som temperaturen från värmepumpen.

⁵Vid denna provtagning tappades ut så mycket vatten att det såg ut att ha klarnat. Ca 10 l tömdes innan provet togs.

I tabell 6 visas också resultatet från en analys av mängden *Lipopolysackarider* (LPS) utförd med hjälp av en kombination av gas-kromatografi och mass-spektrometri, se *Mielniczuk, Mielniczuk och Larsson [15]*. LPS är ett mått på totalmängden levande och döda bakterier i de vattenprover som har tagits vid de utvalda mätpunkterna. Dessa valdes att vara temperaturer på olika nivåer i varmvattentanken. Proven är tagna från avtappningarna längst ner i varje tank och ur säkerhetsventilen vid kallvattenarmaturen. Proverna togs just då mätperiod b avslutades, det vill säga vid samma tillfälle som mätdata hämtades hem. Således visar mätdata de temperaturer som har varit i anläggningen de två månaderna före provtagningen.

Ett intressant maximum finns här längst ner i tanken (eller rättare: i botten på den understa tanken). Alla vattenprover togs genom att börja med att släppa ut 0.5 till 1 l vatten för att inte det vatten som har stått i själva avtappningsledningens ska vara det som provas.



Figur 37. Relativ frekvensfördelning för alla nio temperaturmätpunkter under mätperiod b (ca 2 mån) och typiska bakterietillväxthastigheter för olika bakterier som funktion av temperaturen. *Legionella* är en mesofil bakterie. Klassbredden till grund för beräkningen är 0.5°C och totala antalet värden är 9507 st per temperaturmät-punkt.

Just det nedersta vattenprovet var väldigt grumligt. Därför gjordes ytterligare ett avtappningsprov där provet togs först då vattnet såg ut att ha klarnat. Detta medförde att ca 10 l fick tappas ut (=lång tömning). Det är mycket möjligt att

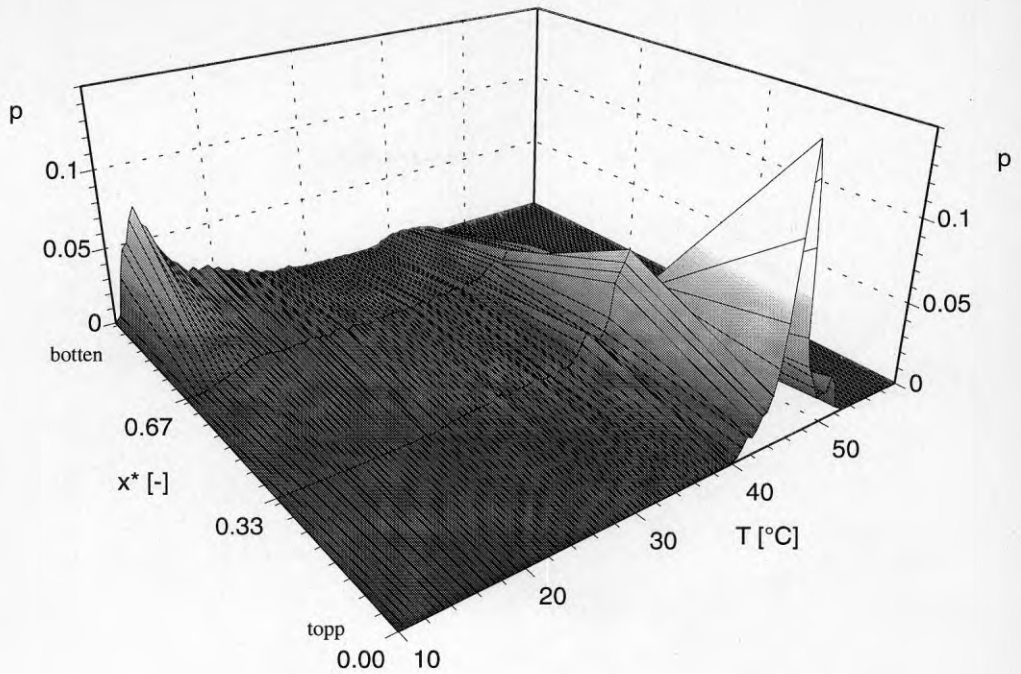
den nedersta tanken verkar som smutsfälla, då allt färskvatten som kommer in i anläggningen först kommer till den. De flesta partiklarna i vattnet skulle då kunna tänkas falla till botten i denna tank och inte komma vidare i så hög grad. Detta kan vara en förklaring till grumligheten i denna tank.

En förklaring till de uppmätta bakteriehalterna kan vara de genomsnittliga temperaturerna i *tabell 6*. För att beskriva ännu tydligare vilka temperaturer som har varit de två månaderna innan provtagningen gjordes, har alla mätpunkters relativa frekvensfördelning beräknats, se *figur 37*. Detta är således detsamma som att göra histogram för de olika mätpunkterna. En klassbredd på 0.5°C ger en lagom detaljeringsgrad i fördelningskurvorna. Smalare klasser ger "brusigare" kurvor, bredare klasser onödigt mycket histogramutseende (trappstegform) för den ganska stora datamängd som här föreligger, knappt 10000 punkter per mätpunkt.

Figuren 37 visar att det inte är omöjligt att förklara de uppmätta bakteriehalterna, då det är känt att några bakterier som kan finnas i den här typen av system har den visade tillväxthastigheten. Det skulle alltså kunna vara så att de ganska låga temperaturerna längst ner i tanken ($=T_{db}$ och i viss mån T_{di2}) har orsakat ökad bakteriehalt i anläggningen.

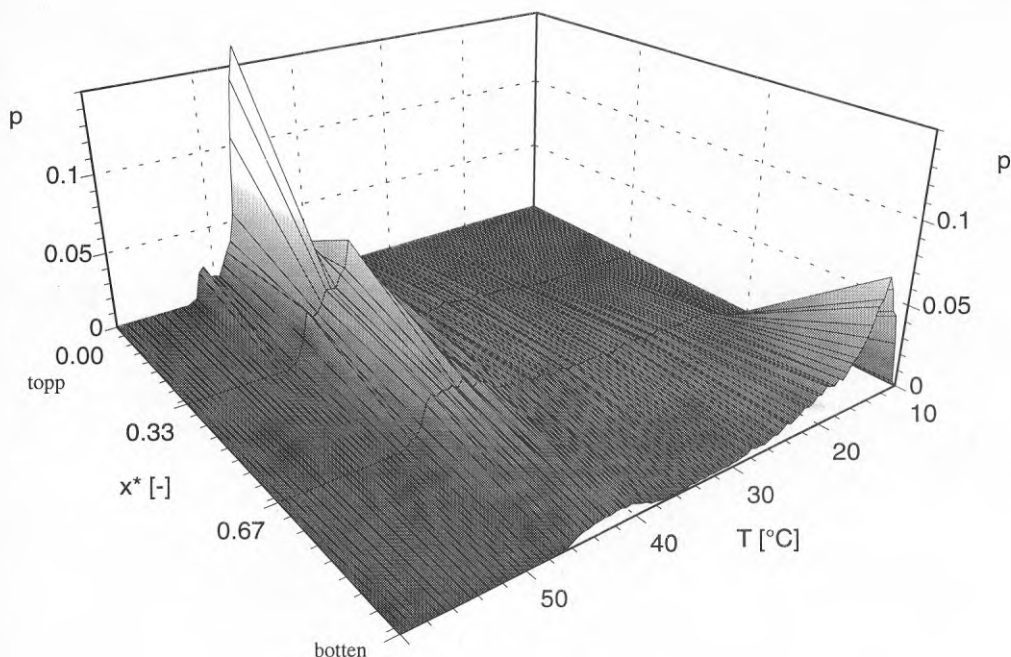
T_{dh} och T_{dci} har väldigt lika fördelning, men olika medelvärde, vilket förklaras av VVC-ledningens värmeförlust. Att de har högre medelvärde, lägre topp och bredare fördelning än T_{d4} måste vara ett tecken på att värme tillförs varmvattnet från fjärrvärmväxlaren på ett nästan slumpmässigt sätt med ganska varierande temperatur. Antagligen är temperaturen på vattnet som går ut till tappställena beroende av det aktuella flödet i fjärrvärmväxlaren som kanske till och med arbetar med on/off-reglering.

Ett sätt att gissa på vilka temperaturer som har varit mellan mätpunkterna i tanksystemet är att rita upp tredimensionella diagram som i *figurerna 38* och *39*. De visar således samma relativa frekvensfördelning som ovan i *figur 37* men ritat på ett annat sätt.



Figur 38. Relativ frekvensfördelning av temperaturer som funktion av djupet i varmvattentankarna och temperaturen.

I de båda figurerna ser man att det verkar som om det oftast har varit temperatur som promoverar mesofil bakterietillväxt någonstans mellan $x^*=1$ och $x^*=0.66$. Detta kan förklara de uppmätta bakteriehalterna i tabell 6.



Figur 39. Relativ frekvensfördelning av temperaturer som funktion av djupet i varmvattentankarna och temperaturen.

7.3. Laboriemätningar

Flera mätserier upptagna i fjärrvärmelaboratoriet Ansgar på Institutionen för Värme- och kraftteknik vid Lunds Tekniska Högskola diskuteras här.

7.3.1. Returtemperatur från laddningsväxlersystem

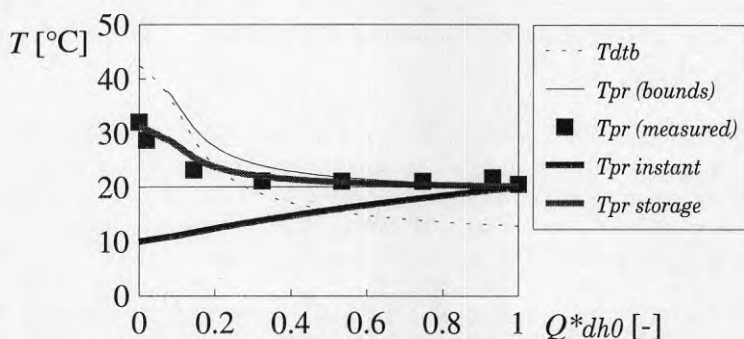
Då returtemperaturen från en varmvattenberedare i flera typer av system är en viktig parameter, har ett särskild försök gjorts för att söka klarlägga denna. Med returtemperatur avses temperatur på primärsidan av den värmväxlare som laddar varmvattentanken. Den saknas således hos till exempel de flesta elektriska varmvattenberedare. Speciellt intressant är den för sådana värmekällor vars funktion i något avseende är beroende av returtemperaturens nivå. Detta gäller t ex för värmepumpar, solvärme, kondenserande pannor och fjärrvärme.

Det system som har valts ut är ett rent laddningsväxlersystem. Den aktuella riggen har tidigare använts av Winberg [16]. Där visades att ett sådant system kan ge samma returtemperatur som en genomströmningsberedare vid maximal varmvattenlast, dvs dimensionerande varmvattenlast. En viktig fråga är nu vilken returtemperatur ett sådant laddningsväxlersystem har vid dellast, och att jämföra den med ett genomströmningssystem.

Det som är speciellt med ett laddningsväxlarsystem är att det mot slutet av varje återladdning av tanken kommer ut en mindre mängd ljummet vatten, istället för kallt. Detta orsakar förstås en högre temperatur även på primärsidan av värmewäxlaren. Normala laddningsväxlarsystem arbetar med konstant laddningsflöde. En genomströmningsberedare ger vid minskande last allt lägre returtemperatur, på grund av det lägre flödet på sekundärsidan (=tappningsflödet) om man bortser från eventuell VVC.

En försöksserie har gjorts för att visa denna genomsnittliga returtemperatur från laddningsväxlarsystemet och jämförs därefter med enkla beräkningar på både laddningsväxlarsystem och genomströmningsberedare.

Genom att starta serien vid den maximala varmvattenlast som systemet klarar och därefter gradvis minska den för varje ny testkörning får man en serie med försök för vilka den genomsnittliga returtemperaturen kan studeras. Den maximala varmvattenlasten bestäms med den tyska normen *DIN 4708* [17]. I denna norm preciseras bl a en experimentell bestämning av det största antal normallägenheter, N , som en anläggning klarar att försörja med varmvatten. I förestående undersökning antas vidare att dellast kan beskrivas som ett tappningsprogram avsett för ett lägre N .



Figur 40. Uppmätt och beräknad returtemperatur från värmewäxlare ansluten till laddningsväxlarsystem vid dellast. Figuren visar också returtemperatur från en ren genomströmningsberedare s f a varmvattenlasten.

Resultatet av mätningarna visas i *figur 40* tillsammans med de beräknade returtemperaturerna. Det är den genomsnittliga returtemperaturen som visas i figuren. Den har beräknats med hjälp av den massflödesviktade momentana temperaturen.

Mätningarna visar tydligt att ett laddningsväxlarsystem inte får lägre returtemperatur vid dellast, utan snarare något ökad, speciellt vid riktigt liten varmvattenlast. Detta måste bero på att den ljumma andelen vatten vid slutet av laddningen relativt blir allt större vid små tappningar/laddningar. Jämför detta med den rena genomströmningsberedaren som i figuren bara behandlas matematiskt. Den ger vid dellast lägre returtemperatur än vid dimensionerande last. Dimensionerande returtemperatur för genomströmningsberedaren i *figur 40* är lika med den experimentellt uppmätta för laddningsväxlarsystemet vid dimensionerande varmvattenlast.

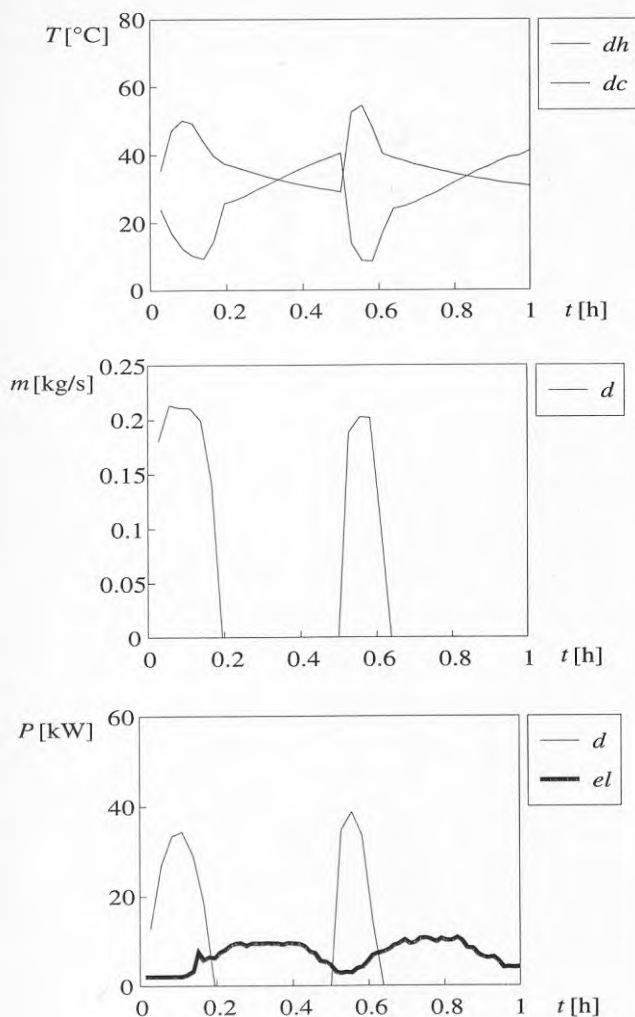
Ett försök har också gjorts att beräkna returtemperaturen från ett laddningsväxlersystem i *figur 40*. Om man antar att dellast kan beskrivas som endast en tappning blir det ganska enkelt att beräkna returtemperaturen eftersom minskande last då huvudsakligen innebär att återuppladdningen bara startar från en position närmre tankens botten. Nu startar laddningspumpen redan då tappningen pågår och resulterar ju därmed också i en returtemperatur. Ett enkelt antagande kan då lämpligen vara att returtemperaturen är medelvärdet av den man får av laddning under tappningen (dvs densamma som dimensionerande returtemperatur) och den som uppstår vid laddning då tappningen har upphört (dvs den del som på slutet stiger p g a övergångsskiktet). Alla dessa tre returtemperaturer finns i *figur 40*. I *figur 40* är de båda tunna heldragna linjerna de som beräknats för den del av laddningen som sker under tappningen respektive efter tappningen, och den grova gråa medelvärdet av de båda föregående. Man hamnar med det beskrivna beräkningsförfarandet förvånansvärt nära den experimentellt uppmätta returtemperaturen.

En praktiskt viktigt slutsats av denna delundersökning blir således att ett laddningsväxlersystem får högre returtemperatur vid dellast än vid maxlast. Då en genomströmningsberedare har lägre returtemperatur vid dellast än vid maxlast innebär förstås detta att ett laddningsväxlersystem har högre returtemperatur än en genomströmningsberedare vid dellast. Detta beror på övergångsskiktet och det konstanta laddningsflödet hos ett laddningsväxlersystem.

7.3.2. Villapanna

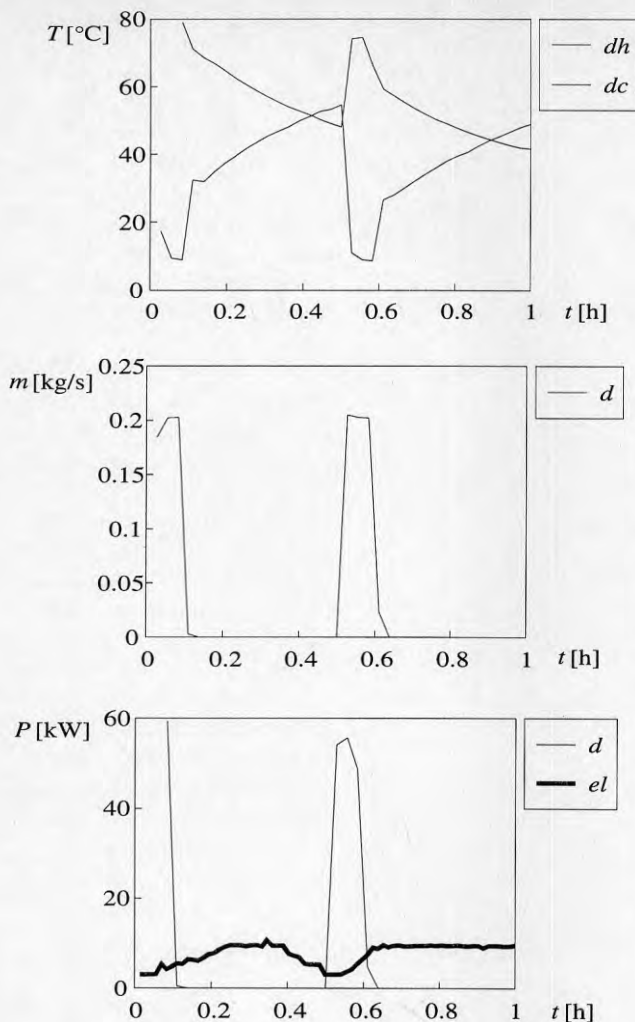
Ett ganska vanligt varmvattenberedarsystem i svenska villor är idag det som finns i en normal panna med olje-brännare. En del pannor har ibland också möjlighet att använda el via inbyggda elpatroner eller dockad elkassett. I många år har det också funnits kombipannor på marknaden, det vill säga sådana där det finns en speciell eldstad för fast bränsle, förutom oljedelen.

För att testa en idé som går ut på att koppla en fjärrvärmväxlare på en oljepanna för att senare byta den till en riktig abonnentcentral har en försöksserie gjorts på detta tema i fjärrvärmelaboratoriet hos Institutionen för Värme- och kraftteknik vid Lunds Tekniska Högskola. På det viset skulle man underlätta fjärrvärmeanslutning av en abonnent som fortfarande har en helt eller delvis fungerande anläggning och kanske inte vill eller kan investera nytt.



Figur 42. El/olja-panna med panntemperatur 65°C. Klarar inte tappningsprogrammet.

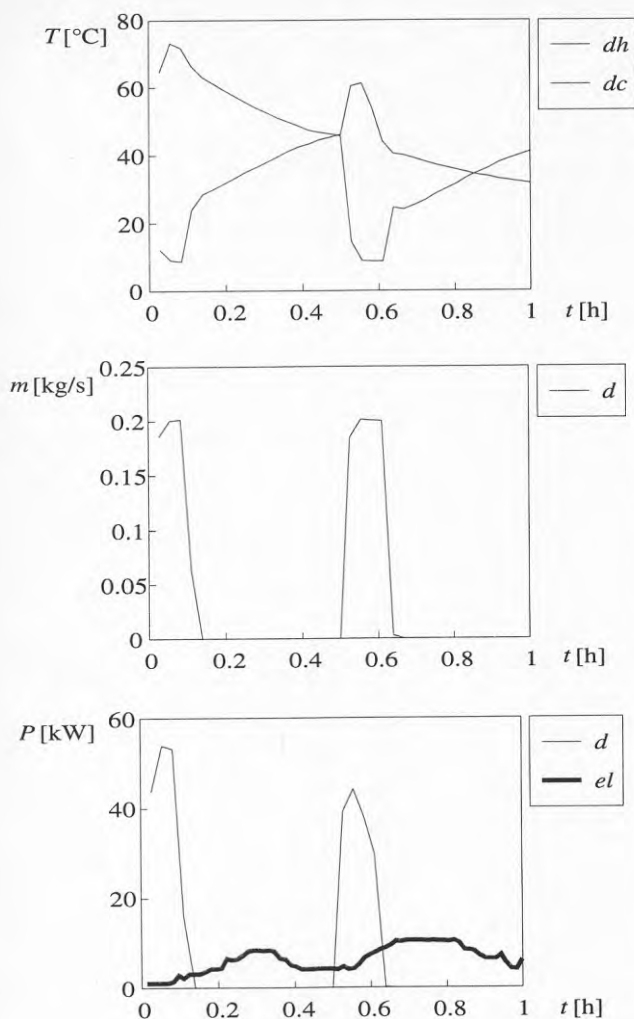
Figur 41 visar en vanlig el/olja-panna kompletterad med en värmeväxlarkrets för fjärrvärme. Värmväxlarkretsen är mycket enkel och består, förutom av värmväxlaren, av en laddningspump och en reglerventil av typen returtemperaturbegränsare. Denna självverkande, proportionella reglerventil strävar således efter att hålla returtemperaturen konstant till inställt börvärde. Börvärdet måste man välja så högt att alla driftfall klaras av. Mer om detta senare, först ska panna provas i sitt ursprungliga skick.



Figur 43. El/olja-panna med panntemperatur 95°C. Klarar tappningsprogrammet.

Laboratoriet har liksom i Winberg [16] styrts och mätdata samlats in med hjälp av datainsamlingsutrustning och PC-dator. Ett förenklat varmvattenbelastningsprogram bestående av två stycken tappningar för badkar på en timme, enligt VAnorm [18], var tillräckligt för att göra en grov bedömning om varmvattenkapaciteten. I figur 42 visas ett resultat där pannan i sitt originalutförande inte klarar av att ge tillräckligt med varmvatten. Panntemperaturen var vid provet inställd på ca 65°C.

För att lätt kunna testa pannan i laboratoriet drivs den i sitt originalutförande av el, då den förbrukade eleffekten är betydligt lättare att mäta än oljebrännareffekten. Laboratoriet är inte heller förberett för att kunna ta emot förbränningsanläggningar, dvs det finns inget avgassystem. Eleffekten mäts med en speciell elnätsanalysator, Dranaetz Electrical Power Analyser 808 med serieinterface (option 105). Detta instrument mäter spänning och ström på de tre faserna med strömspoler och kan bl a presentera den momentana eleffekten. En PC-dator har konfigurerats för att ta hand om dessa mätresultat, via det seriella datainterfacet, och ställdes in för en samplingstid på ca 1 s.

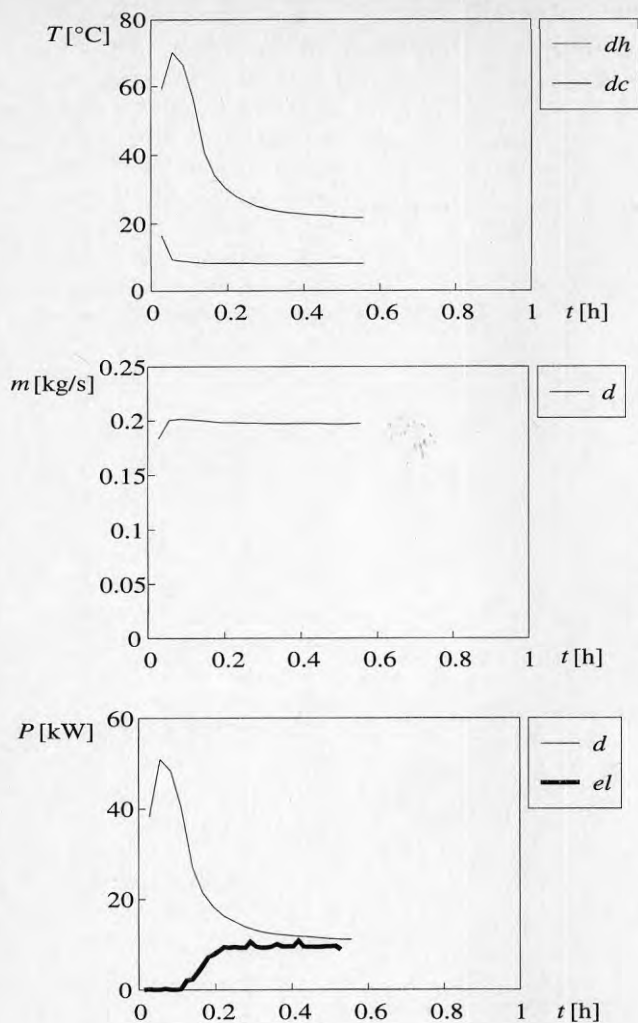


Figur 44. El/olja-panna med panntemperatur 80°C . Klarar i det allra närmaste tappningsprogrammet.

I figur 43 visas samma försök men med högre panntemperatur, i det här fallet ca 95°C . Vid så hög panntemperatur är också varmvattnet varmare, vilket syns i översta diagrammet. Den högre temperaturen innebär att tappningsprogrammet uppfylls, då det är energibaserat. Figur 44 visar den lägsta panntemperatur vid vilken tappningsprogrammet uppfylls. Den andra tappningen var i själva verket aningen för liten, men nära begärd storlek (4.13 kWh, skulle varit 4.36 kWh).

I översta diagrammet visas varm- och kallvattentemperaturer som funktion av tiden. Det syns att varmvattentemperaturen dyker mot slutet av tappningarna (tappnings-flödet visas i det andra diagrammet). Detta beror på att tanken inte längre har något varmvatten kvar.

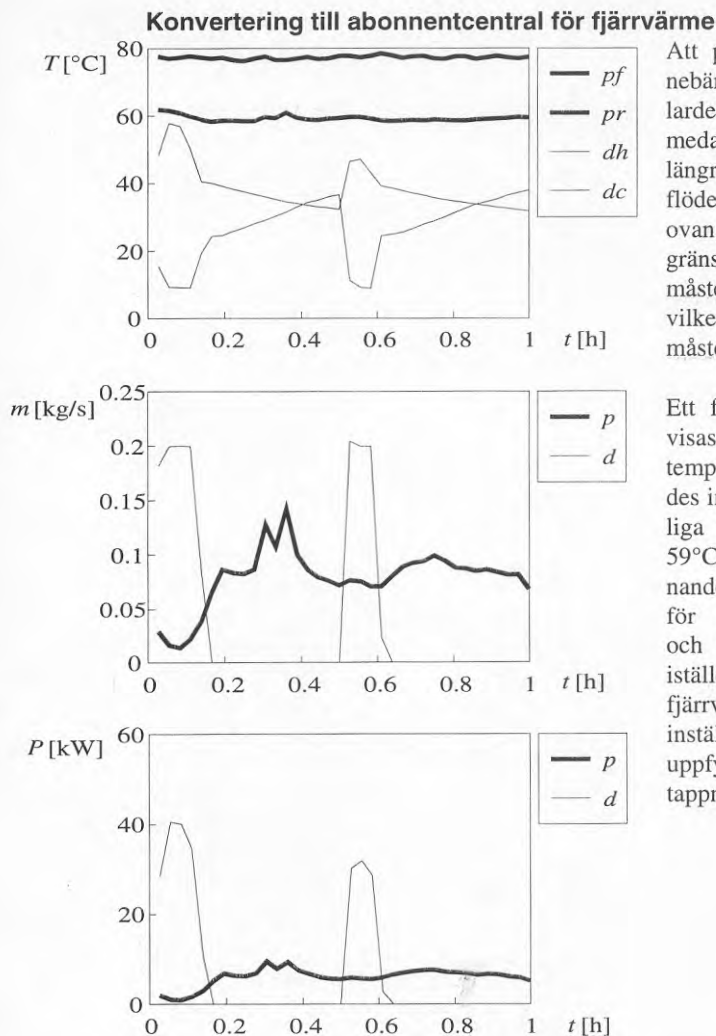
I nedersta diagrammet visas förutom tappningseffekten också eleffekten, dvs den effekt med vilken pannan återladdar tanken igen. Det är tydligt att full laddningseffekt inte uppnås förrän tappningen har avslutats. Detta prov, liksom de följande, gjordes helt utan att använda radiatorkretsen. Shunten var således stängd. Radiatorflödets storlek befanns inte påverka varmvattenkapaciteten eller laddningseffekten (då temperaturfallet i radiatorkretsen var 0).



Figur 45. El/olja-panna med panntemperatur 80°C . Totaltömningsförsök.

Figur 45 visar slutligen ett tömningsförsök där lasten helt enkelt är en mycket stor tappning. Det innebär att man här kan läsa av den största laddningseffekt som pannan använder. Den ligger i nedersta diagrammet tydligen på ca 10 kW.

Slutsatsen av dessa prov är att pannan med elvärmning inte är speciellt snabb på att få igång återladdning efter att den har blivit utsatt för en varmvattentappning. Detta kan bero på flera saker. Olycklig placering av temperaturgivaren för elvärmningen är en möjlig förklaring. Den stora pannvolymen på 190 l är förstas en inbyggd tröghet som med naturlig konvektion, som det här är frågan om, inte reagerar så snabbt på att beredaren har blivit kall. Som vi nu ska se inverkar detta också menligt på försöken att göra en fjärrvärmeabonnentcentral av pannan.

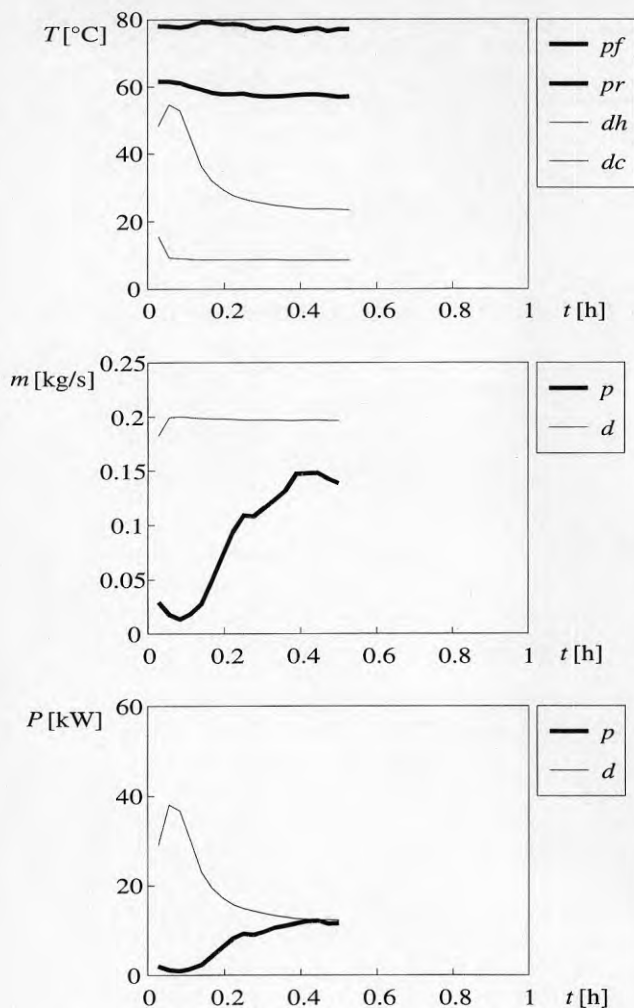


Figur 46. El/olja-panna konverterad till fjärrvärme-abbonnentcentral med returtemperatur 59°C. Klarar inte tappningsprogrammet.

Att pannan konverteras innebär således att värmeväxlardelen i *figur 41* tas i drift medan elpatronerna inte längre används. Fjärrvärme-flödet regleras, som togs upp ovan, av returtemperaturbegränsaren. Några olika prov måste göras för att söka efter vilken returtemperatur man måste ställa in.

Ett första inledande försök visas i *figur 46* där returtemperaturbegränsaren ställdes in så att den genomsnittliga returtemperaturen blev 59°C. Diagrammen är liknande, men nu har kurvor för fjärrvärmes temperaturer och flöde tillkommit, och istället för eleffekten visas fjärrvärmeeffekten. Med den inställda returtemperaturen uppfylls inte det förenklade tappningsprogrammet.

En intressant detalj är de båda topparna mellan $t=0.3$ och 0.4 h. Dessa beror på att en person lade handen på temperaturgivaren på returtemperaturbegränsaren. Denna är av sammanbyggd typ där temperaturgivaren alltså sitter hopbyggd med reglerventilen. Temperaturgivaren sitter således utanför fluiden och tillförs värme genom ledning från ventilhusmaterialet.

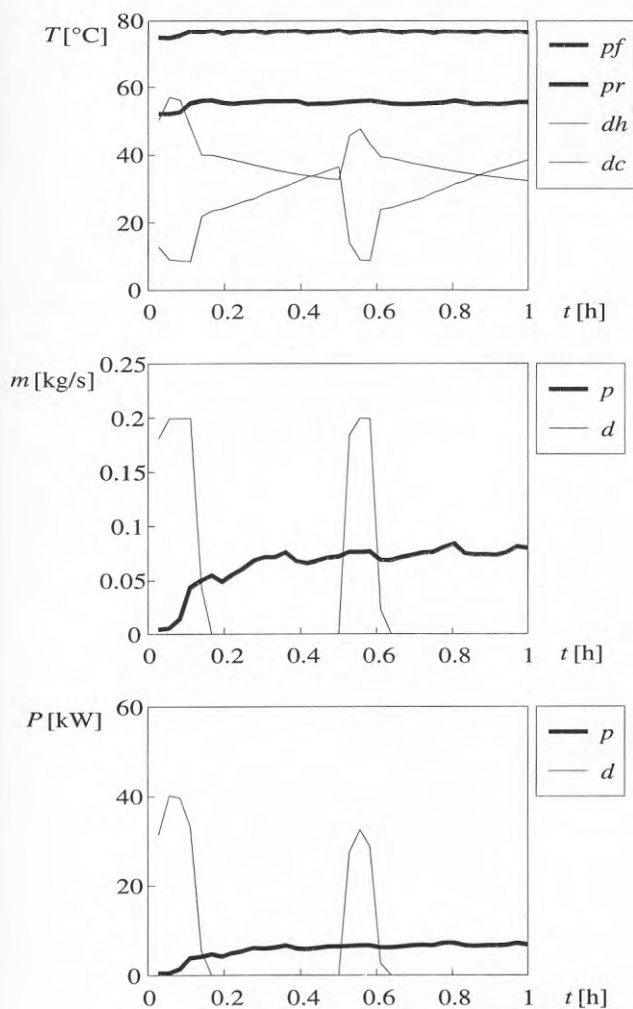


Figur 47. El/olje-panna konverterad till fjärrvärme-abonnentcentral med returtemperatur 59°C . Totaltömningsförsök.

Givaren sitter så öppet att man lätt lägger handen på den för att känna vilken temperatur den tycker sig mäta. Då kyls den av, och ventilen öppnar. Givaren är såpass varm att man rätt snart tar bort handen igen och efter en liten stund har flödet återgått till det normala. Samma sak upprepades ännu en gång, varefter det upptäcktes. Detta fenomen har egentligen mest praktiskt intresse för just sådana här laboratorieförsök. Det bör inte innebära någon risk för dålig funktion i verkliga system.

Figur 47 visar ett totaltömningsförsök där det går att utläsa att effekten med vilken fjärrvärmeväxlaren laddar pannan är aningen högre än då pannan värms med el (jämför figur 45). Dessvärre för det här idékonceptet är effekten inte så hög som önskat. Meningen var att man skulle lyckas åstadkomma en rejäl effekt så att varmvattenberedaren återhämtar sig snabbt, och därmed skulle man inte behöva köra med så höga 'pann'-temperaturer.

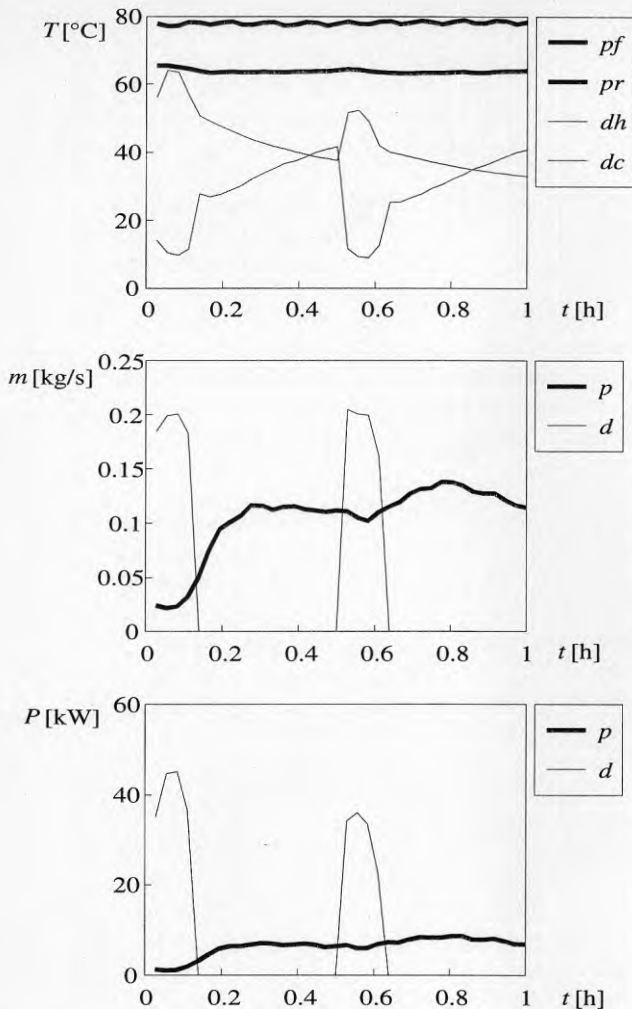
Det enda sättet att få tillräcklig varmvattenkapacitet är helt enkelt att höja börvärdet på returtemperaturbegränsaren, men först ska ett bättre försök än det som visades i figur 46 göras. Ett försök där initialt ackumulatormen verkligen är fulladdad och utan händer på reglerventilen.



Figur 48. El/olja-panna konverterad till fjärrvärmeabonnetcentral med returtemperatur 55°C . Klarar inte tappningsprogrammet.

Ett sådant visas i figur 48. Det är även här på samma sätt så att varmvattenkapaciteten inte räcker till. Det visade sig att den genomsnittliga returtemperaturen var lite lägre, 55°C . Man ser att varmvattentemperaturen dyker på slutet. Liksom tidigare är detta ett tecken på att varmvattnet är slut i ackumulatorn. Då man granskar resultatfilen ser man att energin inte räckte till för att uppfylla tappningsprogrammet.

Genom upprepade försök visar det sig att man måste upp till ca 65°C i genomsnittlig returtemperatur för att komma i närheten av önskad varmvattenkapacitet. Detta ska jämföras med elpannan som behövde ca 80°C panntemperatur för samma sak. Uppladdningen sker således snabbare än innan, men man har ändå problem med kapaciteten. En returtemperatur på 65°C måste också anses som mycket hög för ett fjärrvärmennät.



Figur 49. El/olja-panna konverterad till fjärrvärmeabonnentcentral med returtemperatur 64°C. Klarar nästan tappningsprogrammet.

Figur 49 visar detta sista försök som i det allra närmaste klarar att ge tillräckligt med varmvatten. Returtemperaturen är som sagt mycket hög. Det orsakar det höga flödet i fjärrvärmenätet. Den andra tappningen har liksom tidigare en dykning på slutet, men då man studerar tappningsresultatet i detalj, ser man att nästan hela den begärda energimängden tappades. Vi nöjer oss med detta resultat, och anser att pannan klarat det uppställda tappningsprogrammet med denna returtemperatur.

Orsakerna till att det inte går att göra en bättre fjärrvärmeabonnentcentral är den inbyggda trögheten i pannvattenvolymen och att pannan är dålig som värmväxlare mellan pannvattnet och tappvattnet betraktad.

Den stora pannvattenvolymen arbetar nog huvudsakligen med naturlig konvektion, då cirkulationsflödet jämförelsevis är ganska litet. Detta gör att det tar en bra stund innan det avkylda vattnet i varmvattenlagret lyckas kyla pannvattnet så mycket att reglerutrustningen upptäcker att tanken behöver laddas. Vidare är det högst osäkert hur vattnet strömmar inne i pannan. Det kan vara så att in- och utloppet i laddningskretsen är att anse som kortslutna. Det är inte säkert att detta vatten strömmar runt beredartanken så mycket som det borde. Detta påverkar förstås snabbheten i regleringen, men också den uttagbara laddningseffekten. Hade detta vatten kylts bättre av pannan hade en högre fjärrvärmeeffekt för samma returtemperatur kunnat erhållas (alternativt en lägre returtemperatur vid samma effekt).

Slutsatserna för de här försöken blir att det går att konvertera en vanlig villa-panna till fjärrvärmeabonmentcentral, om man är beredd att acceptera så höga returtemperaturer som 65°C. I annat fall kommer kunden att få försämrade komfort, vilket sannolikt inte alls är någon lämplig affärsidé.

Notabelt är att 65°C i vissa unga fjärrvärmenät är precis den temperatur man kör ut som framledningsvatten på sommarhalvåret. Det innebär således att den konverterade pannan skulle kortsluta fjärrvärmenätet. I sådana fall av nyare fjärrvärmenät är den provade konstruktionen en ren omöjlighet.

Alla konverteringar eller kompletteringar av en sådan här panna till system som premierar lågtemperatur, t ex fjärrvärme, värmepump, kondenserande naturgas eller solvärme måste nästan betraktas som omöjliga. I varje fall är det svårt att göra dem försvarbart bra. Det bästa är antagligen att helt byta ut pannan och installera en ny anläggning.

En annan, mer övergripande, slutsats som gäller alla vanliga villapannor för olja eller el av det här slaget är att de tydligen måste vara inställda på ganska hög panntemperatur för tillräcklig varmvattenkapacitet. Det bör med en sådan inställning inte vara någon risk för tillväxt av Legionella. Kanske andra bakterier som trivs vid högre temperaturer (exempelvis Thermus) eller gillar kalkutfällning kan tycka det här är rätt miljö?

8. Slutsatser

Flera olika slutsatser har dragits i de olika avsnitten i texten. Här sammanfattas och diskuteras de viktigaste resultaten tillsammans med några idéer till vidare arbete.

8.1. Tankmodell

Användning av den matematiska modellen av en termiskt stratifierad tank har gett följande resultat:

- *Den använda modellen verkar kunna beräkna den vertikala temperaturfördelningen bra, i ett termiskt stratifierat lager, då laddning eller tappning sker.*

Det synes emellertid som om man själv måste söka värden på några parametrar i modellen. Upphovsmännens [6] korrelationer fungerar nämligen inte så bra på de här använda mätdata.

- *Modellen fungerar ej för helt stillastående vatten.*

Detta beror på de antaganden som görs. Då de typer av tankar som normalt används i tappvarmvattensystem antingen är utsatta för en tappning (tanken töms) eller laddas bör detta inte vara en så allvarlig begränsning. Ett termiskt stratifierat lager i denna storlek står aldrig helt stilla utom när det är fulladdat. Beroende på avsikten med beräkningen kan detta naturligtvis vara mer eller mindre allvarligt.

- *Ett troligt mätfel om -6% identifierades för den flödesmätare som mäter flödet till lagringstanken.*

Detta upptäcktes vid den matematiska parameterestimeringen. Detta kan bero på fel på flödesmätaren, störning på datainsamlingen, felaktig montering eller att någon annan komponent orsakar hydrauliska störningar. Det skulle möjligen också kunna bero på något dolt i själva modellen eller korrelationen, då det var liknande problem redan då den skrevs [6]. Här krävs mer arbete för att säkerställa var detta fel härstammar från.

- *Den använda definitionen av tankens verkningsgrad blir sämre utan inverkan av stålväggen så länge man har omblandning vid munstyckena.*

Detta kan bero på att tankväggen hjälper till att kyla av de ljumma partier av vattnet som orsakats av omblandningen. Att isolera tankens insida eller tillverka den av ett annat, bättre material ger ingen förbättring på verkningsgraden såvida inte omblandningen samtidigt kraftigt reduceras. Observera att denna verkningsgrad är baserad på endast en uppladdning (eller tappning). I verkliga tankar är förloppet mer komplicerat.

- *En god utformning på munstyckena verkar vara gynnsam för stratifieringen.*

Har man tillräckligt bra munstycken, dvs riktigt låg blandning (om det nu går att åstadkomma så låg omblandning), verkar inte tankens verkningsgrad längre påverkas av tankväggens material.

- *Utan värmeledning i vattnet (i vertikal led) blir tankens verkningsgrad 1.*

Detta är förstået hypotetiskt. Man kan ju inte bara ta bort vattnets värmeledningsförmåga. Det är emellertid ett bra sätt att skaffa sig en känsla för vilka parametrar som påverkar skiktutbredningen.

- *För en given tank verkar man kunna finna ett optimalt flöde för vilket tankens verkningsgrad har ett maximum.*

Vid stora flöden blir omblandningen vid munstycket större, men i gengäld flyttar sig gradientskiktet snabbare, varvid den del av utjämnningen som beror på värmeledningen i vattnet minskar. Vid små flöden minskar verkningsgraden på grund av att värmeledningsförsämringen är större än omblandningsminskningen. Vid stora flöden minskar verkningsgraden p g a att värmeledningsförbättringen är mindre än omblandningsökningen.

8.2. Värmepump och fjärrvärme med förrådsberedare

Detta är ett fältmättningsobjekt och är en till frånluftsvärmevärmad förrådsberedare ombyggd fjärrvärmeabonmentcentral. Under mätperioden registrerades temperaturer i varmvattenkretsen vilket har lett till följande:

- *Fjärrvärmeväxlarna är felaktigt inkopplade.*

De borde varit helt avstängda. Värmepumpen borde själv klara att värma varmvattnet. Fjärrvärmens verkar eftervärma en mindre del av vattnet från värmepumpen och en större del av VVC-returen. Detta ger oacceptabelt höga returtemperaturer på fjärrvärmesidan⁶.

- *Ganska låga temperaturer i varmvattenkretsen. Under mätperiodernas drygt två månader har ingen temperatur över 60°C registrerats.*

Detta trots att fjärrvärmeväxlaren fortfarande är felaktigt inkopplad och eftervärmer under delvis okontrollerade former. Värmepumpen verkar ge dålig temperatur, 45°C - 50°C.

⁶Tyvärr har denna temperatur ej registrerats, ej heller sekundär temperatur från från fjärrvärmeväxlaren.

- *Returvattnet från VVC-ledningen värmer upp övre delen av varmvattentanken under natten.*

Detta beror på den låga värmepumpstemperaturen och den felaktiga inkopplingen som gör att fjärrvärmens faktiskt värmer lagringstanken under natten med hjälp av VVC:n. Omloppstiden för VVC:n⁷ verkar vara ca 75 min. Temperaturen på returvattnet från VVC:n är oftast högre än temperaturen på vattnet som lämnar värmepumpen!

- *Varmvattentemperaturen varierar mycket.*

Fluktuationer på 10°C verkar för en så här stor anläggning vara för mycket. Förbrukarna bör kunna vara missnöjda med detta. En förrådsberedare av denna typ bör ha potential att hålla denna temperatur betydligt mera konstant. Variationerna beror inte enbart på att värmepumpen svänger, utan i högre grad också på den felaktigt inkopplade fjärrvärmens.

- *Korrelationsanalys pekar på att värmepumpens reglerutrustning är hel och att den kommer fram till sitt börvärde.*

Dock kan det mycket väl vara så att börvärdet är felaktigt valt (för lågt). Kan det vara därför fjärrvärmens är inkopplad?

- *Ett tydligt veckomönster i varmvattenförbrukningen har identifierats.*

Detta gjordes enbart genom att studera temperaturmätningar i varmvattenkretsen. Under lördag och söndag och ibland också fredag används tydligen mer varmvatten än annars i husen.

- *I undre delen av förrådstanken finns fler bakterier än på andra ställen. Längst ner var också vattnet kraftigt grumligt.*

Här kan bottensediment ackumuleras, men i undre tredjedelen har också registrerats temperaturer under två månader av sådan nivå att mesofila bakterier skulle trivas. Legionella är en sådan bakterie. Längst upp i tanken har det varit såpass varmt att sådana bakterier troligen inte kan finnas där.

Att summera och generalisera detta är något osäkert. Det är ju endast ett värmepumpssystem som har undersökts. Det verkar dock vara svårt att bemästra sådana här komplexa anläggningar. Det finns tydligen klara risker för att man åstadkommer icke önskade effekter.

En praktiskt viktig rekommendation är iallafall att verkligen vara på sin vakt då man kombinerar olika energikällor. Tänk noga igenom olika driftsfall och följ upp anläggningen efter en tids drift!

Kanske det rent av är så att värmepumpar ofta är felaktigt dimensionerade eller injusterade. Detta är förstås att extrapolera brister som hittats i en anläggning till

⁷Den tid det tar för vattnet att lämna källaren, gå ut i huset och komma tillbaka igen.

alla andra och är inte korrekt. En liten hypotes är ändå att man ibland kanske överskattar värmeunderlaget i en frånluftsventilation.

8.3. Returtemperatur från laddningsväxlarsystem

I tidigare undersökningar har påvisats att laddningsväxlarsystem har termodynamiska fördelar jämförs med andra ackumulerande system. Det ger snabbare återladdning, mer varmvatten och lägre returtemperatur än mantlade lagringstankar eller tankar med inbyggd slinga. Den lägre returtemperaturen gör att den termodynamiska effektiviteten blir hög hos flera typer av värmeförsörjningssystem. I några fall kan en genomströmningsberedare vara ett alternativ. Laboratorieprov och beräkningar i detta arbete visar att (enbart parallellkopplade anläggningar avses, dvs ingen förvärmare för tappvarmvattnet finns):

- *Ett laddningsväxlarsystem har högre medelreturtemperatur vid dellast än vid maximal varmvattenlast.*

Detta beror på att övergångsskiktet som kommer ut mot slutet av uppladdningsförloppet är ungefär lika stort oavsett om det är en stor eller liten tappning som har gjorts. Det konstanta laddningsflödet orsakar som följd härav den högre medelreturtemperaturen vid dellast.

- *En genomströmningsberedare ger lägre medelreturtemperatur vid dellast än vid maximal varmvattenlast.*

Då dellast för en genomströmningsberedare innebär lägre flöde på sekundärsidan av värmeväxlaren, ger detta en lägre returtemperatur på primärsidan.

- *Ett laddningsväxlarsystem kan ge samma medelreturtemperatur som en genomströmningsberedare vid maximal varmvattenlast.*

Detta kan man åstadkomma genom en riktig dimensionering av värmeväxlaren. Denna görs då genom att man tar hänsyn också till övergångsskiktet då man väljer värmeväxlare.

Trots detta kommer laddningsväxlarsystemet att ge högre returtemperatur än genomströmningsberedaren under mera normala driftsfall. Vanligen är ju inte varmvattenlasten maximal.

En praktiskt viktig slutsats av denna delundersökning är att ett laddningsväxlarsystem normalt har en högre returtemperatur än en genomströmningsberedare. Ett sätt att förbättra ett laddningsväxlarsystem skulle kunna vara att man låter laddningsflödet vara variabelt så att laddningspumpen går på allt lägre varvtal ju närmre botten övergångsskiktet befinner sig. Vid stor varmvattenförbrukning skulle den gå för fullt med sitt dimensionerade värde.

8.4. Villapanna

Viss reservation får utfärdas också här eftersom bara en villapanna har provats. Den har emellertid bedömts som att vara av helt normal konstruktion. Det finns många ytterst lika konstruktioner i drift idag i Sverige. Följande punkter kan noteras:

- *Pannan reagerar mycket långsamt på en varmvattentappning innan den börjar värma igen.*

På grund av den stora pannvattenvolymen tar det mycket lång tid innan den naturliga konvektionen har kylt av denna så att reglergivaren kallar på värme. Det skulle möjligen också kunna bero på att givaren är dåligt placerad.

- *Panntemperaturen måste väljas till minst ca 80°C för tillräcklig varmvattenkapacitet.*

Andra pannor med motsvarande volymer och energikällor har sannolikt också samma krav på panntemperaturen. En så hög panntemperatur gör att varmvattenet som lämnar pannan är mycket varmt. Det brukar vanligen också blandas ut med kallvatten i en speciell termostatisk varmvattenarmatur som monteras på pannan.

- *Den provade enkla konverteringen av pannan till en fjärrvärmeabonentcentral låter sig inte göras med mindre att man accepterar returtemperaturer på minst 65°C.*

Vid denna temperatur hade den ungefär samma varmvattenkapacitet som då den var en panna med 80°C panntemperatur. 65°C är en mycket hög returtemperatur för ett fjärrvärmesystem. Orsakerna till att det är svårt att konvertera pannan är den inbyggda trögheten i pannvattenvolymen och att pannan är en dålig värmväxlare mellan pannvatten och tappvatten.

Praktiskt viktiga resultat av detta är att de höga temperaturer man måste använda i en vanlig villapanna antagligen inte orsakar tillväxt av Legionella. Det skulle emellertid kunna vara så att t ex Thermus eller liknande bakterier trivs i den högre temperaturen eller i den ökade kalkutfällningen.

Att försöka konvertera en panna av denna typ till system som är mer lågtemperaturinriktade, såsom fjärrvärme, värmepump, kondenserande naturgas eller solvärme, är mycket svårt. Byt ut hela anläggningen istället!

9. Referenser

- [1] Energistyrelsen: *Lavtemperaturfjernvarme i et nyt boligområde i Frederikshavn*. Energistyrelsen, Energiøkonomiske enkeltprojekter, J.nr. 3621-325. København? 1991.
- [2] *Litteraturgranskningar, Solvärme i Danmark - En rapport om stora anläggningar*. The Heliograph 1(1992), p. 9-12, Institutionen för Uppvärmnings- och ventilationsteknik, KTH. Stockholm.
- [3] Jilar, T.; *Solvärmeteknik i stor skala, Ingelstad - en värmecentral utan värmepump*. Byggforskningsrådet, Stockholm. R103:1984.
- [4] Efrting, B.; Hellström, G.: *Stratified storage temperature model. Manual for computer code*. Department of Mathematical Physics, University of Lund. 1989..
- [5] Zurigat, Y. H.; Maloney, K. J.; Ghajar, A. J.: *A comparison study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks*. ASME Journal of Solar Energy Engineering 111 (1989), p. 204-210.
- [6] Cole, R. L.; Bellinger, F. O.: *Natural thermal stratification in tanks*. AN-L-82-5, Argonne National Laboratories, (1982). Argonne.
- [7] Winberg, J.: *On hot water storage in district heating subscriber stations, storage tank modelling*. Report LUTMDN/(TMVK-3146)/1-25/(1992), Department of Heat & Power Engineering, Lund Institute of Technology. Lund.
- [8] Frederiksen, S.; Wollerstrand, J.: *Driftskaraktistikor för parallell- och tvåstegskopplade abonnentcentraler*. BFR R68:1987. Stockholm. 1987.
- [9] Frederiksen, S.: *A thermodynamic analysis of district heating*. Thesis. Department of Heat & Power Engineering, Lund Institute of Technology. Lund. 1982.
- [10] Jonsson, G.: *Parameter estimation in models of heat exchangers and geothermal reservoirs*. Thesis. Department of Mathematical Statistics, Lund Institute of Technology. Lund. 1990.
- [11] Johansson, M.: *Experimentell undersökning av värmeövergången i plattvärmväxlare*. Report LUTMDN/(TMVK-5162)/1-40/(1987), Department of Heat & Power Engineering, Lund Institute of Technology. Lund.
- [12] Wollerstrand, J.: *Parameteridentifiering i en dynamisk modell av genomströmningsberedare för tappvarmvatten*. Rapport ISRN LUTMDN/TMVK--3156--SE, 1993 Department of Heat & Power Engineering, Lund Institute of Technology. Lund.

- [13] Wood, R.J.; Al-Muslahi, S.M.; O'Callaghan, P.W.; Probert, S.D.: *Thermally stratified hot water storage systems*. Applied Energy 9 (1981), pp 231-242.
- [14] Montgomery, D. C.: *Design and analysis of experiments*. John Wiley & Sons, New York, 1984.
- [15] Mielniczuk, Z.; Mielniczuk, E.; Larsson, L.: *Gas chromatography-mass spectrometry methods for analysis of 2- and 3-hydroxylated fatty acids: Application for endotoxin measurement*. Journal of Microbiological Methods 17 (1993), pp 91-102.
- [16] Winberg, J.: *On hot water storage in district heating subscriber stations. System measurements*. Licentiate thesis, LUTMDN/(TMVK-7009)/1-76/(1992), Department of Heat & Power Engineering, Lund Institute of Technology. Lund.
- [17] DIN 4708: *Zentrale Wassererwärmungsanlagen*. Deutsche Institut für Normung e. V. (1979). Berlin.
- [18] VA-norm, *Retningslinier for bestemmelser vedrørende vand- og afløb-sinstallationer*. NKB-skrift nr. 48 (1983).

Sakregister

A

abonmentcentral, 17, 32, 51, 56
ackumulatortank, 32
avtappningsledning, 11, 45

B

bakterie, 11
tillväxt, 7, 44, 47, 60
tillväxthastighet, 45
bottensats, 11

C

cirkulationspump, 7

D

datainsamling, 17
datainsamlings-
system, 18, 53
dator, 17, 53
dellast, 18
dimensionering, 7
dimensionslös, 15, 19

E

effekt, 53
elnätsanalysator, 53
empirisk, 12, 13, 19
estimera, 21
estimering, 19, 23, 26

F

fjärrvärme, 7, 34, 50, 56
abonmentcentral, 7, 16,
32
flöde
flödesmätning, 21
magnetiskt-induktiva
givare, 18
Fo-talet, 13, 30
frekvensfördelning, 45
frånluftsventilation, 32
förrådsberedare, 7, 49

G

gas-kromatografi, 45

genomströmningsberedare, 7, 9,
49

gradient, 31

I

inspektionslucka, 11
interface, 53
isolering, 17, 20, 29

K

kalkutfällning, 60
kalla lödstället, 17
kallvatten, 10, 34, 40, 54
klassbredd, 46
kombipannor, 50
kondenserande pannor, 7
konduktion, 12, 14, 17, 19, 20,
31
konstruktionsmaterial, 11
konvektion, 11, 19, 20, 31, 59
naturlig konvektion, 55
konvertering, 60
korrelation, 14, 22
korrelationsanalys, 35
korrelationsfunktionen, 35
korrosion, 11
kortslutning, 60
kovariansfunktionen, 35

L

laddning, 19
laddnings-
effekt, 54
flöde, 31, 50
pump, 20, 50, 52
laddningsväxlersystem, 10, 16,
17, 32, 48
lagringstank, 7, 9, 17
Laplace-transformering, 12
Legionella, 10, 60
linjär regression, 44
linjärisering, 17
Lipopolysaccharider, 45
logger, 17
LPS, 44

M

mass-spektrometri, 45
 massflöde, 30
 medelvärde, 33
 mesofil, 47
 munstycke, 10, 20, 25, 29
 mätfel, 16, 21, 34

N

naturlig konvektion, 55
 normaliserad, 13
 normallägenhet, 49

O

offeranod, 11
 oljepanna, 50
 omblandning, 20, 31
 onoggrannhet, 17, 18, 21

P

panntemperatur, 60
 parameter, 12, 15, 19, 22
 Pt100, 18

R

reglering, 10, 25, 39, 55
 framkoppling, 17
 on-off, 18, 42, 46
 återkoppling, 17
 reglerventil, 17
 regressionskoefficienten, 44
 renslucka, 11
 residual, 24
 returtemperatur, 7, 10, 15, 18,
 48, 50, 51, 56, 58
 begränsare, 52, 56

S

score function, 26
 simulering, 12
 sjukhus, 11
 skiktning, 11, 12
 skållningsrisk, 11
 smutsfälla, 46
 solvärme, 7, 9
 spänning, 53
 ström, 53
 störning, 21

T

tank, 7, 11

isolering, 11
 stålväggen, 20
 verkningsgrad, 28
 vägg, 13, 20, 22, 29
 tappningsprogram, 49
 temperaturgivare, 10, 16, 55, 56
 temperaturprofil, 21, 29
 termisk stratifiering, 7, 12, 19
 termoelement, 16, 18
 Thermus, 60
 tidsförskjutning, 35
 tidskonstant, 13

U

uppladdning, 24, 58
 upplösning, 17
 utloppstemperatur, 19

V

varmvatten, 7
 behov, 7
 belastningsprogram, 53
 beredare, 7
 cirkulation, 10
 förråd, 7
 kapacitet, 53
 last, 49
 temperatur, 7, 33, 34,
 35, 43, 54
 varmvattenberedare, 12
 elektrisk, 10
 emaljerad, 11
 förråds-, 7
 genomströmnings-, 7
 vattenprov, 45
 vattentemperaturen, 10
 veckomönster, 40
 verkningsgrad, 19, 29
 villaabbonnentcentral, 10
 VVC, 10, 33, 34, 38, 39, 43, 46
 värme
 förlust, 12
 ledning, 12, 14, 17, 19,
 20, 31, 34
 överföring, 17
 övergångstal, 13, 14,
 22
 värmepump, 7, 9, 16, 32, 34, 43
 värmeväxlar
 modell, 14
 yta, 10

värmväxlare, 7, 9, 14, 48, 52
hellödda värmväxlare,
9
tappvarmvattenväxlare
, 15

Ö
övergångsskikt, 50

Här presenteras några teoretiska och empiriska undersökningar av olika ackumulerande system för beredning av tappvarmvatten. Syftet har varit att undersöka hur väl termodynamisk effektivitet kan för-
enas med tillfredsställande tappvarmvattenkapacitet och vattentemperatur, liksom undvikande av temperaturförhållanden som främjar tillväxt av Legionella-bakterier.

R51:1993

ISBN 91-540-5591-1

Bygghälsö AB, Stockholm

Art.nr: 6813051

Abonnemangsgrupp:

W. Installationer

Distribution:

Svensk Byggtjänst

171 88 Solna

Cirka pris: 87 kr inkl moms