

Högskolan Dalarna  
EKOS  
SE 781 88 BORLÄNGE

ISSN 1650-1497  
EKOS PUBLIKATION  
2001: 1 INTERNSKRIFT

# IDENTIFIERING AV PARAMETRAR TILL ACKUMULATORTANKEN SOLUS 1050 FRÅN CONSOLAR

TOMAS PERSSON



HÖGSKOLAN  
Dalarna



**IDENTIFIERING AV PARAMETRAR TILL ACKUMU-  
LATORTANKEN SOLUS 1050 FRÅN CONSOLAR**

**-En metodbeskrivning**

*Tomas Persson*

ISSN 1401 - 7555  
ISRN DU-SERC--71--SE  
Januari 2001

## **ABSTRACT**

This report describes the work done creating a computer model of a kombi tank from Consolar. The model was created with Presim/Trnsys and Fittrn and DF were used to identify the parameters. Measurements were carried out and were used to identify the values of the parameters in the model. The identifications were first done for every circuit separately. After that, all parameters are normally identified together using all the measurements. Finally the model should be compared with other measurements, preferable realistic ones. The two last steps have not yet been carried out, because of problems finding a good model for the domestic hot water circuit.

The model of the domestic hot water circuit give relatively good results for low flows at 5 l/min, but is not good for higher flows. In the report suggestions for improving the model are given. However, there was not enough time to test this within the project as much time was spent trying to solve problems with the model crashing. Suggestions for improving the model for the domestic circuit are given in chapter 4.4. The improved equations that are to be used in the improved model are given by equation 4.18, 4.19 and 4.22.

Also for the boiler circuit and the solar circuit there are improvements that can be done. The model presented here has a few shortcomings, but with some extra work, an improved model can be created. In the attachment (Bilaga 1) is a description of the used model and all the identified parameters.

A qualitative assessment of the store was also performed based on the measurements and the modelling carried out. The following summary of this can be given:

### ***Hot Water Preparation***

The principle for controlling the flow on the primary side seems to work well in order to achieve good stratification. Temperatures in the bottom of the store after a short use of hot water, at a coldwater temperature of 12°C, was around 28-30°C. This was almost independent of the temperature in the store and the DHW-flow.

The measured UA-values of the heat exchangers are not very reliable, but indicates that the heat transfer rates are much better than for the Conus 500, and in the same range as for other stores tested at SERC.

The function of the mixing valve is not perfect (see diagram 4.3, where  $T_{out1}$  is the outlet hot water temperature, and  $T_{dhwo}$  and  $T_{dhw1}$  is the inlet temperature to the hot and cold side of the valve respectively). The outlet temperature varies a lot with different temperatures in the storage and is going down from 61°C to 47°C before the cold port is fully closed. This gives a problem to find a suitable temperature setting and gives also a risk that the auxiliary heating is increased instead of the set temperature of the valve, when the hot water temperature is to low.

### ***Collector circuit***

The UA-value of the collector heat exchanger is much higher than the value for Conus 500, and in the same range as the heat exchangers in other stores tested at SERC.

### ***Boiler circuit***

The valve in the boiler circuit is used to supply water from the boiler at two different heights, depending on the temperature of the water. At temperatures from the boiler above 58.2°C, all the water is injected to the upper inlet. At temperatures below 53.9°C all the water is injected to the lower inlet. At 56°C the water flow is equally divided between the two inlets. Detailed studies of the behaviour at the upper inlet shows that better accuracy of the model would have been achieved using three double ports in the model instead of two. The shape of the upper inlet makes turbulence, that could be modelled using two different inlets.

### ***Heat losses***

The heat losses per m<sup>3</sup> are much smaller for the Solus 1050, than for the Conus 500 Storage. However, they are higher than those for some good stores tested at SERC. The pipes that are penetrating the insulation give air leakage and cold bridges, which could be a major part of the losses from the storage. The identified losses from the bottom of the storage are exceptionally high, but have less importance for the heat losses, due to the lower temperatures in the bottom. High losses from the bottom can be caused by air leakage through the insulation at the pipe connections of the storage.

## **SAMMANFATTNING**

Rapporten beskriver arbetet med att skapa en datormodell av ackumulatortanken Solus 1050 från Consolar. Modellen skapas i Presim/Trnsys och programmen Fittrn och DF används för att identifiera lämpliga värden på parametrarna i modellen. Mätningar av tanken utförs och mätdata används för identifiering av parametrarna i tankmodellen. Identifiering av parametrar görs först för varje delkrets för sig tillsammans med de mätningar som innehåller information om denna krets. Därefter identifieras alla parametrar tillsammans med samtliga mätdata och slutligen skall modellen jämföras mot andra mätningar, helst under verkliga driftförhållanden. Denna process kunde dock inte genomföras fullständigt eftersom det fanns problem med modellen för tappvattenkretsen. Identifiering av samtliga data och verifieringsprocessen har ännu inte utförts.

Modellen för tappvattenkretsen överensstämmer relativt bra med mätningarna för låga flöden på 5 l/min, men är mycket dålig för högre flöden. I rapporten redovisas ett förslag till hur den teoretiska modellen skall kunna förbättras. Det fanns dock inte tid att testa detta i projektet. En hel del tid har förbrukats på att lösa problemen med att modellen kraschar.

För solkretsen och pannkretsen finns det också förslag till förbättringar. Den modell som här presenteras har alltså en rad brister, men med fortsatt arbete finns det stor möjlighet att en datormodell med god överensstämmelse kan skapas. I bilaga 1 finns en sammanfattning av Trnsysmodellen och dess parametrar.

# INNEHÅLLSFÖRTECKNING

1	INTRODUKTION.....	5
2	ACKUMULATORTANKEN.....	5
3	MÄTNINGAR.....	6
4	DATORMODELL OCH IDENTIFIERINGAR .....	10
4.1	Generella tankparametrar .....	11
4.2	Pannkretsen .....	12
4.3	Solvärme-kretsen .....	13
4.4	Tappvattenkretsen.....	15
4.5	Validering.....	23
5	RESULTAT OCH SLUTSATSER .....	24
6	LITTERATUR.....	25

# 1 INTRODUKTION

Denna rapport beskriver mätningar, framtagning av en datormodell och identifieringar av parametrar till en ackumulatortank. Tanken som undersökts kallas Solus 1050 och har konstruerats av det tyska företaget Consolar. Tanken har en ovanlig typ av varmvattenberedning som är intressant då den möjliggör god skiktning i tanken. Detta arbete beskriver de försök som gjorts för att skapa en datormodell av tanken så att den kan undersökas och optimeras med datorsimuleringar. Undersökningen har finansierats genom medel från Byggeforskningsrådet BFR.

## *Metod för identifiering*

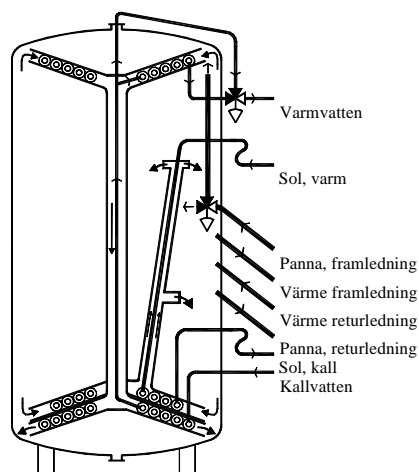
Mätningarna skall ge tillräcklig datamängd för att möjliggöra identifiering av nyckelparametrar som UA-värden för värmeväxlare och inloppshöjder för anslutningar. En modell av tanken byggs upp i Trnsys och data från mätdatafilerna läses in till modellen, t ex ett flöde och inloppstemperatur till en värmeväxlare. Modellen beräknar utloppstemperaturen och energiöverföringen i värmeväxlaren. Den beräknade energiöverföringen jämförs sedan med den uppmätta. I en identifiering upprepas denna beräkning och parametrarna i modellen justeras så att de på bästa möjliga sätt överensstämmer med uppmätta data. Denna justering av parametrar utförs automatiskt av ett program som kan hantera många parametrar och datafiler samtidigt.

## *Disposition*

I rapporten beskrivs först ackumulatortanken i kapitel 2. I kapitel 3 beskrivs vilka mätningar och test som utförts. I kapitel 4 beskrivs hur tanken modellerats och hur identifieringen utförts samt de identifieringsresultat som hittills erhållits.

# 2 ACKUMULATORTANKEN

Ackumulatortanken Solus 1050 från Consolar är avsedd för att användas i småhus med solvärme och panna och har en volym på ca 1000 liter. Tanken har flera ”finesser” som är unika på denna tank, bl.a en ovanlig tappvattenberedning som alltid medför god skiktning och kraftig avkyllning av vattnet i tankens botten. Figur 2.1 nedan visar tankens konstruktion.



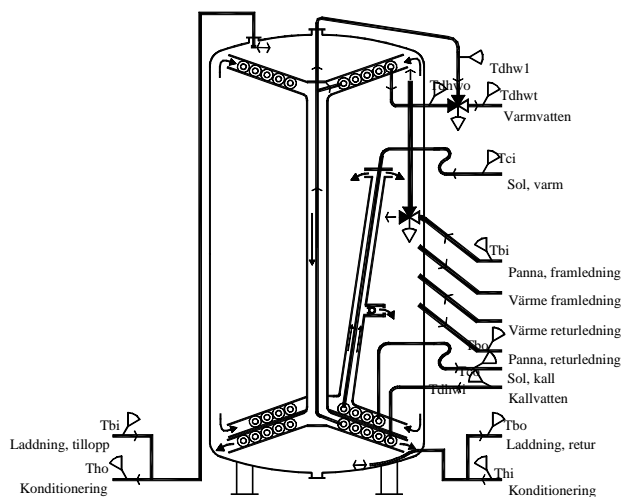
*Figur 2.1. Principschema över den testade ackumulatortanken Solus 1050 från Consolar.*

På anslutningen till pannans framledning finns en självverkande fördelningsventil monterad som tillför vattnet på olika nivåer beroende på temperaturen. Tanken har tre st temperaturskikt. Det översta skiktet hålls vid en temperatur som är tillräcklig för att bereda tappvarmvatten. Det mellersta skiktet används av värmesystemet och hålls vid en temperatur som motsvarar önskad framledningstemperatur. Det nedersta skiktet värms av solen och om temperaturen blir tillräckligt hög värms också de två övre skikten av solen.

Solvärmen tillförs vid ”Sol, varm” och överförs i värmeväxlaren med själv-cirkulation på tanksidan. Det uppvärmda tankvattnet stiger röret och kan tillföras på två olika nivåer, beroende på temperaturen i solfångaren och i tanken. Tappvattnet bereds också med själv-cirkulation på tanksidan. Kallvattnet tillförs först genom den nedre tappvattenväxlaren och förvärms, samtidigt som det kyler neråtgående vatten. Därefter eftervärms vattnet i den övre värmeväxlaren. Varmvattentemperaturen styrs av blandningsventilen som styr hur stor andel av vattnet som passerar genom den övre värmeväxlaren. Genom denna lösning undviks för höga vattenflöden på primärsidan och därmed erhålls alltid en låg temperatur i botten av tanken.

### 3 MÄTNINGAR

Mätningarna har utförts med CEN-standarden som förebild, men för att minska mätarbetet har vissa förenklingar utförts. Mätningarna skall dock ge tillräcklig datamängd för att möjliggöra identifiering av nyckelparametrar som UA-värden för värmeväxlare och inloppshöjder för anslutningar.



**Figur 3.1.** Inkoppling av SOLUS 1050 till SERC:s testanläggning. Konditioneringskretsen är inkopplad på radiatorkretsen och laddkretsen är inkopplad på pannkretsen. Temperaturgivarnas placering och beteckning visas också.

För att mätningarna skall ge bra värden för identifieringen skall bl a laddnings- och konditioneringsinloppen vara placerade i absoluta topp, resp botten och vara utformade så att minsta möjliga turbulens uppstår.



Mätningarna utfördes under våren 2000 i SERC:s värmelaboratorium. En rad testsekvenser utfördes för att få mätdata till identifieringarna, där tankens typiska parametrar skall tas fram. De olika testsekvenser som användes redovisas i Tabell 3.1 nedan.

**Tabell 3.1. Testsekvenser**

<b>Krets</b>	<b>Testsekvens</b>	<b>Filnamn</b>
Solfångarkrets	CIS-sl	SOLUS1050-CIS-sl.dat
	CIS-sh, CI-shh och CI-shf	SOLUS1050-CI-sh.dat
	CI-slh och CI-slf	SOLUS1050-CI-sl.dat
Pannkrets	CD	SOLUS1050-CD1.dat SOLUS1050-CD2.dat
Radiatorkrets	Inga test utförs	
Tappvattenkrets	DI-50	SOLUS1050-DI-50-65-vent50k1.dat
	DI-65	SOLUS1050-DI-65-1.dat
	DI-85	SOLUS1050-DI-80.dat
Tankspecifika test	HL	Solus1050-HL-TV.dat
	TV	Solus1050-TV.dat
Verifiering	Inga test utförs	

Generellt för samtliga test är att de startar med hela tanken vid 20°C. Därefter tillförs energi på olika sätt. Efter detta töms tanken på energi genom att 20-gradigt vatten tillförs i botten och tankvattnet tas ut i toppen. Strömningen vid urladdningen (konditioneringen) av tanken till 20°C skall då ske så idealt som möjligt, helst med kolvströmning, så att tankens skiktning kan fastställas. Nedan ges en närmare förklaring till testmetodiken för respektive test som sammanställts i Tabell 3.1.

### ***Tankspecifika test***

*TV* total volym av tanken

Testet genomförs genom att tanken laddas med 60-gradigt vatten med laddningsanslutningarna och därefter urladdas med konditioneringskretsen.

*HL* värmeförlustkoefficient

Testet genomförs genom att tanken laddas med 60-gradigt vatten med konditioneringsanslutningarna. Därefter lämnas tanken orörd vid konstant omgivningstemperatur i flera dygn, varefter tanken urladdas med konditioneringskretsen.

### **Solkretsen**

*CIS-sl* test av solkretsens skiktning vid lågt flöde

*CIS-sh* test av solkretsens skiktning vid högt flöde

I ovanstående test sker uppvärmning med hög effekt tills tanken laddats halvfull. Därefter fortsätter uppvärmning med låg effekt och slutligen sker uppvärmning med medelhög effekt. Testet görs med två olika solfångarflöden.

Lågt solfångarflöde = 2,5 l/min

Högt solfångarflöde = 5 l/min

Vid följande tester sker uppvärmning av tanken tills returtemperaturen stiger över inställd nivå.

*CI-slf* parametrar för solvärmväxlaren, lågt flöde, full effekt

*CI-slh* parametrar för solvärmväxlaren, lågt flöde, halv effekt

*CI-shf* parametrar för solvärmväxlaren, högt flöde, full effekt

*CI-shh* parametrar för solvärmväxlaren, högt flöde, halv effekt

### **Pannkretsen**

*CDheight In- och utloppshöjder panna*

Testet innebär att tanken först laddas med en liten volym 80-gradigt vatten genom konditioneringsanslutningarna. Därefter laddas tanken med en viss volym 70-gradigt vatten genom pannanslutningarna och slutligen laddas tanken med 40-gradigt vatten. Genom detta förfarande kan fyra olika temperaturskikt urskiljas i tanken, vilka ligger till grund för att identifiera in- och utloppshöjderna för pannkretsen.

*CD-49* pannventilens reglerfunktion

*CD-52* pannventilens reglerfunktion

*CD-55* pannventilens reglerfunktion

*CD-58* pannventilens reglerfunktion

*CD-61* pannventilens reglerfunktion

Testet innebär att vatten tillförs genom pannanslutningen av den temperatur som filnamnet avser (tex vid CD-49 tillförs 49-gradigt vatten). Beroende på om vattnet tillförs i övre, undre eller båda inloppen ges olika temperaturgradienter i tanken. Med dessa test kan andelen vatten som tillförs genom övre, resp undre tillloppet fastställas. Detta ger information om den inbyggda fördelningsventilens reglerkarakteristik.

### **Radiatorkretsen**

Inga tester utfördes

### **Tappvarmvattenkretsen**

*DI50* Tappvattenkretsens parametrar, lågt och högt tappflöde med en tanktemperatur av 50°C

*DI65* Tappvattenkretsens parametrar, lågt och högt tappflöde med en tanktemperatur av 65°C

*DI80* Tappvattenkretsens parametrar, lågt och högt tappflöde med en tanktemperatur av 80°C

Lågt tappflöde = 5 l/min

Högt tappflöde = 15 l/min

Blandningsventilen var injusterad för att leverera 55°C, då ackumulatortanken var 70°C. Testen innebär att tanken laddas full med olika temperaturer och att full urladdning med olika tappflöden sker efter detta. För att få information om tankens skiktning efter urladdning laddades tanken på nytt med varmt vatten och en ny urladdning påbörjades. Genom detta testförfarande sparades en rad konditionerar, men metodiken kan vara till nackdel för identifieringen, eftersom det skapas ett beroende mellan samtliga tappningar.

Vid dessa test uppmärksammades ett problem i testanläggningen. Under urladdningssekvensen tillförs en mindre mängd varmt vatten från expansionsledningen genom tankvattnets sammandragning vid avkylning. Detta kan leda till att en något felaktig energibalans för testet erhålls. För denna specifika tank värmdes också oavsiktligt panreturens givare, som ledde till att testet kraschade. Testanläggningen bör åtgärdas i samband med andra ombyggnader.

Normalt skall ett s.k. verifieringstest också genomföras som kan användas för att kontrollera att de identifierade parametrarna är korrekta. Detta test bör till skillnad från de andra testen genomföras så att de blir verklighetstroga och bör pågå under flera dygn med förhållanden som är typiska för olika årstider. Av tidsskäl har inte någon verifieringssekvens utförts. Verifieringen kan då ske genom att inte alla testsekvenser används vid identifieringen och att några datafiler sparas till identifieringen.

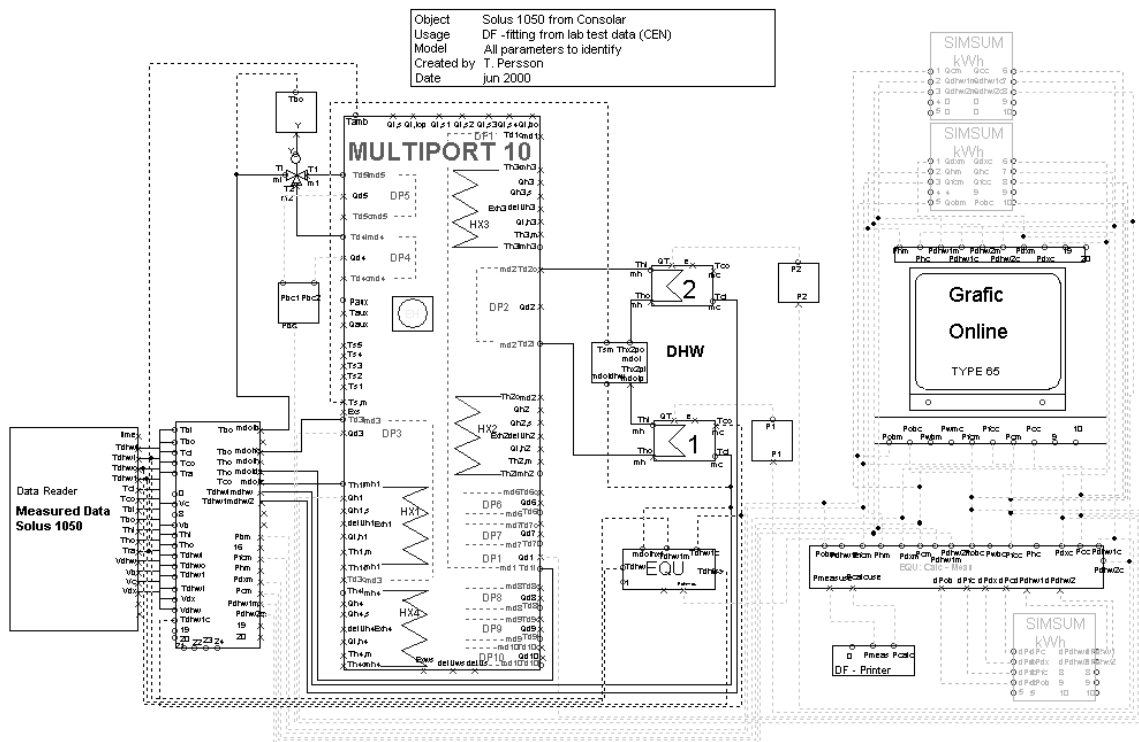
De olika testsekvenser som genomfördes ovan redigerades genom att oönskade data avlägsnades. Början och slutet av en testfil raderas också, så att testet börjar och slutar med samma tillstånd i tanken. Datafiler som innehåller flera tester delas upp. Slutligen används ett program som delar upp datafilen i jämna tidssteg. Tabell 3.2 nedan visar de filer som slutligen skapades.

*Tabell 3.2. Testfiler med förklaring.*

Krets	Filnamn	Testet avser
Panna	CD49.tab	Pannventilens reglerfunktion vid Tbo = 49°C
	CD52.tab	Pannventilens reglerfunktion vid Tbo = 52°C
	CD55.tab	Pannventilens reglerfunktion vid Tbo = 55°C
	CD58.tab	Pannventilens reglerfunktion vid Tbo = 58°C
	CD61.tab	Pannventilens reglerfunktion vid Tbo = 61°C
	CDheight.tab	In- och utloppshöjder panna
Sol	CIS-sl.tab	Test av solkretsens skiktning vid lågt flöde
	CI-slf.tab	parametrar för solvärmväxlaren, lågt flöde, full effekt
	CI-slh.tab	parametrar för solvärmväxlaren, lågt flöde, halv effekt
	CIS-sh.tab	Test av solkretsens skiktning vid högt flöde
	CI-shf.tab	parametrar för solvärmväxlaren, högt flöde, full effekt
	CI-shh.tab	parametrar för solvärmväxlaren, högt flöde, halv effekt
DHW	DI50.tab	Tappvattenkretsens parametrar, lågt och högt tappflöde med en tanktemperatur av 50°C
	DI65.tab	Tappvattenkretsens parametrar, lågt och högt tappflöde med en tanktemperatur av 65°C
	DI80.tab	Tappvattenkretsens parametrar, lågt och högt tappflöde med en tanktemperatur av 80°C
Tank	HL.tab	Värmeförlustkoefficient
	TV.tab	Total volym

## 4 DATORMODELL OCH IDENTIFIERINGAR

Modellen av tanken byggs i PRESIM och TRNSYS med hjälp av, standardkomponenter och ekvationer. Det ”deck” som byggs upp läser in data från mätdatafilerna, t ex ett flöde och in och utloppstemperaturer över en värmeväxlare. Modellen används sedan för att beräkna utloppstemperaturen från värmeväxlaren. Det beräknade energiuttaget jämförs sedan med det uppmätta. I en identifiering upprepas denna beräkning och parametrarna justeras så att de på bästa möjliga sätt överensstämmer med uppmätta data. För denna identifieringsprocess används programmen FITTRN och DF.



**Figur 4.1.** Presimritning över modellen som används för identifieringen. Från ritningen skrivs automatiskt det ”deck” som krävs för att göra simuleringar i TRNSYS.

**Tabell 4.1.** Geometriska höjder för Solus 1050 omräknade utgående från den aktuella volymen under komponenten.

	beteckn	komponentens höjd från gavelbotten (cm)	volym under komponenten (l)	relativ volymetrisk höjd (-)
höjd sol inlopp	zchxi	138,0	738,5	0,750
höjd sol utlopp	zchxo	18,0	67,1	0,068
höjd kallvatten in	zdhwi	13,0	39,2	0,040
Höjd varmvatten ut	zdhwo	175,0	945,5	0,960
höjd panna inlopp övre	zbiu	168,0	906,3	0,920
höjd panna utlopp (kall)	zbo	71,5	366,5	0,372
höjd panna inlopp undre	zbil	107,5	567,9	0,577

Vid identifieringen av tankens parametrar görs det först i flera steg, där man i första steget söker generella parametrar som tankvolym och värmeförlustkoefficient. Därefter identifieras

i tur och ordning de olika parametrarna för respektive krets. För att få ett grepp om de olika anslutningarnas inlopps- och utloppshöjderna görs en beräkning utgående från tankens geometriska data enligt tabell 4.1 ovan.

## 4.1 Generella tankparametrar

### *Modell*

Den modell som används för ackumulatortanken är "TRNSYS type 140".

### *Identifiering*

Följande parametrar beskriver tankens specifika funktion och skall identifieras:

$V_s$  = Tankens volym  
 $h_s$  = Värmelagrets höjd  
 $k_s$  = värmeledning i höjddled  
 $UA_{tpz1}$  = UA-värde för toppen  
 $UA_{bot}$  = UA-värde för botten  
 $z_{fci}$  = höjden av laddningsinloppet  
 $z_{fco}$  = höjden av laddningsutloppet  
 $z_{condi}$  = höjden av konditioneringsinloppet  
 $z_{condo}$  = höjden av konditioneringsutloppet

Tankens höjd ( $h_s$ ) identifieras ej, utan en geometrisk höjd av 1,8 m har använts. Av förenklingsskäl har inga tester för att bestämma värmeledningen i höjddled ( $k_s$ ) utförts. Av erfarenhet vet man dock att den inte varierar nämnvärt mellan olika tankar och denna parameter sattes till ett värde av 5,0 kJ/h·K. Den har också en relativt liten inverkan på resultaten från simuleringsmodellen. Laddnings- och konditioneringsutloppen ( $z_{fco}$  och  $z_{condo}$ ) identifieras inte heller, utan sätts till 0 resp 1. Dessa höjder används som referens för att finna inloppens höjder. Det är olämpligt att identifiera samtliga konditioneringsanslutningar, eftersom anslutningarna samtidigt används för att ge information om tankens volym. Observera att  $z_{fco}$  och  $z_{condo}$  kan ha olika höjder, trots att de rent fysiskt är samma anslutning. Detta beror på att turbulens i högre grad kan uppstå vid inloppen än vid utloppen.

Följande datafiler ger information om de generella parametrarna:

DATA\HL.DFD  
DATA\TV.DFD

I första identifieringen söks tankens volym och UA-värde för topp och botten ( $UA_{TPZ1}$  och  $UA_{BOT}$ ) Följande resultat erhålls:

VS	UATPZ1	UABOT	objective
[M3]	[KJ/H.K]	[KJ/H.K]	[-]
0.9493	9.406	5.987	730.14
9.22E-4	0.155	0.306	

Cross correlation matrix:

1.0000000	0.0065593	0.2526807
0.0065593	1.0000000	-0.5313473
0.2526807	-0.5313473	1.0000000

I nästa identifiering söks värdena för VS (Tankens volym), zfcI (höjden av laddningsinloppet) samt zcondi (höjden av konditioneringsinloppet). Följande resultat erhålls vid användande av datafilen TV.DFD.

VS	ZFCI	ZCONDI	objective
[M3]	[-]	[-]	[-]
0.9546	0.907	0	1882.7
0.00421	0.0138	0.0295	

Cross correlation matrix:

1.0000000	-0.4793927	0.3026220
-0.4793927	1.0000000	-0.0796980
0.3026220	-0.0796980	1.0000000

Följande parametervärden har identifierats:

VS = 0,95m<sup>3</sup>  
 ks = 5,0 kJ/h·K (ej identifierad, erfarenhetsmässigt värde)  
 hs = 1,8 m (ej identifierad, uppmätt höjd)  
 UAtpz1 = 9,4 kJ/h·K  
 UAbot = 6,0 kJ/h·K  
 zfcI = 0,907  
 zcondi = 0  
 zfcO = 0 (Ej identifierad, konstant parametervärde)  
 zcondo = 1 (Ej identifierad, konstant parametervärde)

Värmeförlusterna från tanken räknat per volymsenhet är betydligt lägre för Solus 1050 än för den tidigare testade Conus 500. I jämförelse med Stratos integral från Solvis är förlusterna högre. Rören som leds genom isoleringen skapar både luftläckage och köldbryggor, vilket kan vara en orsak till ökade förluster från tanken. De identifierade förlusterna från tankens botten, är extremt höga jämfört med andra tankar, men har en mindre betydelse för värmeförlusterna, eftersom tankens temperatur normalt är låg i tankens botten. Dock kan dessa förluster ge en indikation på att luft läcker in under isoleringen vid tankens botten för att sedan värmas av tankvattnet, varpå den läcker ut vid röranslutningar och andra håligheter längre upp i tanken.

## 4.2 Pannkretsen

### Modell

Inbyggd i tankens pannkrets finns en ventil som fördelar det inkommande pannvattnet till två olika höjder beroende på pannvattnets temperatur. För att modellera ventilens funktion i pannkretsen används två dubbelportar i Type 140 och en fördelningsventil samt ekvationer för styrningen av denna. Ekvationen bygger på att ventilens läge är direkt proportionell mot temperaturen enligt:

$$Y1 = ((Tsetb + K4/2) - Tbo) / K4 \quad (ekv 4.1)$$

Där Tsetb och K4 är konstanter som identifieras och Tbo är pannans framledningstemperatur. Nedanstående logiska funktioner tillser att inte styrsignalen Y hamnar utanför intervallet 0-1.

$$Y2 = GT(Y1, 1) \quad (ekv 4.2)$$

$$Y3 = GT(Y1, 0) * LT(Y1, 1) \quad (ekv 4.3)$$

$$Y = (Y2 + Y3 * Y1)$$

(ekv 4.4)

### **Identifieringar**

För pannkretsen skall följande parametrar identifieras:

zbiu = höjd av pannkretsens övre inlopp till tanken

zbil = höjd av pannkretsens undre inlopp till tanken

zbo = höjd av pannkretsens utlopp från tanken

Tsetb = inloppstemperaturen då pannans flöde fördelas lika mellan de båda inloppen.

K4 = koefficient för pannkretsens fördelningsventil som beskriver ventilens P-bredd.

Följande datafiler ger information om pannkretsen:

CD49.DFD

CD52.DFD

CD55.DFD

CD58.DFD

CD61.DFD

CDHEIGHT.DFD

Identifiering av samtliga parametrar ger:

zbiu = 0,912

zbil = 0,615

zbo = 0,363

Tsetb = 56,04°C

K4 = 4,25°C

Vid kontroll av resultaten i ”TRNSYS online window” kunde konstateras att det uppstår en hel del turbulens vid det övre inloppet. För en bättre överensstämmelse hos modellen kan pannkretsen modelleras med tre dubbelportar. Nu används endast två dubbelportar, men av tidsskäl har ett fortsatt arbete med detta bortprioriterats.

Ytterligare ett inlopp behövs för att växla det övre inloppet till två olika höjder, beroende på temperaturskillnaden mellan det tillförda vattnet och tankvattnet vid inloppet. Om temperaturen i framledningen är högre än i tanktoppen skall det undre inloppet användas och om temperaturen är lägre än i tanktoppen skall ett inlopp i den absoluta tanktoppen användas. En sådan åtgärd skulle efterlikna den turbulens och omblandning som uppstår i tankens topp vid inloppet.

## **4.3 Solvärmekretsen**

### **Modell**

Som värmeväxlare användes en inbyggd värmeväxlare med självcirkulation i tankmodellen. I modellen finns det inte möjlighet att använda två inlopp på en förutbestämd höjd. Dels kan ett inlopp användas, dels kan skiktad inladdning väljas. Om skiktad inladdning används sker optimal skiktning mellan höjden för inlopp och utlopp (mellan zchxi och zchxo). Ett sådant antagande ger en hygglig överensstämmelse med mätningarna.

Vid tidigare identifieringar av en annan tank från Consolar (Conus 500) med en liknande värmeväxlare i solkretsen testades en annan modell med en extern värmeväxlare tillsammans med en fördelningsventil och två dubbelportar. Detta gav då inte heller något bättre resultat. Orsaken till detta kan vara att den ekvation som användes för att beskriva själv-cirkulationsflödet på sekundärsidan inte gav en god överensstämmelse. I kapitlet om tappvattenberedningen kommer det att visas att modellering av själv-cirkulation kan vara mycket knepig, speciellt för vissa flödesområden.

### **Identifiering**

Parametrar att identifiera för solkretsen:

zchxi = Höjd solvärmekretsens inlopp  
 zchxo = Höjd solvärmekretsens övre utlopp  
 chxUA = UA-värde för solvärmeväxlaren  
 chxb1 = UA-värdets flödesberoende för solvärmeväxlaren  
 chxb2 = UA-värdets medeltemperaturberoende för solvärmeväxlaren  
 chxb3 = UA-värdets temperaturberoende för solvärmeväxlaren  
 csmdot = Faktor för sekundärflödet genom solvärmeväxlaren.  
 Vchx = Solvärmeväxlarens volym

Följande datafiler ger information om solvärmekretsen:

CI-SHF.DFD  
 CI-SHH.DFD  
 CI-SLF.DFD  
 CI-SLH.DFD  
 CIS-SH.DFD  
 CIS-SL.DFD

Solvärmeväxlarens volym, vchx sätts till 0,005 m<sup>3</sup>. Övriga parametrar identifieras, men det visar sig vara svårt att identifiera alla parametrar. Man kan misstänka att zchxi är svår att identifiera, eftersom denna vid varje minima är 0.75 = geometrisk höjd. Modellen som antas förutsätter skiktad inlagring mellan höjden för zchxi och zchxo, medan det i verkligheten endast finns två inlopp vid resp höjd. Vid en ny identifiering med denna parameter vid den geometriska höjden 0.75 försvinner problemen och följande resultat erhålls.

zchxo = 0,040  
 chxUA = 6948 kJ/hK  
 chxb1 = 0,747  
 chxb2 = 0 (ej identifierad, konstant värde)  
 chxb3 = 0,480  
 csmdot = 34,5  
 zchxi = 0,75 (ej identifierad, geometrisk höjd)  
 vchx = 0,005m<sup>3</sup> (ej identifierad, antagen volym)

De i type 140 inbyggda ekvationerna för att beräkna UA-värdet är

$$UA = 1 / (1/UA_{pri} + 1/UA_{sec}) \quad (ekv 4.5)$$

där UA<sub>pri</sub> och UA<sub>sec</sub> är

$$UA_{pri} = chxUA \cdot mdotp^{chxb1} \cdot (T_{pi} - T_{pu})^{chxb2} \cdot T_{pi}^{chxb3} \quad (ekv 4.6)$$

$$UA_{sec} = chxUA \cdot mdots^{chxb1} \cdot (T_{si} - T_{su})^{chxb2} \cdot T_{si}^{chxb3} \quad (ekv 4.7)$$



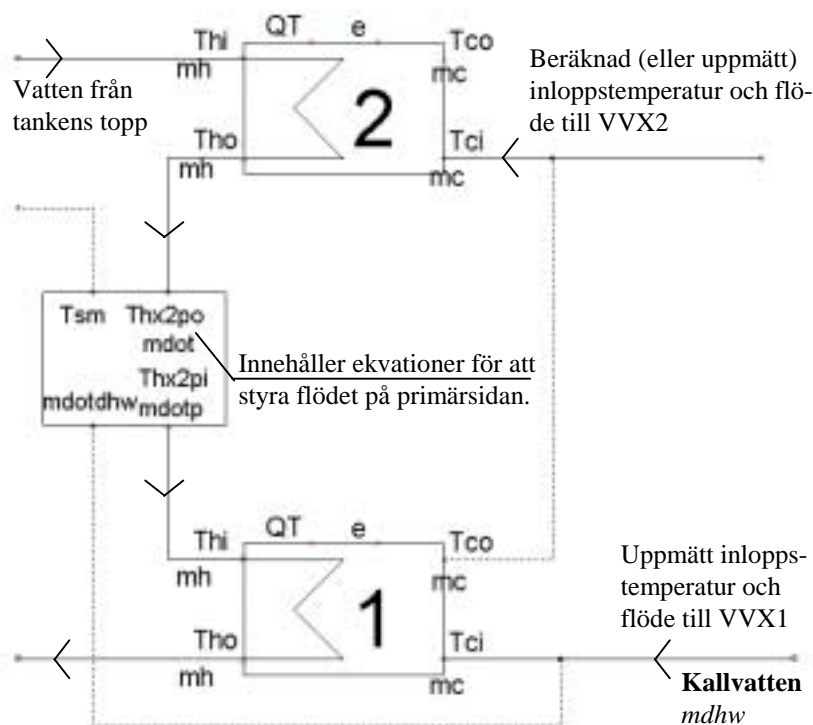
$ChxUA$  är identifierat  $UA$  värde ( $\text{kJ/h}\cdot\text{K}$ ),  $mdotp$  är primärflöde ( $\text{kg/s}$ ),  $mdots$  är sekundärflödet,  $T_{pi}$  är Primär inloppstemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $T_{pu}$  är primär utloppstemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $T_{si}$  är sekundär inloppstemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ ) och  $T_{su}$  är sekundär utloppstemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$UA$ -värdet har räknats fram i Bilaga 1 för typiska driftdata till  $437 \text{ W/K}$ . Detta värde är betydligt högre än för Conus 500 och i samma storleksordning som solvärmväxlaren i Stratos integral från Solvis och i den svenska tre-slingors tanken.

## 4.4 Tappvattenkretsen

### Modell av värmväxlare

Tappvattenkretsen måste delas upp i två delar och identifieras i två omgångar. Värmväxlarna identifieras först och då används de uppmätta flödena och tillloppstemperaturerna till respektive värmväxlare. Till VVX2 användes enbart den beräknade utloppstemperaturen från VVX1 som inloppstemperatur. Det konstaterades att det blev lättare för programmet att identifiera på detta sätt. För att en felaktig temperatur skall ge utslag i ”objective-värdet” har temperaturskillnaden mellan uppmätt och beräknade värden på vattnet mellan värmväxlarna kopplats till objective-värdet på ett annat sätt.



Figur 4.2. Presimmodellen som användes för att modellera tappvattenberedningen till Solus 1050.

Modellen för tappvattenkretsen är uppbyggd av två yttre plattvärmväxlare TRNSYS type 105. Själv-cirkulationsflödet på primärsidan beror främst på temperaturskillnaden mellan medeltemperaturen i tanken ( $T_{sm}$ ) och temperaturen i ledningen mellan värmväxlarna ( $Thx2po$ ). Även vattnets absoluta temperatur påverkar viskositeten, som i sin tur påverkar flödet, men i vårt första försök har vi försummat detta. Tidsberoendet antas vara mycket litet och försummas också. Enligt Consolar uppstår huvuddelen av tryckfallet i själv-cirkulationskretsens förbindelserör mellan värmväxlarna. Rörets innerdiameter är  $72 \text{ mm}$ .

Under antagande att omslag från laminärt till turbulent flöde startar vid  $Re = 2300$  sker detta vid ett flöde av 4,6 l/min om vattentemperaturen i röret är 47°C. Om temperaturen är 67°C startar omslag till turbulens vid 3,4 l/min. Det kan därför antas att flödet i de allra flesta fall är turbulent i röret. Det finns dock risk för laminär strömning vid låga flöden och låga temperaturer. Consolar uppger att flödet alltid är laminärt i värmeväxlarna, men eftersom huvuddelen av tryckfallet uppstår i röret antas att tryckfallet till största delen kommer att bete sig turbulent. Om flödet är fullt utvecklat turbulent betyder det att tryckfallet ändras med flödet i kvadrat. I det laminära fallet är tryckfallet direkt proportionellt mot flödet.

#### Härledning av ekvation för primärflödet

Vi kan för det laminära fallet ställa upp följande samband:

$$dP_{drive} = K_{drive} \cdot (T_{sm} - Th_{x2po}) \quad (ekv 4.8)$$

För det fullt utvecklade turbulenta fallet gäller

$$dP_{flow} = K_{lam1} \cdot m_{dotp} + K_{turb1} \cdot m_{dotp}^2 \quad (ekv 4.9)$$

där  $K_{drive}$  = koefficient för drivkraften,  $T_{sm}$  är medeltemperaturen i tanken  $Th_{x2po}$  är temperaturen i ledningen mellan värmeväxlarna (temperaturen på primärsidan ut från övre värmeväxlaren).  $K_{lam}$  och  $K_{turb}$  är koefficienter för flödet och  $m_{dotp}$  är själv-cirkulationsflödet på primärsidan. Drivkraften måste vara lika med friktionsförlusterna om flödet är konstant.  $dP_{flow} = dP_{drive}$  ger:

$$K_{lam1} \cdot m_{dotp} + K_{turb1} \cdot m_{dotp}^2 - K_{drive} \cdot (T_{sm} - Th_{x2po}) = 0 \quad (ekv 4.10)$$

Division med  $K_{drive}$  och sammanfogning av  $K_{drive}$  i  $K_{turb1}$  och  $K_{lam1}$  så att  $K_{lam} = K_{lam1}/K_{drive}$  och  $K_{turb} = K_{turb1}/K_{drive}$  ger

$$K_{turb} \cdot m_{dotp}^2 + K_{lam} \cdot m_{dotp} - (T_{sm} - Th_{x2po}) = 0 \quad (ekv 4.11)$$

Division med  $K_{turb}$ :

$$m_{dotp}^2 + \frac{K_{lam}}{K_{turb}} \cdot m_{dotp} - \frac{(T_{sm} - Th_{x2po})}{K_{turb}} = 0 \quad (ekv 4.12)$$

$m_{dotp}$  löses ut genom att använda lösningen för andragradsekvationer:

$$m_{dotp} = -\frac{K_{lam}}{2 \cdot K_{turb}} \pm \sqrt{\frac{K_{lam}^2}{4 \cdot K_{turb}^2} + \frac{T_{sm} - Th_{x2po}}{K_{turb}}} \quad (ekv 4.13)$$

endast positiva rötter är av intresse.

$$m_{dotp} = \frac{-K_{lam} + \sqrt{K_{lam}^2 + 4 \cdot K_{turb} \cdot (T_{sm} - Th_{x2po})}}{2 \cdot K_{turb}} \quad (ekv 4.14)$$

Ekvationen skrivs på samma sätt som i Trnsys och logiska funktioner infogas, så att endast positiva värden erhålls och så att flöde endast förekommer under en tappning.

$$m_{dotp} = GT(m_{dhw}, 0) * ((-K_{lam} + (K_{lam}^2 + 4 * K_{turb} * dT_{drive})^{0.5}) / (2 * K_{turb})) \quad (ekv 4.15)$$

där  $m_{dhw}$  är tappvattenflödet och  $K_{lam}$  och  $K_{turb}$  är konstanter som skall identifieras.

$$dT_{drive} = MAX(0, (T_{sm} - Th_{x2po})) \quad (ekv 4.16)$$

där,  $T_{sm}$  är medeltemperaturen i ackumulatortanken och  $T_{hx2po}$  är temperaturen i ledningen mellan värmeväxlarna (temperaturen på primärsidan ut från övre värmeväxlaren).

Temperaturen av vattnet har mätts i de punkter som visas av Figur 3.1. De uppmätta temperaturerna kan användas för att räkna fram flödet i respektive krets. En begränsning är dock att temperaturen mellan värmeväxlarna blir osäker, då flödet genom blandningsventilens kalla port ( $T_{dhw1}$ ) blir lågt. Då strömmar nästan allt vatten genom båda värmeväxlarna och det finns ingen temperaturgivare som registrerar temperaturen mellan värmeväxlarna. Temperaturen kan inte mätas, utan stora ingrepp i ackumulatortanken, då kopplingen mellan övre och undre värmeväxlarna är intern.

### **Identifiering**

Identifieringen av parametrarna för värmeväxlarna i tappvarmvattenkretsen görs utan inverkan från blandningsventilen. De parametrar som skall identifieras är:

$K_{lam}$  = konstant för flödet på primärsidan genom tappvattenväxlarna  
 $K_{turb}$  = konstant för flödet på primärsidan genom tappvattenväxlarna  
 $U_{Adhw1}$  = UA-värde för undre tappvattenvärmeväxlare (kJ/h.K)  
 $U_{Adhm1}$  = flödesberoende för undre tappvattenvärmeväxlare (=0 ingen inverkan)  
 $U_{Adhw2}$  = UA-värde för övre tappvattenvärmeväxlare (kJ/h.K)  
 $U_{Adhm2}$  = flödesberoende för övre tappvattenvärmeväxlare (=0 ingen inverkan)  
 $z_{dhw_i}$  = höjd kallvatten in (primärsida ut)  
 $z_{dhw_o}$  = höjd varmvatten ut (primärsida in)

De datafiler som ger information om tappvattenkretsen är:

DI50.DFD  
DI65.DFD  
DI80.DFD

Det har varit stora problem att få modellen att fungera vid identifieringen. Ibland har kracher uppkommit utan att det kunnat förklaras. När identifieringarna väl fungerade var det också stora problem att få modellen att ge god överensstämmelse med mätdata och det blir fortfarande en hel rad felmeddelanden.

För att ge en komplett bild av identifieringsprocessen hänvisas till de arbetsdokument som upprättats i samband med identifieringarna, där varje försök finns dokumenterat. De parametrar som erhållits ger relativt god överensstämmelse för låga tappflöden, men betydligt sämre överensstämmelse för höga tappflöden på 15 l/min. Följande parametrar har identifierats:

$K_{lam} = 0$   
 $K_{turb} = 267$   
 $U_{Adhw1} = 2884$  kJ/h.K  
 $U_{Adhm1} = 0$   
 $U_{Adhw2} = 3059$  kJ/h.K  
 $U_{Adhm2} = 0$   
 $z_{dhw_i} = 0,18$   
 $z_{dhw_o} = 0,95$

I modellen (Trnsys type 105) beräknas UA värdet (kJ/h.K) genom följande ekvation:

$$UA = U_{Adhw} \cdot (m_{dotp} + m_{dots})^{U_{Adhm}} \quad (\text{ekv 4.17})$$

där  $UA_{dhw}$  är identifierat UA-värde (kJ/h·K),  $\dot{m}_{dotp}$  är flödet på primärsidan i kg/h och  $\dot{m}_{dots}$  är flödet på sekundärsidan.

Principen för att kontrollera returtemperaturen i tanken vid en tappning tycks fungera mycket bra och ger god skiktning. Temperaturen i botten på tanken efter en kort tappning blir 28–30°C med 12-gradigt kallvatten. Denna temperatur tycks vara nästan oberoende av temperaturen i tanken och tappvattenflödet.

Det identifierade UA-värdet för tanken är inte pålitligt, men indikerar att värmeöverföringen är högre än i Conus 500, och i samma storleksordning som för Stratos Integral från Solvis och för den svenska tre-slingorstanken.

Vid jämförelser i “online” mellan de uppmätta och beräknade temperaturerna kan det konstateras att överensstämmelsen är relativt god för låga tappflöden på 5 l/min, men mycket dålig vid högre flöden. Det betyder att de ekvationer som antagits inte beskriver den verkliga flödesprofilen och värmeöverföringen enligt verkligheten. Nästa steg i arbetet blir därför att förbättra modellen som beskriver själv-cirkulationsflödet och att finna orsaken till varför programmet kraschar. Dessvärre har alla problem som tillstött gjort att det inte funnits tid att utprova en bättre modell. Kommande avsnitt beskriver dock förslag som kan förbättra modellen vid fortsatt arbete med identifiering av tankens parametrar.

### ***Förbättrad modellering av primärflödet på tappvattenkretsen***

Detta kapitel ger en djupare teoretisk analys av strömning i rör och utifrån detta ges förslag till hur modellen kan förbättras. En parameter som påverkar flödet, men som tidigare förbisetts är vattnets absoluta temperatur. Temperaturen påverkar flödet på primärsidan genom att vattnets viskositet varierar med temperaturen. Dessutom visar det sig att det finns stor risk att huvuddelen av tappningarna sker i omslagszonen mellan laminärt och fullt utvecklad turbulent strömning. I detta område gäller inte de ekvationer som antagits. Diagram 4.1, ekvation 4.18 och 4.19 nedan förklarar detta närmare.

**Tabell 4.2.** Nomenklatur för nedanstående ekvationer

$D$	diameter	m
$\nu$	kinematisk viskositet	m <sup>2</sup> /s
$\rho$	densitet	kg/m <sup>3</sup>
$\Delta p$	friktionstryckfall	Pa
$f$	friktionsfaktor	-
$H$	rörlängd	m
$Re, Re_D$	Reynolds tal	-
$T$	Temperatur	K
$u_m$	medelhastighet	m/s

Reynolds tal definieras enligt:

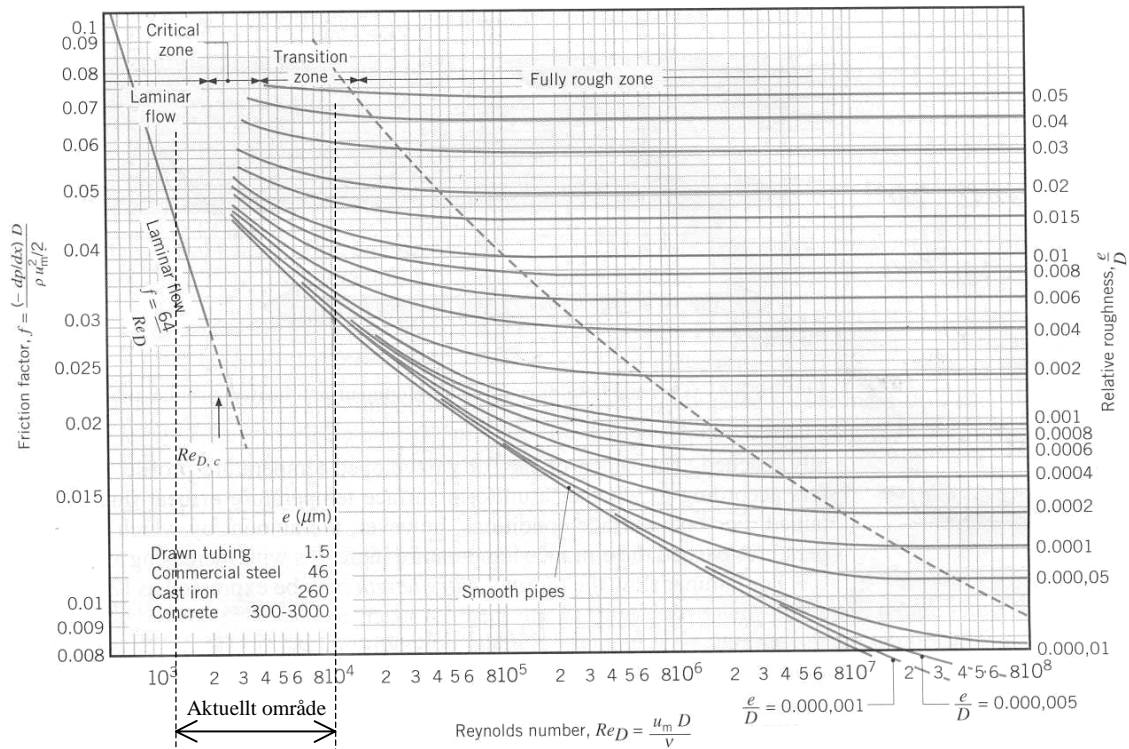
$$Re_D = \frac{u_m \cdot D}{\nu} \quad (\text{ekv 4.18})$$

där  $u_m$  är medelhastigheten i röret  $D$  är rörets diameter och  $\nu$  är kinematisk viskositet som beror på vattnets temperatur. Tryckfallet genom röret kan beräknas från friktionsfaktorn  $f$  enligt:

$$\Delta p = f \frac{\rho \cdot u_m^2}{2D} \cdot H$$

(ekv 4.19)

där  $\rho$  är densiteten,  $u_m$  är medelhastigheten och  $H$  är rörets längd. För laminär strömning är friktionsfaktorn  $f$  omvänt proportionell mot hastigheten.



**Diagram 4.1.** Friktionsfaktorn för fullt utvecklad laminär och turbulent strömning i cirkulära rör som funktion av Reynolds nummer och rörets råhetstal. Markeringen i diagrammet visar i vilket område som strömningen i röret förekommer. Källa: Incropera et al. (1996).

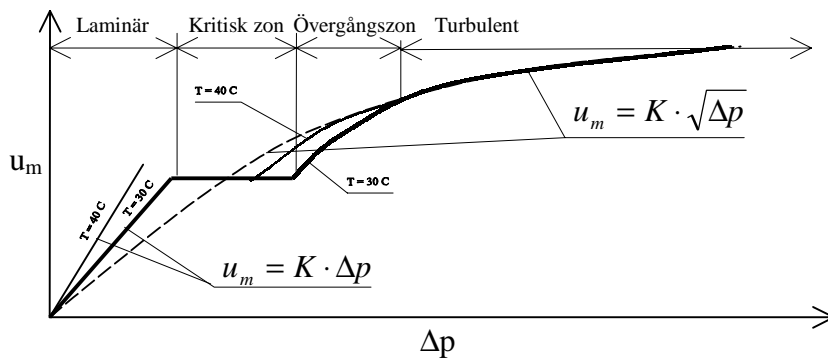
Metodiken för att använda Diagram 4.1.

$Re_D$  kan beräknas med ekvation 4.18 om vi känner rördiametern och viskositeten (vattnets temperatur), samt gissar vattnets hastighet. Diagrammet ger sedan friktionsfaktorn beroende på rörets råhetstal. Ur ekvation 4.19 kan tryckfallet beräknas med hjälp av friktionsfaktorn  $f$  och den antagna hastigheten  $u_m$ . Om det beräknade tryckfallet stämmer överens med drivkraften för det aktuella fallet var den antagna hastigheten riktig, i annat fall krävs en ny gissning av hastigheten.

Om vi nu antar att drivkraften ökar och därigenom hastigheten i röret ger Diagram 4.1 en uppfattning om kurvans utseende som beskriver hastigheten som funktion av friktionstryckfallet (drivkraften), dvs det som vi vill skapa en modell för. Vid låga hastigheter är  $Re_D$  låg och vi kan se att friktionsfaktorn ändras linjärt mot  $Re_D$ . En linjär ändring av friktionsfaktorn ger en linjär ändring av tryckfallet.

Vid högre värden på  $Re_D$  upphör till slut den laminära kurvan (*kritisk zon*) och turbulens bildas. I den *kritiska zonen* (Critical zone) ökar drivkraften utan att hastigheten ökar. Friktionsfaktorn ökar istället. I *övergångszonen* mellan laminärt och fullt utvecklat turbulent flöde (Transition zone) sker åter igen en ökning av hastigheten vid ökad drivkraft, dels genom att friktionsfaktorn åter igen sjunker, men också genom att drivkraften ökar (ekv 4.19). I det

fullt utvecklade turbulenta området är friktionsfaktorn konstant. Detta innebär att hastigheten enbart varierar med roten ur tryckfallet (ekv 4.19).



**Diagram 4.2.** Principiellt utseende av ett diagram som beskriver vattenhastigheten i ett rör som funktion av friktionstryckfallet.

Observera att rörets råhet påverkar hur lång övergångszonen blir (diagram 4.1). För mycket grova rör är övergångszonen kort, men för glatta rör blir övergångszonen mycket lång. Under övergångszonen stämmer inte antagandet att  $u_m = K \cdot \Delta p^{1/2}$ .

För att bestämma vilka områden i diagrammet som är aktuellt för tappningarna kan  $Re$  beräknas. För låga tappflöden (4,5 l/min) och låga temperaturer (27°C) blir Reynolds ca 1500. För höga flöden (15 l/min) och höga temperaturer (57°C) blir Reynolds ca 9000. Enligt diagram 4.1 kommer då det huvudsakliga arbetsområdet att vara den laminära zonen, den kritiska zonen och övergångszonen. Under detta område gäller inte att  $u_m = K \cdot \Delta p^{1/2}$ . Dessutom råder ett temperaturberoende överallt utom i den turbulenta zonen på en varierande viskositet hos vattnet. Detta komplicerar modelleringen högst avsevärt. Ett förslag till modellering kan vara att utgå från några olika ekvationer som beskriver varje område för sig och sammanfoga dessa till en ekvation som beskriver hela området. Enligt Incropera et al. (1996) gäller följande för det laminära området:

$$f = 64/Re \quad (\text{ekv 4.20})$$

För övergångszonen under antagande att vi har släta rör och  $Re < 20\,000$  gäller att:

$$f = 0,316 \cdot Re^{-1/4} \quad (\text{ekv 4.21})$$

Om en linjär övergång mellan laminär strömning (ekv 4.20) och övergångszonen (ekv 4.21) antas, kan följande samband sättas upp som gäller för fullt utvecklad strömning i glatta rör med  $Re < 20\,000$  (härledd av Bengt Hellström):

$$f = 64 \cdot [Re^{-1} - 2300^{-1}] - 0,316 \cdot [3000^{-1/4} - Re^{-1/4}] + 64 \cdot 2300^{-1} + (0,316 \cdot 3000^{-1/4} - 64 \cdot 2300^{-1}) \cdot ([Re - 2300] - [Re - 3000]) / (3000 - 2300) \quad (\text{ekv 4.22})$$

där varje uttryck inom hakparentes [X] skall beräknas enligt följande:

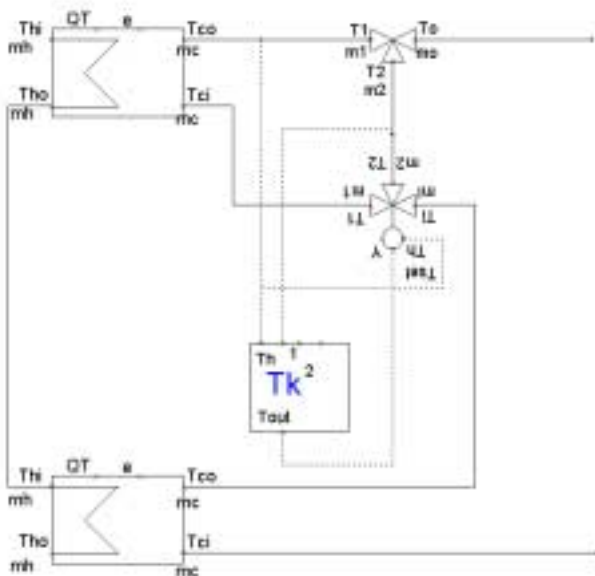
$$[X] = (X + \text{Abs}(X)) / 2.$$

Då tryckfallet är givet av temperaturgradienten i tanken och skall användas för att beräkna hastigheten enligt ekv 4.19 måste lösningen itereras fram ur ekvation 4.18, 4.19 och 4.22. Detta kräver förmodligen en ny intern modul i Trnsys decket som kan iterera fram flödes-hastigheten till Trnsys. På detta sätt kan tappvattenkretsen modelleras. Förhoppningsvis ger en sådan modell ett bättre resultat än den modell som hittills har använts.

### Modell av blandningsventil

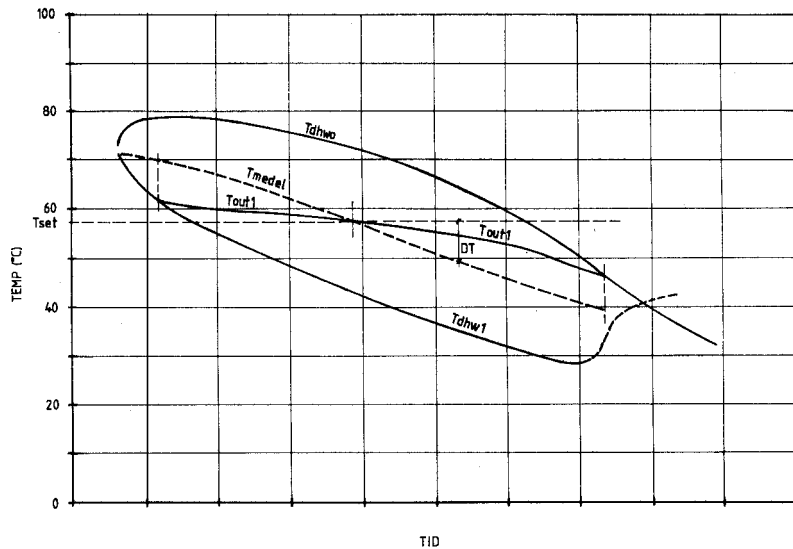
Blandningsventilen som styr varmvattentemperaturen var av fabrikat ESBE. Under mätningarna konstaterades stora problem med att hålla varmvattentemperaturen konstant, då den självverkande ventilen gav en utloppstemperatur som kunde variera mellan 47 och 60°C beroende på temperaturnivån i tanken. D v s om temperaturen ställdes in på 60°C vid en hög temperatur i tanken blev varmvattentemperaturen så låg som 47°C innan ventilens kalla port var helt stängd.

Nackdelen med en så stor variation är att risken ökar att tankens temperatur hålls onödigt hög. Om t ex önskad varmvattentemperatur ställs in vid en hög tanktemperatur och man sedan upptäcker att varmvattentemperaturen vid vissa tillfällen är för låg kan åtgärden bli att höja temperaturen på tillsatsvärmen istället för att höja blandningsventilens termostatinställningen. En bra blandningsventil i solvärmeanläggningar skall hålla en så konstant varmvattentemperatur som möjligt oberoende av temperaturen i tanken och ha lågt läckage av kallvatten på kallvattenporten. Modellering av blandningsventilen kan ske med komponenter enligt Figur 4.3 nedan.



**Figur 4.3.** Presim-ritning över tappvattenkretsen med blandningsventil och värmeväxlare. Observera att den styrande ventilen placeras som fördelningsventil. På den plats där ventilen sitter i verkligheten används ett T-stycke som blandar de båda flödena.

Förklaringen till den dåliga reglerfunktionen beror inte enbart på ventilen utan snarare på ventilens ”svåra” arbetsförhållanden. Vid höga temperaturer i tanken är inloppstemperaturen på kalla porten mycket hög. Vid låga temperaturer är ventilens kalla port betydligt kallare. Detta ger ett svårt reglerförhållande för en självverkande ventil, eftersom en blandningsventil normalt har en konstant temperatur på kalla sidan (inkommande kallvatten).



**Diagram 4.3.** Diagram över en tappning med temperaturer före och efter blandningsventilen.  $T_{dhw}$  är temperaturen vid ventilens varma port,  $T_{dhw1}$  är temperaturen vid ventilens kalla port och  $T_{out1}$  är utloppstemperaturen från blandningsventilen.  $T_{medel}$  är medeltemperaturen av  $T_{dhw1}$  och  $T_{dhw}$ .  $T_{set}$  är temperaturen i skärningspunkten mellan  $T_{medel}$  och  $T_{out}$ .

Modelleringen av framledningstemperaturen efter ventilen ( $T_{out1}$ ) föreslås kunna ske med följande ekvationer som kan härledas ur Diagram 4.3 ovan.

$$T_{out1} = T_{medel} + DT * C1 \quad (ekv 4.23)$$

där

$$T_{medel} = (T_{dhw1} + T_{dhw}) / 2 \quad (ekv 4.24)$$

$$DT = T_{set} - T_{medel} \quad (ekv 4.25)$$

$$C1 = K1 - K2 * DT \quad (ekv 4.26)$$

$T_{dhw1}$  är inloppstemperaturen till blandningsventilens kalla port och  $T_{dhw2}$  är inloppstemperaturen till den varma porten.  $T_{set}$ ,  $K1$  och  $K2$  är parametrar att identifiera. För en bättre passning kan den linjära anpassningen av  $C1$  eventuellt ersättas av ett polynom.

För att ge ventilen begränsningar och för att beräkningen skall fungera utanför arbetsområdet krävs också logiska funktioner där  $T_{out1}$  räknas om till  $T_{out}$  som är inställningstemperaturen på ventilen:

$$T_{out} = (GT(T_{out1}, T_{dhw1}) * LT(T_{out1}, T_{dhw}) * T_{out1}) + T_{outTh} + T_{outTk} \quad (ekv 4.27)$$

Dvs om  $T_{out1}$  är mellan  $T_{dhw1}$  och  $T_{dhw}$  är  $T_{out} = T_{out1} + T_{outTh} + T_{outTk}$

$$T_{outTh} = GT(DT, 0) * GT(T_{out1}, T_{dhw}) * T_{dhw} \quad (ekv 4.28)$$

Dvs om  $T_{out1}$  är större än  $T_{dhw}$  är  $T_{outTh} = T_{dhw}$

$$T_{outTk} = LT(DT, 0) * LT(T_{out1}, T_{dhw1}) * T_{dhw1} \quad (ekv 4.29)$$

Dvs om  $T_{out1}$  är större än  $T_{dhw}$  är  $T_{outTh} = T_{dhw}$



### ***Identifiering***

Ingen identifiering av ventilens parametrar har skett med DF och Fittrn, varför det är osäkert om modellen kan ge en god beskrivning av ventilens funktion. En manuell passning med Excel från en del av mätdata ger att  $T_{set} = 57,5^{\circ}\text{C}$ ,  $K1 = 0,65251$  och  $K2 = 0,00844$ . Med dessa värden ligger varmvattentemperaturen normalt inom  $\pm 0,4^{\circ}\text{C}$  från uppmätt värde. Eventuellt finns också ett visst flödesberoende, men detta har inte undersökts.

## **4.5 Validering**

Validering av modellen med de identifierade parametrarna innebär att en kontroll görs mot andra mätningar, gärna med mer verklighetstroga sekvenser. Normalt skall en testsekvens utföras där samtliga kretsar testas under verklighetstroga förhållanden. I detta arbete har valideringssekvensen inte utförts av tidsskäl. Validering av enskilda kretsar kan ändå göras genom att en del mätdata inte används för identifieringen och att den sedan används för valideringen. Genom att detta arbete inte ännu har avslutats har inte heller någon validering utförts.

## 5 RESULTAT OCH SLUTSATSER

Inom detta arbete har en modell för tanken tagits fram och dess parametrar identifierats. Noggrannheten är dock fortfarande dålig för vissa kretsar. Någon verifiering har inte utförts, så det är svårt att avgöra hur dålig modellen är. Framförallt har det varit stora svårigheter att finna en bra modell för tappvattenkretsen. Genom att jämföra utloppstemperaturerna från modellen med uppmätta temperaturer har det konstaterats att modellen för tappvattenberedningen stämmer dåligt för vissa tappflöden, medan modellen stämmer bättre för andra tappflöden. Detta tyder på att den ekvation som användes för att beskriva flödet genom tappvattenkretsen inte kan ge en god passning. Ett förslag till en förbättrad ekvation ges i kapitel 4.4, men denna har ännu inte testats.

Solkretsen har inte heller kunnat modelleras med ett perfekt resultat. Den modell som har använts är inbyggd i tankmodellen och har inte möjlighet att använda två utlopp på olika höjd. Istället har en idealt skiktad inladdning använts. Tidigare identifieringsförsök på en annan tank med en liknande värmeväxlare har inte heller gett perfekta resultat. Då provades även en extern värmeväxlare med två inlopp på olika höjd och en ekvation som beskriver flödet, men inte heller detta gav ett riktigt bra resultat. Orsaken var troligen problem med att finna en ekvation som beskriver flödet genom värmeväxlaren på ett bra sätt. Både tappvattenkretsen och solkretsen kräver alltså en bra ekvation för flödesvariationen i värmeväxlare och rör med självциркуlation.

Pannkretsen har kunnat modelleras med ett bra resultat, dock har det getts ett förbättringsförslag som ytterligare kan förbättra överensstämmelsen. Denna förbättring har dock inte utförts, eftersom vi ännu inte kunnat lösa problemen med tappvattenkretsen.

Det har varit stora problem med att modellen kraschar under identifieringarna. Orsaken är troligen problem med att få Trnsys att lösa ekvationerna. Någon riktigt bra modell för ackumulatortanken har alltså inte kunnat utvecklas ännu, men det har lagts förslag till hur modellen kan förbättras för tappvattenkretsen, solvärmekretsen och pannkretsen. Om dessa modeller visar sig fungera bra finns stora möjligheter att en bra datormodell kan byggas.

I bilaga 1 finns en sammanfattning av Trnsysmodellen och dess parametrar. Nedan visas de parametervärden som hittills identifierats:

$UA_{tpz1} = 9,4 \text{ kJ/h,K}$	$csmdot = 34,5$
$UA_{bot} = 6,0 \text{ kJ/h,K}$	$zchxi = 0,75$ (ej identifierad, geometrisk höjd)
$V_s = 0,95 \text{ m}^3$	$V_{chx} = 0,005 \text{ m}^3$ (antagen volym)
$z_{fci} = 0,907$	$zchxi = 0,750$ (geometrisk höjd)
$z_{condi} = 0$	$K_{lam} = 0$
$z_{fco} = 0$ (ej identifierad, geometrisk höjd)	$K_{turb} = 267$
$z_{condo} = 1$ (ej identifierad, geometrisk höjd)	$UA_{dhw1} = 2884 \text{ kJ/h,K}$
$z_{biu} = 0,912$	$UA_{dhm1} = 0$
$z_{bil} = 0,615$	$UA_{dhw2} = 3059 \text{ kJ/h,K}$
$z_{bo} = 0,363$	$UA_{dhm2} = 0$
$T_{setb} = 56,04 \text{ }^\circ\text{C}$	$z_{dhw1} = 0,18$
$K_4 = 4,25 \text{ }^\circ\text{C}$	$z_{dhw0} = 0,95$
$z_{chxo} = 0,040$	$T_{set} = 57,5 \text{ }^\circ\text{C}$
$chx_{UA} = 6948 \text{ kJ/hK}$	$K_1 = 0,65251$
$chx_{b1} = 0,747$	$K_2 = 0,00844$
$chx_{b3} = 0,480$	

## **6 LITTERATUR**

1. Incropera, F. P. & DeWitt, D. P. (1996) *Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Fourth edition*. John Wiley & Sons, Inc.

**SOLUS1050 (CONSOLAR)****MODEL PARAMETERS FOR TYPE 140, MULTIPORT**

Using Type 140, v1.98F

Tomas Persson

SERC. 2001 02 21

**1 General Parameters**

Height:	1.8 m	{fixed}
Heat Loss Coefficient: Mantle and top	$UA_{tpz1} = 2.6 \text{ W/K}$ (9.4 kJ/h.K)	{fit}
Heat Loss Coefficient: bottom	$UA_{bot} = 1.7 \text{ W/K}$ (6.0 kJ/h.K)	{fit}
Effective Vertical Conduction:	1.4 W/m.K (5.0 kJ/h.m.K)	{fixed}
Number of nodes	100	{fixed}
Water Volume	950 liter	{fit}
	(+ 5 liter mixture of water and antifreeze in heat exchangers.)	

**2 Collector Loop**

The collector loop was modeled using an internal heat exchanger with natural convection based on the temperature difference between average tank temperature over the height of the pipe and the outlet temperature from the heat exchanger. Perfect stratification between the inlet and outlet is assumed. Tests were made using antifreeze mixture with 41% P44 glycol.

Volume	5 liter antifreeze mixture	{fixed}
Inlet	0.75 [relative height]	{fixed}
Outlet	0.04 [relative height]	{fit}
Heat Transfer Coefficient (UA)	$UA = 1930 \text{ W/K}$ (6950 kJ/h.K)	{fit}
	$b_{h1} = 0.747, b_{h2} = 0.0, b_{h3} = 0.480$	{fit}
	UA is dependent on both the primary and secondary conditions (and thus temperature distribution in the store). See the equation below.	
Option for Stratified Charging	On	
Natural Convection Mode	Average tank temperature over heat exch.	
Natural Convection Factor	34.5	{fit}

Calculation of the UA-value for the collector circuit are done by the following equations

$$UA = 1 / (1/UA_{pri} + 1/UA_{sec}) \quad (1)$$

where  $UA_{pri}$  och  $UA_{sec}$  are

$$UA_{pri} = chxUA \cdot mdotp^{bh1} \cdot (T_{pi} - T_{po})^{bh2} \cdot T_{pi}^{bh3} \quad (2)$$

$$UA_{sec} = chxUA \cdot mdots^{bh1} \cdot (T_{si} - T_{so})^{bh2} \cdot T_{si}^{bh3} \quad (3)$$

$ChxUA$  is the identified UA-value in (kJ/h.K),  $mdotp$  is the primary flow in (kg/s),  $mdots$  is the secondary flow (kg/s),  $T_{pi}$  is the primary inlet temperature in ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $T_{po}$  is the primary

outlet temperature,  $T_{si}$  is the secondary inlet temperature and  $T_{so}$  is the secondary outlet temperature.

Equations (1) through (3) give a typical UA value of 437 W/K at the following conditions:

$$T_{pi} = 50^{\circ}\text{C}$$

$$T_{po} = 35^{\circ}\text{C}$$

$$T_{si} = 30^{\circ}\text{C}$$

$$T_{so} = 45^{\circ}\text{C}$$

$$\dot{m}_{dotp} = 120 \text{ kg/h}$$

$$\dot{m}_{dots} = 120 \text{ kg/h}$$

### 3 Boiler Loop

Two double ports were used to model the two inlets from the boiler.

Upper inlet	0.912 [relative height]	{fit}
-------------	-------------------------	-------

Lower inlet	0.615 [relative height]	{fit}
-------------	-------------------------	-------

Outlet	0.363 [relative height]	{fit}
--------	-------------------------	-------

The valve that controls the water flow between the inlets was modeled with a type 11 (flow diverter). It was controlled by the following equation

$$Y1 = ((T_{setb} + K4/2) - T_{bo}) / K4$$

Where  $T_{setb}$  and  $K4$  are constants that was identified and  $T_{bo}$  is the outlet temperature of the boiler.

$T_{setb}$	56.0 °C	{fit}
------------	---------	-------

$K4$	4.25	{fit}
------	------	-------

Some improvements can be achieved using three double ports instead of two (see the report: "Identifiering av parametrar till ackumulatortanken Solus 1050 från Consolar")

### 4 Heating System Loop

No parameters were identified, but the following relative heights were derived from the geometric heights, a procedure used in previous projects.

Heating inlet	0.509	{estimated}
---------------	-------	-------------

Heating outlet	0.440	{estimated}
----------------	-------	-------------

### 5 Hot Water Preparation

#### *Heat exchangers*

This was modeled using two external heat exchangers (type 105) connected in series. The flow was modeled using equations. The equation that was used to describe the flow on the primary side is as follows:

$$\dot{m}_{dotp} = GT(\dot{m}_{dhw}, 0) * ((-K_{lam} + (K_{lam}^2 + 4 * K_{turb} * dT_{drive})^{0.5}) / (2 * K_{turb}))$$

where  $\dot{m}_{dhw}$  is the DHW-flow and  $K_{lam}$  and  $K_{turb}$  are constants to be identified.  $dT_{drive}$  is the temperature difference between the storage and the pipe (outlet temperature of upper heat exchanger).

Klam	0	{fit}
Kturb	267	{fit}
Inlet to storage	0.18 [relative height]	{fit}
Outlet from storage	0.95 [relative height]	{fit}
Heat Transfer Coeff. lower heat exchanger	UAdhw1 = 2884 kJ/h.K	{fit}
Mass flow dependency, lower heat exchanger	UAdhm1 = 0	{fit}
Heat Transfer Coeff. upper heat exchanger	UAdhw2 = 3059 kJ/h.K	{fit}
Mass flow dependency, upper heat exchanger	Uadhm2 = 0	{fit}

The equation and the parameters show good results for low flows at 5 l/min. For High flows at 15 l/min the result are not good. A new equation was developed, but there was no time to test it (see the report "Identifiering av parametrar till ackumulatortanken Solus 1050 från Consolar").

### **Mixing valve**

The mixing valve was modeled by a flow diverter (type 11). As the function of this valve was not perfect, ie. the outlet temperature was not constant for varying inlet conditions, a set of equations to describe its function had to be derived. These are as follows:

$$T_{out1} = T_{medel} + DT * C1$$

where

$$T_{medel} = (T_{dhw1} + T_{dhw2})/2$$

$$DT = T_{set} - T_{medel}$$

and

$$C1 = K1 - K2 * DT$$

Tdhw1 is the inlet temperature to the cold port of the valve and Tdhw2 is the inlet temperature to the warm port. Tset, K1 and K2 are constants that were identified. The identification was not properly done, because the identification of the DHW circuit was not finished. Only a simple identification with some of the measurements was done to find the parameters by use of Excel.

Tset	57.5 °C	{-}
K1	0.65251	{-}
K2	0.00844	{-}

## **6 Temperature Sensors**

No tests were performed

## **7 Verification Results**

No tests were performed

### 8 Schematic of Tank

