

# Datorsimulering av installationstekniska system

Slutrapport för forskningsprojektet:  
med stöd från Formas 2004-279 och SBUF 11223

Lars Jensen

© Lars Jensen, 2011

ISRN LUTVDG/TVIT--11/7061—SE(106)

Installationsteknik  
Institutionen för bygg- och miljöteknologi  
Lunds tekniska högskola  
Lunds universitet  
Box 118  
221 00 LUND

# Innehållsförteckning

1	Inledning och sammanfattning	5
	Datorsimulering med PFS	5
	Datorsimulering av regenerativ värmeväxling	6
	Luftvärmebatteri med blandningsreglering	7
	Kopplade luftvärmebatterier för återvinning	7
	Flytande reglering	7
	Tillfrånreglering	8
	Självinställande reglering	8
	Standard PI-reglering	8
2	Datorsimulering med IDA	9
	Uppvärmning med vattenradiator	9
	Uppvärmning med elradiator	10
	Uppvärmning med golvvärme	11
	Sammanfattning	11
3	Datorsimulering med PFS	13
	Värmesystem	13
	Kylsystem	14
	Tappvattensystem	14
	Ventilationssystem	14
	Ventilationstekniskt barndskydd	17
	Trycksättning av trapphus	17
	Sprinklersystem	20
	Strömningsanalys av tågtunnelstation	20
	Dimensionering av utspädning för skydd mot brandgasspridning	23
4	Datorsimulering av regenerativ värmeväxling	25
	7006 Roterande värmeväxlare	25
	7033 Roterande värmeväxlare – Inverkan av läckage	25
	7048 Fuktöverföring vid regenerativ värmeväxling	26
	7049 Fukttillskott i frånluft	26
	7046 Regenerativ ventilationsvärmeåtervinning – Simulering av fukttillstånd med mätdata	26
	7053 Fuktregering av regenerativ värmeväxling	26
	7055 Mer fuktregering av regenerativ värmeväxling	26
	7062 Fuktregering av regenerativ värmeväxling med ventilationsflöde, varvtal eller vädning	26
	7063 Termisk mätning av rotorläckage	27

7065 Regenerativ värmeväxling och renblåsning	27
7066 Regenerativ värmeväxling utan renblåsning	27
7068 Fuktregering av regenerativ värmeväxling med värmning av uteluft eller frånluft	27
7069 Renblåsning med diffusion	27
7070 Renblåsning och rotorkanalform	27
7071 Renblåsning och termofores	28
7074 Verkningsgrader vid regenerativ värmeväxling	28
Föredrag	28
Tidskriftsartiklar	29
Datorprogram för torr regenerativ värmeväxling	29
Datorprogram för fuktöverföring vid regenerativ värmeväxling	31
5 Luftvärmebatteri med blandningsreglering	33
Modellering	34
Standard PI-reglering	35
Flytande reglering	36
Tillfrånreglering	36
Självinställande reglering	36
Trettio demonstrationsfall	36
6 Kopplade luftvärmebatterier för återvinning	45
7 Flytande reglering	51
8 Tillfrånreglering	61
9 Självinställande reglering	71
10 Standard PI-reglering	79
Formler för PI-regulatorer	81
Stegsvarsmetoden	82
Självsvängningsmetoden	84
Referenser	89
Appendix A Trettio demonstrationsfall	91

# 1 Inledning och sammanfattning

Projektets syfte var ursprungligen att ta fram ett hjälpmedel för att kunna simulera och undersöka godtyckliga installationstekniska system. Projekt startade efter en liten förstudie och totalt beviljades 780 000 kronor från Formas Dnr 2004-279 och 800 000 kronor från SBUF ID 11223.

Projektsumman var för liten för att kunna finansiera en doktorandtjänst fullt ut under fyra till fem år. En projektanställning var på gång, men på grund av att tjänstledig personal kom tillbaka till avdelningen återstod bara att genomföra projektet med befintlig personal.

Förstudien visade på att det fanns ett mycket stort antal simuleringsprogram med olika uppbyggnad, omfattning, spridning och inte minst kostnad. Efter ett tag bestämdes det att göra en påbyggnad med reglerteknisk inriktning av en befintlig energi- och klimatsimuleringskurs med IDA vid KTH. Möjligheterna har undersökts och resultatet sammanfattas i avsnitt 2 för tre olika uppvärmningssystem för en och samma lokal. Resultatet blev att det var långt från enkelt att med befintliga modeller simulera olika reglertekniska system utan att begränsas av modellernas olika egenskaper.

Användningen av det generella simulerings- och beräkningsprogrammet matlab inom både högskolornas undervisning och forskning samt näringsliv har ökat betydligt jämfört med andra simuleringsprogram. Datorsimulering med matlab är därför en bra lösning. Detta exemplifieras med i avsnitt 5 med ett luftvärmebatteri med blandningsreglering, i avsnitt 6 med kopplade luftvärmebatterier för återvinning, i avsnitt 7 med flytande reglering, i avsnitt 8 med tillfrånreglering, i avsnitt 9 med självinställande reglering och i avsnitt 10 med standard PI-reglering.

## Datorsimulering med PFS

Datorprogrammet PFS har utvecklats sedan 1991 vid LTH och en mindre del av utvecklingsarbetet har stötts av detta forskningsprojekt. PFS löser olika statiska godtyckliga flödesproblem. Ett flödesproblem beskrivs med en enkel halvgrafisk principskiss, där till grafiken en eller flera anslutna texter beskriver olika flödesvägars egenskaper. Arbetet har avrapporterats tidigare med en arbetsrapport TVIT—06/7009 med titeln Installationstekniska beräkningar med PFS.

PFS kan dimensionera, injustera och testa olika flödessystem i en enda beräkning. PFS kan också genomföra upptill 100 beräkningar av samma flödesproblem med olika kombination av yttre förutsättningar. Resultat skrivs ut tabellerat med en kolumn för varje beräkningsfall och kan exporteras till en textfil för vidare bearbetning i andra program. En kortfattad genomgång av beräkningsmöjligheterna med PFS redovisas med olika exempel på ventilationssystem, sprinklersystem, trycksättning av trapphus, strömningsanalys av en tåg tunnelstation samt undersökning av utspädning för skydd mot brandgasspridning.

PFS används av ett flertal brandkonsulter för att projektera brandskydd för att begränsa brandgasspridning via ventilationssystem eller använda trycksättning av olika delar av en byggnad som ett skyddsätt mot brandgasspridning.

Sammanfattningsvis: PFS kan användas för att utforma och undersöka flödessystem med statistiskt sett lämpliga egenskaper. De statistiska egenskaperna är viktiga, eftersom de anger gränser för dynamiska modeller, vilka har betydelse vid start, stopp och ändrat driftsätt samt dygns-, vecko- eller årsperiodiska förlopp. En kunskapsbrist är att tryckfallsfunktioner inte är kontinuerliga vid övergångar av olika flödesfall, vilket försvårar eller omöjliggör beräkning av udda driftsfall. Denna brist drabbar alla rör- och kanalberäkningsprogram.

## Datorsimulering av regenerativ värmeväxling

Regenerativ värmeväxling har undersökts och dokumenterats i sexton arbetsrapporter med avseende på ett flertal olika frågeställningar, vilket kan kortfattat sammanfattas med medströmsvärmeväxling, fuktöverföring, fuktreglering och renblåsning. Arbetet med regenerativ värmeväxling har presenterats med nio olika föredrag och med tre tidskriftsartiklar. En genomgång görs i avsnitt 4 av arbetsrapporterna i den ordning de skrivits med en rubrikrad med rapportnummer, titel och sidantal inom parantes. Två nerladdningsbara matlab-program beskrivs sist.

Ett något udda resultat för regenerativ medströmsvärmeväxling är att temperaturverkningsgraden är större än 0.5 för fallet med lika stora flöden, vilket är en omöjlighet för rekuperativ värmeväxling mellan lika stora flöden.

En ekonomisk jämförelse mellan regenerativ och rekuperativ värmeväxling visade att läckaget inberäknat renblåsning har stor betydelse för vilken metod som är bäst trots att verkningsgraden är betydligt lägre för en rekuperativ värmeväxlare utan läckage jämfört med en regenerativ värmeväxlare med ett påtagligt läckage.

En metod att bestämma rotorläckage genom att mäta temperaturer före och efter en stillastående rotor testades med gott resultat. Svårigheten är att mäta avluft och tilluft omedelbart efter rotorn.

Fuktöverföring för regenerativa värmeväxlare med hygroskopiskt material är välkänt, medan fallet med icke hygroskopiskt material är mindre känt. Regenerativa värmeväxlare med rena metallrotorer används idag i bostäder och det har rapporterats ett antal fall stora problem med för hög luftfuktighet med omfattande fönsterkondens och mindre fuktskador. Flera studier behandlar fuktreglering med reglering av varvtal, ventilationsflöde, vädring, förvärmning av uteluft och eftervärmning av frånluft.

Simulering med mätdata från arton olika bostadshus i Sverige visade att för en tjugodagarsperiod med höga fuktillskott var fuktverkningsgraden 0.4 under fyra dygn utav tjugo och att kondensutfällning sker för äldre tvåglasfönster för nio utav tjugo hus.

Överföring mellan frånluft och tilluft förhindras i en rotorvärmeväxlare med en renblåsningssektor. Renblåsningens funktion är inte fullständig för större partiklar på grund av att den laminära strömningsprofilen i en rotorkanal gör att det finns alltid en del frånluft med större partiklar kvar i rotorkanalen. Den kraftiga diffusionen hos gaser och små partiklar gör att dessa lämnar frånluftresten i en rotorkanal under en renblåsning. Inverkan av termofores har även undersökts, vilken innebär att partiklar drivs från varm luft mot kall luft. Detta kan förbättra renblåsning med uteluft, men samtidigt ökar partikelnivån nära den kallare rotorkanalytan i den normala frånluftsektorn (nästan ett halvt varv). Resultatet är att termofores snarare försämrar än förbättrar renblåsningen.

En jämförelse mellan medströms- och motströmsvärmväxling görs i en studie båda vad avser temperaturverkningsgrad, fuktverkningsgrad och rotoruppfuktning. Två resultat var att fuktverkningsgraden var något lägre för medström än för motström samt att rotoruppfuktningens graden var mycket lägre för medströmsfallet än för motströmsfallet.

Arbetet med regenerativ värmväxling visar att det finns kunskapluckor trots att denna form av ventilationsvärmväxling har använts under mer än femtio år inom installationstekniken. En rotorvärmväxlare har oftast beskrivits med en temperaturverkningsgrad som kan anpassas med varvtalet. Renblåsningsflöde, läckageflöde och fuktöverföring för ickehygroskopiska rotorerna har ofta försumrats för att förenkla simuleringar. Vad som är dimensionerande varvtal är inte självklart, eftersom hög temperaturverkningsgrad kräver högt varvtal, vilket i sin tur ökar renblåsningsflödet och därmed fläktarbetet.

Sammanfattningvis: Området regenerativ ventilationsvärmväxling med rotorerna har undersökts ingående både med med- och motström samt överföring av temperatur, fukt och förorening. Allt är dock inte utrett. Det saknas kunskap om hur påfrysning sker och hur det samtidigt påverkar genomströmningen samt hur variabla luftflöden påverkar tryckskillnader kring rotorerna och därmed renblåsning och läckage. Det är inte heller självklart att hög temperaturverkningsgrad med högt varvtal är den mest energieffektiva utformningen med hänsyn till att renblåsningsflödet är direkt proportionellt mot varvtalet.

## Luftvärmebatteri med blandningsreglering

Ett luftvärmebatteri med blandningsreglering med tillhörande cirkulationskrets modelleras i matlab för att kunna undersöka olika egenskaper såsom uppstart vid låg utetemperatur, cirkulationskretsens längd, frysrisk vid driftfall med avvikande luft- och vattenflöde, med- eller motströmskoppling samt olika regleringsätt. Standard PI-reglering, tillfrånreglering, flytande reglering och självinställande reglering kan testas. Ett matlab-program finns tillgängligt att för nerladdning.

## Kopplade luftvärmebatterier för återvinning

Ventilationsvärmväxling med kopplade batterier med en enkel cirkulationskrets modelleras i matlab för att kunna undersöka olika egenskaper såsom hur kopplingsättet påverkar verkningsgraden, hur det cirkulerande flödet påverkar verkningsgraden för givna luftflöden, om avfrostning kan ske med reverserat flöde och hur verkningsgrad påverkas av batteridjup eller antalet rörnader. Ett matlab-program finns tillgängligt att för nerladdning.

## Flytande reglering

Flytande reglering är en enkel reglermetod som togs fram för mer än femtio år sedan formad efter den tidens förutsättningar. Den reglerade processen består av en tidsfördröjning och en termisk tröghet. Ett exempel är blandning av två flöden till en önskad temperatur. Tidsfördröjningen är gångtiden mellan blandningspunkt och temperaturgivare och trögheten ges av temperaturgivaren. Om störningarna är långsamma, kan flytande reglering vara en bra och enkel lösning.

En temperatur för ett flöde mäts och regleras med en reglerventilen, vars läge styrs med ett ställdon med konstant hastighet och lång gångtid. Om reglerfelet är större än en given avvikelse eller tolerans ändras ventilens läge tills att felet är mindre än den givna gränsen. Om toleransintervall är för litet kan regleringen bli instabil med ett periodiskt förlopp.

Olika metoder för att bestämma toleransintervallens storlek för att uppnå instabilitet, stabilitet, enstegsstabilitet och tvåstegsstabilitet redovisas. Olika fall av stabilitet demonstreras med samma tillämpningsfall i avsnitt 7. Ett matlab-program finns tillgängligt att för nerladdning.

## Tillfrånreglering

Tillfrånreglering är en vanligt förekommande reglermetod, när det endast finns två lägen till och från för pådraget eller insignalen. Några egenskaper såsom medelfel, variation och periodtid beskrivs i avsnitt 8 för en enkel process med en tidfördröjning och tröghet med en viss tidskonstant. Fyra tillämpningsfall redovisas också. Ett matlab-program finns tillgängligt för nerladdning.

## Självinställande reglering

Ett grundläggande problem inom regler tekniken är att ställa in regulatorparametrar för olika regulatorer. En viss regulatorinställning gäller för vissa förutsättningar. Om förutsättningarna ändras, kommer regleringen att bli alltför snabb och resultera i ett självsvängande förlopp eller bli alltför långsam och resultera i stora avvikelser från det önskade värdet. Detta inträffar när processens statiska förstärkning eller dynamik ändras.

En ytterst enkel nästan parameterfri självinställande regulator beskrivs och demonstreras i avsnitt 9. Ett matlab-program finns tillgängligt för nerladdning. Regulatorn bygger på att vänta ut dynamiken och att skatta processens totala förstärkning med den senaste utsignalen och den rådande insignalen. Om störningarna är långsammare än processens dynamik blir resultatet bra.

## Standard PI-reglering

Hur regulatorparametrar för PI-regulatorer kan ställas in beskrivs sist i avsnitt 10. Det finns två standardmetoder, stegsvarsmetoden och självsvängningsmetoden. Detta görs som en jämförelse med den tidigare beskrivna självinställande regulatorn i avsnitt 9. Tillämpning sker med samma process som i avsnitt 9. Ett matlab-program finns tillgängligt för nerladdning.



## 2 Datorsimulering med IDA

I detta kapitel redovisas några undersökningar med att använda IDA ICE 4 för att simulera reglering av enkla värmesystem. Avsikten var att komplettera en grundutbildningskurs vid KTH omfattande inneklimate- och energisimulering med mer detaljerad reglering. Uppvärmning av ett rum med vattenradiator, elradiator och golvvärme har undersökts och redovisas med var sitt underavsnitt. Befintliga modeller har använts. Undersökning har skett med en kvadratisk zon med sidan 10 m och en ytterfasad med ett fönster.

### Uppvärmning med vattenradiator

Vattenradiatorn modelleras med CeWatHet som är statisk och har en värmeeffekt som är olinjär i flödet. Flödet regleras med en modifierad P-regulator Psmooth. Framledningstemperaturen till vattenradiatorn bestäms av en funktionsmodul PlinSegm och produktionmodulen SimBoil.

En anmärkning är att detta värmesystem har ingen dynamik. Det finns ingen termisk massa och inte heller några transportfördröjningar i distributionssystem. Den modifierade P-regulatorn har en förstärkning som högst mitt i arbetsområdet och avtar betydligt mot arbetsområdets gränser. Detta har gjorts för att minska risken för numeriska problem jämfört med ett fall med samma förstärkning över hela arbetsområdet.

En annan anmärkning är att radiatorflödet inte kan stängas av helt, vilket ger en minsta effekt och därmed inga rörledningar som svalnar av när flödet upphör. Det blir därför svårt att simulera ett reglerförlopp där en radiatortermostatventil först stänger av flödet vid för hög innetemperatur och sedan efter att radiator och rör svalnat åter öppnar radiatortermostatventilen på grund av värmeöverledningen från dessa avtagit betydligt med avsvälningen.

Slutsatsen är att det krävs mer detaljerade modeller för att kunna simulera reglerförloppet när en termostatventil stänger vid övertemperaturer. Det krävs modeller för distributionssystemets rör, termostatventilens temperaturmätning och dess samband mellan temperaturavvikelse och ventilöppningsarea.

Några olika simuleringsstudier visade att den nominella radiatoreffekten har stor betydelse för resultatet. Överdimensionering ger ojämnare temperatur. En årsenergijämförelse mellan en idealvärmare och uppvärmning med en vattenradiator enligt ovan visade som väntat att både rumstemperatur och eneregigång blev lägre med den ideala värmaren. Skillnaden kan dock göras nästan försumbar om radiatorstorlek väljs snålt och börvärdesinställning görs rätt.

## Uppvärmning med elradiator

Modellen avser en elradiator (Elrad) framför en yta. Radiatorn har ingen massa och därmed ingen tröghet. I modellen beräknas en värmebalans för radiatorns baksida med antagande om fullständigt strålningsutbyte med bakom liggande vägg. Övrig strålningsvärme försummas. Radiatorns effekt tillförs till största delen konvektivt bortsett från värmeförlusten ut genom väggen bakom radiatorn.

P-reglering sker med Psmooth med ett angivet P-band. PI-reglering sker med PIContr för vilken förstärkning K (0.3), integrationstid TI (300 s) och tracking time TT (30 s). Parametern TT finns för att förhindra integratoruppvridning, vilket uppstår vid långvariga reglerfel när styrintervallet är begränsat. Regulatorns integrator summerar normalt reglerfelet oberoende av om styrsignalen är begränsad eller ej. En termostat benämnd Thermost med kan också användas. Dödband mellan tillslag och frånslag är 0.2 °C för en elektronisk termostat och 2 °C för en mekanisk bimetal-termostat. Några delstudier genomfördes med samma rum som för uppvärmning med vattenradiator i det tidigare avsnittet.

En delstudie visade att radiatorns maxeffekt i förhållande till önskad effekt resulterar i stora skillnader i temperaturförlopp och medeleffekt för fallet med en enkel termostat med tillslag vid 20 °C och frånslag vid 22 °C. Medeltemperaturen blev 21.7, 21.2 och 21.1 °C för radiator-effekterna 300, 400 respektive 500 W. Medeltemperaturen skall enligt teorin, som behandlas i avsnitt 8, bli 21 °C om radiatoreffekten den dubbla önskade effekten. Rummets värmebehov var för det aktuella fallet 267 W. Dödzonen är stor och reglering sker efter en lufttemperatur i rummet. En kommentar till detta är att en enkel radiatortermostat sitter oftast lågt monterad på själva radiatorn och påverkas därför mer direkt och snabbare genom värmeledning och konvektion i själva radiatorn. Medeleffekten för de tre fallen med 300, 400 och 500 W blev 273.5, 269.8 respektive 268.3 W, vilket stämmer överens med de högre motsvarande medeltemperaturerna i förhållande till utetemperaturen -20 °C.

En annan delstudie med ett års väderdata visade att med radiatoreffekterna 300, 400, 500 och 1000 W ger delvis avtagande energibehov 555.9, 552.4, 552.7 respektive 551.6 kWh att jämföras med det ideala fallets 611.7 kWh för att håll minst 21 °C. Förklaringen till det högre energibehovet är att den ideala värmaren aldrig håller för låg temperatur.

En slutsats av delstudien är att med ett olämpligt val av indata kan felaktiga slutsatser dras att ett fall är bättre än ett annat fall om inte både medeltemperatur, medeleffekt och energi beaktas.

## Uppvärmning med golvvärme

Simulering av golvvärmesystem har undersökts med ett befintligt makro (FH\_hc-floor) som innehåller själva golvvärmeslingan (Hcfloor) beskriven som ett skikt på varierbart djup under golvytan och med samma temperatur över hela ytan, ett materialskikt över slingan (Bdfwall), en shuntgrupp (PMTmultiT) och en PI-reglerator (PIContr). Några olika delstudier har genomförts och refereras kortfattat här.

Olika regulatorinställningar visade att golvvärmesystemet med läggningsdjup 200 mm och plattjocklek 100 mm klarade en stor belastningsändring när utetemperaturen gick från -20 °C till 0 °C på 1 h. Rumstemperaturen ökar under någon timme med endast 0.25 °C samtidigt som värmeförseln till golvslingan var avstängd oberoende av valda regulatorinställningar.

En annan delstudie visade att läggningsdjupen 20, 50 och 100 mm med samma regulator påverkar övertemperaturen något när utetemperaturen går från -20 °C till 0 °C på 1 h. Rumstemperaturen ökade som väntat med 0.25, 0.30 och 0.35 °C för de tre läggningsdjupen. Samma delstudie visade också att läggningsdjup 100 mm ger ett långsamt och därmed svårreglerbart system.

En delstudie undersökte vad temperaturfallet blev vid bortfall av värmeförsel för olika vid plattjocklekar nämligen 100 och 250 mm, men med samma läggningsdjup 50 mm. Resultatet blev att rumstemperaturen föll 3 °C efter 30 respektive 50 h. En liknande delstudie med samma plattjocklek och olika läggningsdjup (20, 50, 100 och 250 mm) resulterade i stort sett i samma temperaturförlopp. Mindre skillnader kan förklaras att regleringen med samma regulator självsvängde olika mycket för fyra fallen och beroende på när avbrottet inträffade i förhållandet till självsvängningen.

## Sammanfattning

Det går att utforma olika övningsuppgifter som undersöker olika egenskaper hos olika uppvärmningssystem med olika reglersätt utsatta för olika förutsättningar eller störningar. Det är dock inte helt enkelt att göra en direkt tolkning av resultatet utan att känna till olika egenheter för olika system och dess reglersätt. Ett enkelt exempel som berörts tidigare i texten är en självsvängande reglering som utsätts för en störning. Resultatet kan bli mycket olika beroende på när störningen sker i förhållande till självsvängningen.



## 3 Datorsimulering med PFS

Datorprogrammet PFS har utvecklats sedan 1991 vid Installationsteknik vid institutionen för Bygg- och miljöteknologi. En del av utvecklingsarbetet har skett med stöd från detta forskningsprojekt, men huvuddelen av arbetet har genomförts som fri forskning.

Datorprogrammet PFS för statiska beräkningar av godtyckliga flödessystem har 2007 avrapporterats med en delrapport TVIT—07/7009 med titeln Installationstekniska beräkningar med PFS, som omfattande 192 sidor. Datorprogrammet kan användas för dimensionera olika rörsystem, kanalsystem eller flödessystem, för att injustera och kontrollera funktionen vid olika förutsättningar. Denna arbetsrapport redovisar totalt 59 olika exempel för 28 olika tillämpningar. Några av dessa kommer att kommenteras i några underavsnitt, där exempelnamnen anges med fetstil. En utökning av PFS genomfördes och dokumenterades 2008 med arbetsrapporten TVIT—08/7031 med titeln Uppdatering av PFS 2008, som omfattade 60 sidor.

Ett flödessystem beskrivs i PFS med en halvgrafisk principskiss där grafiken beskriver flödesvägarna och anslutna texter flödesvägarnas egenskaper. Ritytan är begränsad till 400 rader och 160 tecken per rad. Antalet obekanta är begränsat till 100. Ett exempel på ett flödessystem kan genom enkel editering minskas eller utökas till önskad storlek eller omfattning. Samma exempel kan genomräknas för upp till 100 fall i en enda beräkning med ett tabellerat resultat.

PFS användes i utbildning av brandingenjörer vid LTH för beräkning av sprinklersystem. Kontrollberäkning görs av ett befintligt sprinklersystem som en del i en större projektuppgift.

PFS används av brandsäkerhetsbranschen för beräkning av brandgasspridning via ventilations-system i byggnader. Ett vanligt fall är att undersöka hur mycket brandgasspridning det blir från en brandutsatt lokal till övriga lokaler. Själva branden ansätts som ett extra flöde som beskriver brandens termiska expansion, som i stort sett är proportionell mot själva brandeffekten. En annat viktigt område är trycksättning av byggnader för att förhindra eller begränsa brandgasspridning.

### Värmesystem

Olika värmesystem såsom tvårörsradiatorsystem, ettrörsradiatorsystem, golvvärmesystem, och takvärmesystem behandlas genomgående med dimensionering av rör och injustering samt i en del fall undersökning av effektfördelning vid annan injustering än den korrekta.

Det finns ett fall **exempel 02x** med tvårörssystem för en fasad med fem radiatorer på våningsplan och för fyra våningsplan. Dimensionering av rörsystem och injustering eller bestämning av  $k_v$ -värden för radiatorventiler kan genomföras. Önskade radiator effekter bestämmer flödena. Det går också att testa vad resultatet blir utan någon injustering med alla radiatorventiler fullt öppna som i **exempel 02y**. Spridningen i radiator effekt beror mycket på själva radiatorerna är dimensionerade. Vad resultatet blir med avstängda radiator på plan två och tre och fullt öppna radiatorventiler på plan ett och fyra undersöks i **exempel 02z**.

Ett enkelt golvvärmesystem med fyra olika slingor injusteras i **exempel 04**. Test av en injustering med  $k_v$ -värden proportionella mot slinglängden visas med **exempel 04s**. Fallet utan injustering med fullt öppna injusteringsventiler visas i **exempel 04t**. En granskning av resultatet visar att slingeffekterna avviker endast något från de nominella för de två testfallen.

Ett takvärmesystem åtta strips för en hall dimensioneras och injusteras i **exempel 05**.

## Kylsystem

Ett kylbaffelsystem med åtta enheter dimensioneras och injusteras i **exempel 06s**. Någon injustering behövs egentligen inte, eftersom huvuddelen av tryckfallet ligger över själva kylbaffeln med klena dimensioner.

En metod att underlätta injustering eller göra injustering onödig är att användas sig av trerörs-system även betecknat som vänd returledning. Den tredje ledningen kan slopas om framledning och returledning finns i var sin ände av systemet. En annan beteckning är diagonalkoppling för detta kopplingsätt. Framledning har avtagande flöde och dimensioner anpassade för att ge ett konstant tryckfall för samtliga rörsträckor. Returledningen med ökande flöde är en spegling av framledningen under förutsättning av att de alla anslutna komponenterna har snarlika flöden.

Denna princip testas i **exempel 06d** med rördimensionering enbart efter nominella flöden samt utan några injusteringsventiler. Skillnaden i effekt mellan de olika kylbafflarna är ytterst marginell. En förenkling med endast en dimension för fram- och returledning lika med den största dimensionen i **exempel 06d** resulterar i en något större spridning i effekt, vilket visas i **exempel 06de**.

## Tappvattensystem

Dimensionering av tappvattensystem redovisas med **exempel 08** för en fyraplansbyggnad med fyra stammar till två lägenheter på plan. Detta fall täcker både rörsystemet för varmvatten såväl som kallvatten. Varmvattensystemet dimensioneras oberoende av varmvattencirkulationssystemet, vilket vid stora tappningar också kan föra fram vatten till olika tappställen. Cirkulationspumpen arbetar med betydligt lägre tryckstegring än de tryckfall som kan uppstå vid stora tappningar.

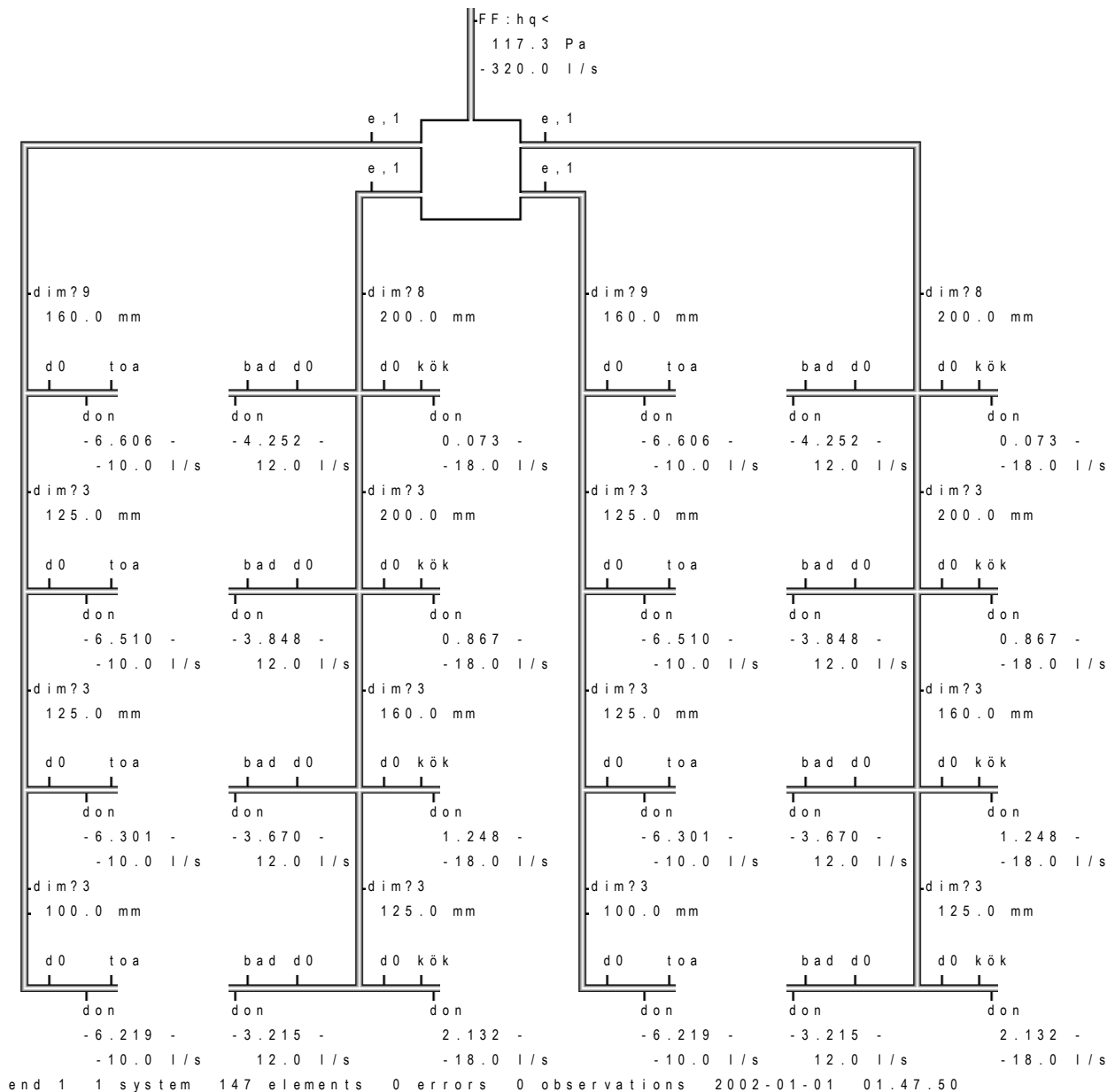
Varmvattencirkulationssystemet dimensioneras och injusteras för samma system som ovan för på annat sätt framräknade cirkulationsflöden. Beräkning med värmeförluster gör i **exempel 08x**. Ett förenklat cirkulationssystem omfattande endast källaren redovisas med **exempel 08y**.

## Ventilationssystem

Ett enkelt frånluftssystem för ett trapphus med två lägenheter per plan och fyra våningsplan kan dimensioneras, injusteras och undersökas för klimatpåverkan. Varje lägenhet har tre frånluftsdon kök, badrum och gästtoalett. Kanalsystemet består av fyra stigare, vilka anslut till det takplacerade takaggregatet. Lämpliga kanaldimensioner och donlägen redovisas i Figur 3.1 med det första fallet i **exempel 13** med raden ”injustering” aktiverad med set till vänster på raden.

```

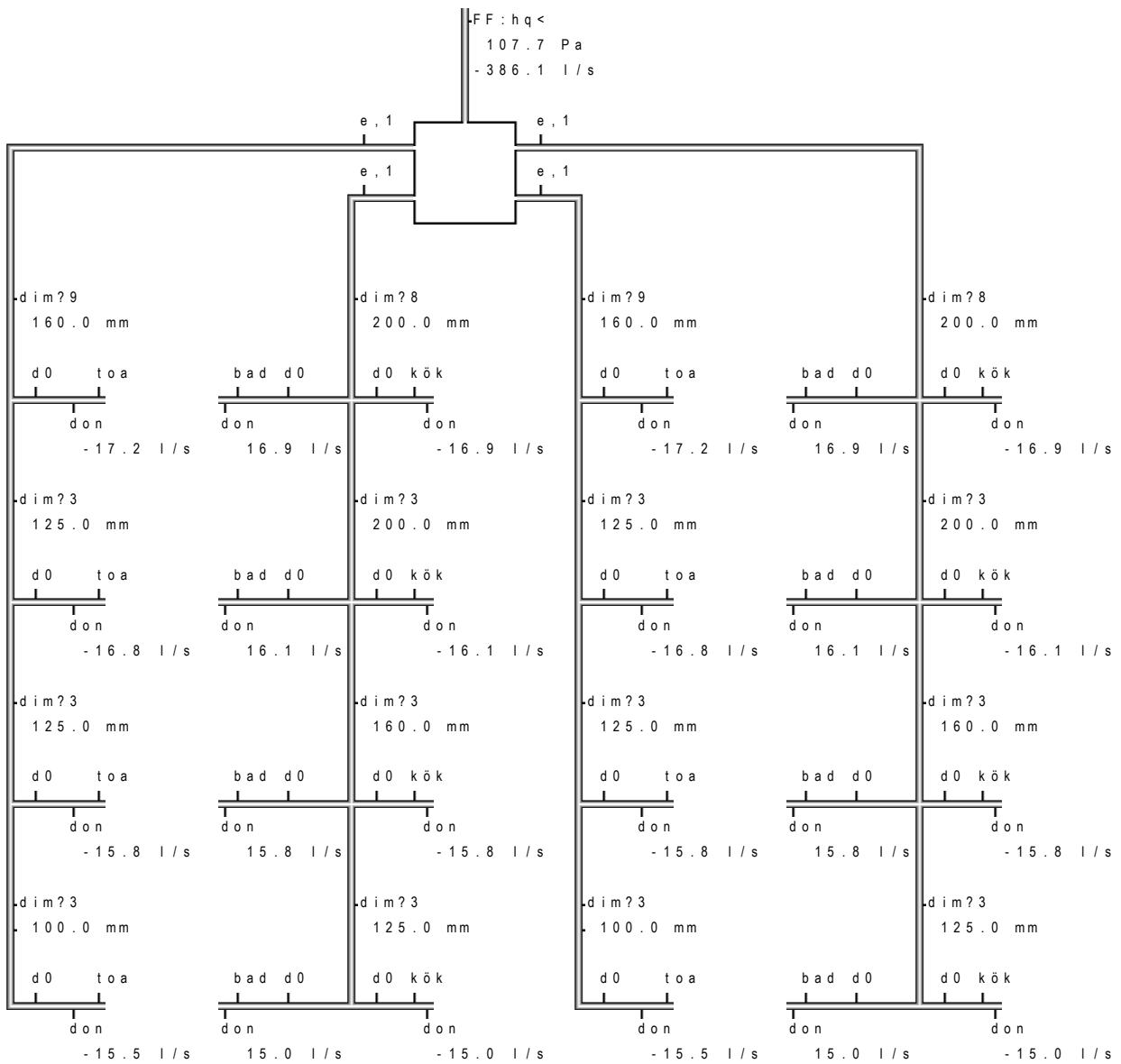
begin
flow      l/s
pressure Pa
format   q 1
control  bend=1 con=1 duct=1
set      d0=d,100,0.2 dim=d
fan      FF 150:0 120:300 70:600 rms= 0.000
diagram  KGEB p(iq) 100 -12:6 -6:10 0:18 6:24
set      don=KGEB?:q toa=q,-10 bad=q,12 kök=q,-18 "injustering"
com      don=KGEB,0:q toa=s,-10 bad=s,12 kök=s,-18 "alla don i läge 0 mm"
com      don=t,10,80:q toa=s,-10 bad=s,12 kök=s,-18 "alla don saknas"
design   max R(d) 1 100 125 160 200 250
    
```



Figur 3.1 Lämpliga kanaldimensioner och donlägen för ett frånluftssystem för åtta lägenheter med kök, badrum och toalett med flöden enligt set-rad.

```

begin
flow      l/s
pressure Pa
format    q 1
control   bend=1 con=1 duct=1
set       d0=d,100,0.2 dim=d
fan       FF 150:0 120:300 70:600 rms= 0.000
diagram   KGEB p(iq) 100 -12:6 -6:10 0:18 6:24
com       don=KGEB?:q toa=q,-10 bad=q,12 kök=q,-18 "injustering"
set       don=KGEB,0:q toa=s,-10 bad=s,12 kök=s,-18 "alla don i läge 0 mm"
com       don=t,10,80:q toa=s,-10 bad=s,12 kök=s,-18 "alla don saknas"
design    max R(d) 1 100 125 160 200 250
    
```



```

end 1 1 system 147 elements 0 errors 0 observations 2002-01-01 01.48.34
    
```

Figur 3.2 Frånluftsflöden för ett frånluftssystem för åtta lägenheter med kök, badrum och toalett med alla don i läge 0 enligt set-rad.



Fallet med alla frånluftsdon i samma nolläge redovisas i Figur 3.2 som det andra fallet i **exempel 13** med raden ”alla don i läge 0 mm” aktiverad med set till vänster på raden. Behovet av frånluftsdon visas i Figur 3.3 med det tredje fallet i **exempel 13** med raden ”alla don saknas” aktiverad med set till vänster på raden. Flödesspridningen blir orimlig utan frånluftsdon.

Hur olika termiska förhållanden kan störa FT-ventilationssystemets funktion redovisas med två principexempel för enbart T- och F-system fristående och injusterade vid en utetemperatur med drift vid en hög utetemperatur och med drift vid en låg utetemperatur i **exempel 14\_01\_02** för en byggnad med åtta plan.

Sexton kombinationer av fyra olika fläktplaceringar, tät och otät byggnad med åtta plan som hög och låg utetemperatur redovisas uppdelat i **exempel 14\_03\_06, exempel 14\_07\_10, exempel 14\_11\_14** och **exempel 14\_15\_18**. De fyra fläktfallen är kombinationer av placering av tilluftsfläkt och frånluftsfläkt överst eller nederst. Dessa sexton principfall visar olika fall är olika känsliga för uteklimat och otäthet när det gäller ventilationsflöden eller undertryck eller övertryck i byggnaden.

## Ventilationstekniskt brandskydd

Sex olika skyddsåtgärder mot brandgasspridning testas på en FT-ventilerad femplansbyggnad i **exempel 16x**, där **x** står för **a-f**. Branden simuleras genom att tillföra ett extra tillflöde på ett våningsplan. Två brandflöden och alla fem våningsplan testas för varje av de sex skyddsåtgärder, vilka är fläktar i drift, utluftning med stoppade fläktar, brandgasfläkt med stoppade fläktar, tryckavlastning med fläktar i drift, backspjäll med fläktar i drift samt brandgasspjäll med fläktar i drift.

De redovisade exemplen visar också på möjligheterna att göra ett större antal beräkningar upptill ett hundra med samma indatamodell. Indatamodellen med sina tio fall är dock här begränsad för att kunna redovisas på en A4-sida.

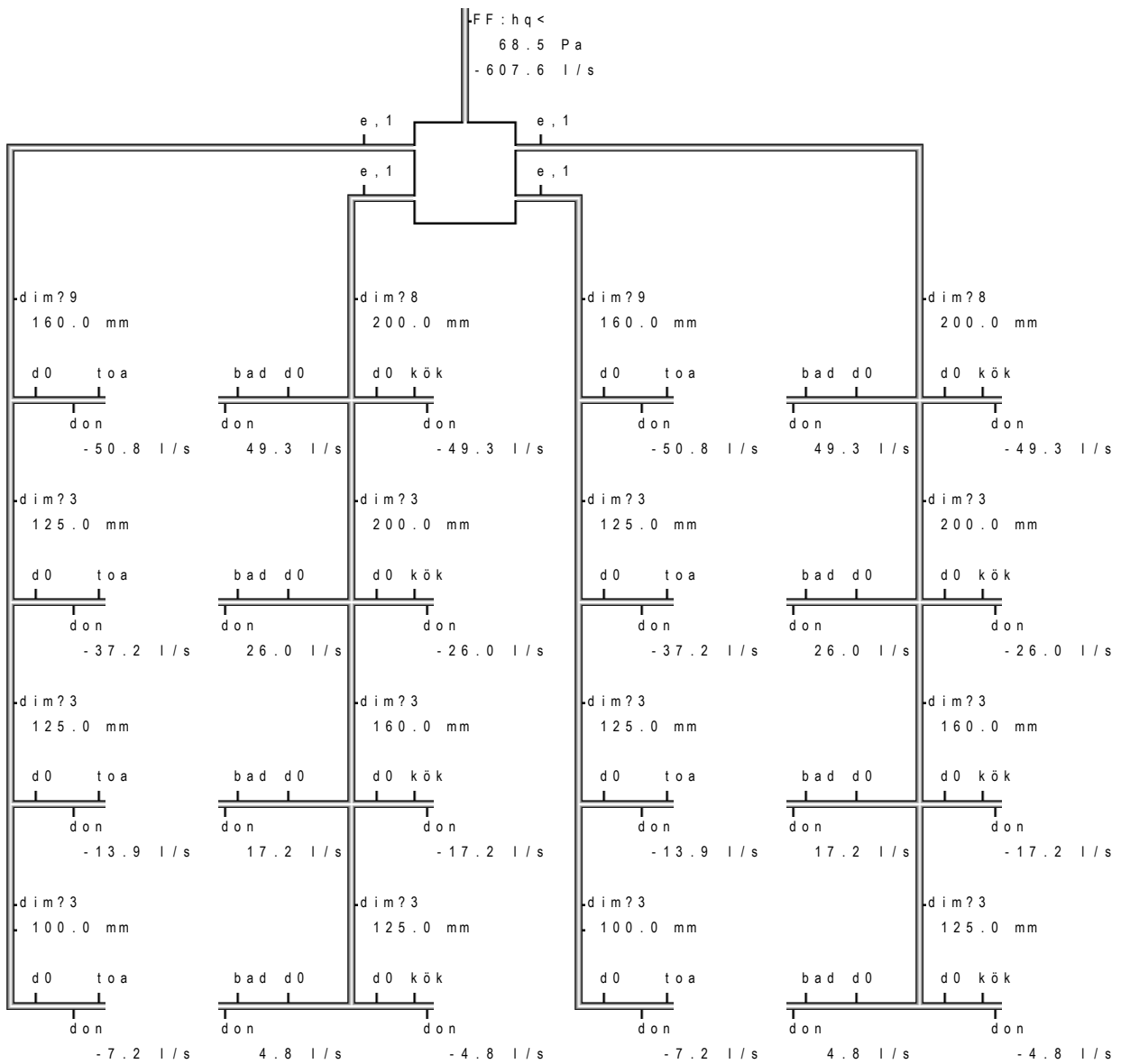
## Trycksättning av trapphus

Trycksättning av trapphus görs i höga byggnader görs för att förhindra brandgaser att tränga in i trapphuset. Övertryck i trapphuset är begränsat neråt för att förhindra brandgasspridning och uppåt för att kunna öppna dörrar till trapphuset. Termiska stignakter kan försvåra trycksättning och olika åtgärder kan krävas. Fyra olika fall av trycksättning redovisas i Figur 3.4 med **exempel 17** där alla har ett fixt övertryck om 60 Pa nederst. Ett fall saknar en övre öppning. Ett fall har en given övre öppning. Ett fall har ett givet nedre inflöde. Det fjärde fallet till höger har ett givet övre övertryck. Antalet våningsplan är tio. Våningshöjden är 6 m. Den övre öppningens flöde beräknas för fall två likaväl som inflödet för fall tre. Utetemperaturen är 0 °C med densiteten 1.29 kg/m<sup>3</sup>, vilket anges med styrparameter *denz*.

En något mer omfattande modell med trapphus, hisschakt, hisshall och våningsplan testas för ett fall med trycksättning av markplan i **exempel 17a**.

```

begin
flow      l/s
pressure Pa
format    q 1
control   bend=1 con=1 duct=1
set       d0=d,100,0.2 dim=d
fan       FF 150:0 120:300 70:600 rms= 0.000
diagram   KGEB p(iq) 100 -12:6 -6:10 0:18 6:24
com       don=KGEB?:q toa=q,-10 bad=q,12 kök=q,-18 "injustering"
com       don=KGEB,0:q toa=s,-10 bad=s,12 kök=s,-18 "alla don i läge 0 mm"
set       don=t,10,80:q toa=s,-10 bad=s,12 kök=s,-18 "alla don saknas"
design    max R(d) 1 100 125 160 200 250
    
```



end 1 1 system 147 elements 0 errors 1 observation 2011-12-21 16.47.28

Figur 3.3 Frånluftsventilationssystem för åtta lägenheter med kök, badrum och toalett utan egentliga frånluftsdon med endast 10 Pa tryckfall vid 80 l/s enligt set-rad.

```

begin                                                                                               "exempel 17"
control  dencase=1  denz=1.29
com(1)   qb=sqrt((1.29-1.2)*9.81*6/0.48)                "qb"                3.322084
com(2)   qt=qb-20*0.06/2                               "qb-qx/2"          2.722084
com(3)   qs=-qb-20*0.06/2                             "qb+qx/2"          -3.922084
set      zs=z,-6    ts=t,0.48,1    dc=t,60,0.12:hq    Tp=T,20    Tn=T,20:<

com  fix nedre övertryck 60 Pa i samtliga fyra fall

com  ingen övre öppning  fix övre öppning  fixt nedre flöde  fixt övre övertryck

|Tp
|h?0
| 110.1 Pa
|zs
|ts dc Tn
|-----|
|-104.8 Pa
|zs 0.159 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-99.5 Pa
|zs 0.155 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-94.2 Pa
|zs 0.150 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-89.0 Pa
|zs 0.146 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-83.9 Pa
|zs 0.142 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-78.9 Pa
|zs 0.138 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-74.0 Pa
|zs 0.133 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-69.2 Pa
|zs 0.129 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-64.5 Pa
|zs 0.124 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-60.0 Pa
| 0.120 m3/s
|h,-60:q
|-1.396 m3/s

|Tp
|t,60,qt:hq
| 61.0 Pa
|zs
|ts dc Tn
|-----|
|-59.3 Pa
|zs 0.119 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-58.0 Pa
|zs 0.118 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-57.0 Pa
|zs 0.117 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-56.3 Pa
|zs 0.116 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-55.9 Pa
|zs 0.116 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-56.0 Pa
|zs 0.116 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-56.4 Pa
|zs 0.116 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-57.2 Pa
|zs 0.117 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-58.4 Pa
|zs 0.118 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-60.0 Pa
| 0.120 m3/s
|h,-60:q
|-3.919 m3/s

|Tp
|h?:q
| 60.9 Pa
|zs
|ts dc Tn
|-----|
|-59.2 Pa
|zs 0.119 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-57.9 Pa
|zs 0.118 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-56.9 Pa
|zs 0.117 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-56.2 Pa
|zs 0.116 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-55.9 Pa
|zs 0.116 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-55.9 Pa
|zs 0.116 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-56.3 Pa
|zs 0.116 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-57.1 Pa
|zs 0.117 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-58.4 Pa
|zs 0.118 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-60.0 Pa
| 0.120 m3/s
|h,-60:qs
|Tn

|Tp
|h,60:q
|-2.781 m3/s
|zs
|ts dc Tn
|-----|
|-58.4 Pa
|zs 0.118 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-57.2 Pa
|zs 0.117 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-56.2 Pa
|zs 0.116 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-55.6 Pa
|zs 0.116 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-55.4 Pa
|zs 0.115 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-55.5 Pa
|zs 0.115 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-56.0 Pa
|zs 0.116 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-56.9 Pa
|zs 0.117 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-58.3 Pa
|zs 0.118 m3/s
|ts dc Tn
|-----|
|-60.0 Pa
| 0.120 m3/s
|h,-60:q
|-3.950 m3/s

end 1 4 systems 176 elements 0 errors 0 observations 2011-12-21 16.53.02

```

Figur 3.4 Fyra olika trycksättningsfall för ett trapphus med tio plan med nedre övertryck om 60 Pa, ingen övre öppning, given övre öppning, givet nedre inflöde och givet övre övertryck.

## Sprinklersystem

Dimensionering och kontrollberäkning av grenörssystem, gridrörssystem och spaltsprinkler demonstreras i **exempel 18**, **exempel 19** respektive **exempel 20**. Grenörssystem kan alltid kontrollberäknas med handberäkning, medan gridrörssystem med matning från två håll endast kan kontrollberäknas med datorprogram, vilket visas i Figur 3.5 med en aktiv verkningsyta med arton sprinkler.

Ett modulärt sprinklersystem kan byggas ytterst snabbt i PFS med användande av färdiga mallar som endast skall anpassas för det aktuella fallet med dess omfattning och geometri.

En spaltsprinkler består av en längsgående spalt i ett långt rör. Problemet är att dimensionera spaltens vidd och rörets tvärsnittsarea. Beräkningsmässigt kan en spaltsprinkler delas upp i ett antal hål med samma arean som motsvarande spaltdel och med mellanliggande rörsträckor med samma längd som varje spaltdels längd. Fyra olika beräkningsmodeller med uppdelning i 4, 8, 16 och 32 delar testas med **exempel 20**. Spridningen ökar något med den finare uppdelning.

## Strömningsanalys av tåg tunnelstation

Strömningsanalys av tåg tunnelstation med PFS redovisas i arbetsrapporten TVIT—10/7057 med för genomgående åtta olika tågrörelser för station Triangeln i Malmö. Undermarksstationen har en perrong med två spår, ett rulltrappssystem i var ände, fyra anslutande enkelspårstunnlar med tryckutjämningschakt nära perrongavsnittet samt brandgasventilationssystem.

Olika tågrörelser beroende på tågtyp och hastighet skapar höga lufthastigheter i dörröppningar mot perrongen som kan välta personer. Tre åtgärder, större dörröppningar, strypning av tunnlar mellan perrong och tryckutjämningschakt samt öppet brandgasventilationssystem, för att minska lufthastigheterna har undersökts var för sig och tillsammans. Detta redovisas på tillsammans med utgångsläget på sidorna 9-13 och varje exempel finns som **tunnel\_sid\_nr.pfs**.

Tre åtgärder med olika strypning av rulltrappssystemen redovisas på sidorna 16-18. Effekten av olika antal stängda perrongdörrar demonstreras med fyra fall på sidorna 19-22.

Hur normal drift påverkas av driftsatt brandgasventilation visas på sidan 23. Fallet med driftsatt brandgasventilation och utan tågrörelser undersöks för nio olika fall med kombinationer av olika dörröppningar och tryckutjämningschakt på sidan 24.

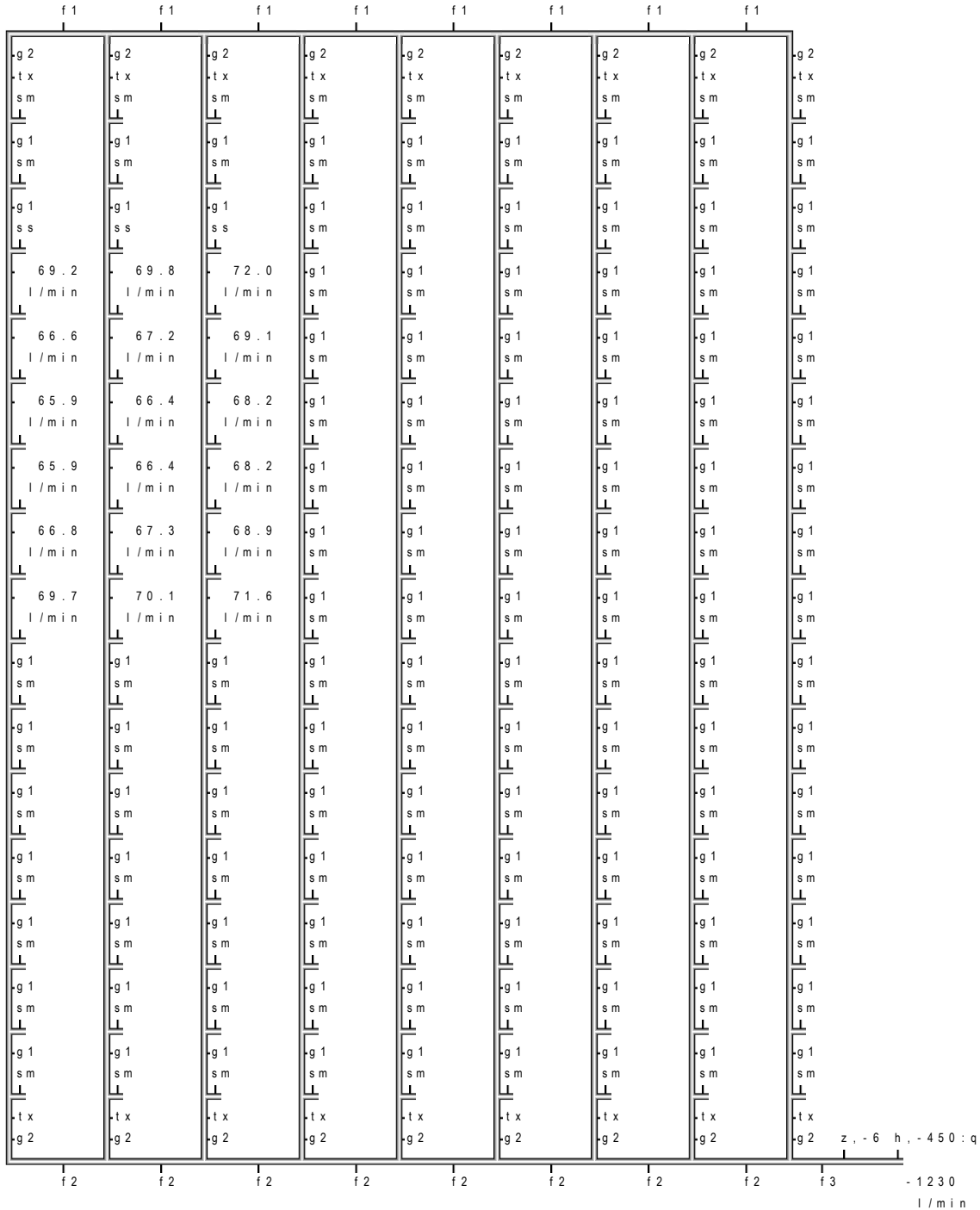
Fem alternativa utformningar med ett tryckutjämningschakt och tre olika diametrar samt två tryckutjämningschakt med två olika diametrar demonstreras på sidorna 28-32. Slutsatsen är att den alternativa utformningen med två tryckavlastningsschakt som även svarar för brandgasventilationen med fläktar minskar lufthastigheterna och kostnaden.

Slutsatser om PFS som kan dras från olika delstudier är att det är enkelt att beskriva ett helt tåg tunnelsystem med en undermarksstation, att det är enkelt att ändra och undersöka olika driftsfall och alternativa lösningar utifrån samma basmodell.

```

begin
flow l/min
pressure kPa
format 4 q 1
control duct=10 den=1000 C=120
parameter l=84 z=6 K=8 q=60 ps=450
com(1) R=(ps-9.81*z-(q/K)**2)/l 3.986786
design max Rv(d) R 10 27.2 35.9 41.8 53.0 70.3 82.5
losslength tx 1.5 1.8 2.4 3.0 3.6 4.5
diameter dg 180 35.9 mm 3.4 kPa/m 180.0 l/min 3.0 m/s
diameter db 540 53.0 mm 3.9 kPa/m 540.0 l/min 4.1 m/s
diameter dm 1080 70.3 mm 3.6 kPa/m 1080.0 l/min 4.6 m/s
set g1=d,dg,3 g2=d,dg,1 f1=d,db,4 f2=d,dm,4 f3=d,dm,30 ss=t,1,8:q sm=k,0

```



```

end 1 1 system 208 elements 0 errors 0 observations 2011-12-21 16.55.18

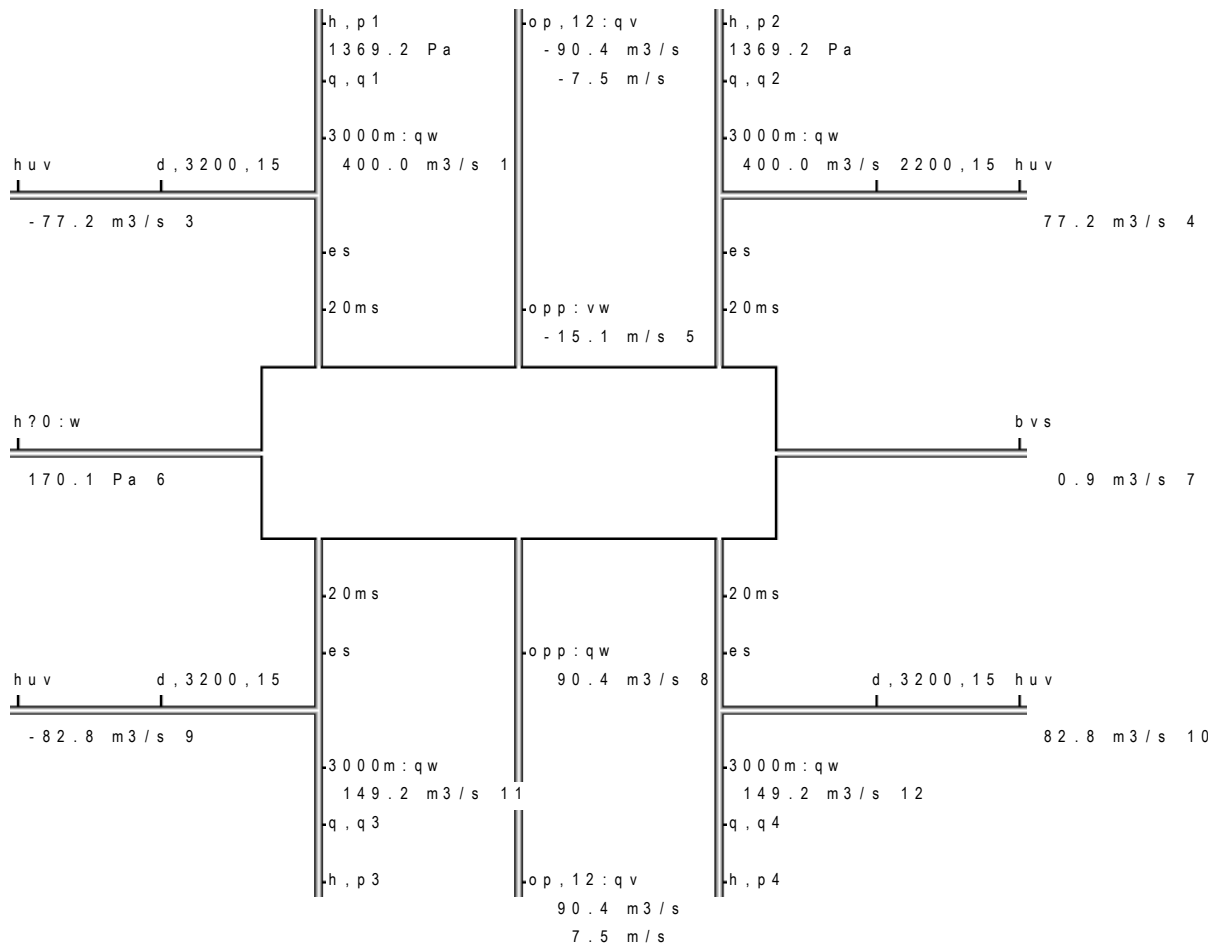
```

Figur 3.5 Gridrörsystem med en aktiv verkningsyta med arton sprinkler.

step number		1	2	3	4	5	6	7	8	9
res (5)	m / s	0.0	-7.2	6.1	-15.1	-1.9	15.0	-10.5	8.4	-7.3
res (6)	Pa	0.0	38.4	-28.1	170.1	2.6	-169.0	82.7	-52.5	39.9
res (1)	m <sup>3</sup> / s	0.0	400.0	59.3	400.0	400.0	145.5	400.0	400.0	400.0
res (2)	m <sup>3</sup> / s	0.0	-70.9	59.3	400.0	-18.3	145.5	400.0	81.1	400.0
res (3)	m <sup>3</sup> / s	0.0	17.0	31.5	-77.2	35.0	77.2	-44.1	53.8	16.0
res (4)	m <sup>3</sup> / s	0.0	39.4	-31.5	77.2	10.2	-77.2	44.1	-43.0	-16.0
res (7)	m <sup>3</sup> / s	0.0	0.4	-0.4	0.9	0.1	-0.9	0.6	-0.5	0.4
res (8)	m <sup>3</sup> / s	0.0	42.9	-36.7	90.4	11.1	-90.1	63.0	-50.2	43.8
res (9)	m <sup>3</sup> / s	0.0	-39.4	31.5	-82.8	44.4	86.8	-23.4	60.6	28.0
res (10)	m <sup>3</sup> / s	0.0	39.4	-53.9	82.8	10.2	-86.8	57.7	-60.6	-28.0
res (11)	m <sup>3</sup> / s	0.0	70.9	-59.3	149.2	400.0	400.0	400.0	400.0	400.0
res (12)	m <sup>3</sup> / s	0.0	70.9	400.0	149.2	18.3	400.0	104.0	400.0	400.0

```

begin
format o 1 q 1
control duct=16          con=1          trix=1
set 3000m=d,7000,3000,100 op=t,0.6      huv=e,2:qw
set 20ms=d,7000,20,100   opp=op,6      bvs=t,2000,3:qw es=e,0
    
```



```

com
end
    
```

Figur 3.6 Strömningsanalys av åtta olika tågrörelsefall för utgångsläget för tågtunnelsystem enligt tunnel\_sid\_9.pfs (något beskuren överst).

En viktig anmärkning är att en PFS-modellberäkning avser ett statiskt fall där tågrörelser modelleras som konstanta in- eller utflöden i tunneländar. Kortvariga tryckstötter från tågrörelser som delvis dämpas ut av tunnelsystemet beskrivs inte av PFS, men den statistiska analysen med PFS kan ge en god vägledning om vilket driftsfall som är svårast eller vilken utformning som är den bästa.

## Dimensionering av utspädning för skydd mot brandgasspridning

Ett äldre krav för skydd mot brandgasspridning mellan brandceller via ventilationssystemet var att helt förhindra brandgasspridning till rum med sovande personer, vilket är klartext är bostäder, hotell och sjukhus. Detta är egentligen ett orimligt krav, eftersom det alltid förekommer en viss spridning av brandgaser inom en byggnad och även utifrån.

Nyare krav tillåter en begränsad spridning som innebär att brandgaser måste spädas ut en faktor 100 för rum med sovande personer samt att för övrigt gäller faktor 20. Detta öppnar upp för andra lösningar med en begränsad spridning.

Exempel på åtta åtgärder demonstreras i arbetsrapporten TVIT---10/7056 på sidorna 39(2)55 för en enkel byggnad med sex plan. Samma brandfall testas för varje våningsplan. Alla exempel från denna arbetsrapport är namngivna som **dilution\_sid\_nr.pfs**. Fallet utan några åtgärder och endast med fläktar i drift redovisas i Figur 3.7 för fallet **dilution\_sid\_39.pfs**.

Samma byggnad och brandfall testas även för sex olika utformningar av ventilationssystemet med konvertering av FT-system till F-system på sidorna 58-63 samt med utluftning (bortkoppling av ventilationsaggregat och öppning av förbigångar upp över tak) på sidorna 68-73.

Slutsatsen om PFS är att det är enkelt att test olika utformningar, åtgärder och brandfall.

```

table 6 6 6 2
pro(1) nr - 1 2 3 4 5 6
res(1) Pa 308.5 308.5 309.5 312.4 317.9 327.1

res(2) m3/s 1.266 1.266 1.266 1.267 1.270 -1.220
res(3) m3/s 0.880 0.880 0.880 0.880 0.880 1.972
res(4) m3/s 0.386 0.386 0.386 0.388 0.391 1.809

res(5) m3/s 1.280 1.280 1.281 1.282 -1.233 1.275
res(6) m3/s 0.876 0.876 0.876 0.876 1.984 0.880
res(7) m3/s 0.404 0.404 0.405 0.406 1.783 0.396

res(8) m3/s 1.291 1.291 1.292 -1.240 1.285 1.275
res(9) m3/s 0.873 0.873 0.872 1.993 0.876 0.880
res(10) m3/s 0.419 0.419 0.419 1.767 0.409 0.396

res(11) m3/s 1.299 1.299 -1.243 1.293 1.285 1.275
res(12) m3/s 0.869 0.869 1.997 0.872 0.876 0.880
res(13) m3/s 0.430 0.430 1.759 0.421 0.409 0.396

res(14) m3/s 1.302 -1.245 1.299 1.293 1.285 1.275
res(15) m3/s 0.866 1.999 0.869 0.872 0.876 0.880
res(16) m3/s 0.436 1.756 0.430 0.421 0.409 0.396

res(17) m3/s -1.245 1.302 1.299 1.293 1.285 1.275
res(18) m3/s 1.999 0.866 0.869 0.872 0.876 0.880
res(19) m3/s 1.756 0.436 0.430 0.421 0.409 0.396

begin
format o 2
control trix=2
set stam=t,5,5 tdon=t?1:qw fdon=t?1:qw fasad=t,100,1:qw

h? : w q, 0, 5 #, nr
h, 400 327.1 h, -400
t, 300,6 Pa 1 t, 300,6
tdon 6 6 fdon 6 fasad
-1.220 1.972 stam m3/s 2 m3/s 3 stam m3/s 4
tdon 5 5 fdon 5 fasad
1.275 0.880 stam m3/s 5 m3/s 6 stam m3/s 7
tdon 4 4 fdon 4 fasad
1.275 0.880 stam m3/s 8 m3/s 9 stam m3/s 10
tdon 3 3 fdon 3 fasad
1.275 0.880 stam m3/s 11 m3/s 12 stam m3/s 13
tdon 2 2 fdon 2 fasad
1.275 0.880 stam m3/s 14 m3/s 15 stam m3/s 16
tdon 1 1 fdon 1 fasad
1.275 0.880 0.396
m3/s 17 m3/s 18 m3/s 19

end

```

Figur 3.7 Exempel **dilution\_sid\_39.pfs** utökad med utskrifter för frånlufts- och fasadflöden.



## 4 Datorsimulering av regenerativ värmeväxling

Regenerativ värmeväxling har undersökts och dokumenterats i sexton arbetsrapporter med avseende på ett flertal olika frågeställningar, vilket kan kortfattat sammanfattas med medströmsvärmeväxling, fuktöverföring, fuktreglering och renblåsning. I detta avsnitt görs en genomgång av arbetsrapporterna i den ordning de skrivits med en rubrikad med rapportnummer, titel och sidantal inom parantes. Några av beräkningsprogrammen för matlab beskrivs sist.

### 7006 Roterande värmeväxlare (56)

Arbetsrapporten redovisar teoretiska och numeriska modeller för att beräkna temperaturverkningsgrad för regenerativ mot- och medströmsvärmeväxling. Temperaturverkningsgraden är för re-kuperativ medströmsvärmeväxling högst 0.5 för ett fall med lika stora flöden, kan bli större än 0.5 för regenerativ medströmsvärmeväxling. Detta är en udda egenskap.

Temperaturverkningsgraden för regenerativ motströmsvärmeväxling är omkring 0.75 för ett basfall och 0.6 för samma basfall med medströmsvärmeväxling. Den bästa verkningsgrad för medströmsfallet fås inte för högsta möjlig varvtal utan för en periodtid eller varvtid som kan skattas som följer:

$$p = 2 C / Q \quad (s) \quad (4.1)$$

$p$	periodtid, s
$C$	rotorkanals värmelagringsförmåga, J/K
$Q$	rotorkanals luftflödes värmeöverföringsförmåga, W/K

Den lägre temperaturverkningsgraden är en nackdel för medströmsfallet, men varvtalet är betydligt lägre omkring 3 varv/min mot motströmsfallets 10 varv/min. Det medför mindre slitage. Tryckförhållanden är också bättre vid medströmsvärmeväxling med mindre tryckskillnader och därmed mindre läckage.

### 7033 Roterande värmeväxlare - Inverkan av läckage (34)

Arbetsrapporten redovisar en ekonomisk jämförelse mellan regenerativ och rekuperativ värmeväxling, där läckaget inberäknat renblåsning hos en regenerativ värmeväxlare är en viktig parameter och den lägre verkningsgraden hos en rekuperativ värmeväxlare är en annan viktig parameter. Ett års drift undersöks med gradtimmetabeller. Det lägre tillsatsvärmebehovet ställs mot det högre elbehovet för fläktarna och undersökningen visar att om läckaget relativt det nominella ventilationsflödet är 0.15 kan en plattvärmeväxlare vara en bättre lösning. Undersökningen omfattar inverkan av normalårstemperatur, frånluftstemperatur, tilluftstemperatur, lägsta avluftstemperatur, tryckfall frånluftssystem, tryckfallsskillnad mellan rekuperativ och regenerativ värmeväxlare, fläktverkningsgrad samt flödesexponent för frånluftssystem.

## 7048 Fuktöverföring vid regenerativ värmeväxling (43)

Arbetsrapporten redovisar en känslighetsstudie för åtta parametrar som rotorlängd, rotorhastighet, lufthastighet, utetemperatur, frånluftstemperatur, antal beräkningselement, parallellflöde (vädring) samt flödeskvot mellan tilluft och frånluft. Tre andra studier behandlar fuktverkningsgrad och nödvändigt fukttillskott som funktion av ute- och inneklimat, tidsförlopp för givna fukttillskott, hur fuktfaktorn beror på parallellflöde och flödeskvot mellan tilluft och frånluft.

## 7049 Fukttillskott i frånluft (70)

Arbetsrapporten redovisar ett års mätning av fukttillskottet i arton flerbostadshus fördelade på orterna Karlstad, Kiruna, Malmö och Sundsvall. Alla flerbostadshusen ventilerades med central frånluft. Mätningarna omfattar därför även fukttillskott från kök och hygienutrymmen och gör mätningarna ytterst lämpade för att simulera ventilationsvärmeåtervinning.

## 7046 Regenerativ ventilationsvärmeåtervinning – Simulering av fukttillstånd med mätdata (50)

Arbetsrapporten redovisar simulering av regenerativ ventilationsvärmeåtervinning med mätdata på uteklimat, inneklimat och fukttillskott från arton olika hus från fyra olika orter, Karlstad, Kiruna, Malmö och Sundsvall. En tidsperiod om tjugo dygn med högsta fukttillskott har valts ut. Det uppmätta uteklimatet, frånluftstemperaturen och fukttillskottet används som indata för att beräkna vatteninnehållet i frånluften, vilket redovisas med fördelningskurvor. Det råder tidvis höga fukttillstånd, fuktverkningsgraden är 0.4 under fyra dygn av tjugo för alla hus utom ett, kondensutfällning sker för U-värde  $3 \text{ W/Km}^2$  för nio hus under minst fyra dygn.

## 7053 Fuktreglering av regenerativ värmeväxling (27)

Arbetsrapporten redovisar hur fuktreglering kan ske med varvtal för att hålla en given fuktnivå.

## 7055 Mer fuktreglering av regenerativ värmeväxling (50)

Arbetsrapporten redovisar för ett antal olika förutsättningar hur fuktreglering kan ske med ventilationsflödet för att hålla en given fuktnivå.

## 7062 Fuktreglering av regenerativ värmeväxling med ventilationsflöde, varvtal eller vädring (20)

Arbetsrapporten redovisar för ett antal olika förutsättningar hur fuktreglering kan ske med varvtal, ventilationsflöde, vädring samt för undersöker hur fuktreglering kan ske på mest effektiva sätt med både varvtal och ventilationsflöde samtidigt.

## 7063 Termisk mätning av rotorläckage (31)

Arbetsrapporten redovisar hur läckage mellan uteluft/tilluftsidea och frånluft/avlufsidea i en regenerativ ventilationsvärmeåtervinnare genom att mäta de fyra temperaturerna uteluft, tilluft, frånluft och avluft nära rotorn med rotorn stoppad. Principen är enkel, men temperaturmätning efter rotorn i avluft och tilluft är inte enkel, vilket fältmätningar visade.

## 7065 Regenerativ värmeväxling och renblåsning (29)

Arbetsrapporten redovisar renblåsningens funktion för en ideal laminär strömningsprofil. Om renblåsningens flöde är 1, 2 eller 4 rotorkanalvolymer kvarstår 0.5, 0.25 respektive 0.125 av frånluften i rotorkanalen när renblåsningen är slut. Detta innebär att det finns alltid en viss överföring via själva rotorn och inte på grund av läckage kring den samma.

## 7066 Regenerativ värmeväxling utan renblåsning (27)

Arbetsrapporten redovisar ett fall utan renblåsningssektor. Det varvtalsberoende överföringsflödet kompenseras med ett tilluftsflöde som är lika med det nominella tilluftsflödet utökat med överföringsflödet. En delstudie visar också att det finns ett minimum för ekonomin som funktion av dimensionerande högsta varvtal, vilket bestämmer renblåsningens flödets storlek.

## 7068 Fuktreglering av regenerativ värmeväxling med värmning av uteluft eller frånluft (27)

Arbetsrapporten redovisar hur fuktreglering kan ske genom att förvärma uteluft före rotorn eller eftervärma frånluft före rotorn. Systemverkningsgraden för temperatur försämras något. Skillnaden är liten mellan värmning av uteluft eller frånluft. Bortsett från fuktreglering är värmning av frånluft är bättre för höga normala temperaturverkningsgrader om höga tilluftstemperaturer kan tillgodogöras.

## 7069 Renblåsning med diffusion (27)

Arbetsrapporten redovisar renblåsningens funktion med ideal laminär strömningsprofil och diffusion, vilken beror på partikelstorlek. Diffusionen medför att renblåsningen förbättras betydligt för partikelstorlekar < 10 nm och obetydligt för partikelstorlekar > 100 nm.

## 7070 Renblåsning och rotorkanalform (30)

Arbetsrapporten redovisar hur renblåsningens funktion påverkas av rotorkanalens form. Fem olika tvärsnitt jämförs. Det sker en viss försämring från ett idealt cirkulärt tvärsnitt till ett triangelformat tvärsnitt, vilket liknar den vågform som förekommer i praktiken.

## 7071 Renblåsning och termofores (35)

Arbetsrapporten redovisar hur renblåsningens funktion påverkas av termofores. Termofores innebär att en partikel rör sig från varmt mot kallt. Hastigheten är nästan oberoende av partikelstorlek. Termofores uppträder i en rotorkanal med olika temperatur mellan rotormaterial och rotorluft. Renblåsningen förbättras något, men samtidigt blir rotorkanalen mer förorenad nära rotorytan i frånluftsektorn. Resultatet är sammantaget att renblåsningen försämras av termofores.

## 7074 Verkningsgrader vid regenerativ värmeväxling (45)

Arbetsrapporten är en komplettering till två tidigare arbetsrapporter om temperaturverkningsgrad för regenerativ värmeväxling med motström och medström (7006) och om fuktöverföring vid regenerativ motströmsvärmeväxling (7048). Kompletteringen är att fuktöverföring vid medströmsvärmeväxling behandlas. Växling från den effektivare motströmsdriften till medströmsdrift kan göras för att minska fuktöverföringen. Undersökning visar att fuktöverföringen vid medströmsvärmeväxling är något mindre än den vid motströmsvärmeväxling. Rotoruppfuktningens graden har beräknas för både motström och medström och den är påtaglig för motströmsfallet, men försumbar för medströmsfallet.

## Föredrag

Nio kortare och längre föredrag har hållits i öppna seminarier eller informationsdagar, för andra forskningsprojekt, för branschorganisationer samt företag enligt uppräkningslistan nedan med en sammanlagt tid om åtta timmar.

Lund 2008-09-10 Besök av Svensk Ventilation och föredrag om regenerativ medströmsvärmeväxling med hög temperaturverkningsgrad (15 min) och om hur ekonomin för regenerativ värmeväxling påverkas av läckage (15 min).

Lomma 2010-04-15 Energi och miljötekniska föreningen i samarbete med Installationsnätverket i Sydsverige föredrag om regenerativ medströmsvärmeväxling, inverkan av läckage och principen för förstärkning av fukttillskott (60 min)

Borås SP 2010-05-11 Föredrag för projektet Framtidens trähus om fuktöverföring hos regenerativ värmeväxling med parameterkänslighet för olika variabler (30 min).

Borås SP 2010-10-13 Föredrag för projektet Framtidens trähus om fuktöverföring hos regenerativ värmeväxling samt fuktreglering till ett givet fukttillstånd vid ett givet fukttillskott (30 min).

Stockholm 2010-06-02 Föredrag för Svensk Ventilation om fuktöverföring hos regenerativ värmeväxling med parameterkänslighet för olika parametrar samt fuktreglering till givet fukttillstånd med givet fukttillskott (90 min).

Jönköping 2010-09-02 Föredrag för Fläkt Woods med samma innehåll som föregående utökat med olika varianter av fuktreglering (120 min).

Lund 2010-11-18 Föredrag på Fuktcentrums informationsdag med titeln Fuktproblem i bostäder med icke hygroskopisk regenerativ ventilationsvärmeåtervinning (60 min).

Lomma 2011-05-05 Energi och miljötekniska föreningen i samarbete med Installationsnätverket i Sydsverige föredrag med titeln Fuktproblem i bostäder med icke hygroskopisk regenerativ ventilationsvärmeåtervinning (60 min).

## Tidskriftsartiklar

Bygg&Teknik nr 5 2010 Fuktproblem i bostäder med regenerativ ventilationsvärmeåtervinning.

Energi och miljö nr 8 2011 Problem med regenerativ värmeåtervinning.

Energi och miljö nr 11 2011 Renblåsning – en ren blåsning?

## Datorprogram för torr regenerativ värmeväxling

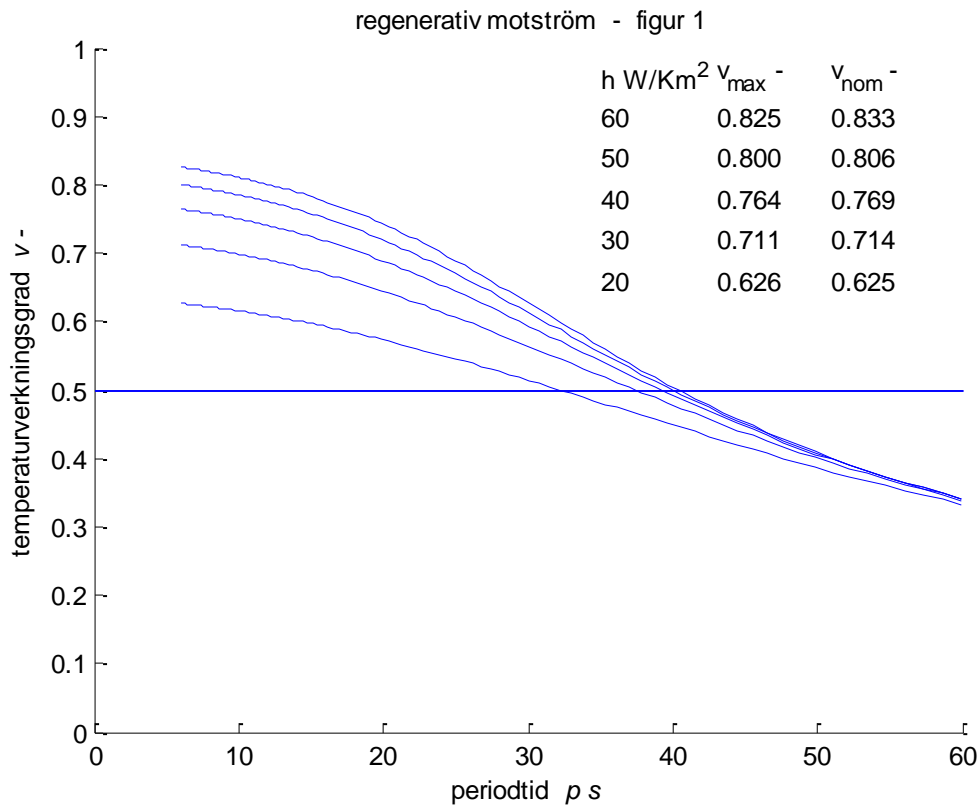
Temperaturverkningsgraden beräknas som funktion av periodtiden för ett varv för torr värmeväxling för medström eller motström. Rotormodellen beskrivs som en cylindrisk rotorkanal med sex huvudparametrar för värmeövergångstal, medellufthastighet, längd, diameter, godstjocklek och värmeledningstal i axiell led. Materialet förutsätts vara aluminium.

Endast halva godstjockleken ingår i modellen, eftersom en rotorkanalvägg genomgående delas med en annan rotorkanal. Modellen saknar renblåsningssektor. Verkningsgraden beräknas genom extrapolation av resultatet för fyra modeller med 10, 20, 30 och 40 element till oändligt antal element. De fyra modellerna simuleras i tiden med hela varv tills att feltoleransen för ändringar i temperaturverkningsgrad och modelltillstånd är uppfyllt. Antalet varv är begränsat till fem gånger antalet modellelement.

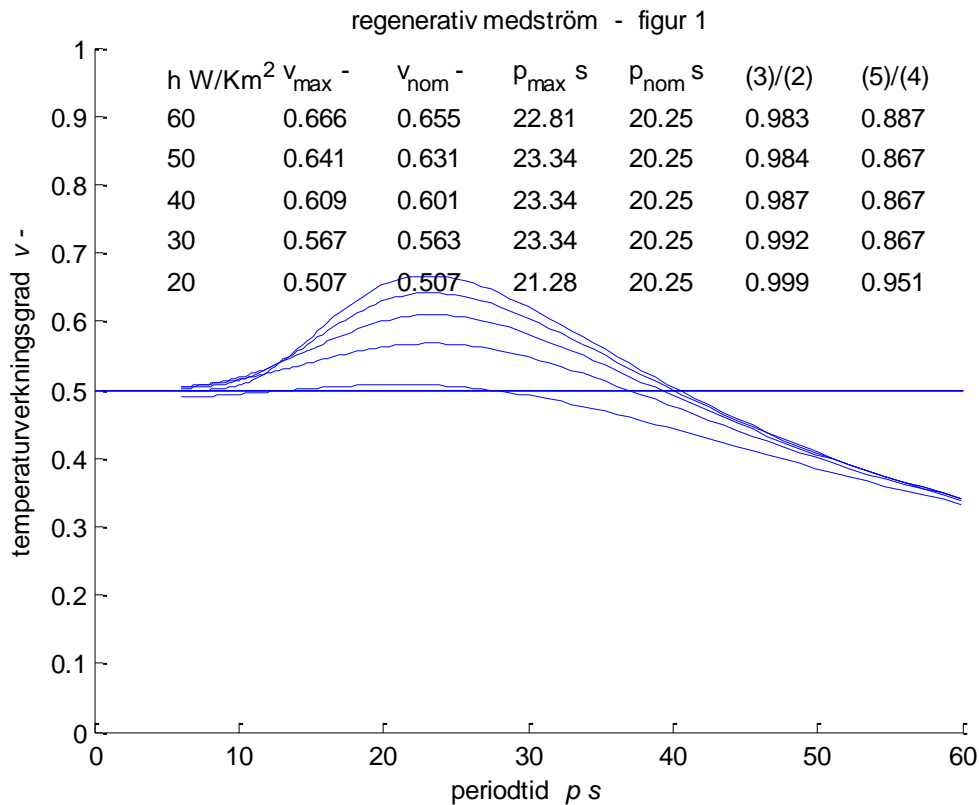
En av de sex huvudparametrarna kan undersökas för fem olika värden utifrån ett basfall för övriga parametrar. Användaren anger bara motström eller medström och vilken huvudparameter eller följd av huvudparametrar som skall undersökas. Andra underordnade parametrar för minsta periodtid (6 s), längsta periodtid (60 s), antal punkter på verkningsgradskurvan (100), relaxtionsfaktor (0.5), relativ feltolerans (0.00001), antal modeller vid extrapolation (4) samt materialdata för rotor och luft.

Temperaturverkningsgraden för två beräkningsexempel för mot- och medströmsvärmeväxling redovisas i Figur 4.1 och 4.2 för basfallet och fem olika värmeövergångstal.

Ett nerladdningsbart matlab-program **regdryhexvfp.m** kan med enkel editering av indata enligt anvisningar på rad 5 genomföra olika beräkningar för fallet medströms- eller motströmsvärmeväxling som visas i Figur 4.1 för motströmsvärmeväxling och i Figur 4.2 för medströmsvärmeväxling.



Figur 4.1 Motströmsverkningsgrad som funktion av periodtid för olika värmeövergångstal.



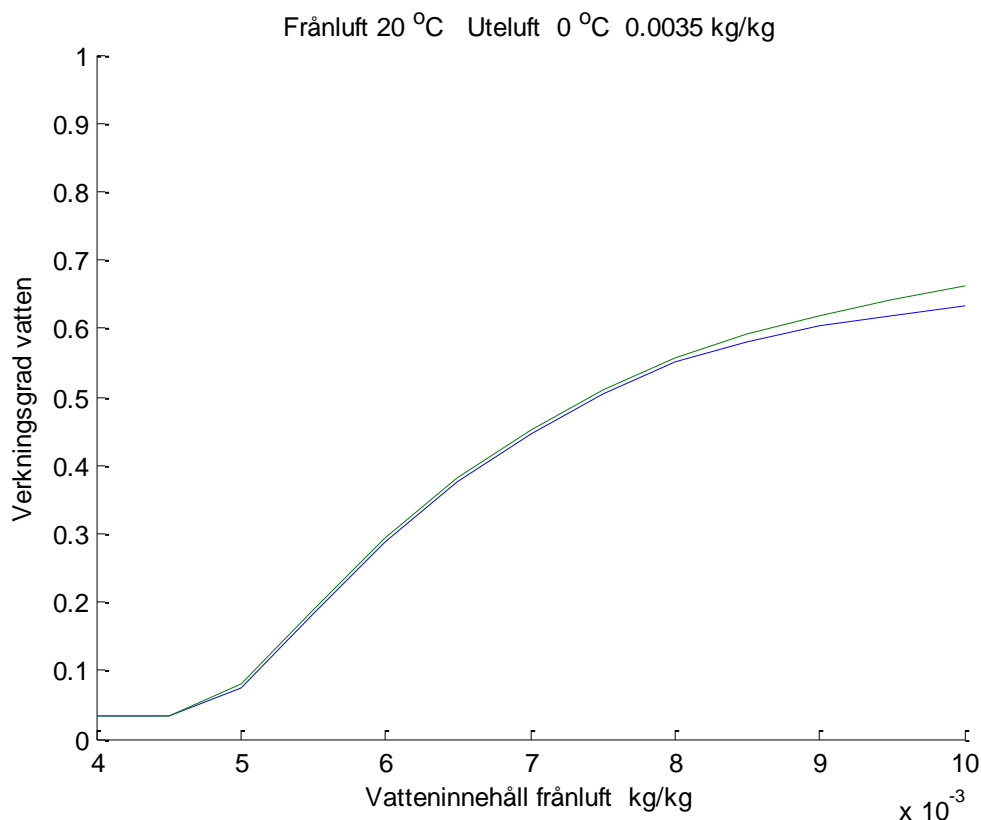
Figur 4.2 Medströmsverkningsgrad som funktion av periodtid för olika värmeövergångstal.

## Datorprogram för fuktöverföring vid regenerativ värmeväxling

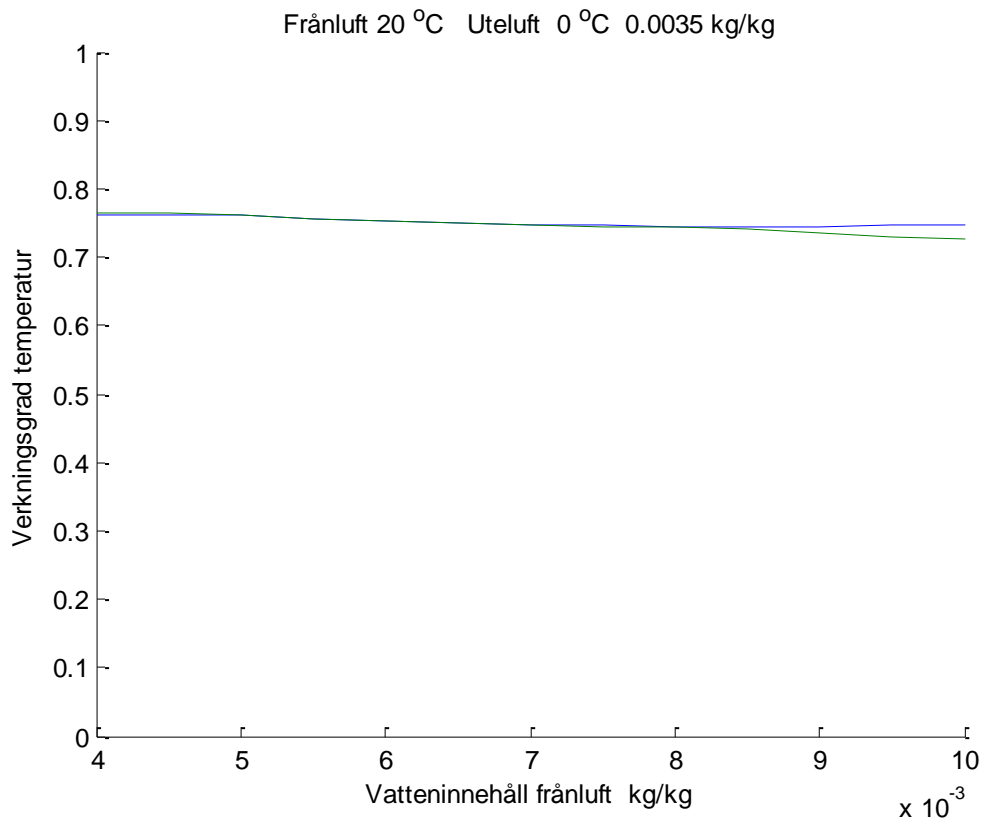
Fuktöverföring vid regenerativ motströmsvärmeväxling beräknas med ett nerladdningbart matlab-program **regwethexvxf.m**, som är snarlikt det förgående utökat tillstånd för rotorluftens vatteninnehåll och fritt vatten på rotorkanalens yta. Verkningsgrader för temperatur, vatteninnehåll, entalpi och rotor beräknas som funktion av frånluftens vatteninnehåll. Indata för periodtid för ett varv, värmeövergångstal, medellufthastighet för tilluftside och frånluftside, rotordata som längd, diameter, godstjocklek och värmeledningstal i axiell led, utluftstillstånd och frånluftstemperatur kan ändras genom enkel editering enligt anvisningar på rad 5.

Exempel på beräkningsresultat för verkningsgrad för temperatur, vatteninnehåll och entalpi redovisas i Figur 4.3-5 med utgångsvärden enligt datorprogrammet. Utluftstillståndet är 0 °C och 3.5 g/kg eller 0.0035 kg/kg. Notera att verkningsgrad för både tilluft och avluft redovisas.

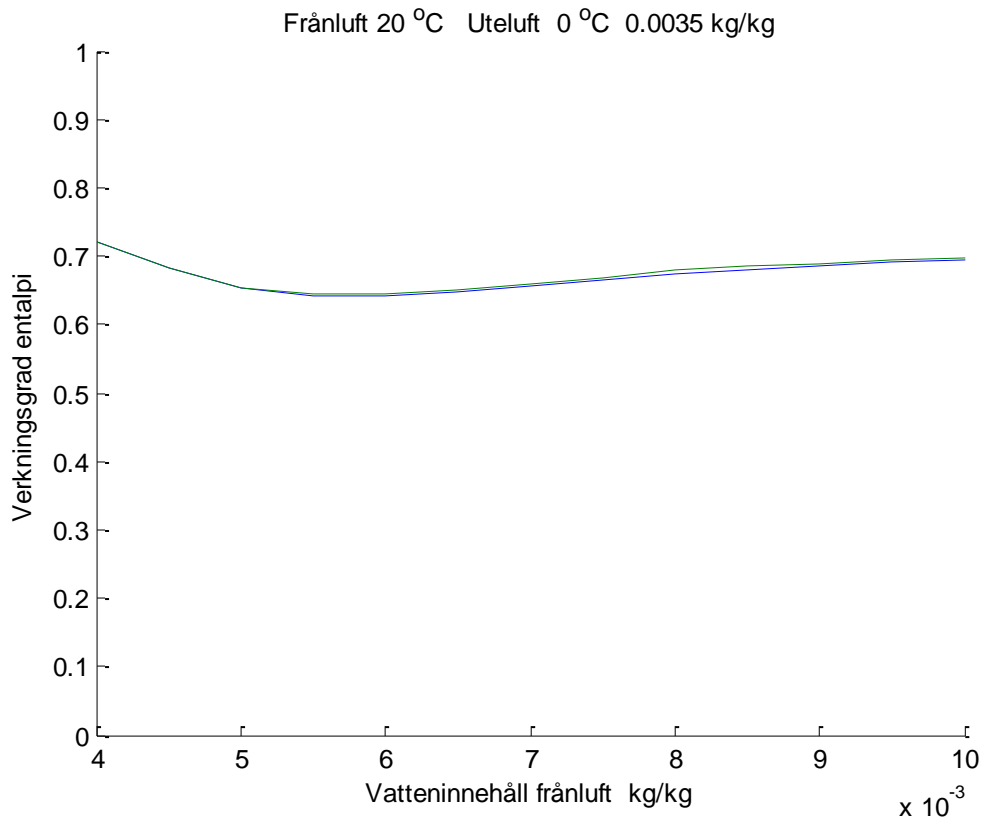
Kurvorna för de olika verkningsgraderna visar att den för temperatur påverkas minst av frånluftens vatteninnehåll, medan den för vatteninnehåll påverkas mest. Entalpiverkningsgraden avtar först något med ökande vatteninnehåll i frånluften för att därefter öka svagt med ökande vatteninnehåll i frånluften.



Figur 4.3 Fuktverkningsgrad som funktion av vatteninnehåll för frånluft.



Figur 4.4 Temperaturverkningsgrad som funktion av vatteninnehåll för frånluft.



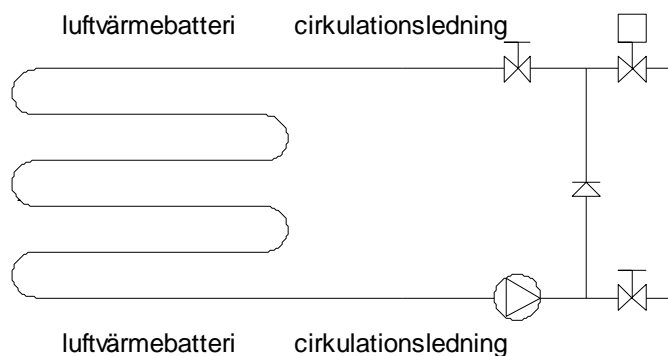
Figur 4.5 Entalpiverkningsgrad som funktion av vatteninnehåll för frånluft.



## 5 Luftvärmebatteri med blandningsreglering

Syftet med detta avsnitt är att ta fram en detaljerad modell för ett luftvärmebatteri med en blandningsreglering med en enkelshunt för att kunna göra olika undersökningar av olika egenskaper. Luftvärmebatteriet kan vara medströms- eller motströmskopplat. Luftvärmesystemets uppgift är att värma uteluft till önskad tilluftstemperatur. Det finns ingen ventilationsvärmeåtervinning som kan förvärma uteluften. Modellprincipen redovisas i Figur 5.1. Modellen kan användas för att undersöka olika egenskaper såsom:

- uppstart vid låg utetemperatur
- cirkulationskretsens rörlängd
- frysrisk vid icke dimensionerat driftsfall med avvikande luft- och vattenflöde
- batteriets kopplingssätt medström eller motström
- olika reglersätt
- olika regulatorparametrar
- betydelse integratorbegränsning
- temperaturgivarens tidskonstant



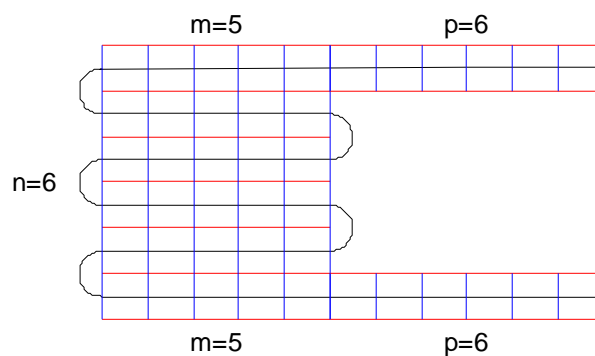
Figur 5.1 Modellprincip för luftvärmebatteri med cirkulationskrets.

## Modellering

Luftvärmebatteriets tvärsnittsarea eller frontarea är  $1 \text{ m}^2$  och med den nominella fronthastigheten  $2 \text{ m/s}$  blir luftflödet  $2 \text{ m}^3/\text{s}$  och dess värmeöverföringsförmåga  $2400 \text{ W/K}$ . Dimensionerande temperaturer är  $-20/20 \text{ }^\circ\text{C}$  på luftsidan och  $80/40 \text{ }^\circ\text{C}$  på vattensidan. Detta innebär att vattenflödets värmeöverföringsförmåga är lika med luftflödets  $2400 \text{ W/K}$ . Ideal mot- och medströmsvärmewäxling kräver att värmewäxlarens värmeöverföringsförmåga är  $1600 \text{ W/K}$  respektive  $1931 \text{ W/K}$  och motsvarande medeltemperaturskillnader är  $60 \text{ }^\circ\text{C}$  respektive  $49.7 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Luftvärmebatteriet beskrivs med  $n$  rör tvärs luftströmmen och varje rör delas upp i  $m$  element. Varje element har tre temperaturtillstånd för luft, metall och vatten. Luftvärmebatteriets bruttovolym delas upp i tre andelar för luft (0.88), metall (0.08) och vatten (0.04). Batteriets nominella värmeöverföringsförmåga delas upp på antalet element som  $Ah/nm$ . Denna värmeöverföringsförmåga mellan luft och vatten delas upp lika till  $2Ah/nm$  för luft/metall och till  $2Ah/nm$  metall/vatten.

Cirkulationskretsens modelleras med två lika långa rörledningar före och efter luftvärmebatteriet. Varje ledning delas upp i  $p$  delar, där varje element har två temperaturtillstånd för vatten och rörmaterial. Vattenhastigheten bestämmer tillsammans med vattnets värmeöverföringsförmåga vattenflödet och rörledningens tvärsnitt och därmed dess diameter. Rörets godstjocklek är satt till  $3 \text{ mm}$ . Rörmaterial är koppar. Elementindelning för hela modellen redovisas i Figur 5.2.



Figur 5.2 Elementindelning av luftvärmebatteri med cirkulationskrets

En anmärkning är att luftvärmebatteriet innehåller till en del tvärström och ett motströmskopplat eller medströmsbatteri är inte lika med fullständig motströms- och medströmskoppling, men om luftvärmebatteriet har många rörrader blir skillnaden liten. Luftvärmebatteriets värmeöverföringsförmåga kan för den valda modellen med  $n = 4$  och  $m = 4$  beräknas till 1791 W/K för motströmskoppling och 2179 W/K för medströmskoppling om dimensionerande data skall uppfyllas. En kontroll av modellen mot ren mot- eller medströmskoppling har gjorts för tre fall med  $n = 16, 32$  och  $64$  samt  $m = 1$  och dimensionerande indata  $80\text{ °C}$  och  $-20\text{ °C}$ . Resultatet blev för motström  $19.0, 19.5$  respektive  $19.7\text{ °C}$  samt för medström  $19.2, 19.6$  respektive  $19.8\text{ °C}$  att jämföra med  $20\text{ °C}$  som dimensionerat värde för tilluft. Siffrorna visar att modellfelet i stort sett halveras när antalet rör fördubblas. Värmeöverföringsförmågan för luftvärmebatteriet avrundas till 1800 W/K för modellen med  $n = 4$  och  $m = 4$ .

Den termiska trögheten eller tidskonstanten för luftvärmebatteri utan och med cirkulationskrets med  $1+1$  m eller  $10+10$  m rör kan skattas genom att beräkna värmelagringsförmåga dividerat med luftflödets värmeöverföringsförmåga. Resultatet blev 61 s, 68 s och 131 s för rörfallen  $0+0, 1+1$  respektive  $10+10$  m. Siffrorna visar att det trots allt tar tid att kyla ner ett luftvärmebatteri utan eller med cirkulationskrets.

## Standard PI-reglering

Blandningsförhållandet mellan primärvatten och batterireturvatten regleras momentant och linjärt med en PI-regulator med integratorbegränsning genom att den aktuella felsumman  $E(t)$  och den begränsade felsumman  $E_b$  påverkar den aktuella felsumman  $E(t)$  enligt (5.4).

$$u(t) = K_P e(t) + K_I E(t) \quad (5.1)$$

$$u_b = \max(0, \min(1, u(t))) \quad (5.2)$$

$$E_b = (u_b - K_P e(t)) / K_I \quad (5.3)$$

$$dE(t)/dt = e(t) - K_{Ib} (E(t) - E_b) \quad (5.4)$$

där

$e(t)$	reglerfelet
$E(t)$	reglerfelets tidsintegral
$E_b$	reglerfelets begränsade tidsintegral
$u(t)$	styrsignal
$u_b$	begränsad styrsignal
$K_P$	förstärkning P-del
$K_I$	förstärkning I-del
$K_{Ib}$	förstärkning för begränsning av I-del

## Flytande reglering

Flytande reglering, vilket beskrivs detaljerat i avsnitt 7, jämförs med PI-reglering för fall 2 och 4. Resultatet redovisas i Figur 5.5-6. Ställdonets gångtid är 300 s och hela toleransintervallet är 2 °C kring börvärdet 12 °C. Kurvorna visar att reglering inte blir stabil samt att svängningarna ökar med ökande cirkulationsrörlängd.

## Tillfrånreglering

Tillfrånreglering, vilket beskrivs detaljerat i avsnitt 8, utan dödzon eller hysteres jämförs med PI-reglering för fall 2 och 4. Blandningen mellan primärvatten och batterireturvatten slopas genom att använda en magnetventil för att enbart tillföra primärvatten eller för att cirkulera batterireturvatten. Resultatet redovisas i Figur 5.7-8. Kurvorna visar att svängningarna i tilluftstemperatur är för stora samt att ökar med ökande cirkulationsrörlängd. Tillfrånreglering är även olämpligt av andra skäl, eftersom det skapar varierande belastning av primärsystemet både hydrauliskt och termiskt.

## Kvotreglering

Kvotreglering, vilket beskrivs detaljerat i avsnitt 9, jämförs med PI-reglering för fall 2 och 4. Samplingsintervallet är 30 s och ingen dämpning används. Uppstart sker med halvt öppen reglerventil. Resultatet redovisas i Figur 5.9-10. Kurvorna visar att reglerförloppet för fall 2 med 1+1 m cirkulationsrörlängd är godtagbart, medan fall 2 med 10+10 m cirkulationsrörlängd har ett längre insvängningsförlopp mot tilluftens börvärde. Tidsfördröjningen är 25 s för 10 m cirkulationsrör. Grundregeln för kvotregulatorn är att samplingsintervallet skall väljas längre än rena tidsfördröjningar och tillräckligt långt för att få med hälften av den totala ändringen för ett styringrepp. Fall 2 med rörlängd 1+1 m har endast en ren transport och tidsfördröjning om 2.5 s.

## Trettio demonstrationsfall

Trettio olika demonstrationsfall enligt Tabell 5.1 redovisas med kurvor för tilluftstemperatur och vattenframtemperatur och vattenreturtemperatur i Appendix A som Figur A.1-30. Vattenframtemperaturen ligger genomgående utanför diagrammen utom i själva uppstarten från 20 °C. Lägsta tillufts-, vattenfram- och vattenreturtemperatur sammanställs i Tabell 5.2. De trettio fall behandlar kallstart, varmstart och varmstart utan integratorbegränsning samt avvikande värden för luftflöde, vattenflöde och växlaryta för både motströms- och medströmskoppling. Ett mindre antal fall kunde ha redovisats, men i stället för att välja ut vissa fall har samtliga redovisats.

Ett nerladdningsbart matlab-program **airheatcircuit.m** kan användas för att upprepa eller förändra samtliga simuleringsfall redovisade i Figur 5.3-10 och Figur A.1-30. Indata ändras med enkel editering enligt anvisningar på rad 5.

Huvudsyftet är att undersöka om vattenreturtemperaturen blir lägre än 5 °C med risk för att frysvakten löser ut och stoppar aggregatet. Låga tilluftstemperatur under kortare tid vid uppstart är inte något problem.

Om vattenflödet eller luftflödet avviker från de nominella värden kan batteriets returtemperatur bli mycket låg med risk för frysvaktutlösning, vars temperaturgräns sätts med en viss marginal till omkring 5 °C. Tilluftstemperaturen behöver inte vara lika med den önskade 20 °C i detta fall. Om ventilationsluften användas för att kyla en byggnads lokaler, kan tilluftstemperatur neråt 12 °C förekomma. Detta innebär att returtemperaturen blir motsvarande lägre och kombinerat med andra flöden än de nominella kan låga batterireturtemperaturer uppnås.

Ett överdimensionerat luftvärmebatteri kan ytterligare försvåra driften med risk för frysvaktsutlösningar. Variabla ventilationsflöden blir allt vanligare är också något som kan försvåra driften på samma sätt som fallet med ett felaktigt injusterat ventilationsflöde.

Genomgående förutsättningar är att högsta vattentemperatur är 80 °C samtidigt som utetemperaturen är -20 °C. Tilluftens börvärde kan vara 12 °C eller 18 °C. Alla modellens starttillstånd är 20 °C, vilket är fallet för ett uppvärmt fläktrum. Samma regulatorparametrar har använts i alla fall.

Kallstart innebär att alla modelltemperaturer är 20 °C. Cirkulationskretsens rörlängd är 1+1 och 10+10 m. Tilluftens börvärde är 12 °C och 18 °C. de fyra fallen 1-4 enligt Tabell 5.1 redovisas i Figur A.1-4 och med siffervärden i Tabell 5.2. Tilluftstemperaturer blir låga och särskilt för fallet med 10+10 m cirkulationsrörledning. Batteriets vattenreturtemperatur är alltid högre än 10 °C.

Varmstart från 80 °C görs för fyra fall 5-8 som en jämförelse med fall 1-4 med kallstart. Resultatet i Figur A.5-8 och i Tabell 5.2 visar att tilluftstemperaturen är betydligt högre än för kallstartfallen 1-4. Batteriets vattenreturtemperatur är däremot alltid högre än 20 °C. Risken för frysvaktsutlösning är obefintlig med varmstart.

Föregående fyra fall 5-8 testas med en regulator utan integratorbegränsning. Resultatet i Figur A.9-12 och i Tabell 5.2 visar att tilluftstemperaturen är mycket lägre än fall 5-8 med integratorbegränsning. Batteriets vattenreturtemperatur är ännu lägre. Frysvaktsutlösning sker för fallen 10 och 12 med det lägre börvärdet för tilluftstemperaturen 12 °C. Slutsatsen är att integratorbegränsning är ett krav för att kunna klara varmstarter.

Luftflödet avviker från det nominella 2400 W/K med värdena 3600, 1200, 800 och 600 W/K för fall 13-16, vilket motsvarar luftflöden 3, 1, 0.67 respektive 0.5 m<sup>3</sup>/s. Resultatet i Figur A.13-16 och i Tabell 5.2 visar att batteriets lägsta vattenreturtemperatur ligger i stort sett över 10 °C. Tilluftstemperaturen ligger under börvärdet för fall 13 med ett för stort luftflöde 3 m<sup>3</sup>/s mot nominella 2 m<sup>3</sup>/s.

Samma fall som 13-16 med motström simuleras här med medströmskoppling. Resultatet redovisas i Figur A.17-20 och i Tabell 5.2. Batteriets vattenreturtemperatur är högre än för motströmsfallet och utan någon risk för frysvaktsutlösning. Lägsta tilluftstemperaturer är något lägre än motsvarande för motströmsfallet. Kurvorna visar också att regleringen börjar självsvänga betydligt. Regulatorparametrarna är de samma för alla demonstrationsfall. En förklaring är att motströmskoppling ger ett snabbare och kraftigare svar än medströmskoppling, eftersom inkommande vatten möter utgående och blivande tilluft i motströmskoppling medan inkommande vatten möter inkommande uteluft i medströmskoppling.

Two cases with deviating water flow with heat transfer capacity 3600 and 1200 W/K against nominal 2400 W/K are shown as cases 21 and 22 in Figure A.21-22 and in Table 5.2. The case with halved water flow nominally results in low lowest air- and water return temperatures.

The same cases as 21-22 are simulated here with counterflow as comparison with results in Figure A.23-24 and in Table 5.2. The water return temperature becomes somewhat higher than for the counterflow case. The air temperature does not reach the setpoint 12 °C for the lower water flow. A reason is that counterflow requires a higher heat transfer capacity for the exchanger than for the counterflow case.

Three cases 25-27 according to Table 5.1 with heat transfer capacity 2400, 3000 and 3600 W/K for the exchanger and counterflow are shown in Figure A.25-27 and in Table 5.2. The lowest water return temperature decreases with increasing exchanger area and the risk is high for frost damage at cold start.

Three cases 28-30 according to Table 5.1 with heat transfer capacity 2400, 3000 and 3600 W/K for the exchanger and counterflow are shown in Figure A.28-30 and in Table 5.2. The lowest water return temperature decreases with increasing exchanger area, but is significantly higher than for the case with counterflow. The risk of frost damage is much lower at cold start.

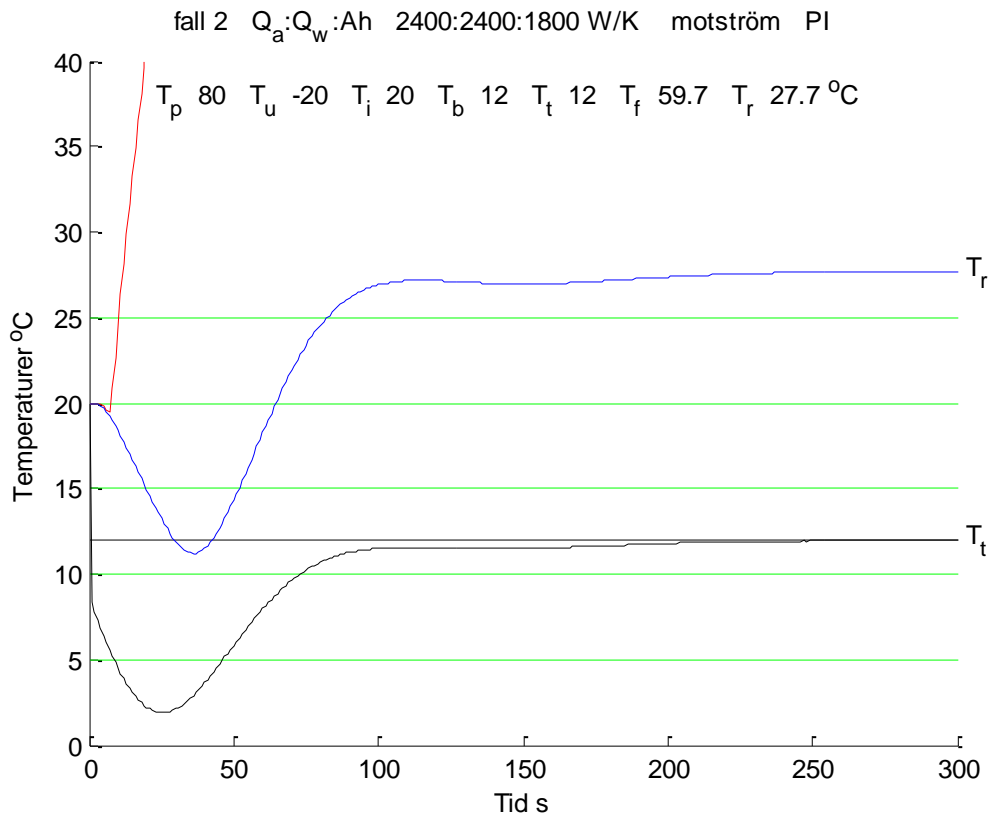
Tabell 5.1 Demonstrationsfall med värmeöverföringsförmåga för luft  $Q_a$  W/K, vatten  $Q_w$  W/K samt växlare  $Ah$  W/K, rörlängd  $l_{r+r}$  m, integratorbegränsningsparameter  $K_{Ib}$  -, primärvattentemperatur  $T_p$  °C, uteluftstemperatur  $T_u$  °C, starttemperatur  $T_i$  °C och tilluftsbörrvärde  $T_b$  °C

fall	ström	$Q_a$ W/K	$Q_w$ W/K	$Ah$ W/K	$l_{r+r}$ m	$K_{Ib}$ -	$T_p$ °C	$T_u$ °C	$T_i$ °C	$T_b$ °C
1	mot	2400	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	18
2	mot	2400	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
3	mot	2400	2400	1800	10+10	0.1	80	-20	20	18
4	mot	2400	2400	1800	10+10	0.1	80	-20	20	12
5	mot	2400	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	80	18
6	mot	2400	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	80	12
7	mot	2400	2400	1800	10+10	0.1	80	-20	80	18
8	mot	2400	2400	1800	10+10	0.1	80	-20	80	12
9	mot	2400	2400	1800	1+1	0.0	80	-20	80	18
10	mot	2400	2400	1800	1+1	0.0	80	-20	80	12
11	mot	2400	2400	1800	10+10	0.0	80	-20	80	18
12	mot	2400	2400	1800	10+10	0.0	80	-20	80	12
13	mot	3600	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
14	mot	1200	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
15	mot	800	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
16	mot	600	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
17	med	3600	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
18	med	1200	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
19	med	800	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
20	med	600	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
21	mot	2400	3600	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
22	mot	2400	1200	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
23	med	2400	3600	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
24	med	2400	1200	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
25	mot	2400	2400	2400	1+1	0.1	80	-20	20	12
26	mot	2400	2400	3000	1+1	0.1	80	-20	20	12
27	mot	2400	2400	3600	1+1	0.1	80	-20	20	12
28	med	2400	2400	2400	1+1	0.1	80	-20	20	12
29	med	2400	2400	3000	1+1	0.1	80	-20	20	12
30	med	2400	2400	3600	1+1	0.1	80	-20	20	12

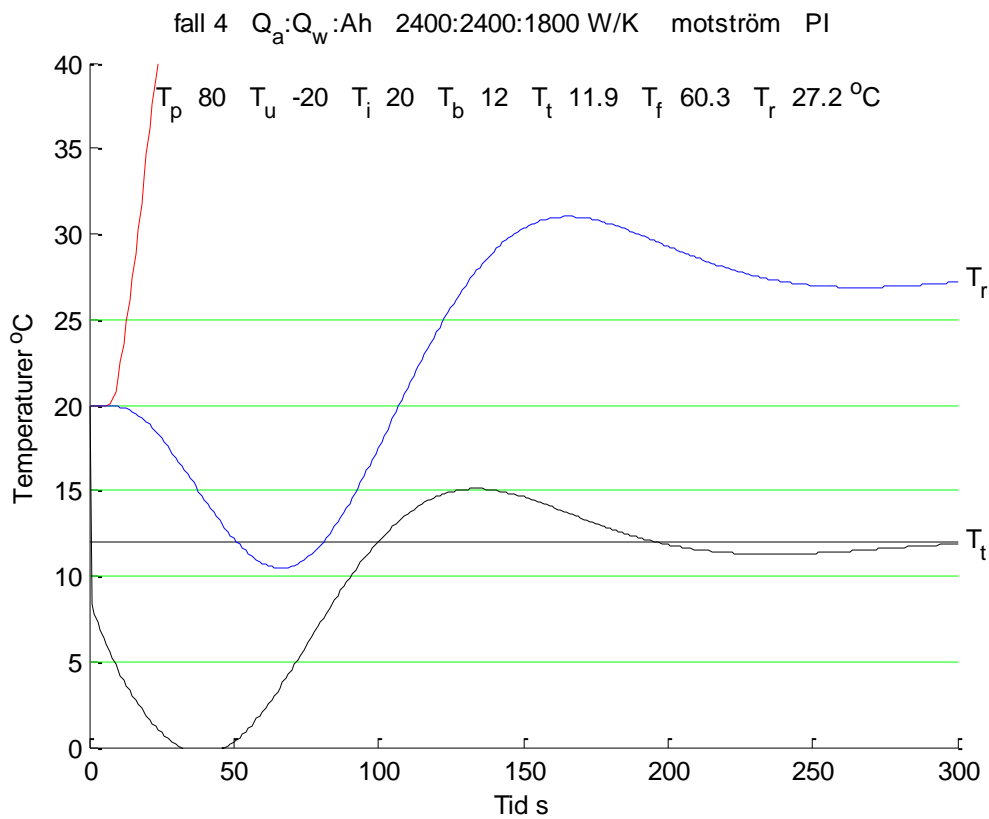
Tabell 5.2 Starttemperatur  $T_i$  °C, tilluftsbörvärde  $T_b$  °C, lägsta tilluftstemperatur  $T_{imin}$  °C, lägsta inloppstemperatur  $T_{imin}$  °C och lägsta utloppstemperatur  $T_{rmin}$  °C för fall 1-30 i Tabell 5.1

fall	$T_i$ °C	$T_b$ °C	$T_{imin}$ °C	$T_{fmin}$ °C	$T_{rmin}$ °C
1	20	18	3.5	20.0	13.0
2	20	12	1.9	19.5	11.2
3	20	18	0.5	20.0	11.6
4	20	12	-0.4	20.0	10.5
5	80	18	15.9	61.2	33.3
6	80	12	11.8	53.9	27.5
7	80	18	14.7	63.3	32.9
8	80	12	8.1	46.0	23.0
9	80	18	-2.4	12.6	5.4
10	80	12	-8.4	1.2	-3.3
11	80	18	-0.1	21.6	11.1
12	80	12	-6.1	7.9	4.6
13	20	12	-2.7	19.8	11.1
14	20	12	8.9	17.7	11.0
15	20	12	11.1	15.9	10.3
16	20	12	11.8	14.6	9.8
17	20	12	-3.5	19.9	12.8
18	20	12	7.1	19.4	13.5
19	20	12	9.4	18.5	13.0
20	20	12	9.4	16.0	11.4
21	20	12	2.4	19.5	14.2
22	20	12	0.7	19.5	2.7
23	20	12	1.6	19.8	15.5
24	20	12	-1.0	19.8	7.1
25	20	12	3.9	18.6	7.6
26	20	12	5.1	17.2	4.5
27	20	12	5.9	15.5	2.0
28	20	12	2.2	19.6	10.5
29	20	12	2.8	19.1	8.4
30	20	12	3.0	18.8	6.8

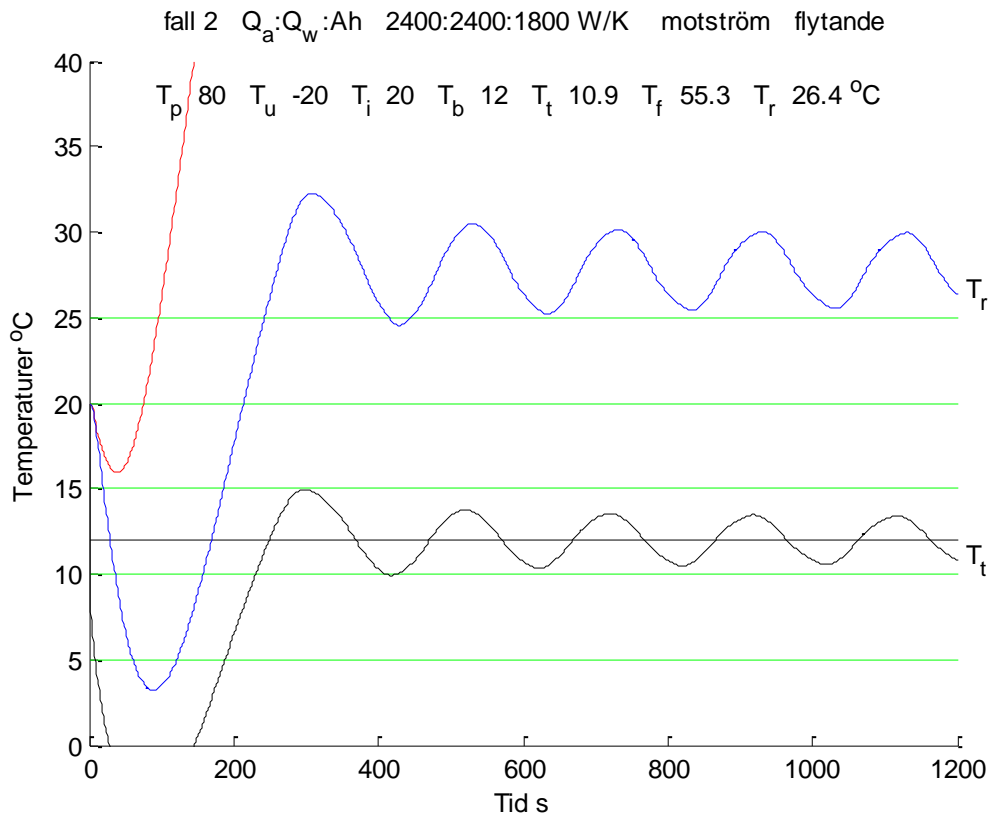




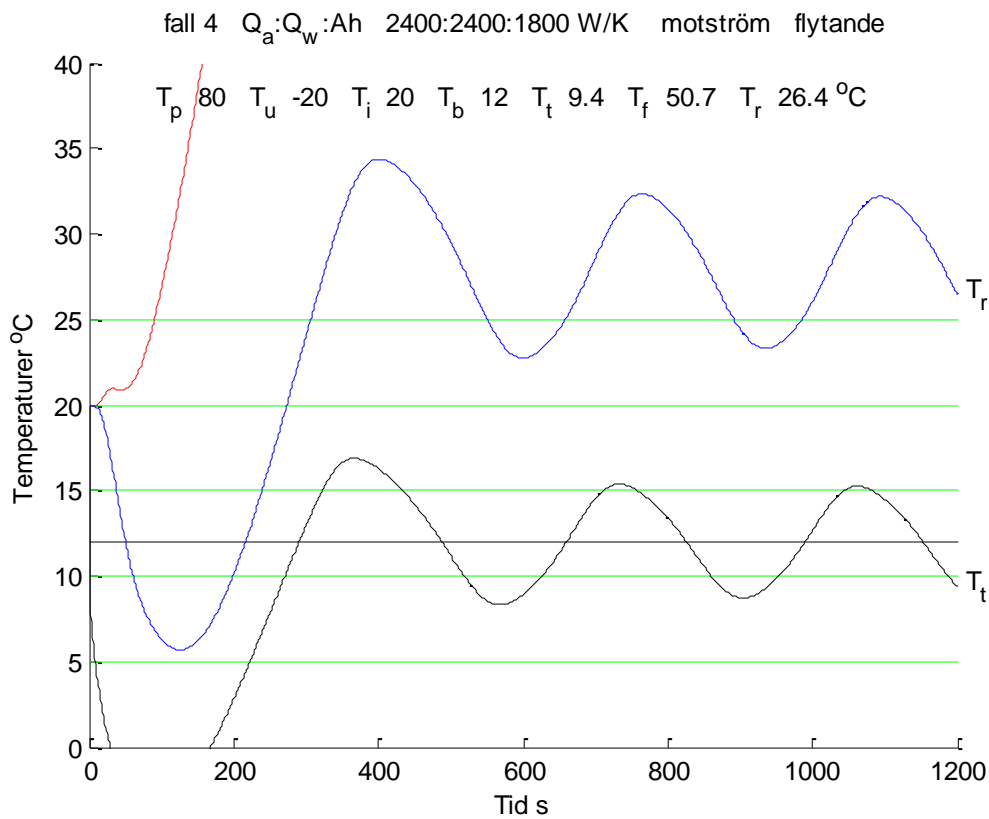
Figur 5.3 Motström kallstart med rörledning 1+1 m och börvärde 12 °C fall 2.



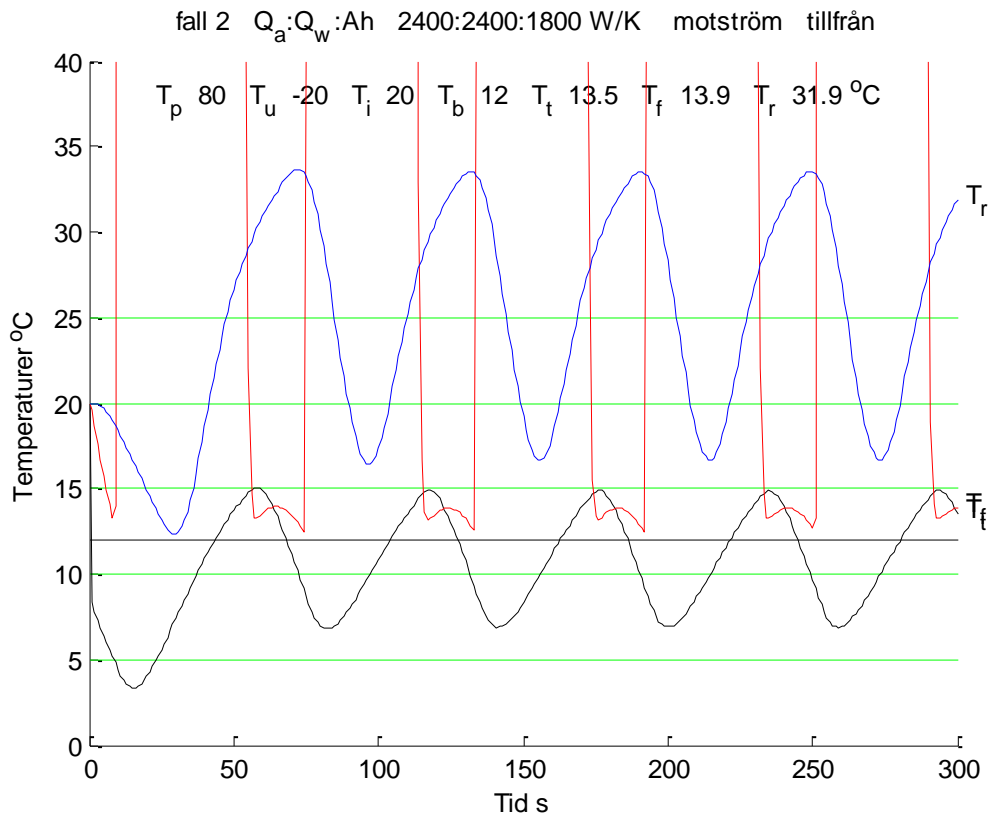
Figur 5.4 Motström kallstart med rörledning 10+10 m och börvärde 12 °C fall 4.



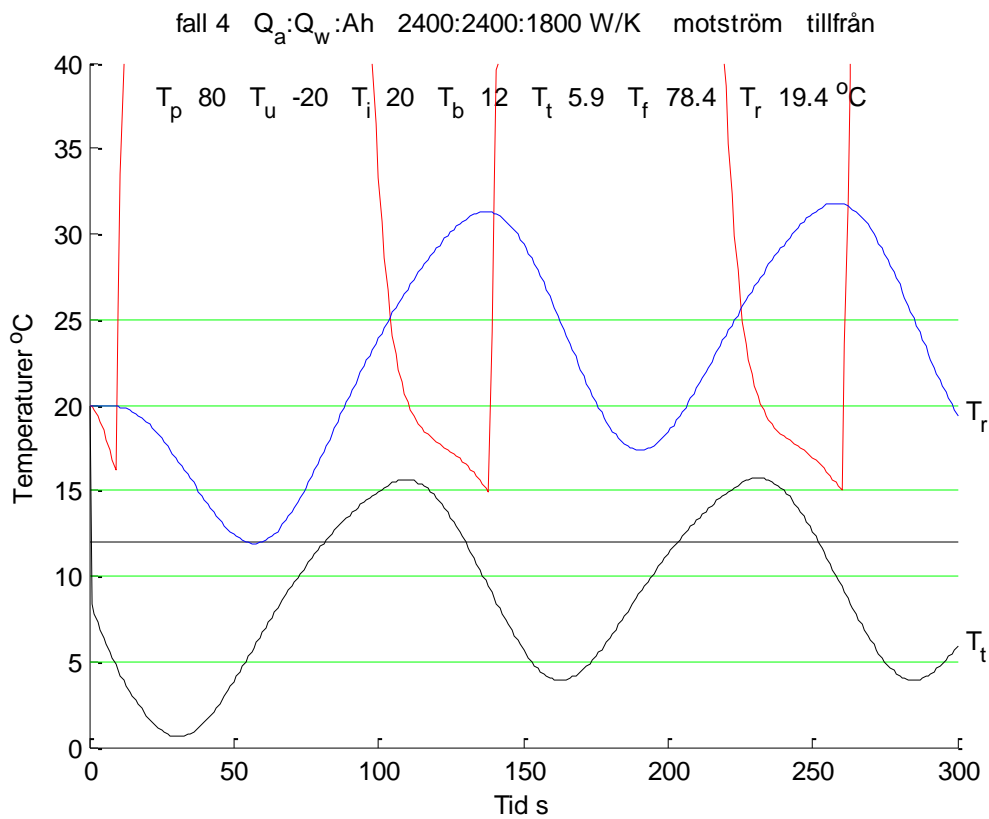
Figur 5.5 Motström kallstart rörledning 1+1 m, börvärde 12 °C och flytande reglering fall 2.



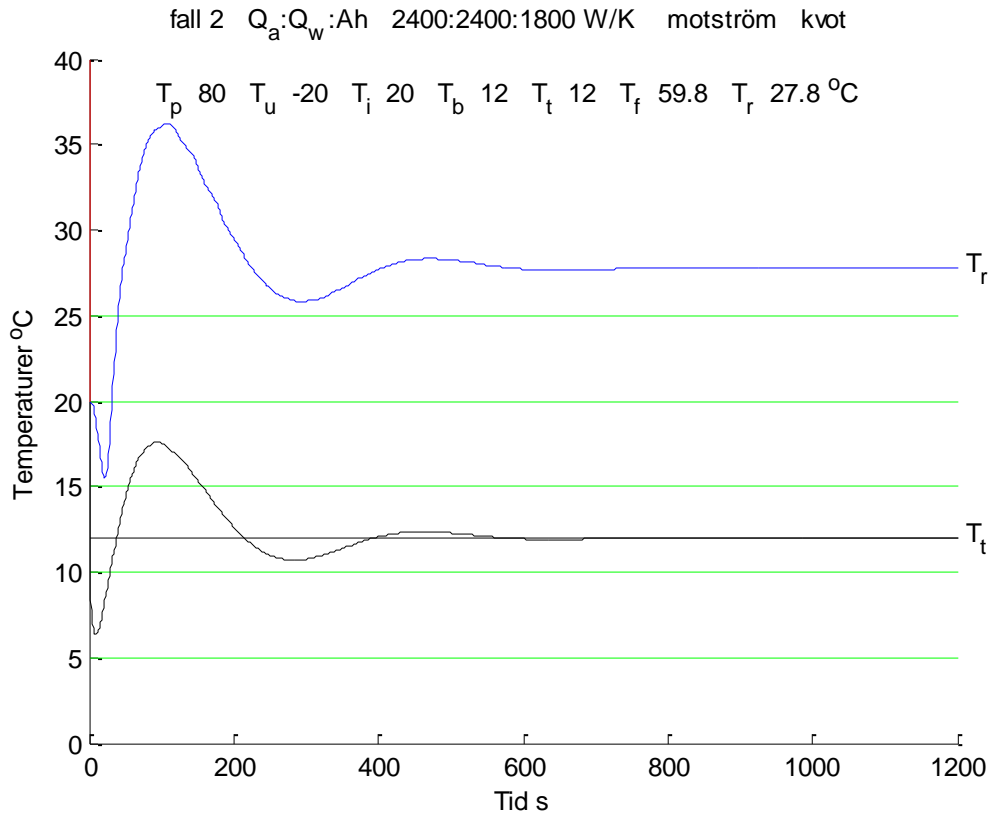
Figur 5.6 Motström kallstart rörledning 10+10 m, börvärde 12 °C och flytande reglering fall 4.



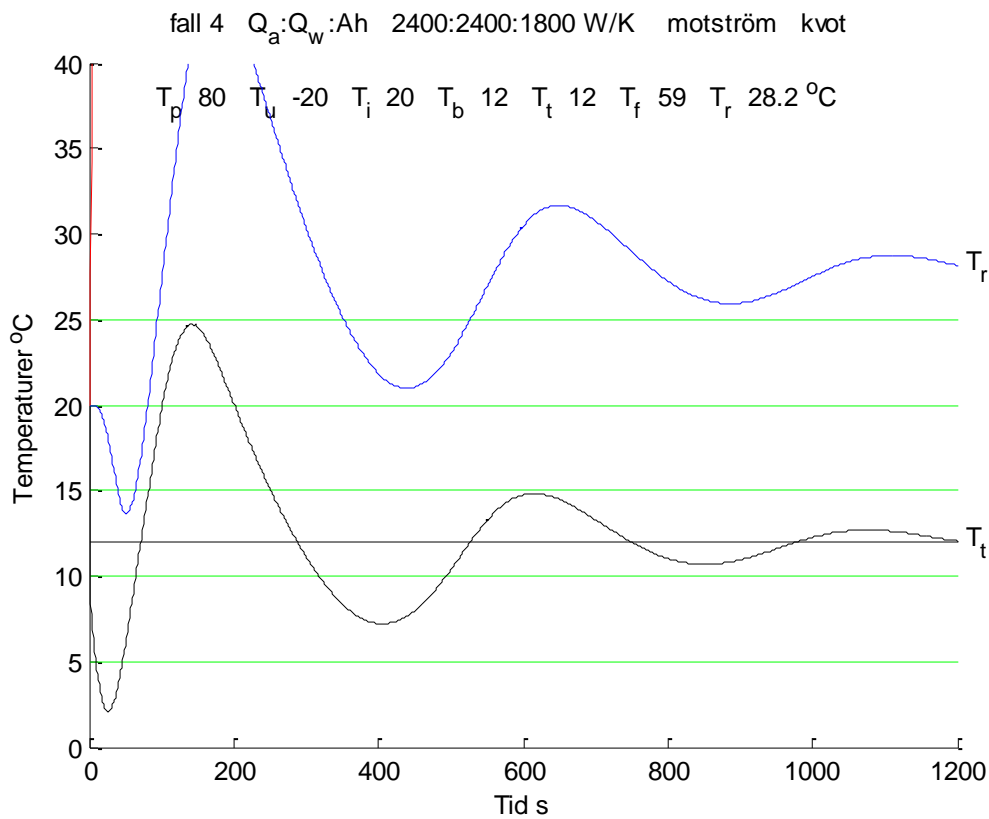
Figur 5.7 Motström kallstart med rörledning 1+1 m, börvärde 12 °C och tillfrånreglering fall 2.



Figur 5.8 Motström kallstart med rörledning 10+10 m, börvärde 12 °C och tillfrånreglering fall 4.



Figur 5.9 Motström kallstart rörledning 1+1 m, börvärde 12 °C och kvotreglering fall 2.



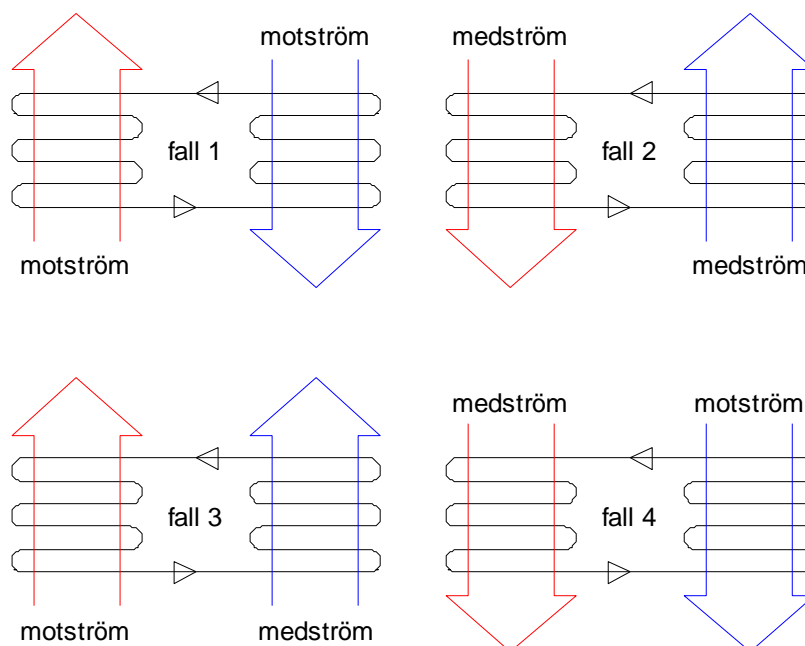
Figur 5.10 Motström kallstart rörledning 10+10 m, börvärde 12 °C och kvotreglering fall 4.

## 6 Kopplade luftvärmebatterier för återvinning

Syftet med detta avsnitt är att undersöka ventilationsvärmeåtervinning med kopplade batterier med avseende på fyra frågeställningar enligt nedan. Analysen är helt statisk.

- Hur det cirkulerande flödet påverkar verkningsgraden för givna flöden?
- Hur felaktig ihopkoppling påverkar resultatet?
- Hur avfrostning kan ske med reverserat flöde (medströmskoppling)?
- Hur verkningsgrad påverkas av batteridjup eller antalet rörrader?
- Hur nära motströmskoppling?

Ett luftvärmebatteri består av ett antal rörrader lika med batteriets djup. Luftvärmebatterierna skall ha stort djup, vilket ökar verkningsgraden genom att värmeväxling blir mer och mer av motströmstyp vid rätt flödeskoppling och inte renodlad tvärströmsvärmeväxling som för fallet med en enda rördad.



Figur 6.1 Fyra möjliga kopplingsfall för kopplade luftvärmebatterier för återvinning.

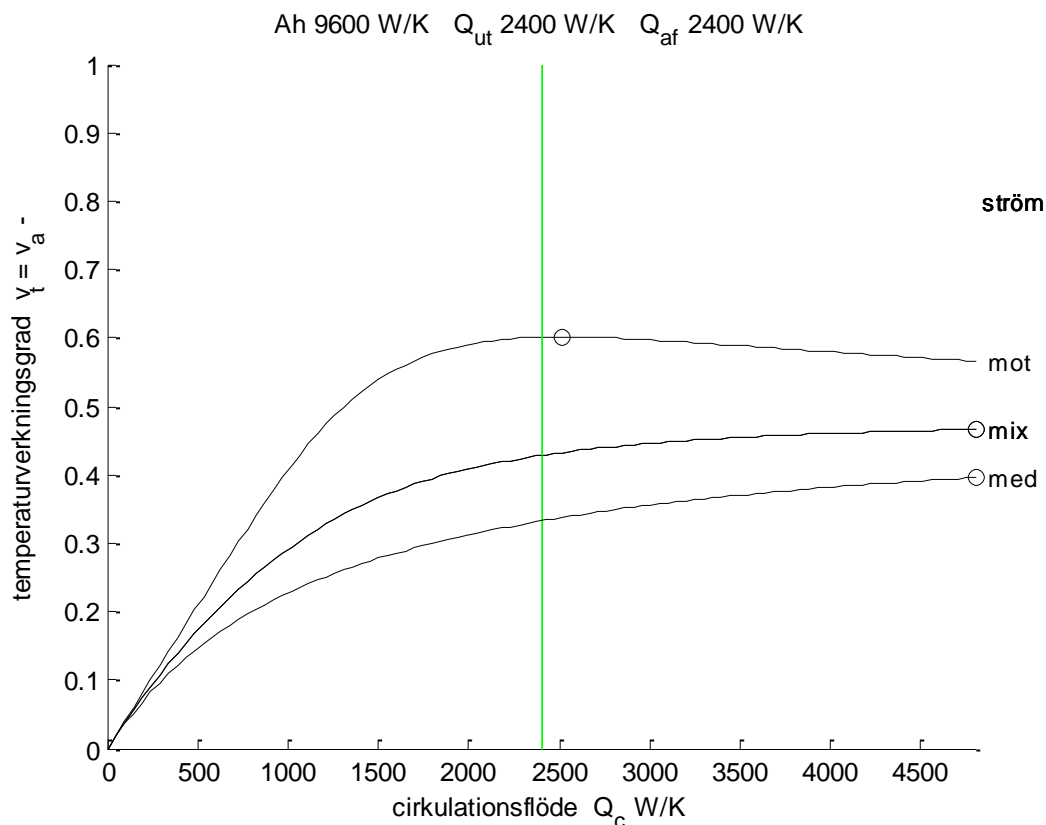
Utgångsläget är två kopplade batterier för luftflödet  $2 \text{ m}^2/\text{s}$ , tvärsnittsarea  $1 \text{ m}^2$  och frontluft-hastighet  $2 \text{ m/s}$  med samma uppbyggnad som i avsnitt 5. Luftflödets värmeöverföringsförmåga är  $2400 \text{ W/K}$ . Rätt cirkulerande flöde skall ha samma värmeöverföringsförmåga för att uppnå den högsta möjliga verkningsgraden. Det cirkulerande flödet kommer i fortsättningen att anges med sorten  $\text{W/K}$ . Luftvärmebatterimodellen har åtta rörrader och fyra element per rör.

De två luftvärmebatterierna är identiska med värmeöverföringsförmågan  $Ah \text{ } 9600 \text{ W/K}$  för utgångsläget. Termiska egenskaper för ytors värmeöverföringsförmåga är oberoende av ingående flödet. Detta är en förenkling. Både luftflödena och det cirkulerande flödet påverkar värmeöverföringsförmågan för luftvärmebatterierna. Kondensering behandlas inte av modellen.

Hur kopplingsättet enligt Figur 6.1 påverkar verkningsgraden eller återvinningsgraden redovisas i Figur 6.2 för ett fall med lika luftflöden  $2400 \text{ W/K}$  och de två växlarytorna om  $9600 \text{ W/K}$  som funktion av det cirkulerande flödet  $Q_c$   $0\text{-}4800 \text{ W/K}$ . Kurvorna visar att ett blandat fall med medström och motström samt enbart medström ger en betydande reduktion i verkningsgrad jämfört med enbart motström. Övergång från motströmsdrift till medströmsdrift kan vara ett sätt att minska kondensering och påfrysning med samma cirkulationsflöde, men med omkastad riktning.

De felaktiga kopplingsätten med medström kan uppstå när frånluft och tilluft inte passerar samma fläktrum. Rörledningar med cirkulerande flödet kan lätt förväxlas mellan fläktrummen.

Kurvan för enbart motströmskoppling visar att det finns ett maxima för verkningsgraden nära värdet  $2400 \text{ W/K}$  för cirkulationsflödet lika med de två luftflödenas  $2400 \text{ W/K}$ . Avvikelsen beror på att batterimodellerna är en kombination av tvärström och motström och inte ideal motström.



Figur 6.2 Temperaturverkningsgrad som funktion av cirkulationsflöde och olika kopplingsätt.

Om de tre flödena för uteluft/tilluft, frånluft/avlucht och cirkulationsvätska är lika termiskt sett blir alla delverkningsgrader  $v_d$  lika för de två luftvärmebatterierna. De två totalverkningsgraderna för tilluft och avluft  $v$  blir också lika och kan skrivas som:

$$v = v_d / (2 - v_d) \quad (-) \quad (6.1)$$

Temperaturverkningsgraden för ett luftvärmebatteri är alltid mindre än det som gäller för det ideala motströmsfallet. Temperaturdelverkningsgraden  $v_{dmot}$  kan för lika flöden  $Q$  och motströmsväxling skrivas som:

$$v_{dmot} = Ah / (Ah + Q) \quad (-) \quad (6.2)$$

Den ideala totalverkningsgraden för två kopplade batterier  $v_{mot}$  kan i sin tur skrivas som:

$$v_{mot} = Ah / (Ah + 2Q) \quad (-) \quad (6.3)$$

Uttrycket för den ideala temperaturverkningsgraden  $v_{mot}$  visar att om  $Ah/Q = 2, 3, 4$  eller  $6$  blir totalverkningsgraden  $v_{mot} = 0.50, 0.60, 0.67 (2/3)$  respektive  $0.75$ .

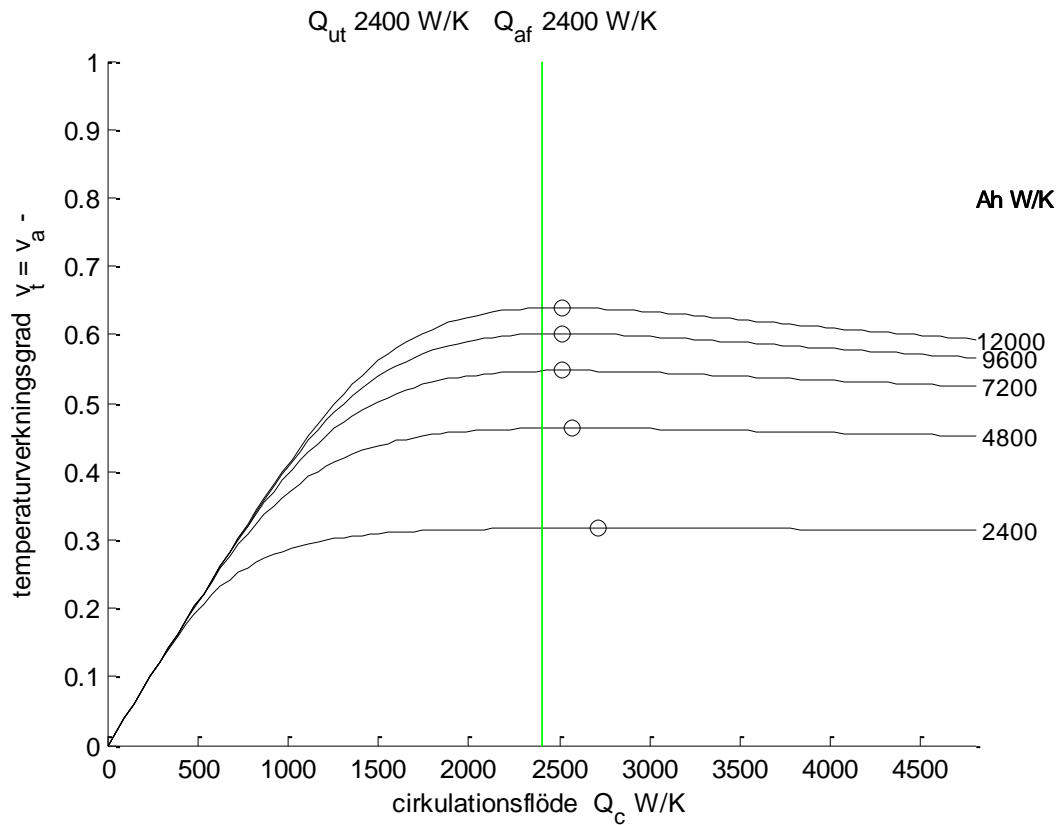
Hur totalverkningsgraden beror av växlareparametern  $Ah$  redovisas i Figur 6.3 för värdena 2400, 4800, 7200, 9600 samt 12000 W/K som funktion av det cirkulationsflödet  $Q_c$  och för lika luftflöden. Maximat för det ideala motströmsfallet är markerat med en vertikal linje för 2400 W/K. Högsta totalverkningsgrad enligt modell markeras med en cirkel. Kurvorna visar att maximat är ytterst plant.

Hur totalverkningsgraden beror på luftvärmebatteriernas rördjup  $n$  redovisas i Figur 6.4 för värdena 2, 4, 8 och 16 för växlarytan 9600 W/K och lika luftflöden 2400 W/K som funktion av cirkulationsflödet  $Q_c$ . Rördjup 16 är mer av ett akademiskt test än ett praktiskt fall. Maximat för oändligt antal rörrader eller ideal motströmsväxling blir enligt (6.3) med  $Ah = 9600$  W/K och  $Q = 2400$  W/K  $v_{mot} = 2/3$ , vilket markeras med en horisontell linje.

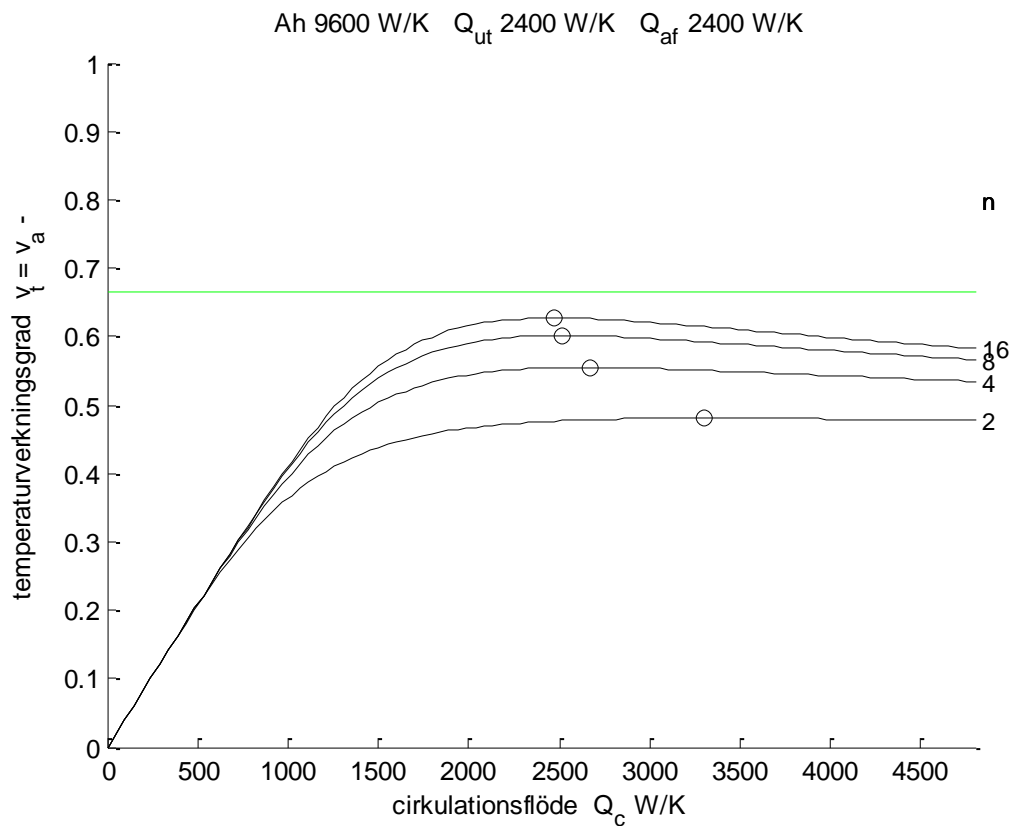
Hur totalverkningsgraden för tilluft och avluft beror av olika luftflöden redovisas i Figur 6.5 respektive 6.6 för tilluftflödena 1200(400)3600 W/K, avluftflödet 2400 W/K och växlareytan 9600 W/K som funktion av cirkulationsflödet  $Q_c$ . Kurvorna visar att maxima för verkningsgraden markerat med en cirkel påverkas något det varierande tilluftsflödet och att det cirkulerande flödet måste anpassas för att nå högsta verkningsgrad. Läget för aritmetriskt medelvärde har markerats med ett vertikalt streck under kurvan och geometriskt dito med ett streck över. Markeringarna för aritmetriskt och geometriskt medelvärde visar att felet i verkningsgrad blir försumbart, eftersom maximat ligger på en ytterst plan kurva. Aritmetrisk medelvärde ligger bäst till i Figur 6.5 och 6.6.

Notera att den mellersta kurvan i Figur 6.5 och 6.6 är fallet med lika luftflöden 2400 W/K. Tilluftsverkningsgraden ökar med minskande tilluftsflöde och omvänt. Avluftsverkningsgraden avtar med minskade uteluftsflöde. Detta beror på att de två luftflödena  $Q_{ut}$  och  $Q_{af}$  och deras verkningsgrader  $v_t$  och  $v_a$  måste uppfylla sambandet:

$$Q_{ut} v_t = Q_{af} v_a \quad (\text{W/K}) \quad (6.4)$$

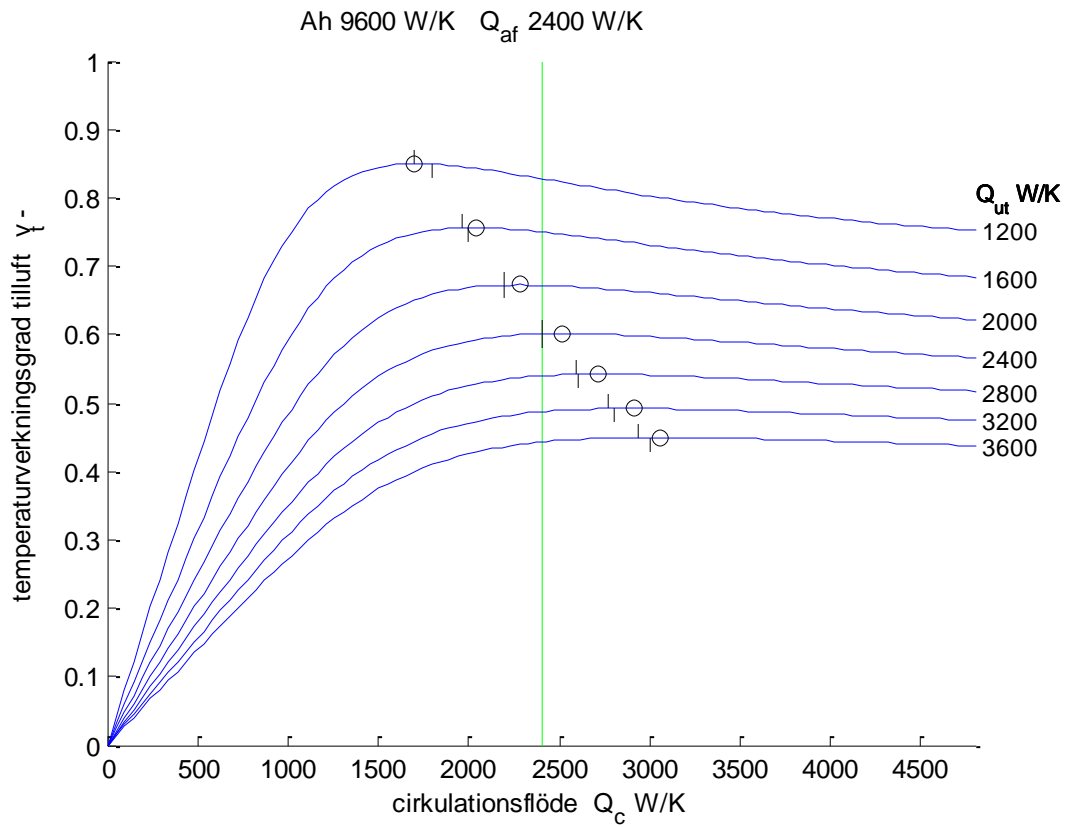


Figur 6.3 Temperaturverkningsgrad som funktion av cirkulationsflöde  $Q_c$  för olika  $Ah$ .

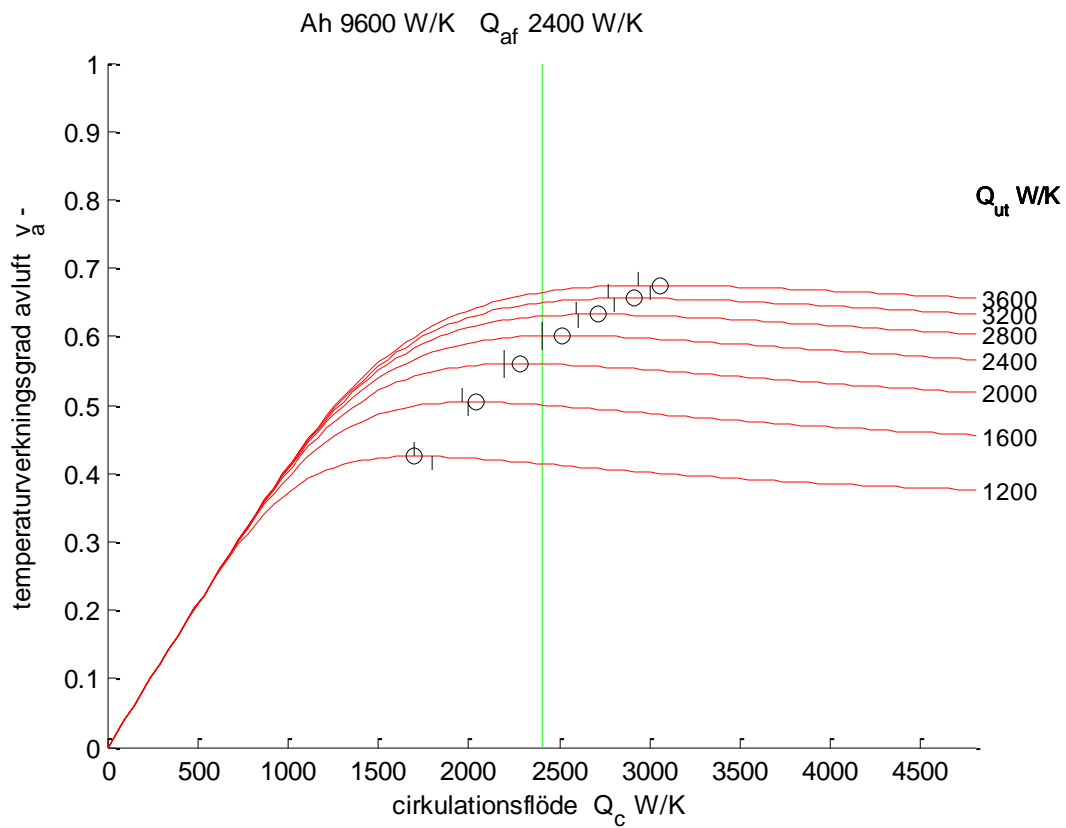


Figur 6.4 Temperaturverkningsgrad som funktion av cirkulationsflöde  $Q_c$  för olika rördjup  $n$ .





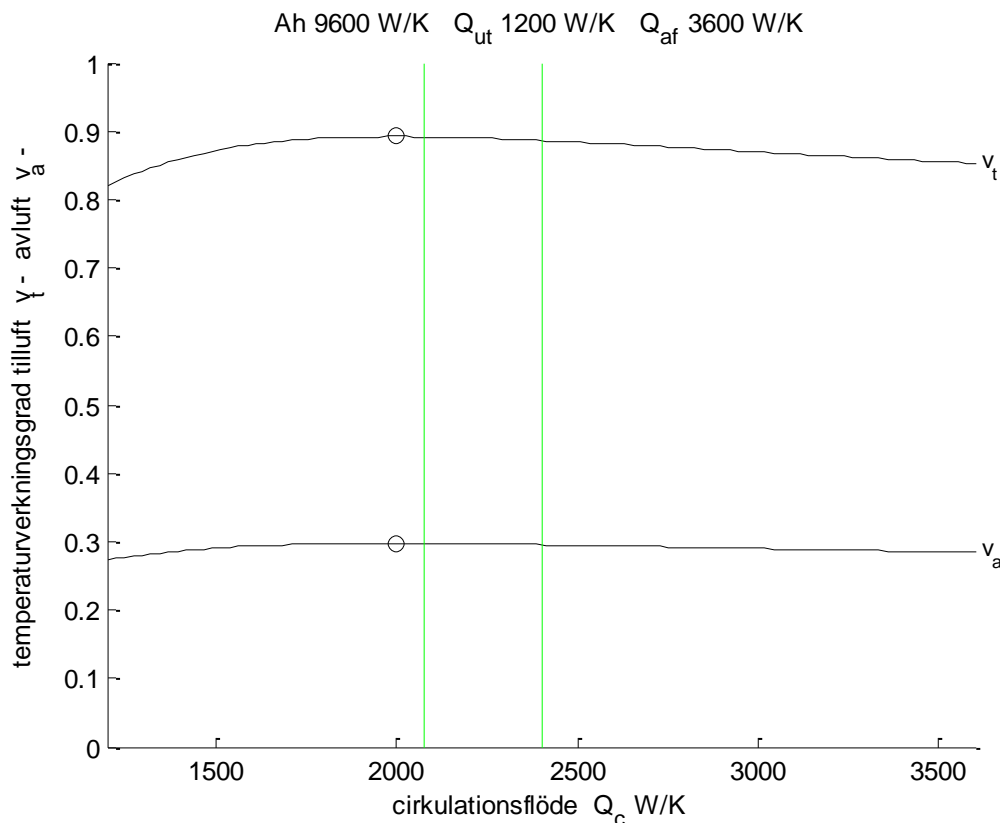
Figur 6.5 Temperaturverkningsgrad för tilluft som funktion av  $Q_c$  för olika uteluftsflöde  $Q_{ut}$ .



Figur 6.6 Temperaturverkningsgrad för avluft som funktion av  $Q_c$  för olika uteluftsflöde  $Q_{ut}$ .

Om de två flödena är olika måste cirkulationsflödet anpassas till ett flöde mellan de två luftflödena. Både aritmetriskt och geometriskt medelvärde ger bra resultat om förhållandet mellan största och minsta flöde är mindre än 4. De två medelvärdena är snarlika och om förhållandet är parametern  $f$  blir de två medelvärden  $(1+f)/2$  och  $f^{0.5}$ . Några siffervärden för  $f$  2, 3 och 4 ger för aritmetriskt medelvärde 1.5, 2 och 2.5 samt för geometriskt medelvärde 1.4, 1.7 och 2. En anmärkning är att i praktiken skiljer de två luftflödena sig inte åt mycket. Tilluftsflödet kan oftast vara något mindre

De två luftverkningsgraderna redovisas i Figur 6.7 som funktion av cirkulationsflödet för ett fall med luftflödena 1200 W/K och 3600 W/K med vertikala linjer för aritmetriskt och geometriskt medelvärde. geometriskt ligger nära det markerade maximat.



Figur 6.7 Temperaturverkningsgrad för tilluft och avluft som funktion av  $Q_c$  för  $Q_{ut}$  1200 W/K och  $Q_{af}$  3600 W/K med linjer för aritmetriskt och geometriskt medelvärde för luftflödena.

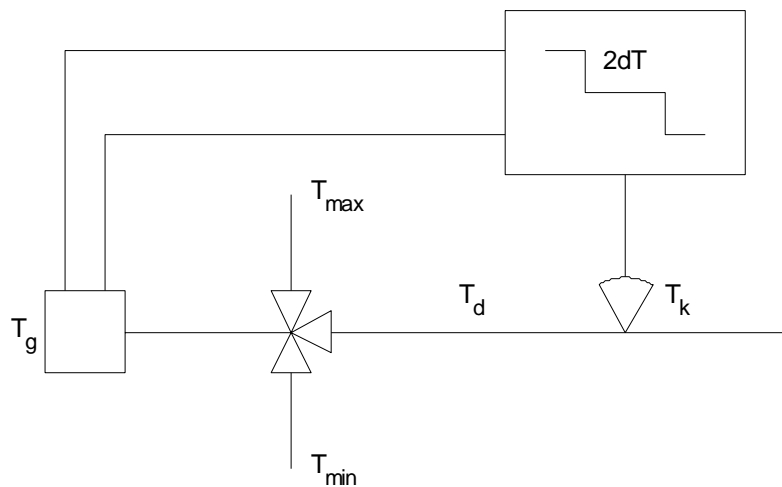
Ett nerladdningsbart matlab-program **airheatrecovery.m** kan användas för att upprepa de redovisade resultaten i Figur 6.2-7 eller att testa andra indata. Indata ändras med enkel editering enligt anvisningar på rad 5.

Sammanfattningsvis: Modellen är helt statisk, men beskriver luftvärmebatterierna med rördjup bra. Växlareparametern  $Ah$  är här konstant och oberoende av flödena, vilket är en förenkling.

## 7 Flytande reglering

Flytande reglering är en enkel reglermetod som togs fram för mer än femtio år sedan med den teknikens förutsättningar. En temperatur för ett flöde mäts och regleras genom att blanda två flöden med olika temperaturer. Reglerventilens läge styrs med ett ställdon med konstant hastighet och lång gångtid. Om reglerfelet är större än en given avvikelse eller tolerans ändras ventilens läge tills att felet är mindre än den givna gränsen. Samma tolerans används både för positiva och negativa reglerfel. Om toleransintervallet är för litet kan regleringen bli instabil med ett periodiskt förlopp.

Uppgiften är därför att finna det minsta toleransintervall som ger stabil reglering. Det är också en möjligt att kombinera detta val av toleransintervall med ett val av ställdonets gångtid. Urvalet av gångtider är dock ytterst begränsat.



Figur 7.1 Principen för flytande reglering.

Processens dynamik består av en tidsfördröjning  $T_d$  s för en transporttid mellan ventil och mätställe, en tidskonstant för temperaturgivaren  $T_k$  s och ställdonet som motsvarar en integrator med gångtiden  $T_g$  s. Den höga temperaturen  $T_{max}$  och den låga temperaturen  $T_{min}$  för de två flödena som blandas bestämmer processen förstärkning. Ställdonet och reglerventilens läge är normaliserat till intervallet (0,1). Blandningsförhållandet ges direkt av ventilläget. Andra processer med samma egenskaper kan givetvis också regleras med flytande reglering.

Det går att formulera krav för att flytande reglering skall vara stabil eller instabil på flera sätt. Ett säkert grundkrav för instabilitet är att toleransintervallets bredd  $dT_0$  är mindre än den minsta ändringen för en gångtid lika med en tidsfördröjning  $T_d$  utan hänsyn till någon tidskonstant. Den minsta ändringen kan skrivas som  $(T_{max} - T_{min}) T_d / T_g$  och instabilitetskravet kan skrivas som ett krav på den relativa toleransen på formen:

$$dT_0 / (T_{max} - T_{min}) < T_d / T_g \quad (-) \quad (7.1)$$

Ett rimligt stabilitetskrav är att inreglering vid stora fel eller vid uppstart skall ske med ett enda regleringrepp. När ställdonet är aktivt, uppstår ett rampföljfel lika med summan av tidsfördröjningen  $T_d$  s och tidskonstanten  $T_k$  s. Denna tidseftersläpning måste motsvara en ändring i temperatur mindre än toleransintervallets bredd  $dT_1$ . Kravet på enstegsstabilitet kan därför skrivas som:

$$dT_1 / (T_{max} - T_{min}) > (T_d + T_k) / T_g \quad (-) \quad (7.2)$$

Om mätgivarens tidskonstant  $T_k$  är mycket mindre än tidsfördröjningen  $T_d$  blir stabilitetskravet (7.2) nästan identiskt med instabilitetskravet (7.1). Det går även att utveckla kravet på enstegsstabilitet till tvåstegsstabilitet. Detta krav kan formuleras på ett liknande sätt som föregående krav, där hjälpparametern  $a$  är alltid  $< 1$ , vilket medför att tvåstegstoleransgränsen  $dT_2$  är mindre än enstegstoleransgränsen  $dT_1$ .

$$dT_2 / (T_{max} - T_{min}) > (T_d + a T_k) / T_g \quad (-) \quad (7.3)$$

$$a = 1 - e^{-1} / (1 - e^{-1} e^{-b}) \quad (-) \quad (7.4)$$

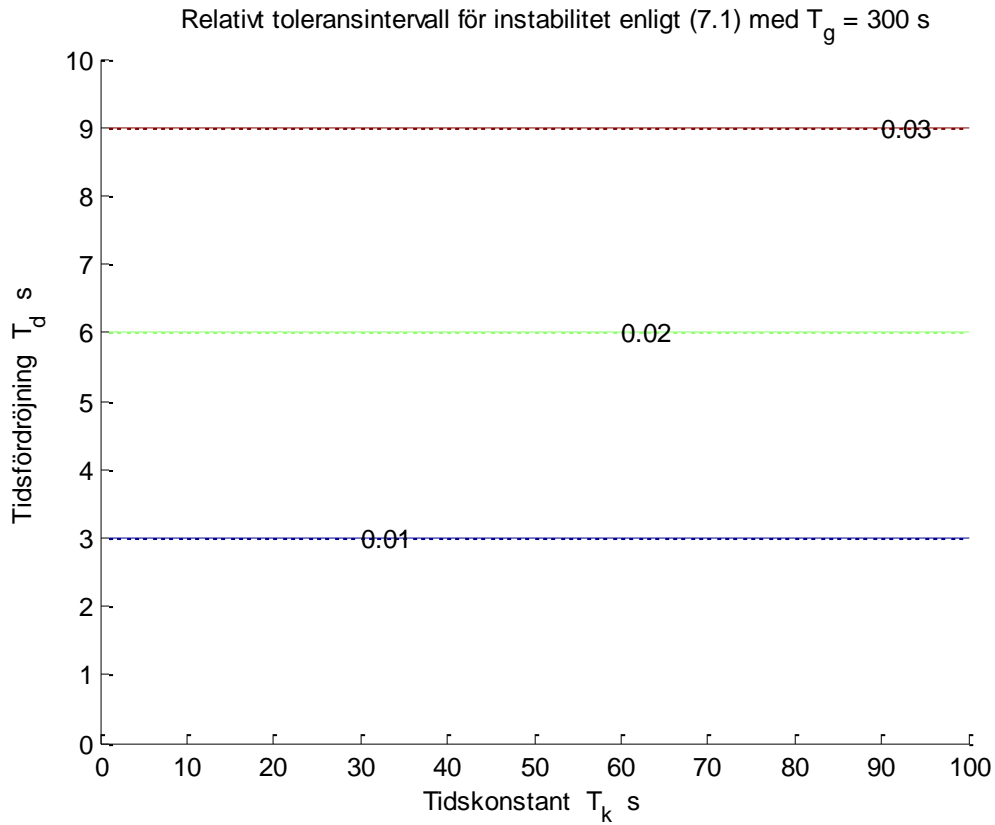
$$b = T_d / T_k \quad (-) \quad (7.5)$$

Det relativa toleransintervallet  $dT / (T_{max} - T_{min})$  för säker instabilitet, stabilitet, tvåstegsstabilitet och ettstegsstabilitet redovisas i Figur 7.2-5 som funktion av tidskonstant som x-axel och tidsfördröjning som y-axel för en gångtid på 300 s. Om gångtiden ändras till 60 s, kan Figur 7.2-5 användas genom att skala om båda axlarna en faktor 5 till x-axeln (0,20) och y-axeln (0,2).

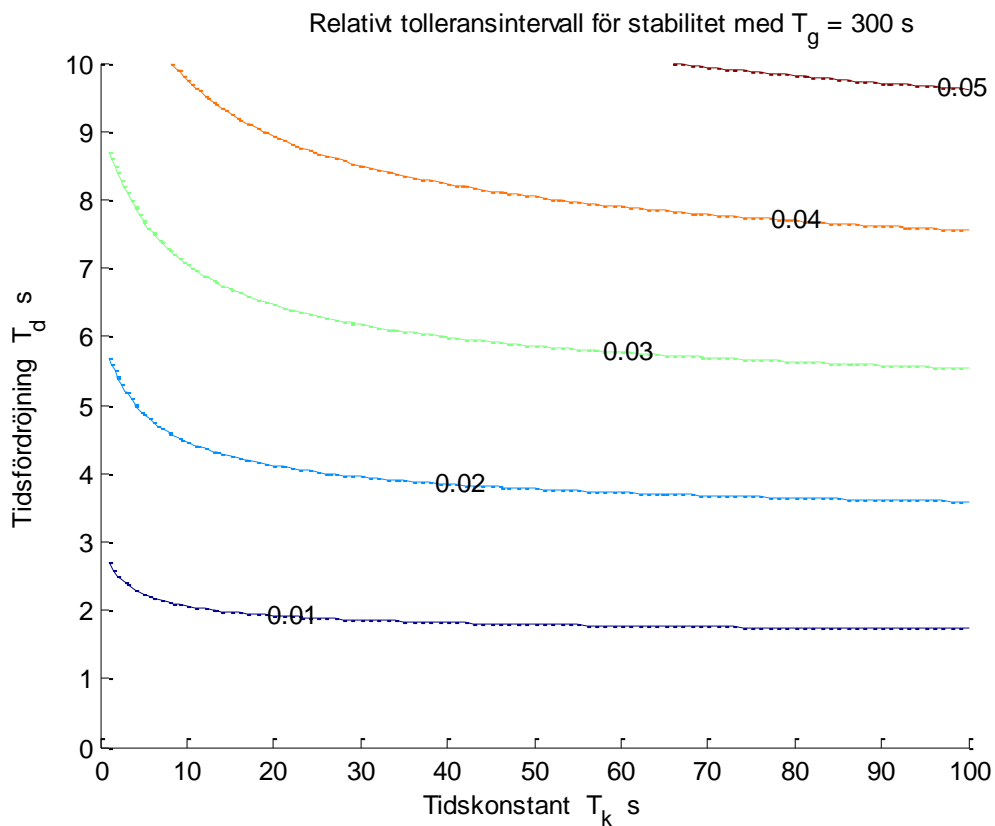
De två kraven för en- och tvåstegsstabilitet bygger på att regleringreppet sker med ett stort fel som ger ett fullständigt rampfel i tiden lika med summan av tidsfördröjning och tidskonstant. Detta stora startfel gäller inte för ett begränsat reglerområde och därför kan en- och tvåstegsstabilitet inträffa även för relativa toleransintervall som inte uppfyller de två kraven (7.2) och (7.3).

Det går att genomföra en analys av en stabil självsvängning som visar att stabilitet fås för ett relativt toleransintervall högst dubbelt så stort som det säkrare kravet på instabilitet enligt (7.1). Denna analys redovisas inte här, men återfinns i Jensen (1973). Metodiken är att finna en stabil självsvängning som tangerar ett sökt toleransintervalls övre och nedre gräns. Kravet på tangering gör det möjligt att bestämma två obekanta, nämligen gångtid upp och ner samt toleransintervall. Kravet på stabilitet innebär endast att reglerförloppet har en i tiden begränsad avtagande självsvängning, vilket kan vara praktiskt olämpligt. Kravet på stabilitet kan formellt skrivas som:

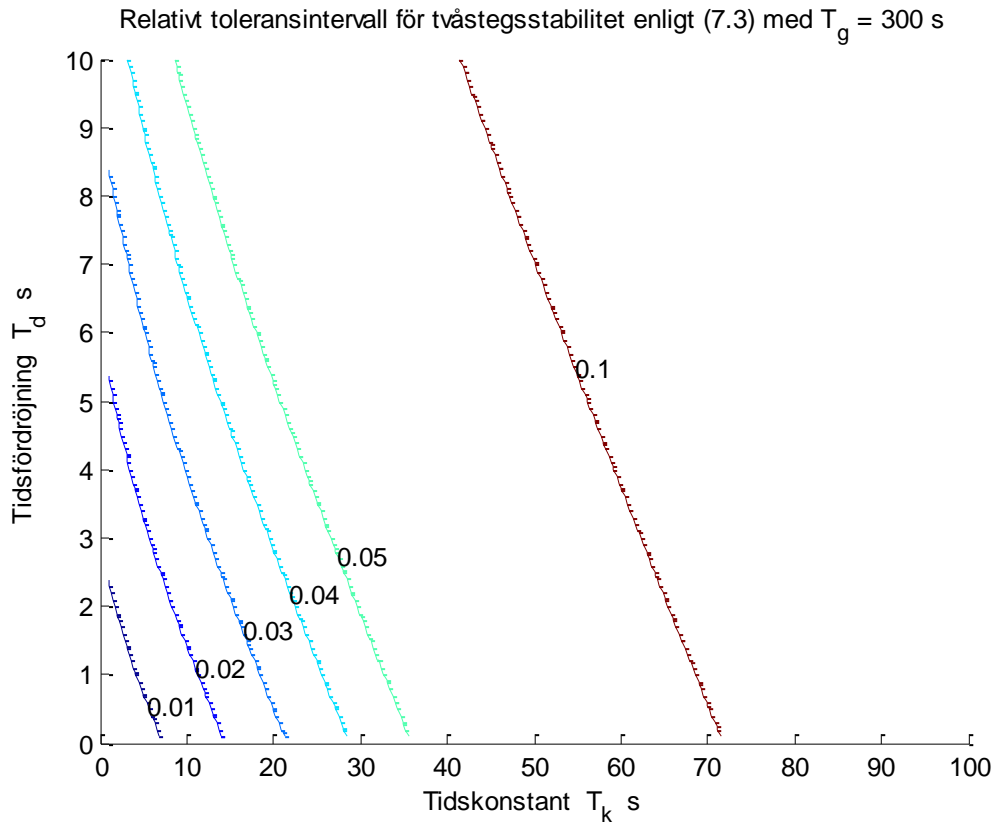
$$dT_n / (T_{max} - T_{min}) > f_n (T_d / T_g, T_k / T_g) \quad (-) \quad (7.6)$$



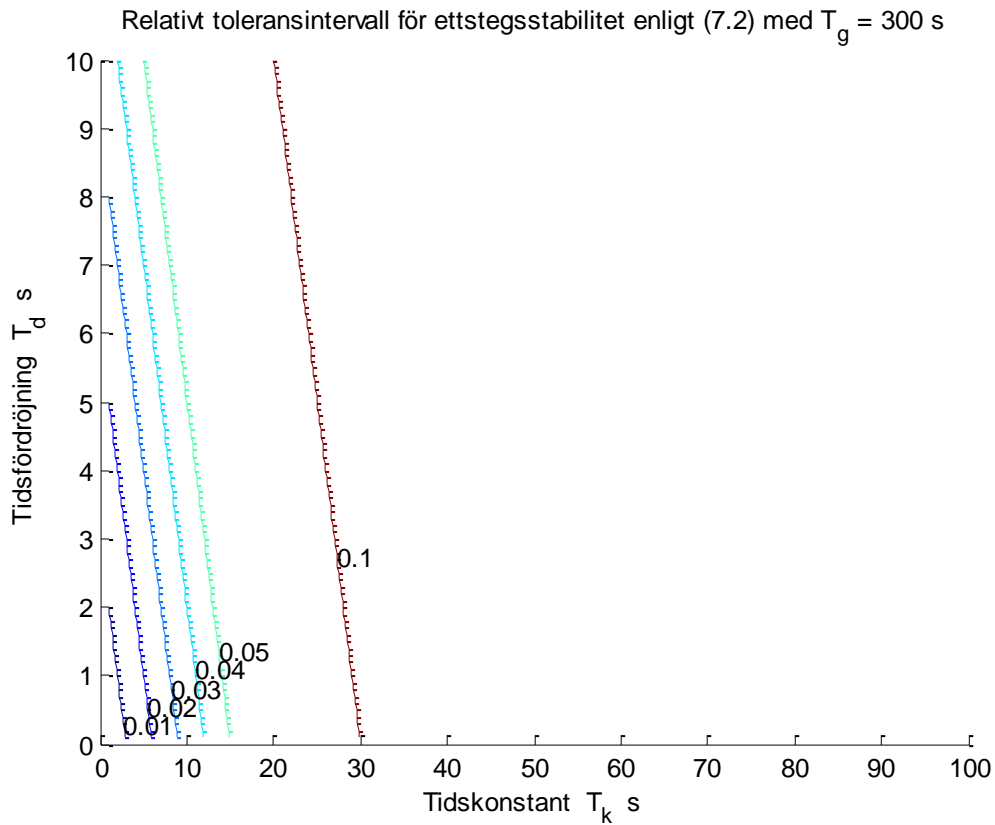
Figur 7.2 Relativt toleransintervall för instabilitet enligt (7.1) och gångtid  $T_g = 300$  s.



Figur 7.3 Relativt toleransintervall för stabilitet enligt (7.6) och gångtid  $T_g = 300$  s.



Figur 7.4 Relativt toleransintervall för tvåstegs stabilitet enligt (7.3) och gångtid  $T_g = 300$  s.



Figur 7.5 Relativt toleransintervall för ettstegs stabilitet enligt (7.2) och gångtid  $T_g = 300$  s.

Regleringens stabilitet och funktion kan påverkas på två sätt genom val av toleransintervall  $dT$  och val av ställdonets gångtid  $T_g$ . De yttre förutsättningarna ges av de två flödenas temperaturer  $T_{max}$  och  $T_{min}$ , transportfördröjningen  $T_d$  och temperaturgivarens tidskonstant  $T_k$ . Vilket val som kan göras kan förtydligas med ett sifferexempel med följande yttre parametrar  $T_{max} = 80$  °C,  $T_{min} = 50$  °C,  $T_d = 2$  s och  $T_k = 10$  s. Låt ställdonets gångtid  $T_g$  vara 60 s. Vad toleransintervallet blir för krav på instabilitet, enstegsstabilitet och tvåstegsstabilitet fås som följer:

$$dT_0 < (80-50) 2 / 60 = 1 \text{ °C}$$

$$dT_1 > (80-50) (2+10) / 60 = 6 \text{ °C}$$

$$dT_2 > (80-50) (2+0.474 \cdot 10) / 60 = 3.4 \text{ °C}$$

$$a = 1 - e^{-1} / (1 - e^{-1} e^{-2/10}) = 0.474$$

Simuleringsresultatet för de tre exemplen ovan redovisas i Figur 7.6-11 med parvis blandad temperatur och mätt temperatur på en sida för varje exempel.

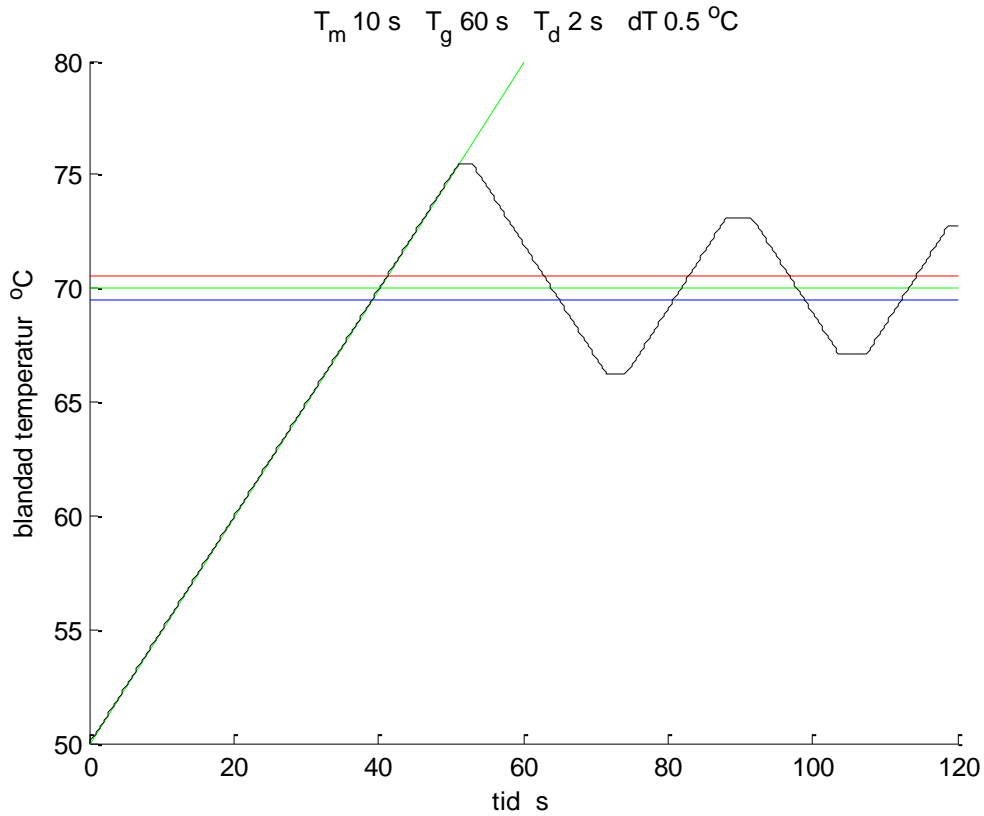
Om mindre toleransintervall önskas för enstegsstabilitet vid stora reglerfel eller uppstart kan ställdonets gångtid ökas till 300 s med en faktor fem. Detta ändrar kravet med en faktor fem till  $dT_1 > 1.2$  °C. Reduktionen blir den samma för fallet med tvåstegsstabilitet  $dT_2 > 0.68$  °C.

Stabilitetskravet enligt (7.6) och Figur 7.3 har undersökts för samma fall som för instabilitet, enstegs- och tvåstegsstabilitet i Figur 7.6-11. Toleransintervallet kan beräknas till 1.46 °C.

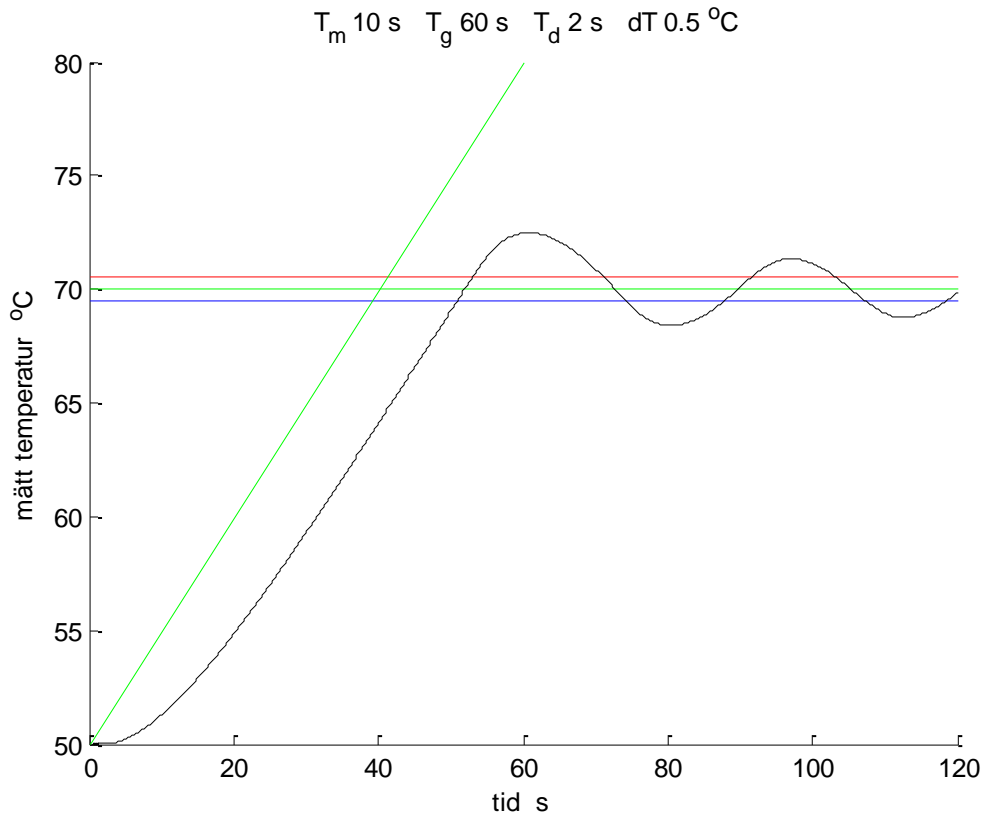
$$dT_n > (80-50) f_n(2/60, 10/60) = (80-50) 0.0487 = 1.46 \text{ °C}$$

Test görs med toleransintervallen 1.4 °C i Figur 7.12 och 1.6 °C i Figur 7.13 med längre tidsaxel än tidigare. Endast mätt temperatur redovisas. Det mindre toleransintervallet 1.4 °C självsvänger, medan toleransintervallet 1.6 °C slutar självsvänga efter tio regleringrepp. En kommentar är att simuleringsmodellen inte beskriver tidsfördröjning exakt och därför kommer en kontroll inte att stämma överens med den ideala teorins siffervärden.

En granskning av rampföljfelet som är det samma i Figur 7.7, 7.9 och 7.11-13, eftersom det är samma process och endast toleransintervallet skiljer, visar att rampföljfelet om 12 s (summan av tids-fördröjning 2 s och tidskonstant 10 s) är nästan utbildat efter 20 s. Detta innebär att uppstart från den närmre nivån 60 °C med 20 s gångtid till den önskade nivån 70 °C hade gett samma resultat.

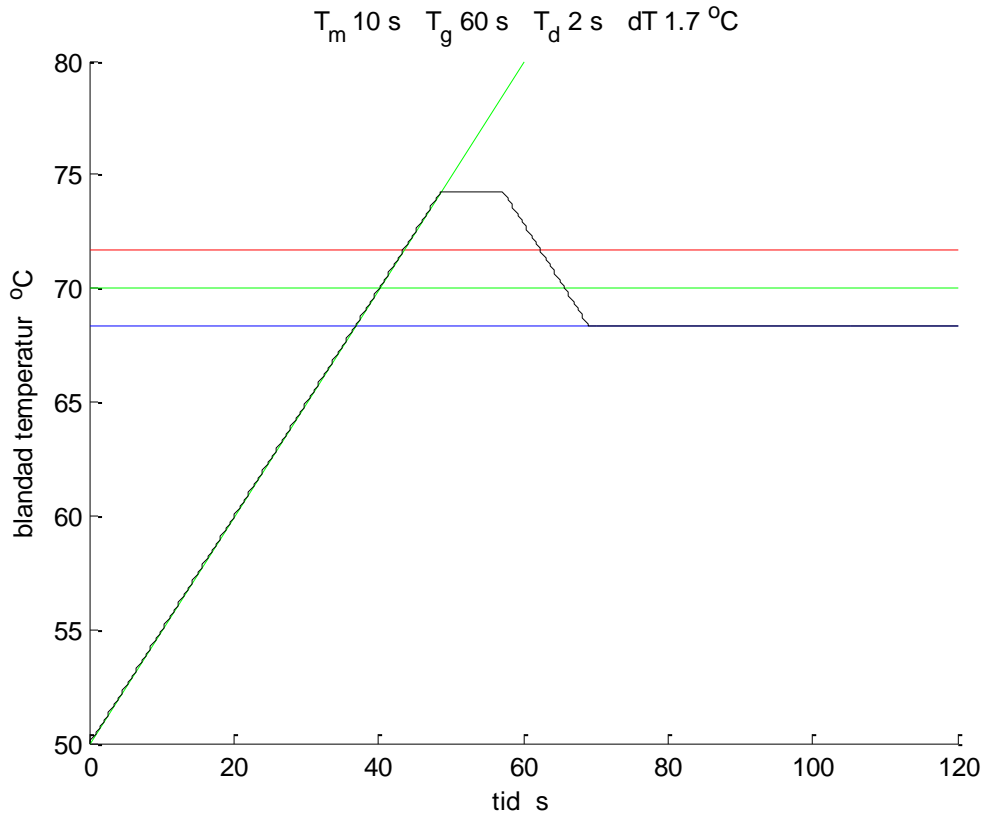


Figur 7.6 Blandad temperatur som funktion av tid för toleransintervall 1 °C.

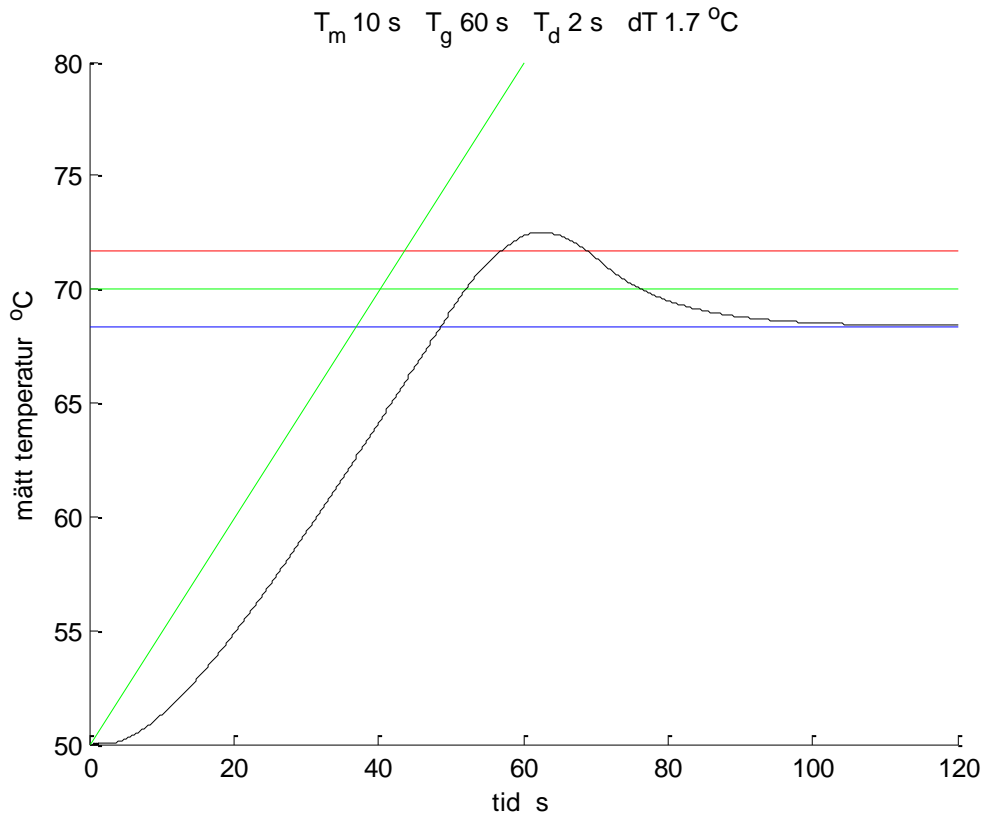


Figur 7.7 Mätt temperatur som funktion av tid för toleransintervall 1 °C.

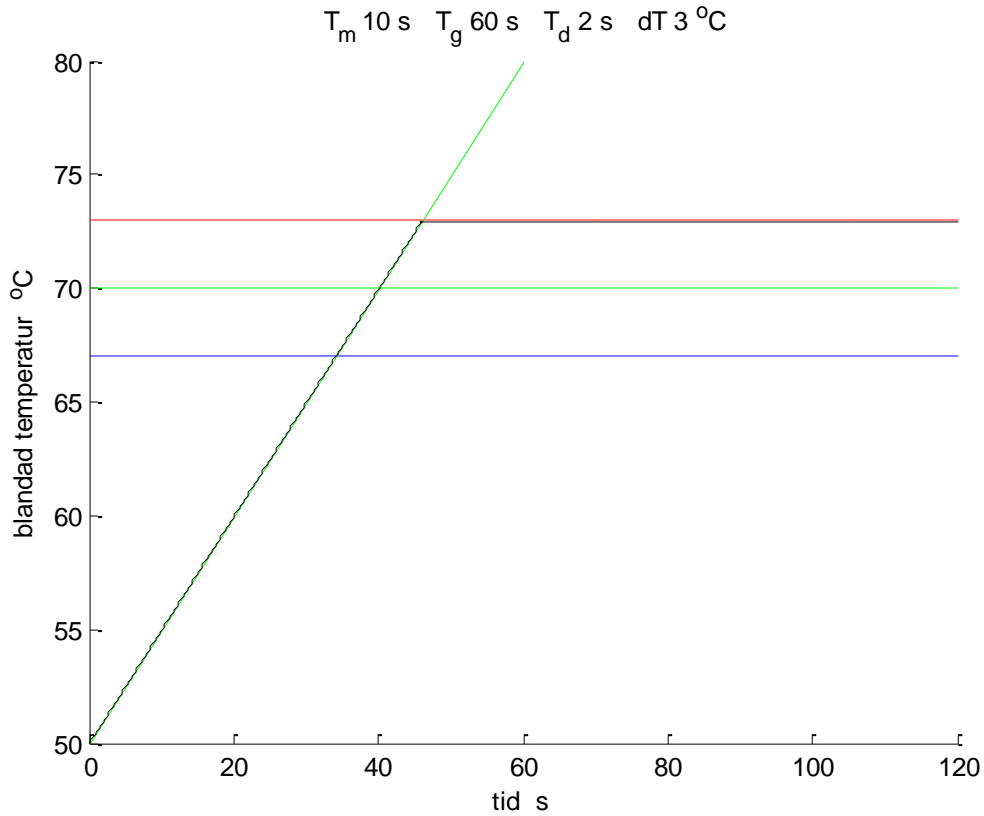




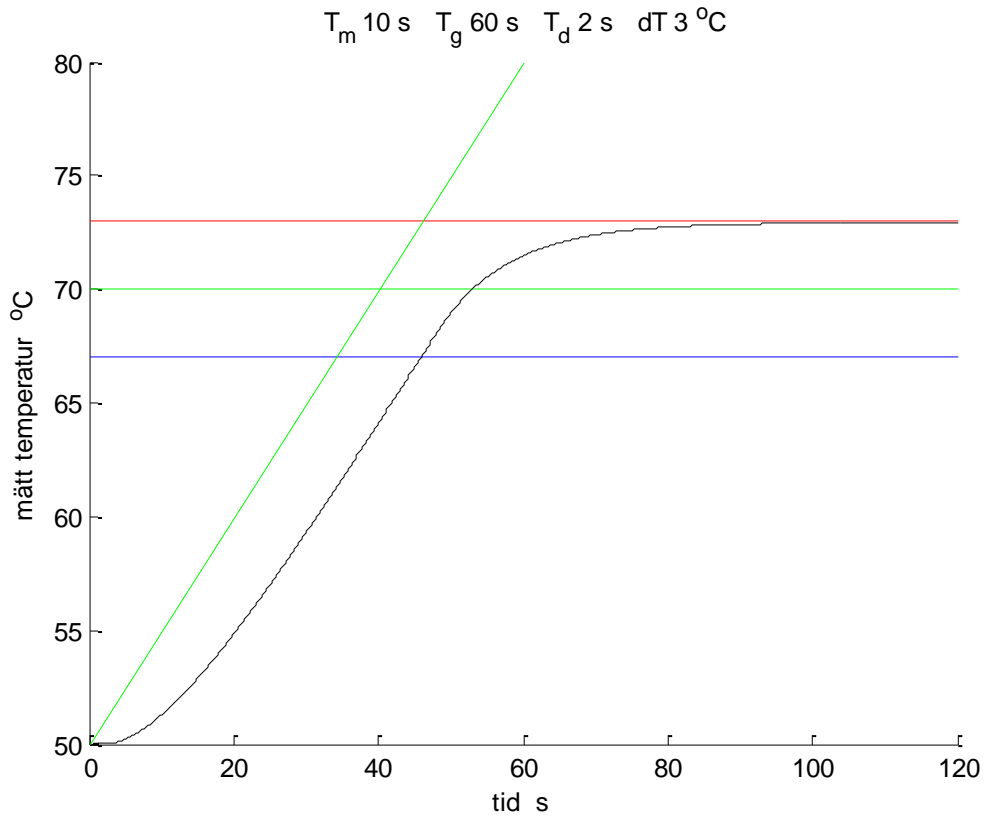
Figur 7.8 Blandad temperatur som funktion av tid för toleransintervall 3.4 °C.



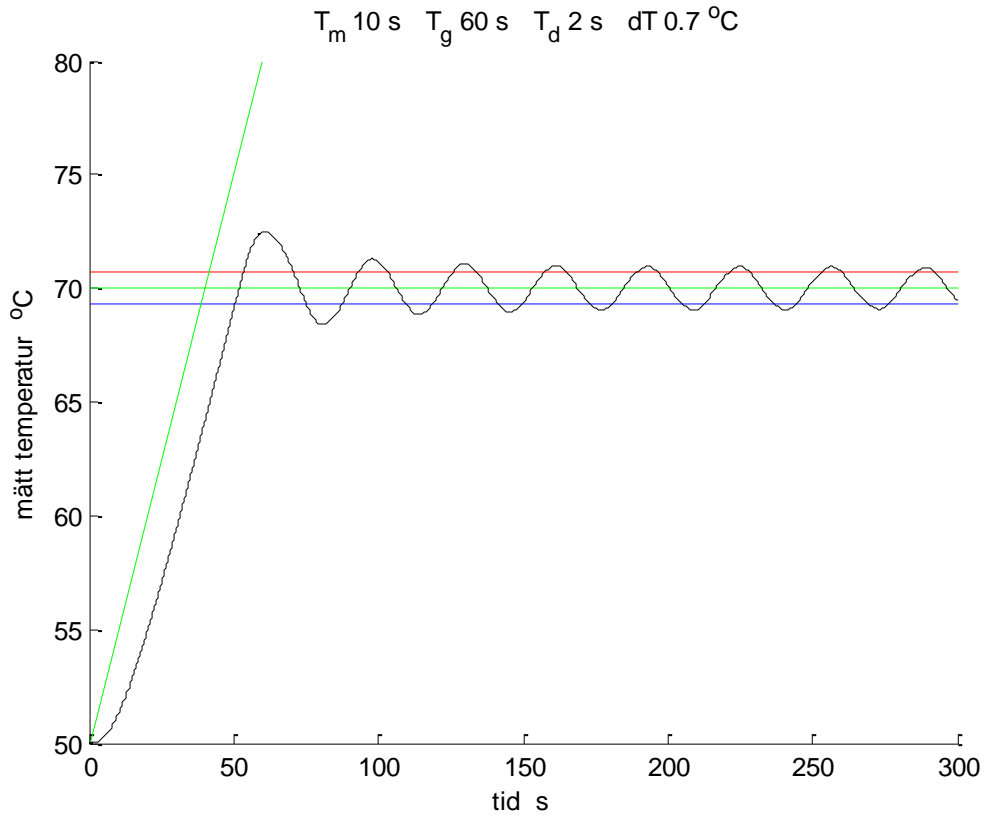
Figur 7.9 Mätt temperatur som funktion av tid för toleransintervall 3.4 °C.



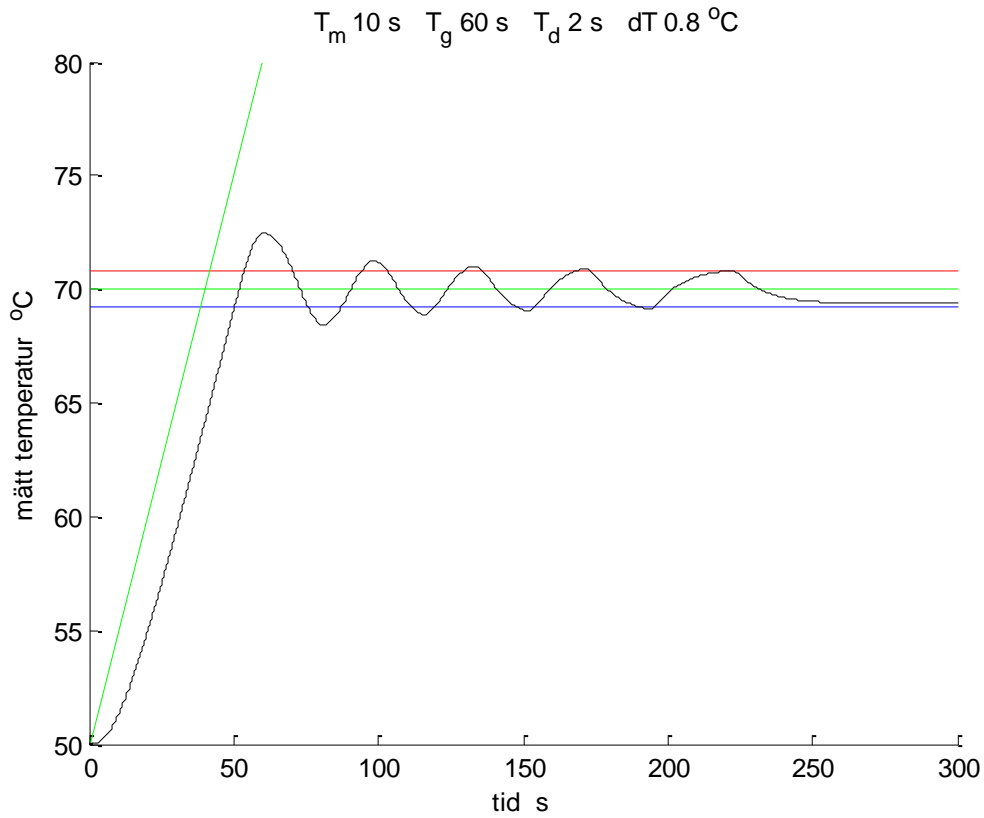
Figur 7.10 Blandad temperatur som funktion av tid för toleransintervall 6 °C.



Figur 7.11 Mätt temperatur som funktion av tid för toleransintervall 6 °C.



Figur 7.12 Mätt temperatur som funktion av tid för toleransintervall 1.4 °C.



Figur 7.13 Mätt temperatur som funktion av tid för toleransintervall 1.6 °C.

Ett nerladdningsbart matlab-program **floatcontrol.m** har använts för de redovisade simuleringarna i Figur 7.6-11. Tidsfördröjningen simuleras som en lång kedja av sammankopplade volymer med fullständig omblandning som genomströmmas av ett konstant flöde som ger den önskade tidsfördröjningen. Indata enligt nedan kan ändras med enkel editering enligt anvisningar på rad 5.

$T_{min}$	Lägsta blandningstemperatur, °C
$T_{max}$	Högsta blandningstemperatur, °C
$T_s$	Startblandningstemperatur, °C
$T_r$	Önskad blandningstemperatur, °C
$dT$	Toleransintervall för blandningstemperatur, °C
$T_d$	Tidsfördröjning, s
$T_k$	Tidskonstant, s
$T_g$	Gångtid för ställdon, s
$T_t$	Simuleringstid, s

Fyra processtillstånd kan ritas upp som funktion av simuleringstiden. De är blandningstemperatur, dito fördröjd och uppmätt samt ställdonsläget. Ett urval kan ske med en följd av fyra 0/1 utöver de övriga indata enligt ovan. Några arbetsuppgifter kan vara följande:

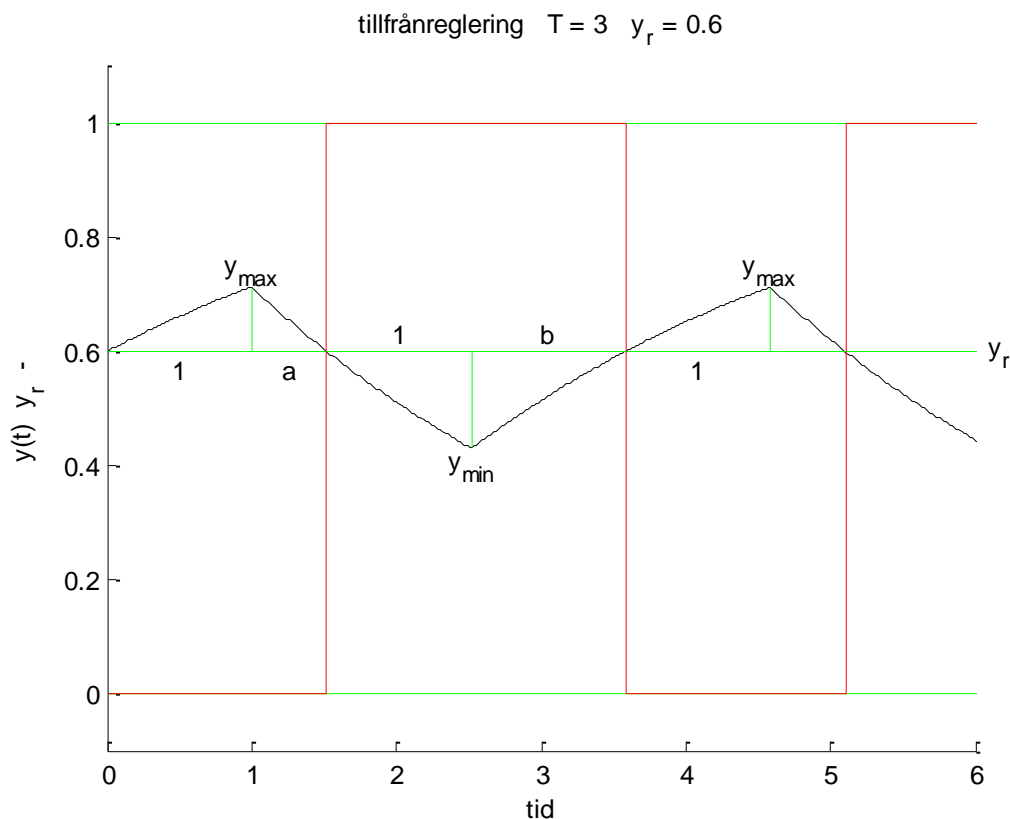
- Testa samma fall som i Figur 7.7-11.
- Beräkna egna toleransintervall för stabilitet enligt Figur 7.3, enstegsstabilitet enligt (7.2) och tvåstegsstabilitet enligt (7.3-5) och jämför.
- Ändra gångtid till 120 s och skala om toleransintervall samt testa på nytt.
- Testa olika startvärden närmre önskad blandningstemperatur för fallet med tvåstegsstabilitet.
- Går det att få enstegsstabilitet?

## 8 Tillfrånreglering

Detta är en ytterst enkel regulator vars styrsignal endast antar två värden till och från oftast tillämpade som 1 och 0. Om den reglerade processen är förhållandevis långsam och har en mindre tidsfördröjning, kan tillfrånreglering vara en bra lösning. Om processen saknar tidsfördröjning kan till- och frånslag ske allt för ofta. Detta medför att för mekaniska lösningar blir slitaget allt för stort i förhållande till den önskade livslängden.

En nackdel med tillfrånreglering är att den reglerade variabeln varierar periodiskt och att medelreglerfelet för en period beror på lasten. Medelfelet kan bli stort, men är noll för fallet med halvlast, vilket innebär att tilltiden är lika lång som fråntiden.

En enkel process med en normaliserad förstärkning, en normaliserad tidsfördröjning om en tidsenhet och en tidskonstant  $T$  kan undersökas med avseende på variation, medelfel och periodtid. Processen utsignal som regleras betecknas  $y(t)$  och det önskade börvärde som  $y_r$ . Det högsta och lägsta värdet för en period anges med  $y_{max}$  respektive  $y_{min}$ . Ett exempel på ett periodiskt reglerförlopp visas i Figur 8.1 för en tidsfördröjning  $k = 1$ , en tidskonstant  $T = 3$  och ett referensvärde eller börvärde  $y_r = 0.6$ .



Figur 8.1 Utsignal och styrsignal för tillfrånreglering för tidsfördröjning  $k = 1$ , tidskonstant  $T = 3$  och referensvärde eller börvärde  $y_r = 0.6$ .

En hel period kan delas upp i fyra tidsintervall 1,  $a$ , 1 och  $b$  för vilka följande samband gäller:

$$I - y_{max} = (I - y_r) e^{-1/T} \quad (\text{från frånslag till max}) \quad (-) \quad (8.1)$$

$$y_r = y_{max} e^{-a/T} \quad (\text{från max till tillslag}) \quad (-) \quad (8.2)$$

$$y_{min} = y_r e^{-1/T} \quad (\text{från tillslag till min}) \quad (-) \quad (8.3)$$

$$I - y_r = (I - y_{min}) e^{-b/T} \quad (\text{från min till frånslag}) \quad (-) \quad (8.4)$$

För ett givet referensvärde  $y_r$  kan högsta och lägsta värde  $y_{max}$  respektive  $y_{min}$  beräknas med (8.1) och (8.3). De variabla tidsintervallen  $a$  och  $b$  beräkna i sin tur med (8.2) och (8.4).

Utsignalens medelvärde för en period kan beräknas med den relativa tilltiden  $a+1$  i förhållande till den totala periodtiden  $a+b+2$  vilket blir:

$$y_m = (a + 1) / (a + b + 2) \quad (1) \quad (8.5)$$

Medelfelet  $y_m - y_r$  redovisas i Figur 8.2 som ett isodiagram med börvärde som x-axel och med kvoten mellan tidskonstant och tidsfördröjning som y-axel. Isolinjerna visar att medelfelet är noll för halv last och är positivt för mindre än halv last och är negativt för större än halv last. Medelfelet avtar med ökande tidskonstant  $T$ .

Periodtiden  $a+b+2$  redovisas i Figur 8.3 som ett isodiagram med börvärde som x-axel och med kvoten mellan tidskonstant och tidsfördröjning som y-axel. Isolinjerna visar att periodtiden är minst vid halv last. Periodtiden ökar något med ökande tidskonstant, men för halv last blir periodtiden högst lika med fyra tidsfördröjningar.

Utsignalens variation under en period är skillnaden  $y_{max} - y_{min}$  och uträknat fås:

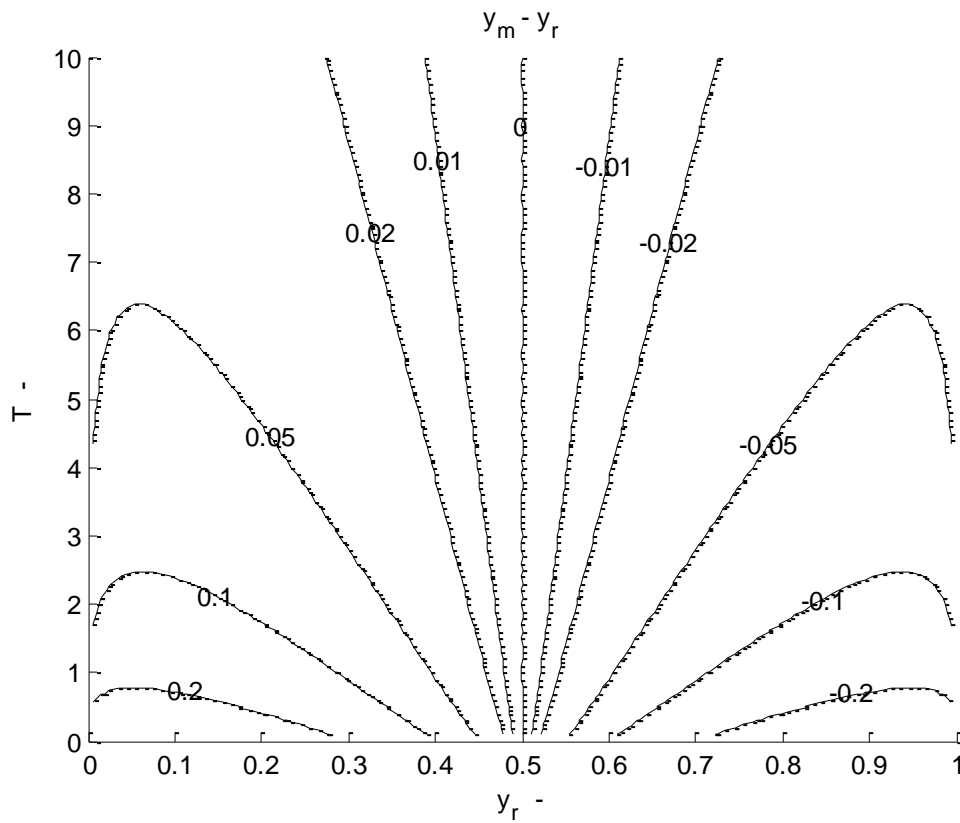
$$y_{diff} = y_{max} - y_{min} = I - e^{-1/T} \quad (-) \quad (8.6)$$

Notera att variationen är oberoende av börvärdet  $y_r$  och den avtar med ökande tidskonstant. Det går att uppskatta en övre gräns för den relativa variationen för stora tidskonstanter med kvoten  $1/T$ . Den exakta variationen och den skattade över gränsen redovisas i Figur 8.4.

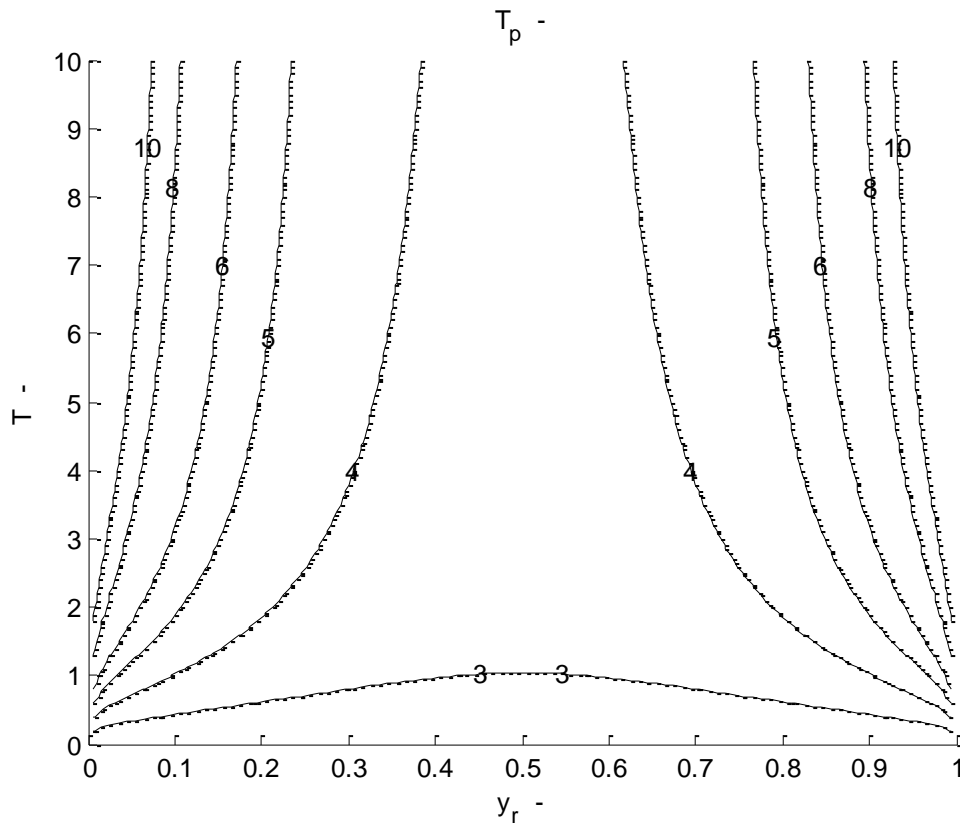
Hur variationen totalt över och under referensvärdet blir visas i Figur 8.5-7 som funktion av referensvärdet  $y_r$  och tidskonstant  $T$  på samma sätt som i Figur 8.2 och 8.3.

Hur en period kan se ut för olika referensvärde och olika tidskonstant redovisas i Figur 8.8-11 för referensvärdena 0.1(0.1)0.9 och uppdelat efter tidskonstanterna 1, 2, 5 respektive 10 tidsenheter.

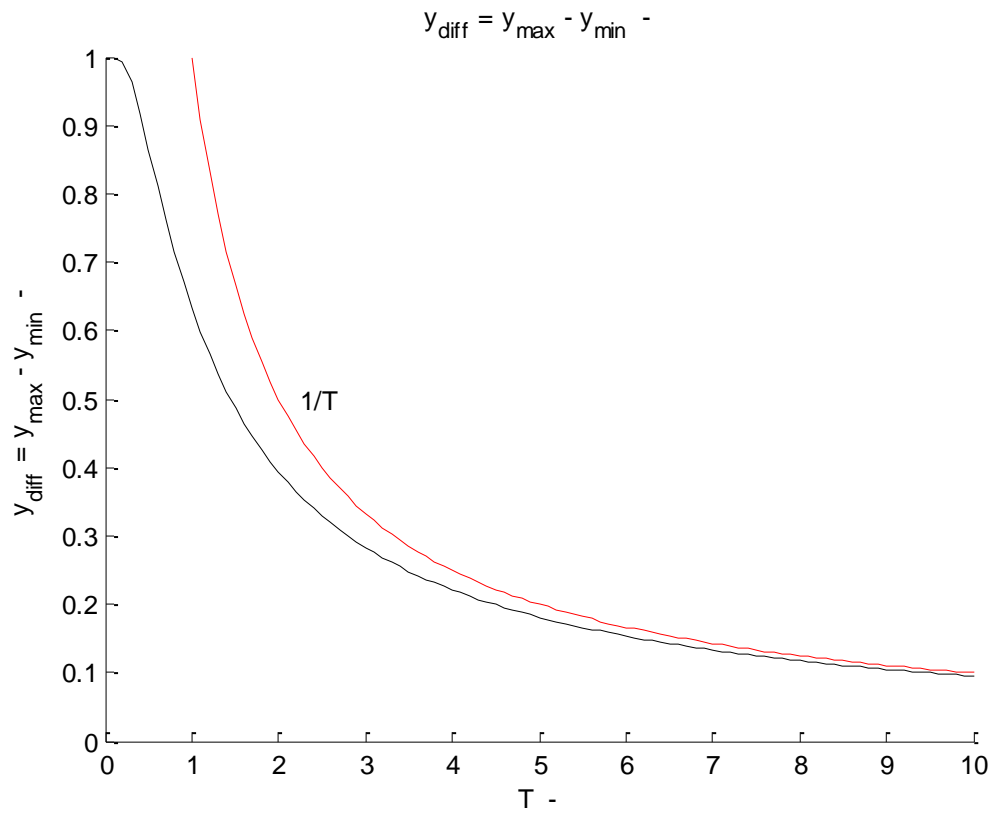
Fyra fall av tillfrånreglering redovisas i Figur 8.12-15 med tidskonstanterna 15, 30, 60 och 120 s och tidsfördröjningen är 5 s. Högsta och lägsta temperatur är 40 °C respektive 0 °C. Börvärdet är 20 °C. Tillfrånregulatorns har ingen hysteres eller dödzon. De fyra tidsförloppen i Figur 8.12-15 visar att variationen avtar betydligt med ökande kvot mellan tidskonstant och tidsfördröjning.



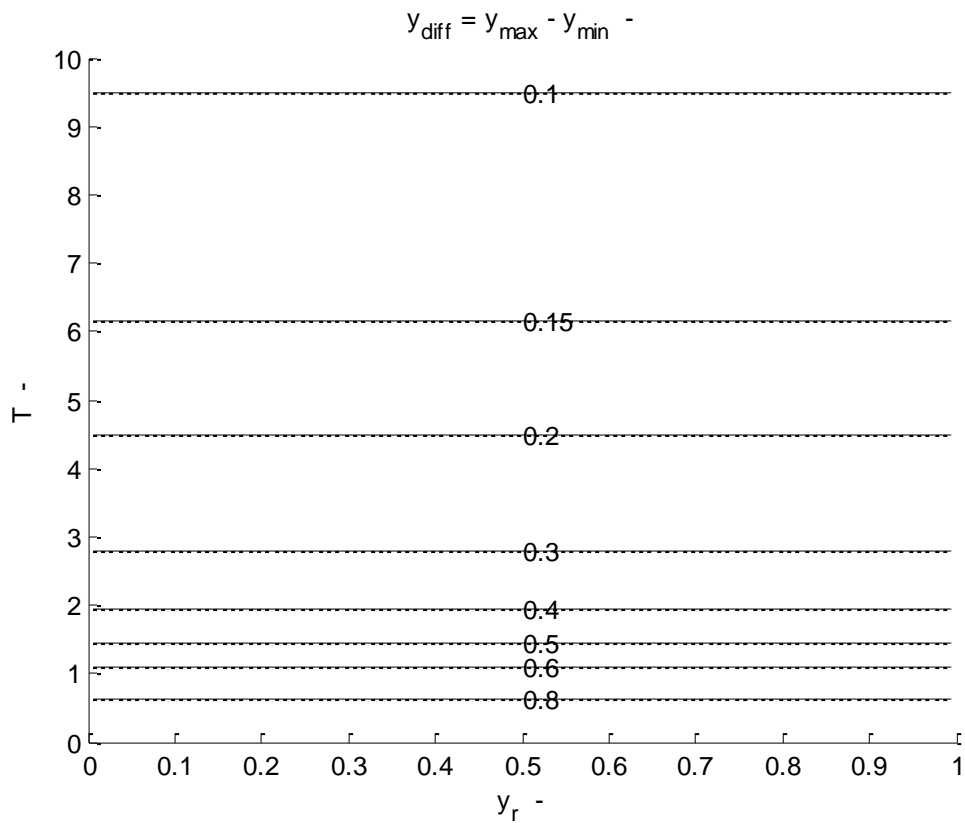
Figur 8.2 Medelfel  $y_m - y_r$  som funktion av referensvärde  $y_r$  och tidskonstant  $T$ .



Figur 8.3 Periodtid  $T_p$  som funktion av referensvärde  $y_r$  och tidskonstant  $T$ .

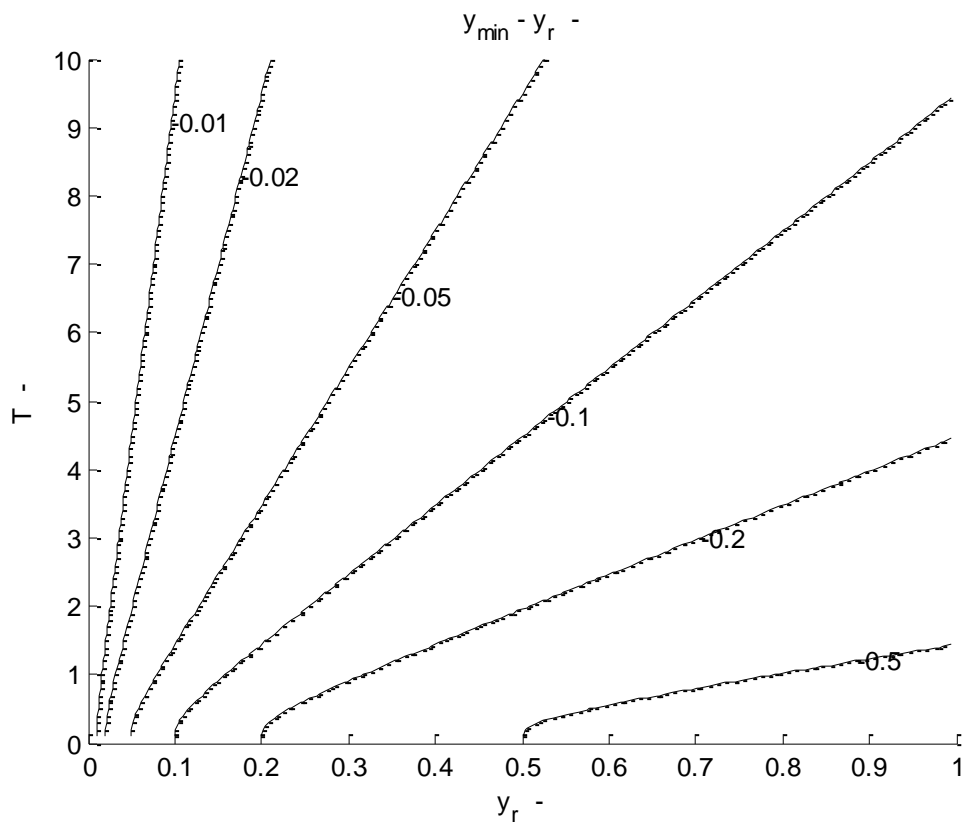


Figur 8.4 Differens  $y_{diff} = y_{max} - y_{min}$  som funktion av tidskonstant  $T$ .

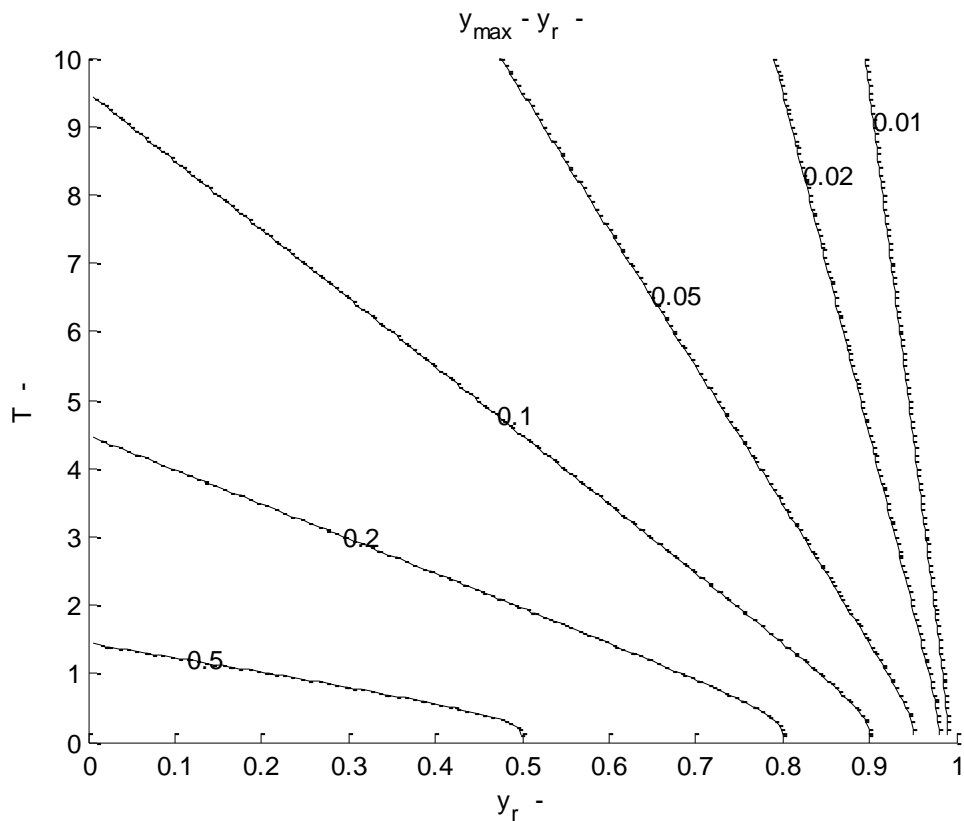


Figur 8.5 Differens  $y_{diff} = y_{max} - y_{min}$  som funktion av referensvärde  $y_r$  och tidskonstant  $T$ .

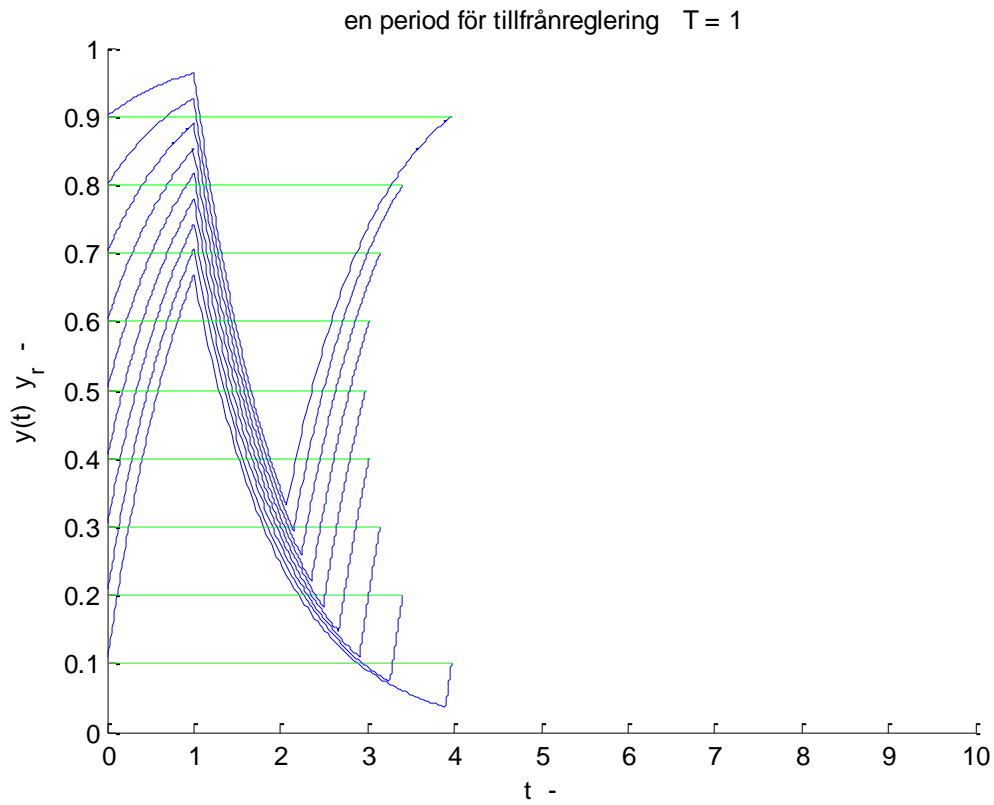




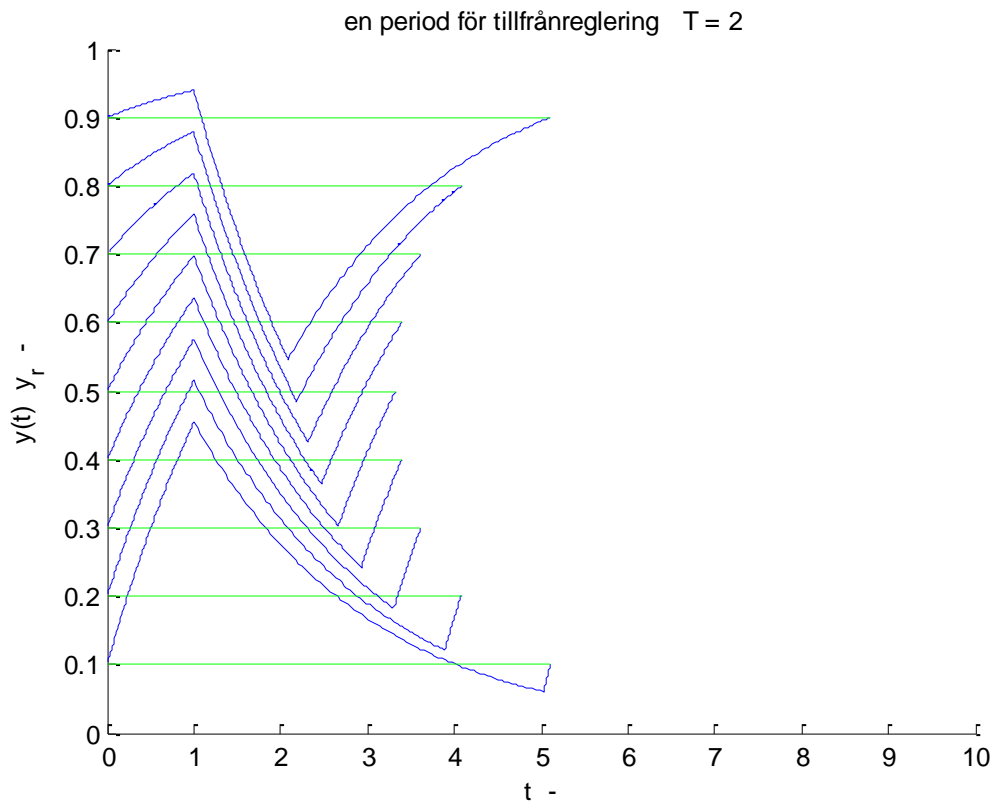
Figur 8.6 Differens  $y_{\min} - y_r$  som funktion av referensvärde  $y_r$  och tidskonstant  $T$ .



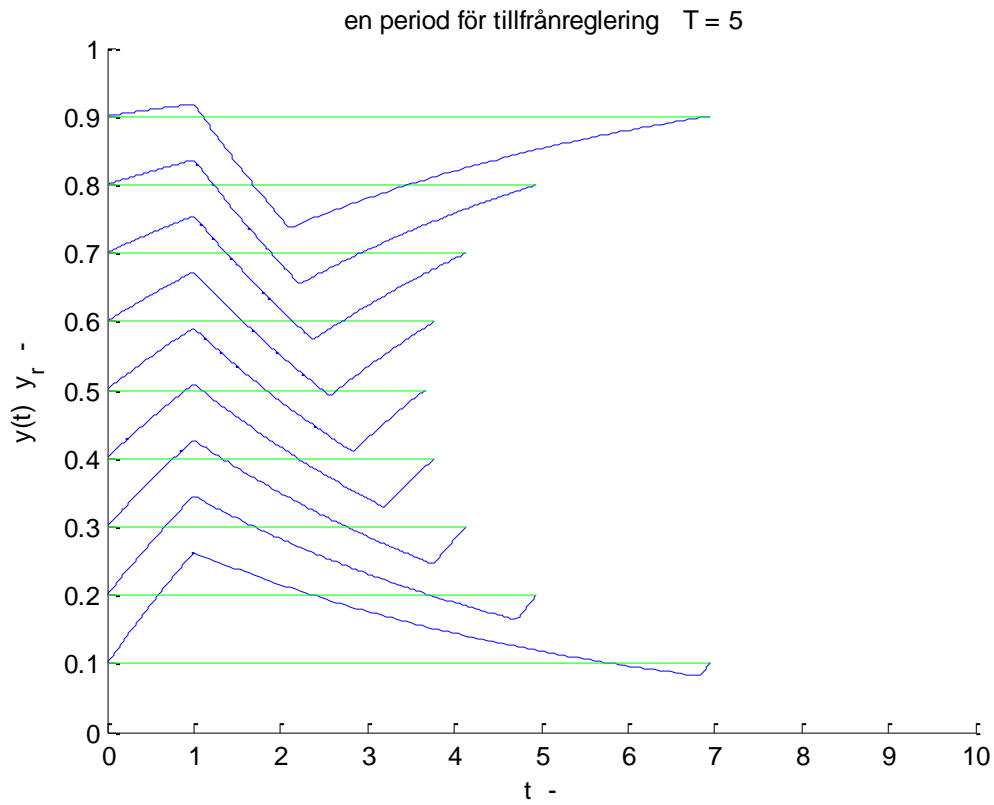
Figur 8.7 Differens  $y_{\max} - y_r$  som funktion av referensvärde  $y_r$  och tidskonstant  $T$ .



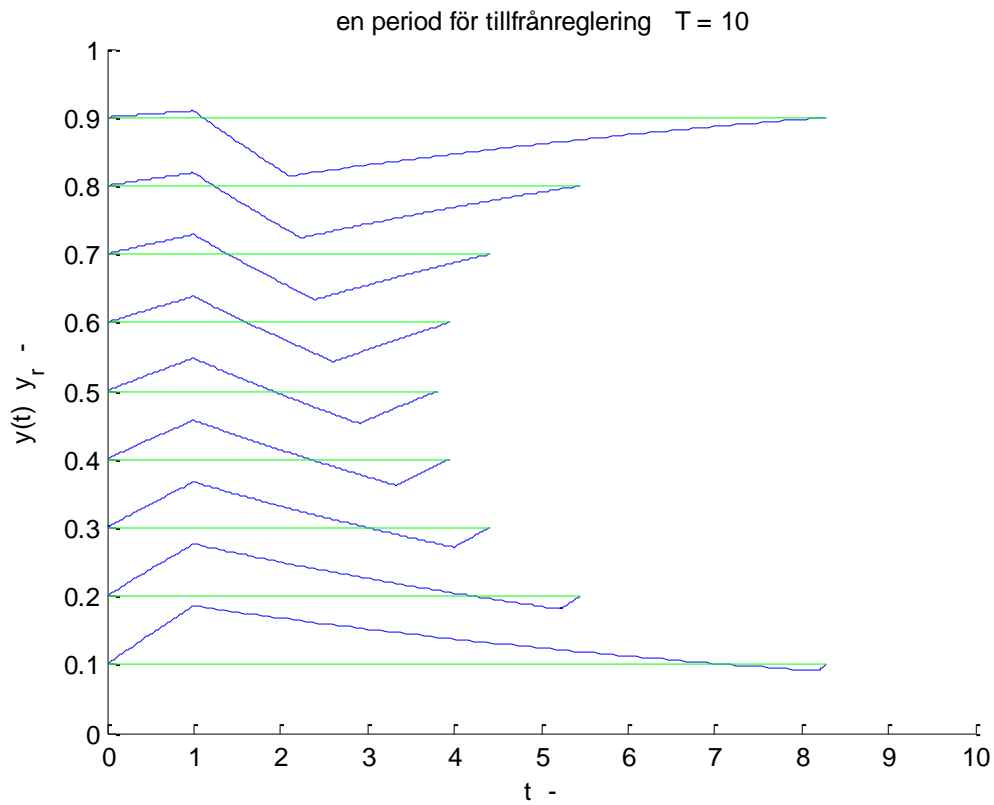
Figur 8.8 Tillfrån reglering för tidskonstant  $T = 1$  och  $y_r = 0.1(0.1)0.9$ .



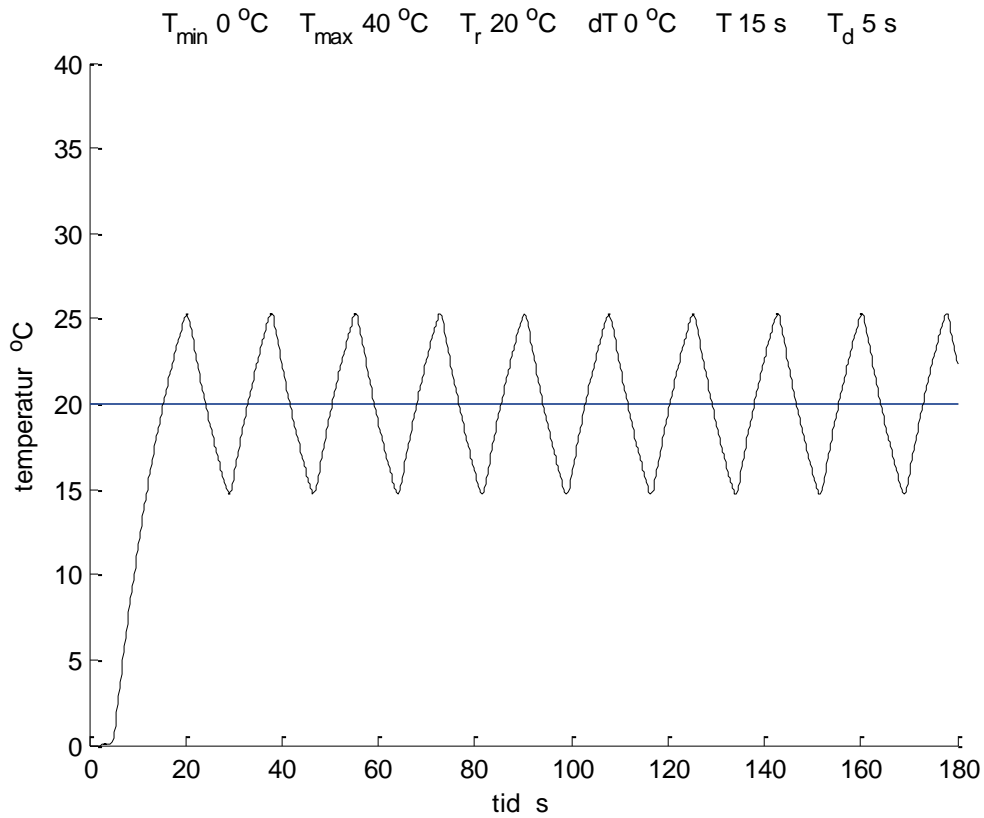
Figur 8.9 Tillfrån reglering för tidskonstant  $T = 2$  och  $y_r = 0.1(0.1)0.9$ .



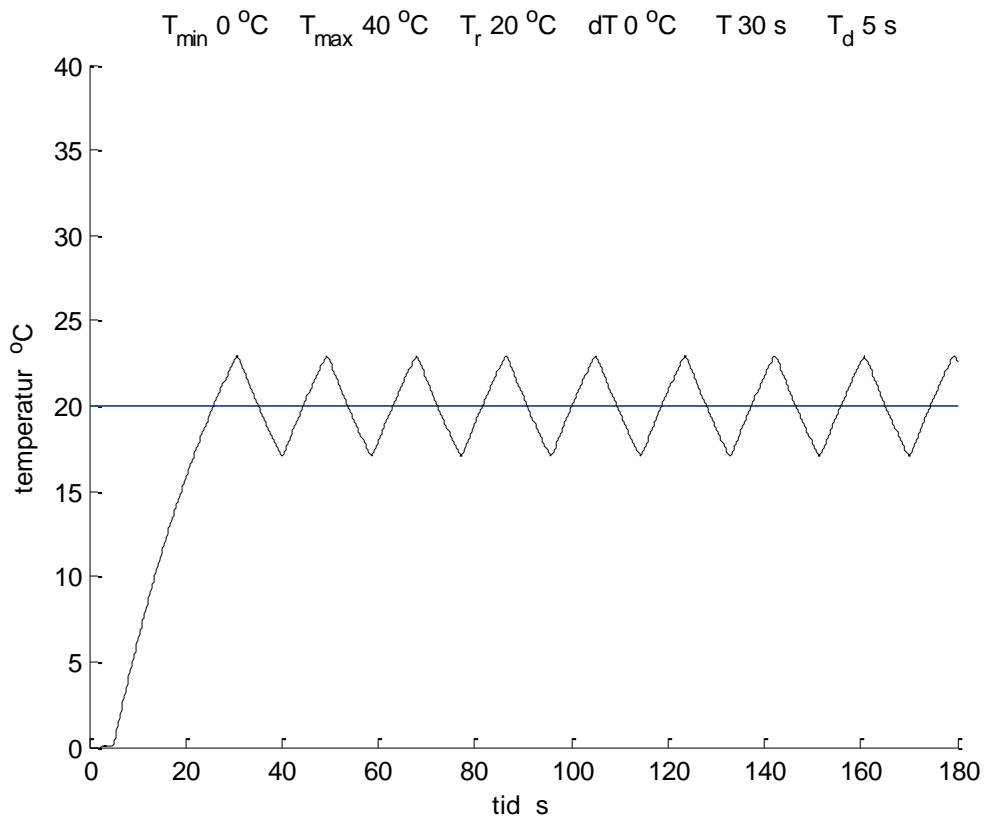
Figur 8.10 Tillfrån reglering för tidskonstant  $T = 5$  och  $y_r = 0.1(0.1)0.9$ .



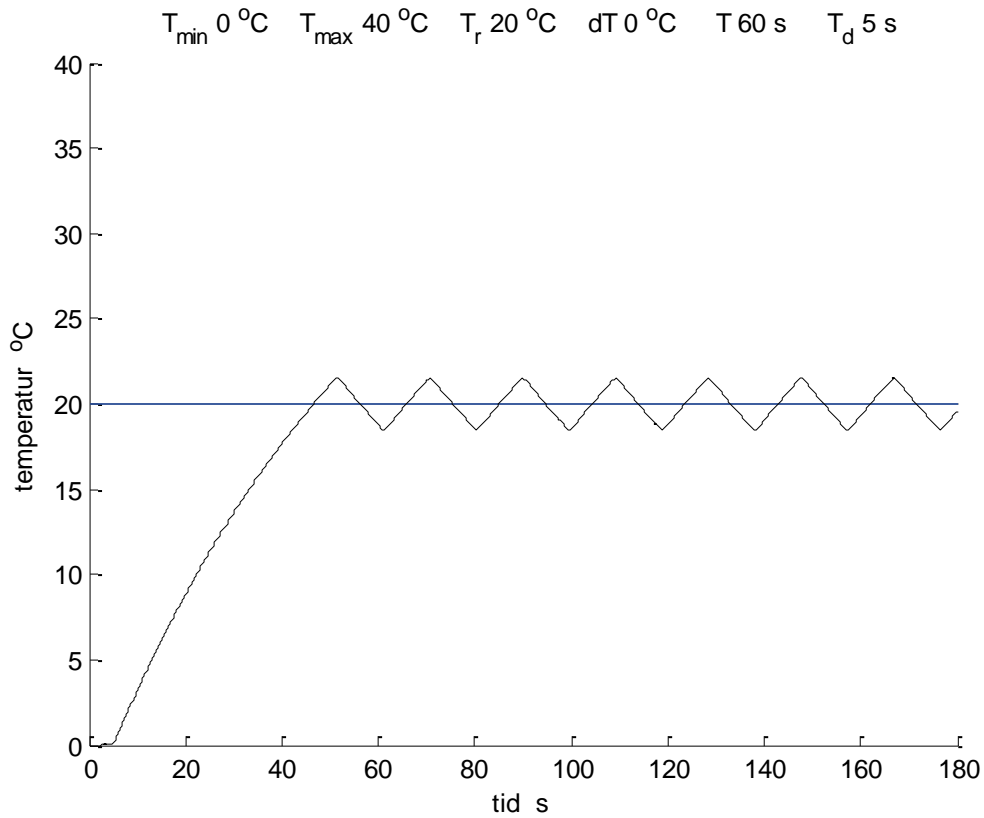
Figur 8.11 Tillfrån reglering för tidskonstant  $T = 10$  och  $y_r = 0.1(0.1)0.9$ .



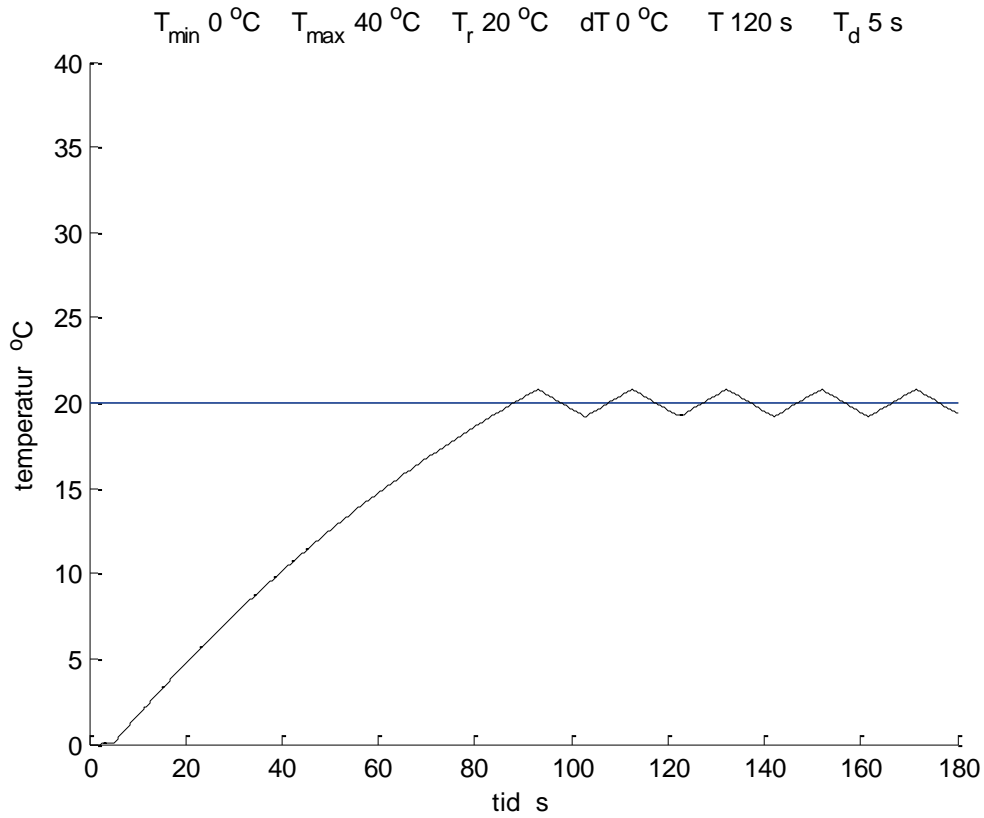
Figur 8.12 Tillfrånreglering med tidskonstant  $T = 15\text{ s}$  och tidsfördröjning  $T_d = 5\text{ s}$ .



Figur 8.13 Tillfrånreglering med tidskonstant  $T = 30\text{ s}$  och tidsfördröjning  $T_d = 5\text{ s}$ .



Figur 8.14 Tillfrånreglering med tidskonstant  $T = 60\text{ s}$  och tidsfördröjning  $T_d = 5\text{ s}$ .



Figur 8.15 Tillfrånreglering med tidskonstant  $T = 120\text{ s}$  och tidsfördröjning  $T_d = 5\text{ s}$ .

Ett nerladdningsbart matlab-program **onoffcontrol.m** har använts för de redovisade simuleringarna i Figur 8.12-15. Tidsfördröjningen simuleras som en lång kedja av sammankopplade volymer med fullständig omblandning som genomströmmas av ett konstant flöde som ger den önskade tidsfördröjningen. Indata enligt nedan kan ändras med enkel editering enligt anvisningar på rad 5.

$T_{min}$	Lägsta temperatur, °C
$T_{max}$	Högsta temperatur, °C
$T_s$	Starttemperatur, °C
$T_r$	Önskad temperatur, °C
$dT$	Toleransintervall för temperatur, °C
$T_d$	Tidsfördröjning, s
$T_k$	Tidskonstant, s
$T_t$	Simuleringstid, s

## 9 Självinställande reglering

Ett grundläggande problem inom reglertekniken är att ställa in regulatorparametrar för olika regulatorer. En viss regulatorinställning gäller för vissa förutsättningar. Om förutsättningarna ändras, kommer regleringen att bli alltför snabb och resultera i ett självsvängande förlopp eller bli alltför långsam och resultera i stora avvikelser från det önskade värdet. Detta inträffar när processens statiska förstärkning eller dynamik ändras.

Ett enkelt exempel är reglering av blandningstemperaturen för två flöden med olika temperatur eller liknande fall. Ventilationstekniska exempel är reglering av tilluftstemperatur för återluft, regenerativa rotorväxlare eller kopplade batterier, vars förstärkning beror på skillnaden mellan frånluftstemperatur och utetemperatur. En enkel och effektiv lösning är att beräkna den rådande och den önskade temperaturverkningsgraden för fallet med värmeväxlare eller återluftsandelen för fallet med återluft samt att reglera rådande värde efter önskat värde. Processförstärkningen blir nu oberoende av temperaturskillnaden mellan frånluft och uteluft.

Något som också ändrar förstärkningen är luftflödet genom ett ventilationsaggregat. Ett halverat flöde fördubblar förstärkningen och därmed bör regulatorns förstärkning i princip halveras.

Ett exempel på en parameterfri regulator är tillfrånreglering som tidigare behandlats i avsnitt 8. Denna enkla regulator fungerar väl om störningarna är långsammare än själva processen med en liten tidsfördröjning i förhållande till den dominerande dynamiken. Om processens dynamik är förhållandevis snabb leder detta till en kort periodtid för det självsvängande reglerförloppet, vilket i en del fall inte kan godtas. En lösning kan vara att införa pulslängdsmodulering av styrsignalen för att arbeta med en given periodtid, men med en större variation.

Ett exempel på en enkel regulator med en parameter är flytande reglering, som behandlats i avsnitt 7, där endast toleransintervallet väljs för att få en stabil reglering utan självsvängning.

Standardregulatorerna P och PI med proportionell respektive proportionell och integrerande reglering har en respektive två parametrar.

Ett exempel på en enkel självinställande och parameterfri regulator är kvotregulatorn som bygger på att processens utsignal  $y(t)$  är proportionell mot dess senaste insignal eller styrsignal  $u(t-1)$ . Samma förhållande måste också gälla för den önskade utsignalen  $y_r$  och den önskade insignalen  $u(t)$  som skall ställa ut vid tidpunkten  $t$ . Likheter mellan de två förhållanden eller kvoterna mellan utsignal och insignal kan skrivas som följer:

$$y(t) / u(t-1) = y_r / u(t) \quad (9.1)$$

Den sökta styrsignalen  $u(t)$  kan efter omskrivning av (9.1) skrivas som:

$$u(t) = u(t-1) y_r / y(t) \quad (-) \quad (9.2)$$

Ett viktigt påpekande är att kvotregulatorn är en samplande regulator som ändrar styrsignal vid givna tidpunkter. Samplingsintervallet eller tidsavståndet mellan ändringar i styrsignal bör väljas tillräckligt långt för att få en stabil reglering. Processens utsignal bör ha ändrats med mer än hälften av det förväntade värde för en given ändring i styrsignal. Detta kan också uttryckas som att dynamiken skall väntas ut. Detta går bra att göra om störningarna är långsammare än processens dynamik.

Ett annat viktigt påpekande är att processens utsignal alltid förutsätts vara större än noll. En annan brist är att reglering kräver en viss hjälp vid uppstart, eftersom den senaste styrsignalen är lika med noll. Detta kan lösas genom att använda en uppskattad förstärkning för processen som motsvarar kvoten  $y(t)/u(t-1)$ . Denna hjälpkvot kan vara lika med kvoten under ett tidigare reglerförlopp.

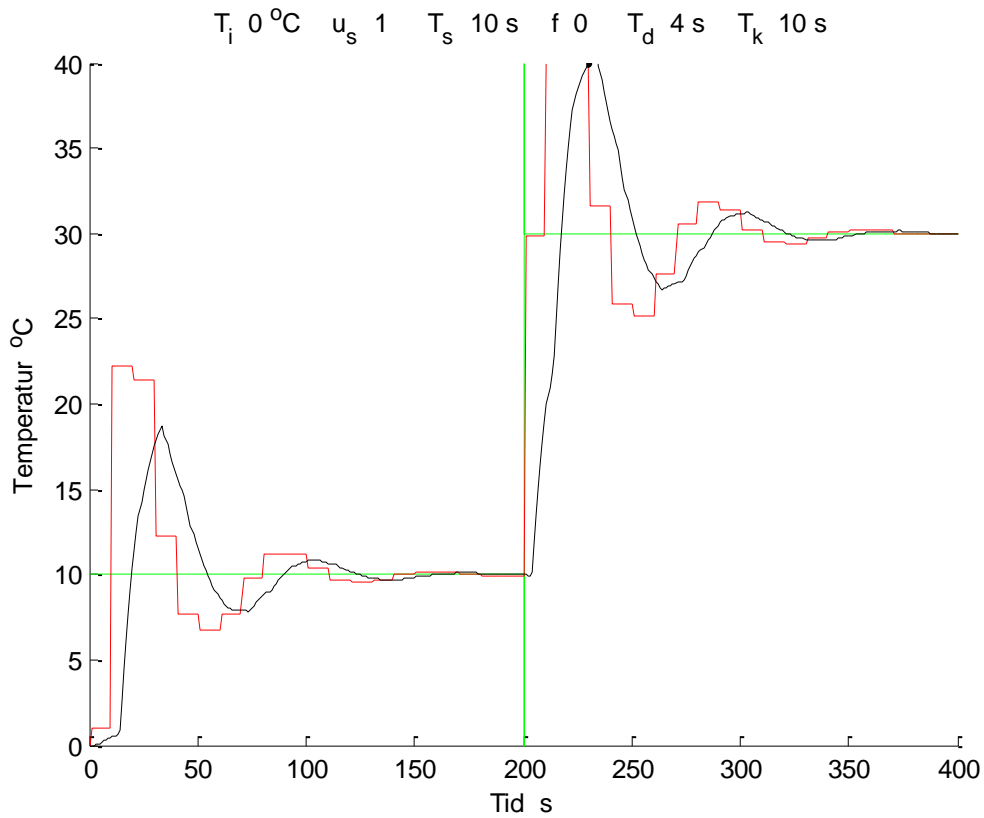
Ett tredje påpekande är att kvotregulatorn skattar den globala processförstärkningen och inte den lokala processförstärkningen. Användandet av den globala processförstärkningen är samma sak som att finna en ekvationslösning med sekantmetoden, medan en gradientmetod använder sig av den lokala processförstärkningen. Detta innebär att om den globala processförstärkningen varierar över processens arbetsområde är detta till nackdel för kvotregulatorn och konvergensen kan bli långsam som för sekantmetoden.

Samma process som i avsnitt 7 och 8 har använts för att demonstrera kvotregulatorn. Processens förstärkning, tidsfördröjning och tidskonstant är 1, 4 s respektive 10 s. Processens insignal är positiv och obegränsad uppåt.

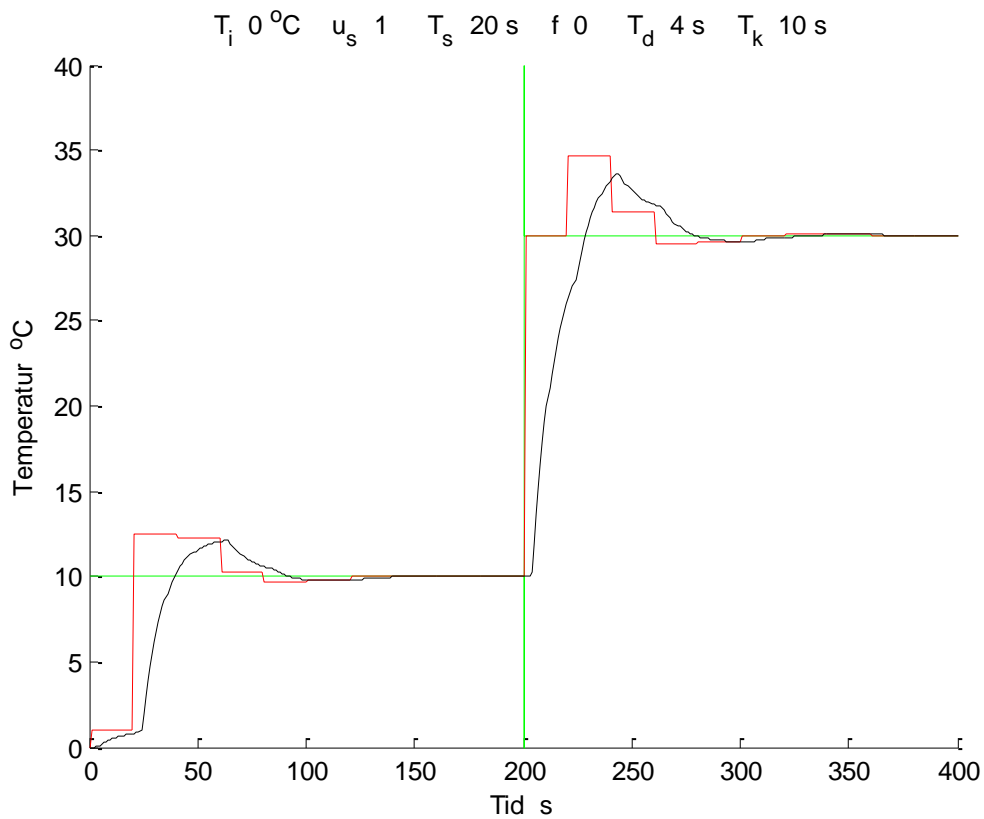
Samplingsintervallets betydelse för reglerförloppet visas i Figur 9.1-3 med samplingsintervallen 10, 20 respektive 40 s. Börvärdet ändras från 10 °C till 30 °C efter 200 s. Antagen förstärkning är satt till 0.1 (en faktor 10 för lågt). Kurvorna i Figur 9.1-3 visar att det lönar sig om det är möjligt att vänta ut dynamiken.

Exempel på start med rätt processförstärkning och en faktor 10 för stor visas i Figur 9.4-5 för fallet med samplingsintervallet 40 s. Kurvorna i Figur 9.4-5 visar att konvergensen är ytterst snabb, eftersom det krävs endast ett samplingsintervall för att kunna skatta den aktuella processförstärkningen.

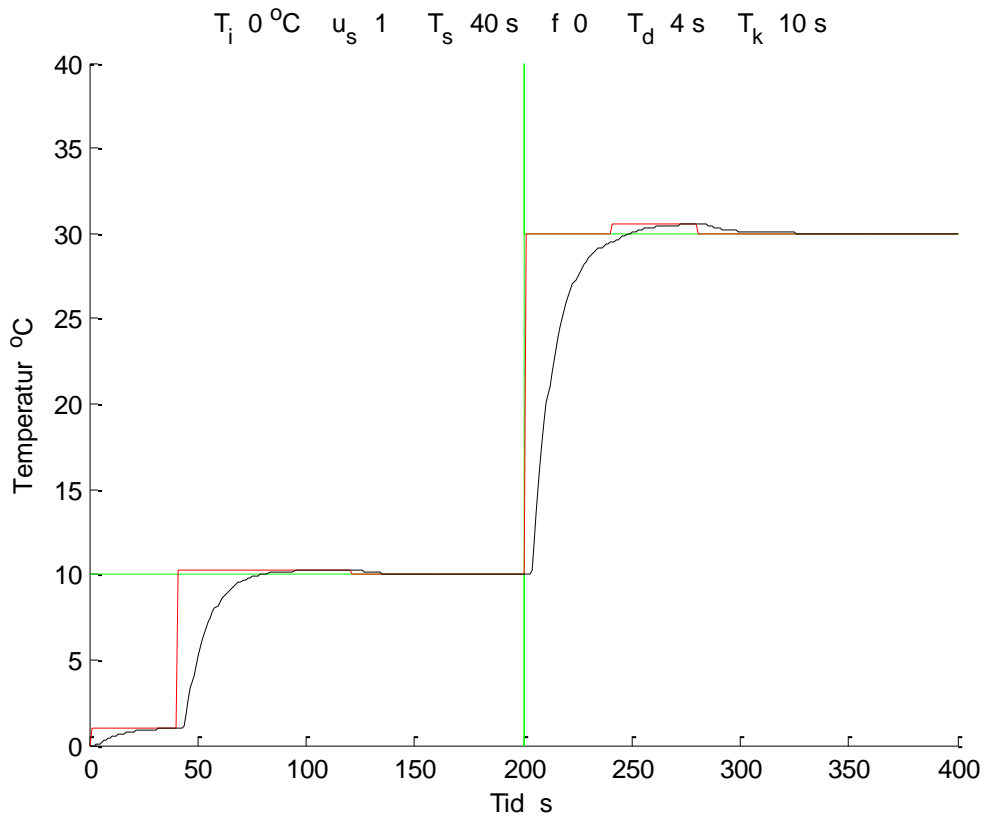




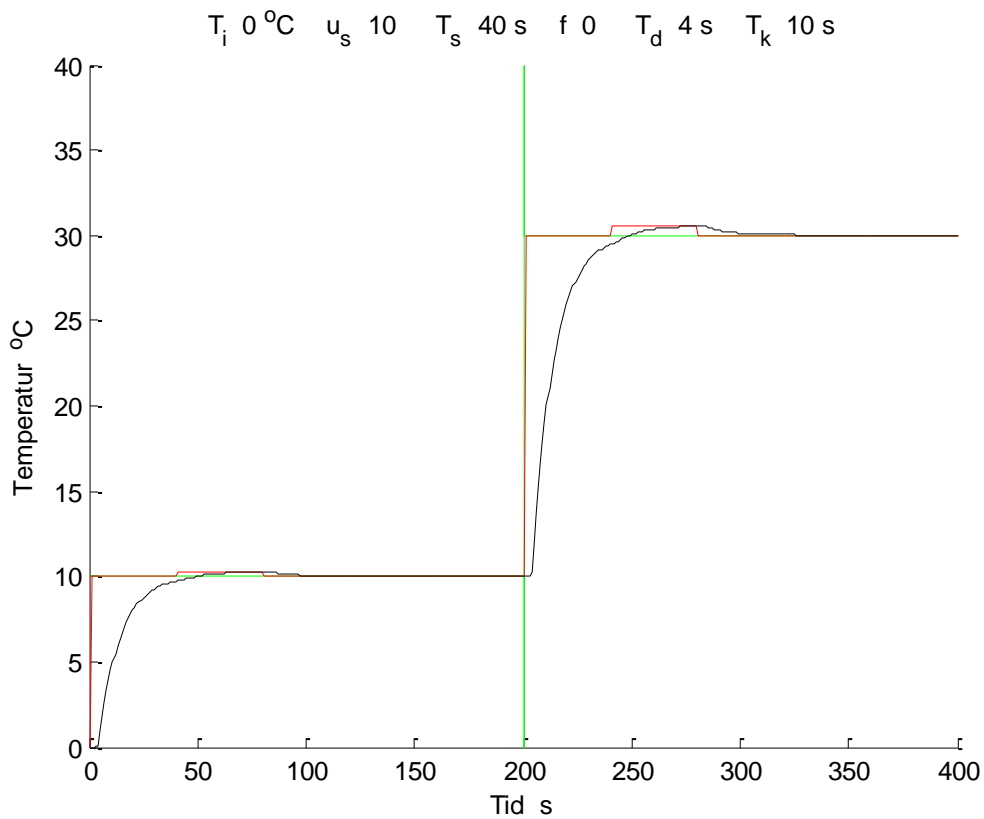
Figur 9.1 Kvotregulator med samplingsintervallet 10 s och startvärde 1 (rätt värde 10).



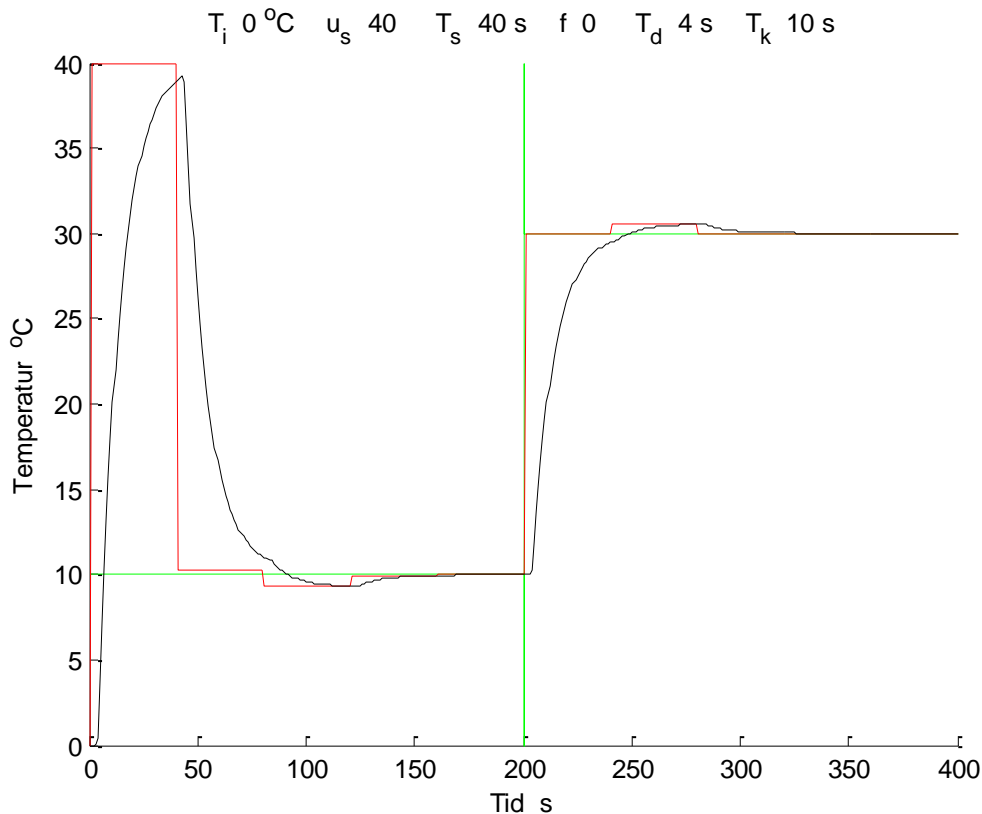
Figur 9.2 Kvotregulator med samplingsintervallet 20 s och startvärde 1 (rätt värde 10).



Figur 9.3 Kvotregulator med samplingsintervallet 40 s och startvärde 1 (rätt värde 10).



Figur 9.4 Kvotregulator med samplingsintervallet 40 s och rätt startvärde 10.



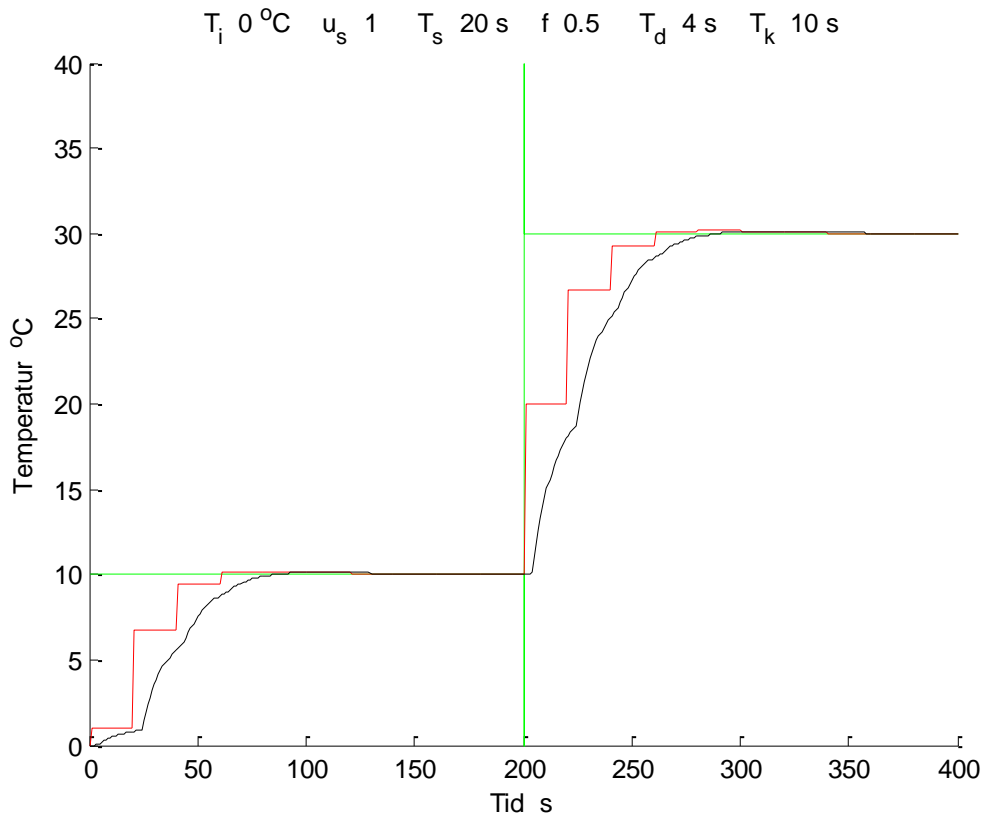
Figur 9.5 Kvotregulator med samplingsintervall 40 s och startvärde 40 (rätt värde 10).

En nackdel med kvotregulatorn är att samplingsintervallet måste väljas tillräckligt stort för att vänta ut dynamiken. Detta medför att snabba störningar motverkas för sent. Om samplingsintervallet kan göras mindre ökar risken för instabilitet. Det går dock att motverka denna instabilitet genom att införa en dämpning eller filtrering av den beräknade styrsignalen med dämpfaktor eller filterfaktorn  $f$  enligt (9.3). Notera att uttrycket (9.3) skall tolkas som en beräkning och inte som en godtycklig ekvation som annars kan skrivas om till att  $u(t) = u(t-1)$ , vilket inte är avsikten.

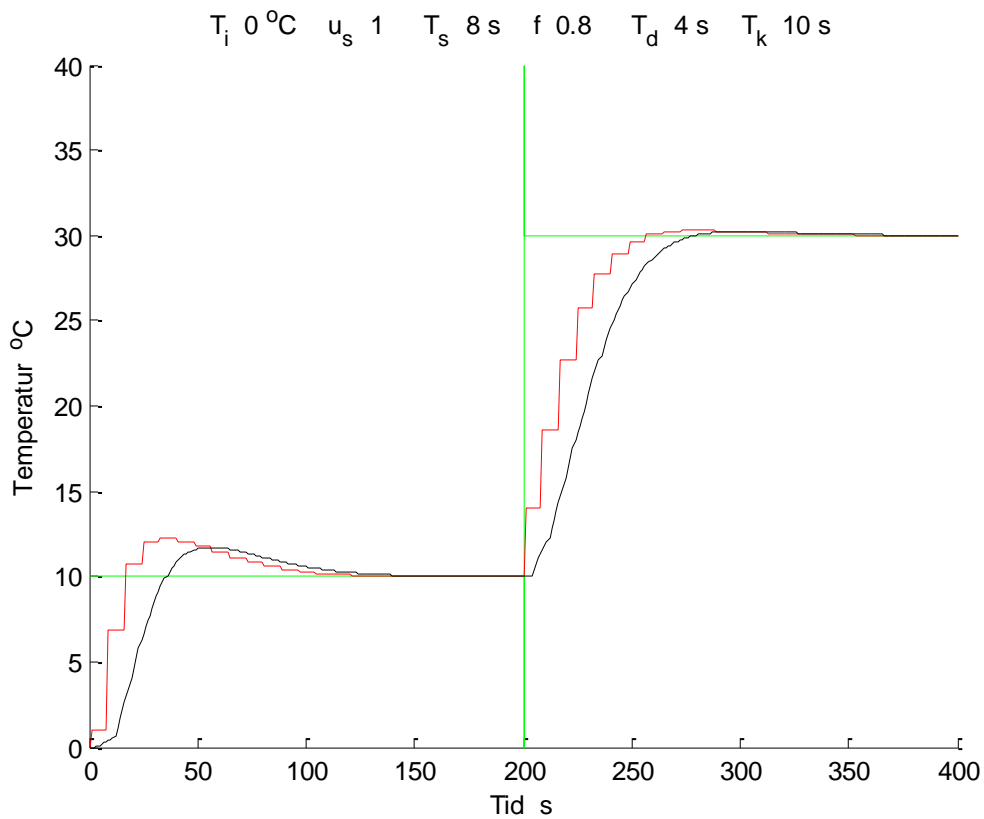
$$u(t) = f u(t-1) + (1 - f) u(t) \quad (9.3)$$

Om samplingsintervallet minskas en faktor  $0 < k < 1$  bör filterfaktorn  $f$  väljas som  $1 - k$ . Principen redovisas för samplingsintervallet 20 s och filterfaktorn 0.5 i Figur 9.6 samt samplingsintervallet 8 s och filterfaktorn 0.8 i Figur 9.7. Resultatet kan jämföras med det utgångsfallet med samplingsintervallet 40 s och filterfaktor 0 i Figur 9.3.

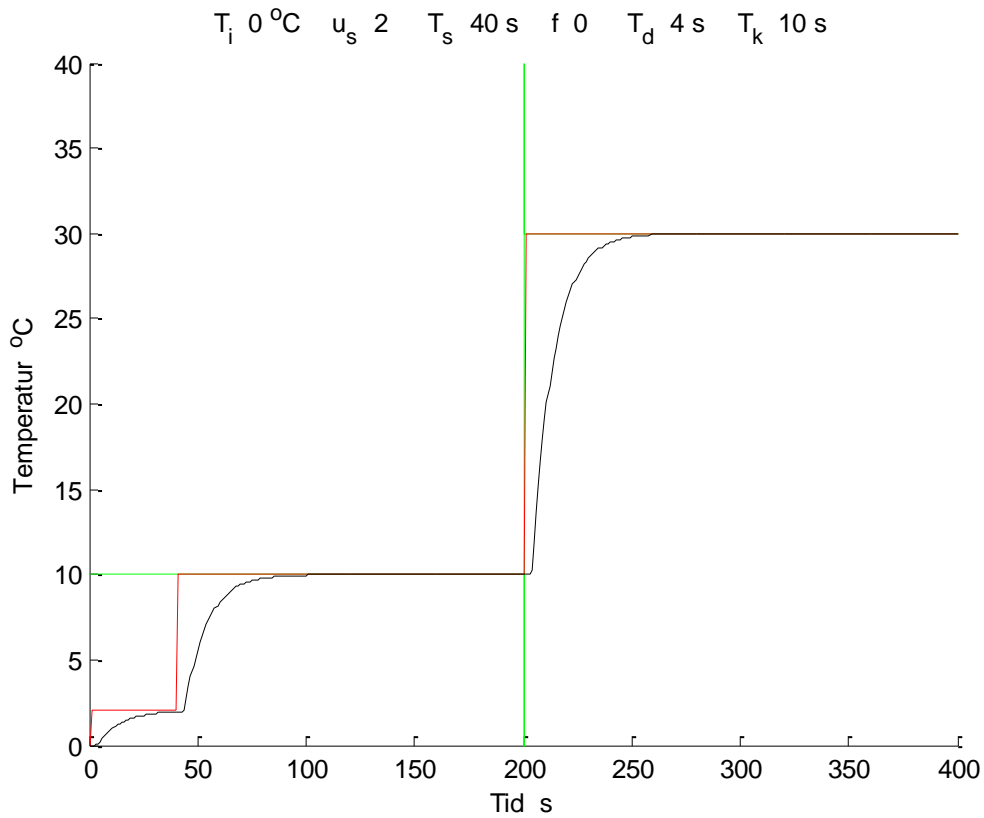
Kvotregulatorn är också lämplig för stegprocesser med en insignal som endast kan anta ett fåtal oftast ekvidistanta värden. Den beräknade insignalen enligt (9.2) avrundas till närmst antal steg. Två exempel på reglering av stegprocesser med steg om 2 °C respektive 4 °C med kvotregulatorn för samma process som i Figur 9.3 redovisas i Figur 9.8 respektive 9.9. Kurvorna visar att båda fallen ger önskat resultat efter ett mindre insvängningsförlopp, eftersom önskade värden motsvarar ett helat antal steg.



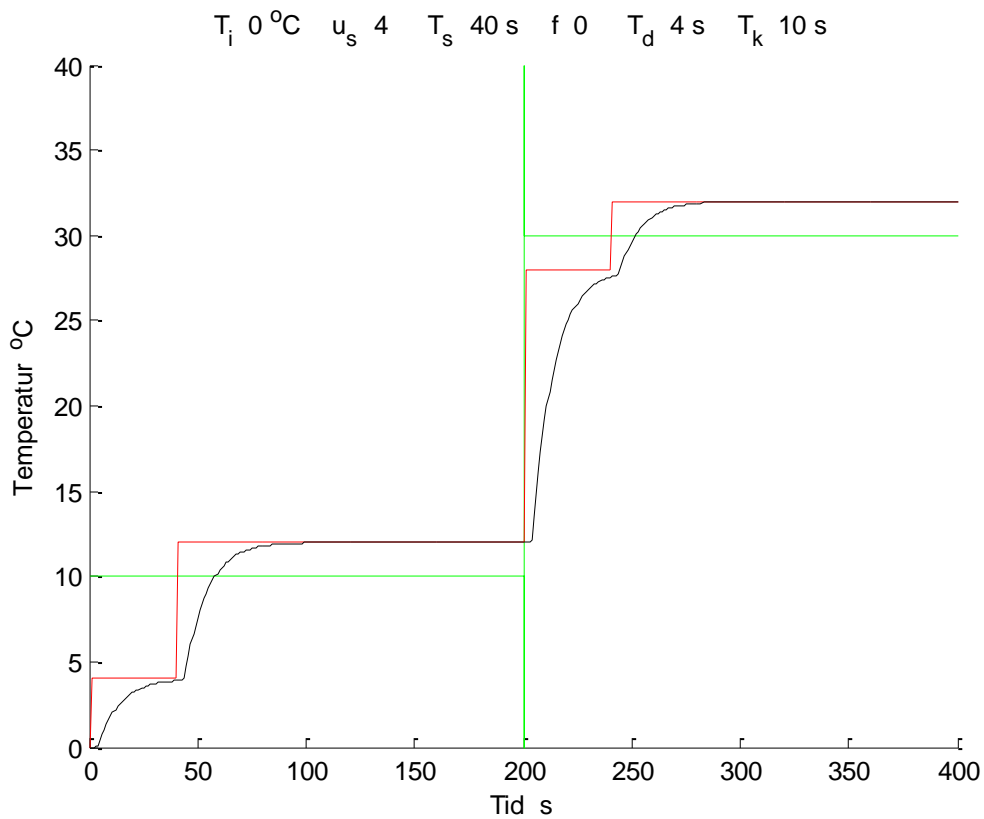
Figur 9.6 Kvotregulator med samplingsintervallet 20 s och dämpning 0.5.



Figur 9.7 Kvotregulator med samplingsintervallet 8 s och dämpning 0.8.



Figur 9.8 Kvotregulator med samplingsintervallet 40 s och 2 °C-steg.



Figur 9.9 Kvotregulator med samplingsintervallet 40 s och 4 °C-steg.

Ett nerladdningsbart matlab-program **selftuningcontrol.m** kan användas för att undersöka kvotregulatorns funktion. Indata ges nedan och kan ändras med enkel editering enligt anvisningar på rad 5.

$T_{min}$	Lägsta temperatur, °C
$T_{max}$	Högsta temperatur, °C
$T_s$	Startstyrsignal, -
$T_r$	Tidpunkt för ändring av börvärde, s
$T_{r1}$	Önskad temperatur upptill $T_r$ , °C
$T_{r2}$	Önskad temperatur efter $T_r$ , °C
$T_d$	Tidsfördröjning, s
$T_k$	Tidskonstant, s
$T_t$	Simuleringstid, s

Välj ett arbetsintervall på (0,40) °C för processen, en tidsfördröjning på 4 s, en tidskonstant på 10 s samt och startstyrsignal 1 samt ett börvärde på 10 °C upptill tiden 80 s och därefter 30 °C. Några arbetsuppgifter kan vara följande:

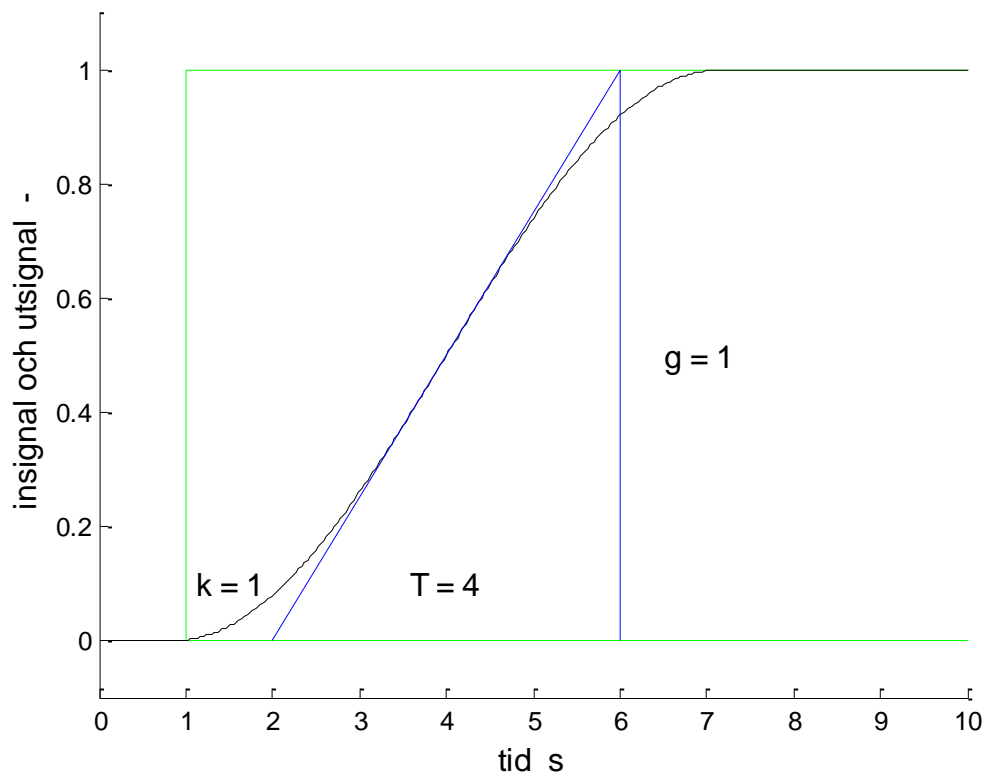
- Prova olika samplingsintervall till exempel 4, 8, 12, 16, 20s.
- Ändra processförstärkning till arbetsintervallet (0,100) °C och testa.
- Ändra processens tidskonstant till 20 s och testa.
- Ändra processens tidsfördröjning om 10 s och testa.
- Ändra startstyrsignal till 10 och testa.
- Ändra startstyrsignal till 100 och testa.

## 10 Standard PI-reglering

Reglering inom installationstekniken sker i huvudsak med PID-regulatorer om man bortser från tillfrånreglering med bimetalltermostater. De tre versalerna P, I och D står för proportionell, integrerande och deriverande verkan hos regulatorn samt motsvaras av en regulatorparameter som måste ställas in. De vanligaste PID-regulatorerna är inställda som P och PI med en respektive två regulatorparametrar. Den deriverande verkan används sällan.

Syftet med detta avsnitt är att beskriva P- och PI regulatorer samt hur de kan ställas in som en jämförelse med den självinställande regulatorn i avsnitt 9. Först ges några allmänna synpunkter på reglering. Förhållandet eller kvoten mellan tidskonstant  $T$  och tidsfördröjningen  $k$  avgör hur lätt processen i fråga är att reglera. Hur parametrarna  $T$  och  $k$  kan läsas av från ett stegsvar visas i Figur 10.1. Det finns följande klassningsgränser:

$10 < T/k$	lätt
$3 < T/k < 10$	går an
$T/k < 3$	svårt



Figur 10.1 Principen för stegvarsmetoden för skattning av parametrarna  $k$  och  $T$ .

Tillfrånregulatorn väljs för den är enkel, billig och utan regulatorparametrar som skall ställas in. Ett exempel är termostaten, som består av en bimetallfjäder, som är en självverkande elektrisk kontakt.

P-regulatorn har en regulatorparameter som skall ställas och den kan också vara självverkande. Ett exempel är termostatventilen med en temperaturkänselfjäder, vars temperaturberoende volymändring omvandlas till en ändring av ett ventilläge. Termostatventilen har en given förstärkning, men kan i princip ändras genom att välja olika ventilstorlekar för samma radiator eller olika stora radiatorer för samma ventilstorlek.

Ett enkelt exempel på en självverkande P-regulator med inställbar förstärkning är en dragregulator för en fastbränslepanna med ett ställbart läge för en kedja på en hävarm. Kedjan påverkar en lucka för lufttillförseln. Kedjans längd bestämmer temperaturnivån och hävarmens längd känsligheten.

PI-regulatorn används när en P-regulators reglerfel blir för stort. PI-regulatorn har två parametrar som måste ställas in. PI-regulatorn kan realiseras med elektronik och inte med självverkande konstruktioner.

Självinställande regulatorer används när regulatorer med fasta parametrar inte klara av uppgiften, vilket kan bero på att processens egenskaper ändras alltför mycket. En nackdel med självinställande regulatorer är kunnandet om processen minskar.

En annan nackdel är att en självinställande regulator kan minska driftsäkerheten genom att dölja förslitningsfel som ständigt ökar. Ett exempel är en ventilationsanläggning med slirande fläktrömmar, vilket medför att flödet minskar och vilket i sin tur ökar processförstärkningen. Samma reglerutslag ger en större ändring i tilluftstemperatur, när flödet minskas. Regulatorförstärkningen måste minskas, när processförstärkningen ökas. En självinställande regulator justerar för den ständigt ökande processförstärkningen ända till dess att fläktrömmarna går av med ett driftstopp som följd. En regulator med fixa parametrar kommer att börja självsvänga allt mer och mer efter hand som flödet minskar och på detta sätt kan felet med slirande fläktrömmar upptäckas innan reparation sker.

Ett liknande exempel är glapp mellan ställdon och ventiler som kan vara betydande. En självinställande regulator kan dölja detta ända tills ställdonsmotor havererar eller att den glappande kopplingen går sönder.

Modellbaserade reglerprinciper är det egentligen det bästa reglersättet. Ett exempel är reglering av värmeväxlare, vilket kan ske efter verkningsgrad i stället för efter en utloppstemperatur. Verkningsgraden är en mycket informativ storhet. Den är oberoende av olika yttre temperaturförhållande. Processförstärkningen från pådrag till utloppstemperatur varierar med temperaturskillnaden mellan de två inloppstemperaturerna. Verkningsgraden är begränsad till ett intervall från noll till den högsta möjliga verkningsgraden mindre än ett. Den rådande och den önskade verkningsgraden beräknas med rådande inloppstemperaturer och den aktuella respektive önskade utloppstemperaturen. En standardregulator reglerar rådande mot önskad verkningsgrad. En nackdel är att även inloppstemperaturer skall mätas, vilka för fallet med ett ventilationsaggregat kan vara redan uppmätta temperaturer för frånluft och uteluft.



Ett liknande exempel är blandning av två flöden med olika temperaturer till en önskad temperatur. Processförstärkningen är här lika med temperaturskillnaden mellan de två flödena som skall blandas. Den rådande och den önskade andelen för det ena flödet beräknas med de två inloppstemperaturerna, den blandade temperaturens ärvärde och börvärde. Flödesandelen är en ytterst informativ storhet mellan 0 och 1. En standardregulator reglerar på flödesandelen som processvariabel.

Ett annat exempel som inte är från fastighetssidan är styrning av fartyg. Hur ändrar man kursen med en autopilot för en supertanker? Bara ändra kursvinkeln momentant och låta autopiloten fixa resten? Eller ändra kursvinkel i små steg under en längre tid? En bättre princip kan vara att utgå från att giren skall ske med en given radie och girhastighet och låta en regulator åstadkomma detta.

Många gånger utnyttjas den digitala tekniken inte fullt ut utan ofta har man endast översatt analog reglerteknik till digital dito. Det finns därför många outnyttjade möjligheter som ännu inte har uppmärksammats.

## Formler för PI-regulatorer

PI-regulatorer kan skrivas på ett flertal sätt av olika historiska skäl. En enda formel skulle kunna beskriva alla varianter av PI-regulatorer, men här redovisas separata formler för P-, PI- och I-regulatorer. Tidsdiskreta eller samplande regulatorer beskrivs. P-regulatorns princip är att dess utsignal är proportionell mot reglerfelet och formuleras som:

$$u(t) = K e(t) \tag{10.1}$$

$$e(t) = y(t) - y_{ref} \tag{10.2}$$

$K$	regulatorns förstärkning
$u(t)$	regulatorns utsignal
$e(t)$	reglerfelet
$y(t)$	processens utsignal (ärvärde)
$y_{ref}$	önskad utsignal från processen (börvärde)

P-regulatorn enligt (10.1-2) är ytterst enkel, men den har ett konstant reglerfel. Om förstärkningen  $K$  kan göras mycket stor utan att det återkopplade systemet, process och regulator tillsammans, blir instabilt, kan reglerfelet minskas.

PI-regulatorns princip är att dess utsignal är proportionell mot reglerfelet och dess integral. Den kan formuleras som följer med några tillkommande beteckningar:

$$u(t) = K e(t) + K E(t)/T_i \tag{10.3}$$

$$E(t) = E(t-1) + T_s e(t) \tag{10.4}$$

$T_i$	regulatorns integrationstid, s
$T_s$	regulatorns samplingsintervall, s
$E(t)$	reglerfelets integral

Fördelen med en rätt inställd PI-regulatorn gentemot P-regulatorn är att den inte har något reglerfel. Nackdelen är att reglerfelets integral kan växa sig mycket stor och detta försämrar reglerförloppet vid ändringar av börvärden eller vid störningar. Denna brist förvärras ytterligare av att regulatorns utsignal  $u$  i processen insignal är begränsad.

Åtgärder mot detta problem benämns *anti reset windup*, vilket kan åtgärdas genom att ta hänsyn till att regulatorns utsignal är begränsad. Följande justering krävs med utnyttjande av (10.3) för att undvika detta problem genom att anpassa reglerfelets integral  $E(t)$  som följer till den begränsade utsignalen från regulatorn enligt nedan:

$$u(t) = \max(\min(u(t), u_{max}), u_{min}) \quad (10.5)$$

$$E(t) = T_i (u(t) - K e(t)) / K \quad (10.6)$$

I-regulatorn kan ses som ett särfall av PI-regulatorn, men beskrivningen enligt (10.3-4) kan inte användas, eftersom den första termen, P-delen, skall utgå. I-regulatorn kan skrivas som enbart den andra termen i (10.3) utan parametern  $K$  samt tillåta att integrationstiden  $T_i$  kan vara positiv eller negativ. Uttrycken (10.4-5) krävs också och uttrycket (10.6) ändras till (10.8).

$$u(t) = E(t)/T_i \quad (10.7)$$

$$E(t) = T_i u(t) \quad (10.8)$$

PI-regulatorn räcker inte alltid till utan kan därför utökas med en deriverande funktion för att kunna känna av förändringar. Många standardregulatorer är av PID-typ, men den deriverande funktionen är ofta bortkopplad.

P- och PI-regulatorer kan ställas genom att prova olika inställningar, men det kan vara tidskrävande. Det finns två olika klassiska metoder som kan användas. Båda metoderna bygger på att ett försök genomförs och med uppgifter från resultatet kan lämpliga regulatorparametrar beräknas.

## Stegsvarsmetoden

Denna metod bygger på att göra en stegändring om en enhet av processens insignal  $u(t)$  och därefter bestämma en tidsfördröjning, parametern  $k$ , och en tidskonstant  $T$  och förstärkning  $g$  från svaret i utsignalen  $y(t)$ . Tidskonstanten skall vara lika med den tangent till utsignalkurva som har den största lutningen. Principen visas i Figur 10.1. Detta försök innebär att den normala regleringen kopplas bort medan försöket genomförs, vilket inte alltid är möjligt att genomföra på grund av olika begränsningar. Olika störningar kan få processen att komma utanför ett tillåtet arbetsområde. De sökta regulatorparametrarna beräknas som:

$$K = -T/k K_{process} \quad \text{förstärkning för P-regulatorn} \quad (10.9)$$

$$K = -0.9 T/k K_{process} \quad \text{förstärkning för PI-regulatorn} \quad (10.10)$$

$$T_i = 3.33 k \quad \text{integrationstid för PI-regulatorn} \quad (10.11)$$

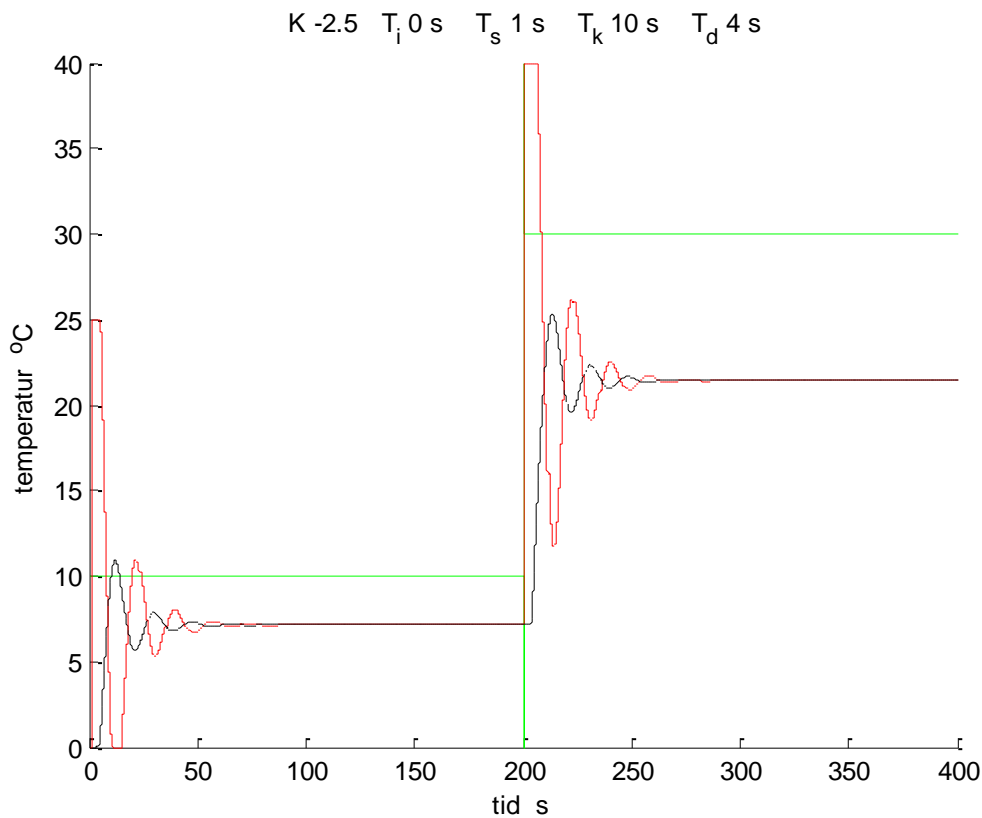
Metoden kan tillämpas på samma process som använts i avsnitt 9 med en tidskonstant  $T$  om 10 s, en tidsfördröjning  $k$  om 4 s och en processförstärkning om 1. Regulatorparametrarna för en P- och en PI-regulator blir enligt (10.9-11) som följer:

$$K = -10 / 4 \cdot 1 = -2.5 \quad \text{förstärkning för P-regulatorn} \quad (10.9)$$

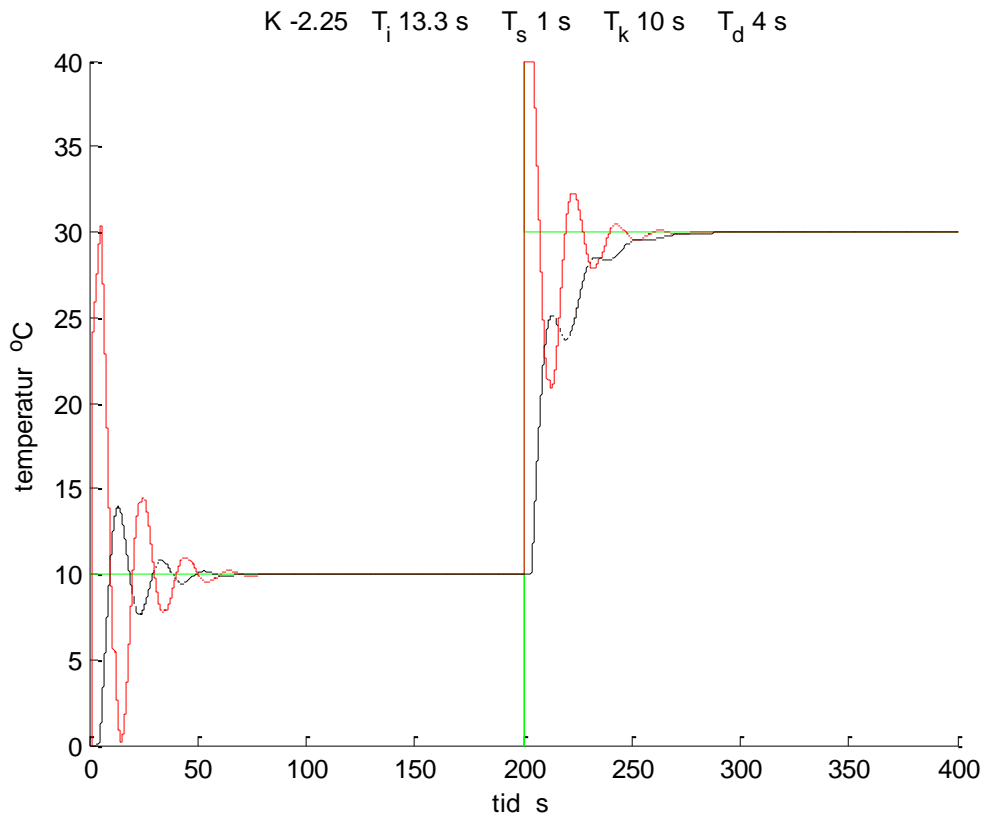
$$K = -0.9 \cdot 10 / 4 \cdot 1 = -2.25 \quad \text{förstärkning för PI-regulatorn} \quad (10.10)$$

$$T_I = 3.33 \cdot 4 = 13.33 \text{ s} \quad \text{integrationstid för PI-regulatorn} \quad (10.11)$$

Resultatet för P- och PI regulatorn redovisas i Figur 10.2 respektive 10.3 med både styrsignal och ärvärde för samma förlopp som i avsnitt 9 med en självinställande regulator. Börvärdet är 10 °C upptill 200 s och 30 °C därefter. Uppstart sker från 0°C. Notera att P-regulatorn i Figur 10.2 har stora fel som är proportionella mot börvärdet, medan PI-regulatorn har inga proportionella fel efter ett visst insvängningsförlopp.



Figur 10.2 Tidsförlopp för P-regulator inställd enligt stegvarsmetoden.



Figur 10.3 Tidsförlopp för PI-regulator inställd enligt stegsvarmetoden.

## Självsvängningsmetoden

Denna metod bygger på att använda sig av en P-regulator och att öka regulatorförstärkningen tills att en stabil självsvängning uppstår. Detta värde sparas som  $K_{krit}$  och även periodtiden  $T_{krit}$  för en svängning. Principen redovisas i Figur 10.4.

De sökta regulatorparametrarna beräknas som:

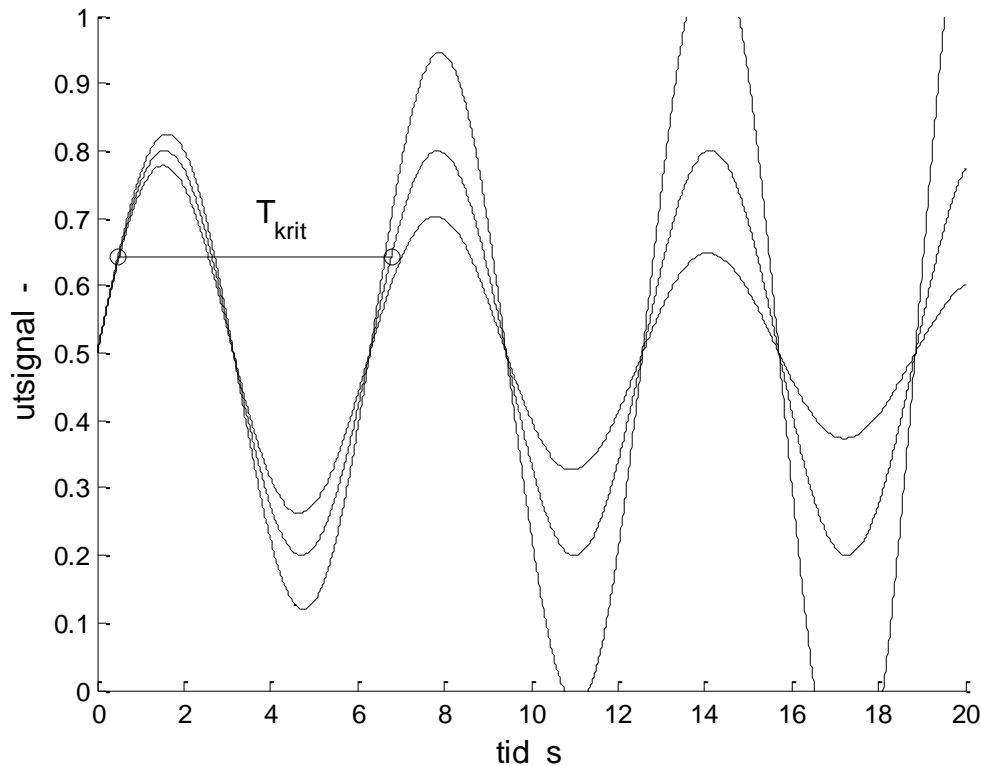
$$K = 0.5 K_{krit} \quad \text{förstärkning för P-regulatorn} \quad (10.12)$$

$$K = 0.45 K_{krit} \quad \text{förstärkning för PI-regulatorn} \quad (10.13)$$

$$T_I = 0.8 T_{krit} \quad \text{integrationstid för PI-regulatorn} \quad (10.14)$$

Detta försök innebär att den normala regleringen förenklas till en P-regulator medan försöket genomförs. Detta är en fördel, men de självsvängningar som skall tvingas fram kan bli så stora att de kommer utanför det tillåtna arbetsområdet.

Notera att de två metoderna har samma förhållande 1 till 0.9 mellan regulatorförstärkningarna för P- och PI-regulatorn.



Figur 10.4 Principen för självsvängningsmetoden.

Metoden kan tillämpas på samma process som använts i avsnitt 9 med en tidskonstant  $T$  om 10 s, en tidsfördröjning  $k$  om 4 s och en processförstärkning om 1. Resultatet för den självsvängande P-regulatorn visas i Figur 10.5 med regulatorförstärkningen  $K_{krit}$  om -4.2 och med 25 perioder under 400 s, vilket ger periodtiden  $T_{krit}$  om 16 s. Regulatorparameterna för en P- och en PI-regulator blir enligt (10.12-14) som följer:

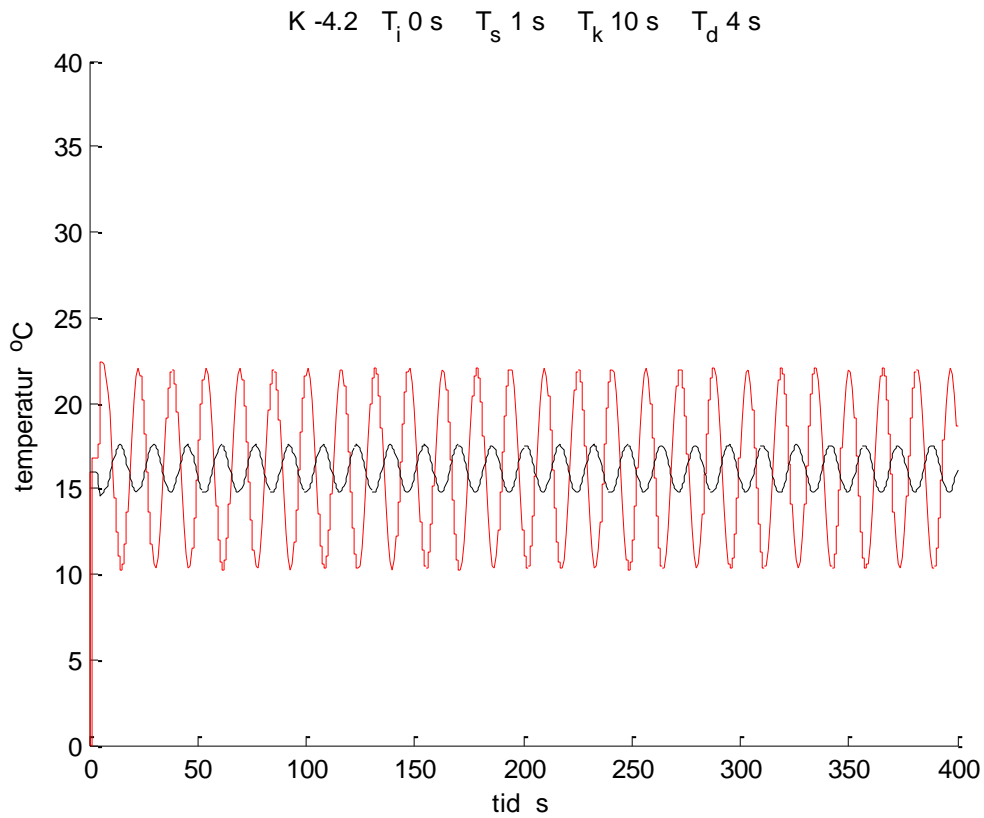
$$K = 0.5 \cdot -4.2 = -2.1 \quad \text{förstärkning för P-regulatorn} \quad (10.12)$$

$$K = 0.45 \cdot -4.2 = -1.89 \quad \text{förstärkning för PI-regulatorn} \quad (10.13)$$

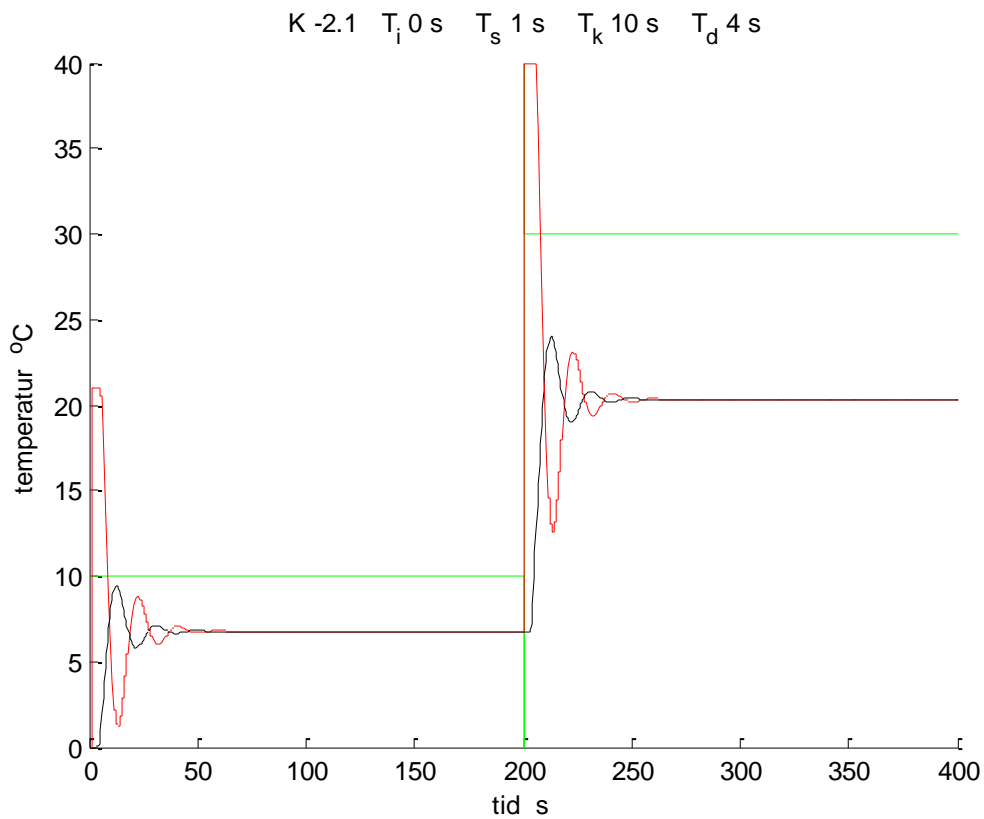
$$T_I = 0.8 \cdot 16 = 12.8 \text{ s} \quad \text{integrationstid för PI-regulatorn} \quad (10.14)$$

Regulatorförstärkningen är något lägre för P- och PI-regulatorn enligt självsvängningsmetoden jämfört med stegsvarsmetoden, men integrationstiderna för PI-regulatorn är snarlika med 12.8 s för självsvängningsmetoden och 13.3 s för stegsvarsmetoden.

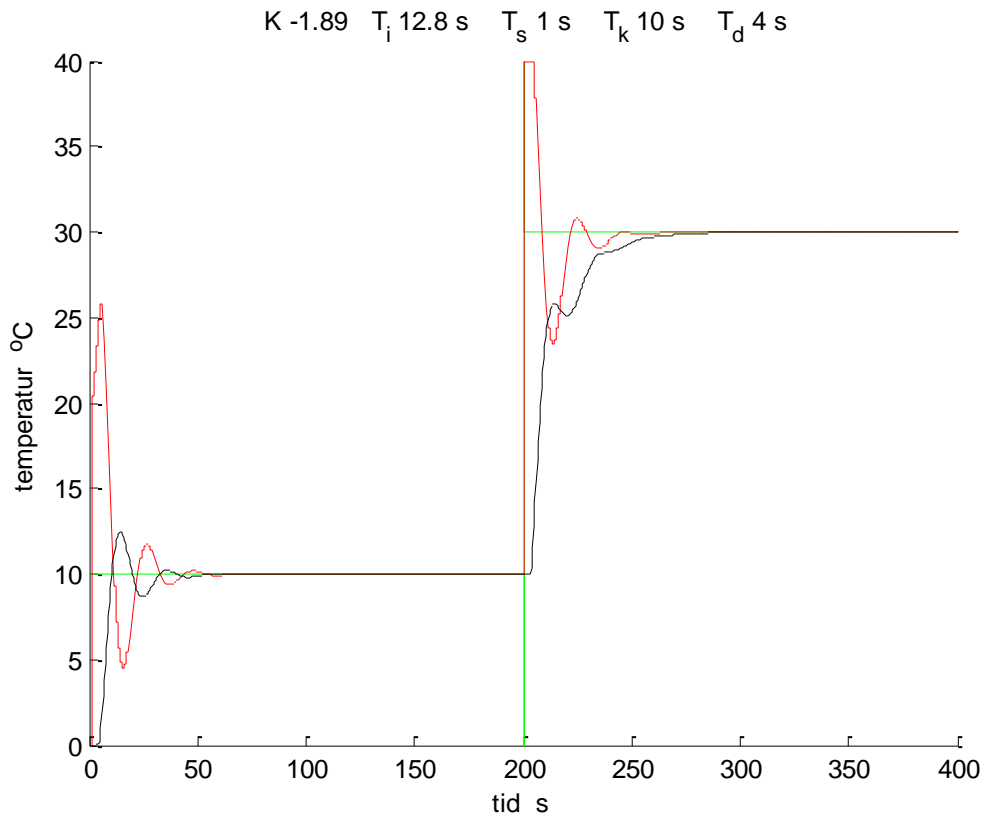
Resultatet för P- och PI regulatorn redovisas i Figur 10.6 respektive 10.7 med både styrsignal och ärvärde för samma förlopp som i avsnitt 9 med en självinställande regulator. Börvärdet är 10 °C upptill 200 s och 30 °C därefter. Uppstart sker från 0°C. Notera att P-regulatorn i Figur 10.2 har stora fel som är proportionella mot börvärdet, medan PI-regulatorn har inga proportionella fel efter ett visst insvängningsförlopp.



Figur 10.5 Tidsförlopp för självsvängande P-regulator enligt självsvängningsmetoden.



Figur 10.6 Tidsförlopp för P-regulator inställd enligt självsvängningsmetoden.



Figur 10.7 Tidsförlopp för PI-regulator inställd enligt självsvängningsmetoden.

Ett nerladdningsbart matlab-program **PIcontrol.m** kan användas för att undersöka PI-regulatorns funktion. Processens insignal är normaliserad till intervallet (0,1). Indata ges nedan och kan ändras med enkel editering enligt anvisningar på rad 5.

$T_{min}$	Lägsta temperatur, °C
$T_{max}$	Högsta temperatur, °C
$T_s$	Starttemperaturtillstånd, °C
$T_r$	Tidpunkt för ändring av börvärde, s
$T_{r1}$	Önskad temperatur upptill $T_r$ , °C
$T_{r2}$	Önskad temperatur efter $T_r$ , °C
$T_d$	Tidsfördröjning, s
$T_k$	Tidskonstant, s
$T_t$	Simuleringstid, s

Välj ett arbetsintervall på (0,40) °C för processen, en tidsfördröjning på 4 s, en tidskonstant på 10 s samt ett börvärde på 10 °C upptill tiden 80 s och därefter 30 °C. Några arbetsuppgifter kan vara följande:

- Prova olika samplingsintervall till exempel 4, 8, 12, 16, 20s.
- Ändra processens tidskonstant till 20 s och testa.
- Ändra processens tidsfördröjning om 10 s och testa.





## Referenser

Referenser är skrivna av Lars Jensen i en tidsföljd ibland skild från rapportseriens nummer.

Alla TVIT-rapporter kan laddas ner som pdf-dokument från hemsidan [www.hvac.lth.se](http://www.hvac.lth.se) under 7000-rapportserien. Detta gäller även denna slutrapport med beteckningen TVIT—11/7061.

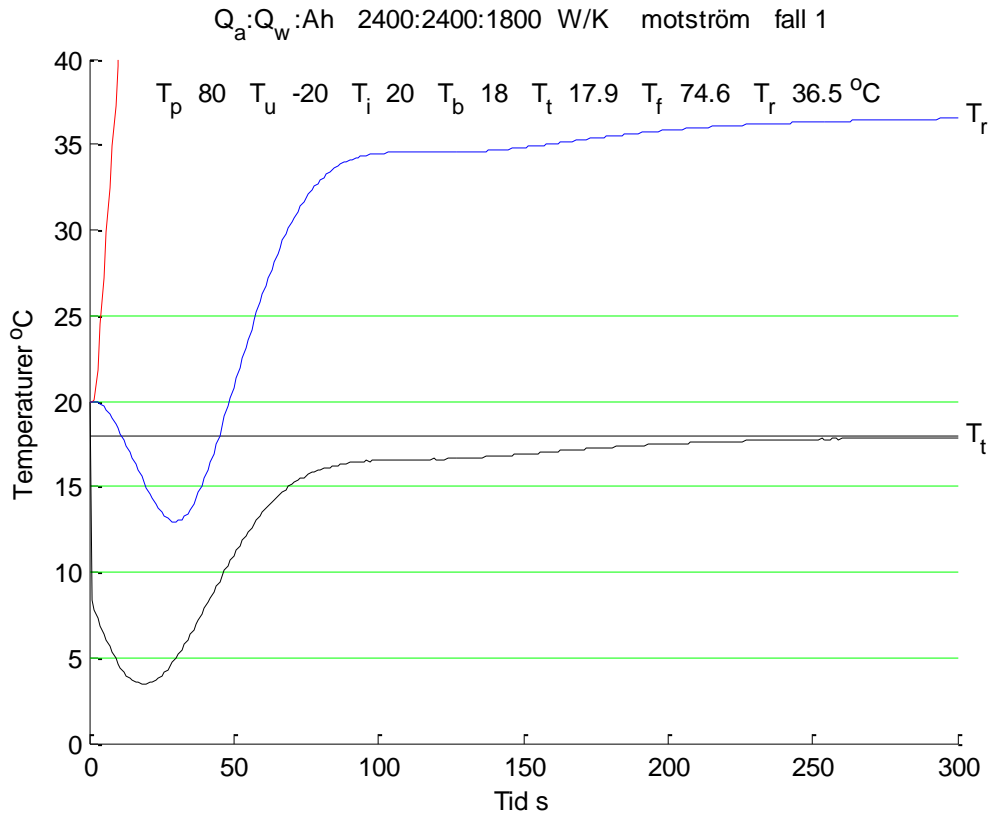
BKL 1973:4, 1973, (36),	Dimensionering av flytande ventilstyrning.
TVIT—06/7006, 2006, (56),	Roterande värmeväxlare.
TVIT—07/7009, 2007, (192),	Installationstekniska beräkningar med PFS.
TVIT—08/7031, 2008, (60),	Uppdatering av PFS 2008.
TVIT—08/7033, 2008, (34),	Roterande värmeväxlare och läckage.
TVIT—10/7046, 2010, (50),	Regenerativ ventilationsvärmeåtervinning – Simulering av fuktillstånd med mätdata.
TVIT—10/7048, 2010, (70),	Fuktöverföring vid regenerativ värmeväxling.
TVIT—10/7049, 2010, (43),	Fukttillskott i frånluft.
TVIT—10/7053, 2010, (27),	Fuktreglering av regenerativ värmeväxling.
TVIT—10/7055, 2010, (36),	Mer fuktreglering av regenerativ värmeväxling.
TVIT—11/7062, 2011, (20),	Fuktreglering av regenerativ värmeväxling med ventilationsflöde, varvtal eller vädring.
TVIT—11/7063, 2011, (31),	Termisk mätning av rotorläckage.
TVIT—11/7065, 2011, (29),	Regenerativ värmeväxling och renblåsning.
TVIT—11/7066, 2011, (37),	Regenerativ värmeväxling utan renblåsning.
TVIT—11/7068, 2011, (27),	Fuktreglering av regenerativ värmeväxling med värmning av uteluft eller frånluft.

TVIT—11/7069, 2011, (27),	Renblåsning med diffusion.
TVIT—11/7070, 2011, (30),	Renblåsning och rotorkanalform.
TVIT—11/7071, 2011, (35),	Renblåsning och termofores.
TVIT—12/7074, 2012, (29),	Verkningsgrader vid regenerativ värmeväxling.

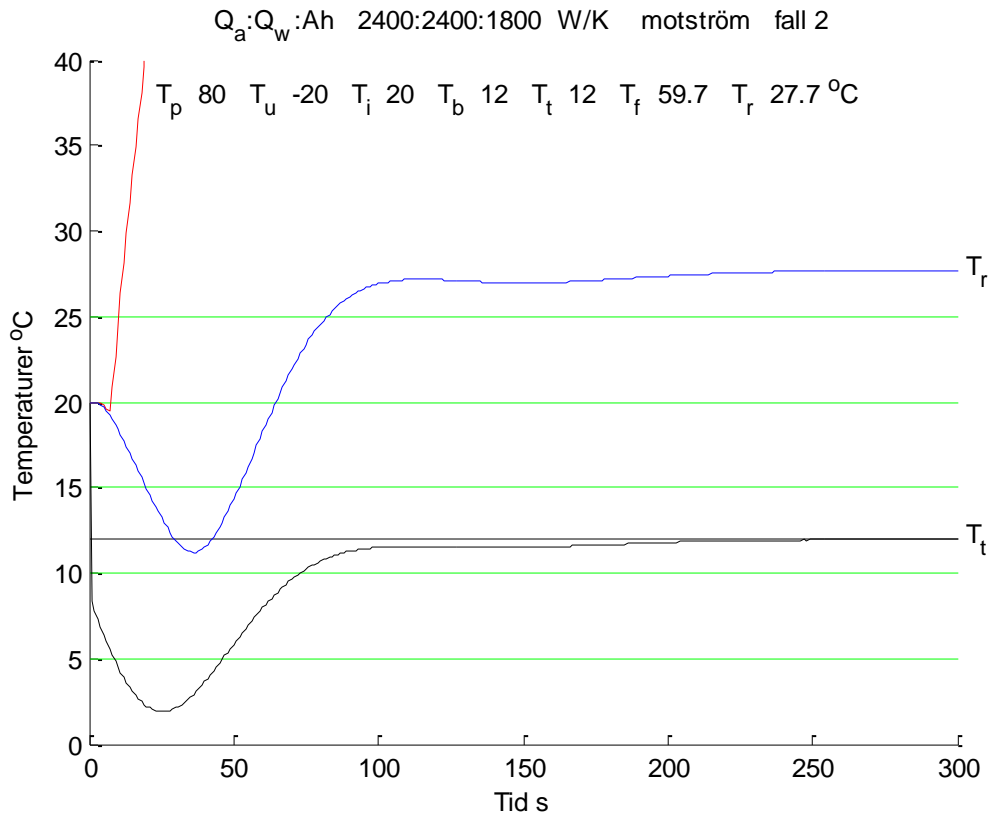
## Appendix A Trettio demonstrationsfall

Demonstrationsfall 1-30 från avsnitt 5 med värmeöverföringsförmåga för luft  $Q_a$  W/K, vatten  $Q_w$  W/K samt växlare  $Ah$  W/K, rörlängd  $l_{r+r}$  m, integratorbegränsningsparameter  $K_{Ib}$  -, primärvattentemperatur  $T_p$  °C, uteluftstemperatur  $T_u$  °C, starttemperatur  $T_i$  °C och tilluftsbörvärde  $T_b$  °C

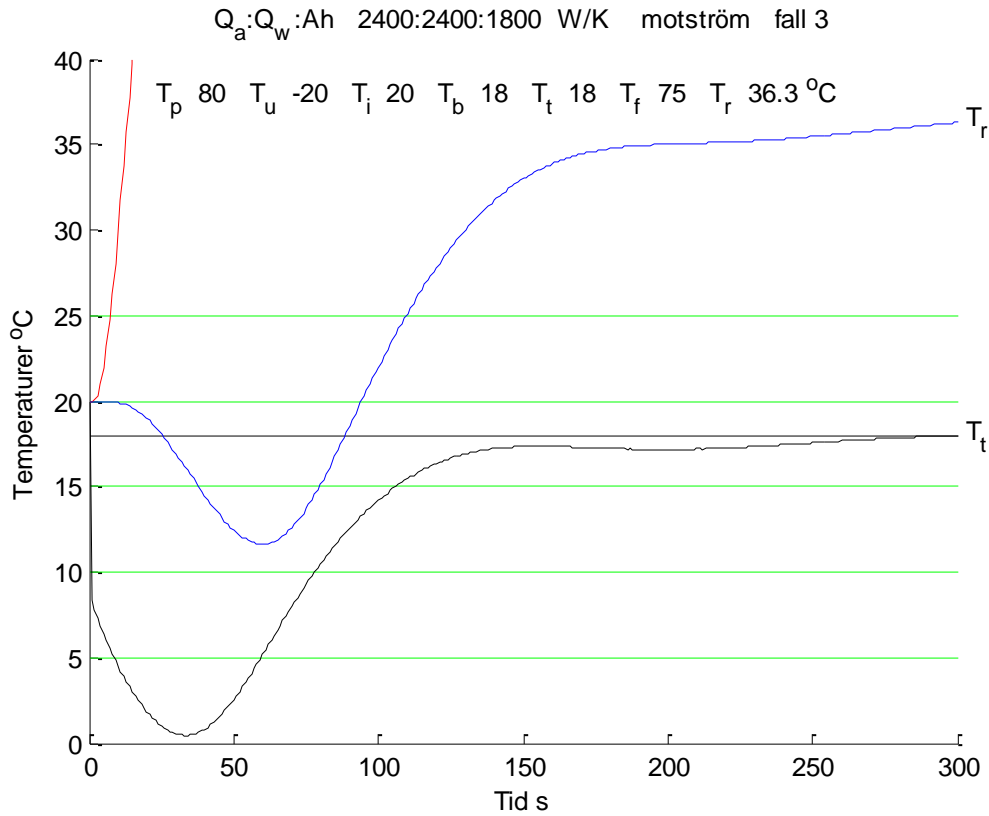
fall Figur	ström	$Q_a$ W/K	$Q_w$ W/K	$Ah$ W/K	$l_{r+r}$ m	$K_{Ib}$ -	$T_p$ °C	$T_u$ °C	$T_i$ °C	$T_b$ °C
1	mot	2400	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	18
2	mot	2400	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
3	mot	2400	2400	1800	10+10	0.1	80	-20	20	18
4	mot	2400	2400	1800	10+10	0.1	80	-20	20	12
5	mot	2400	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	80	18
6	mot	2400	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	80	12
7	mot	2400	2400	1800	10+10	0.1	80	-20	80	18
8	mot	2400	2400	1800	10+10	0.1	80	-20	80	12
9	mot	2400	2400	1800	1+1	0.0	80	-20	80	18
10	mot	2400	2400	1800	1+1	0.0	80	-20	80	12
11	mot	2400	2400	1800	10+10	0.0	80	-20	80	18
12	mot	2400	2400	1800	10+10	0.0	80	-20	80	12
13	mot	3600	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
14	mot	1200	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
15	mot	800	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
16	mot	600	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
17	med	3600	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
18	med	1200	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
19	med	800	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
20	med	600	2400	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
21	mot	2400	3600	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
22	mot	2400	1200	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
23	med	2400	3600	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
24	med	2400	1200	1800	1+1	0.1	80	-20	20	12
25	mot	2400	2400	2400	1+1	0.1	80	-20	20	12
26	mot	2400	2400	3000	1+1	0.1	80	-20	20	12
27	mot	2400	2400	3600	1+1	0.1	80	-20	20	12
28	med	2400	2400	2400	1+1	0.1	80	-20	20	12
29	med	2400	2400	3000	1+1	0.1	80	-20	20	12
30	med	2400	2400	3600	1+1	0.1	80	-20	20	12



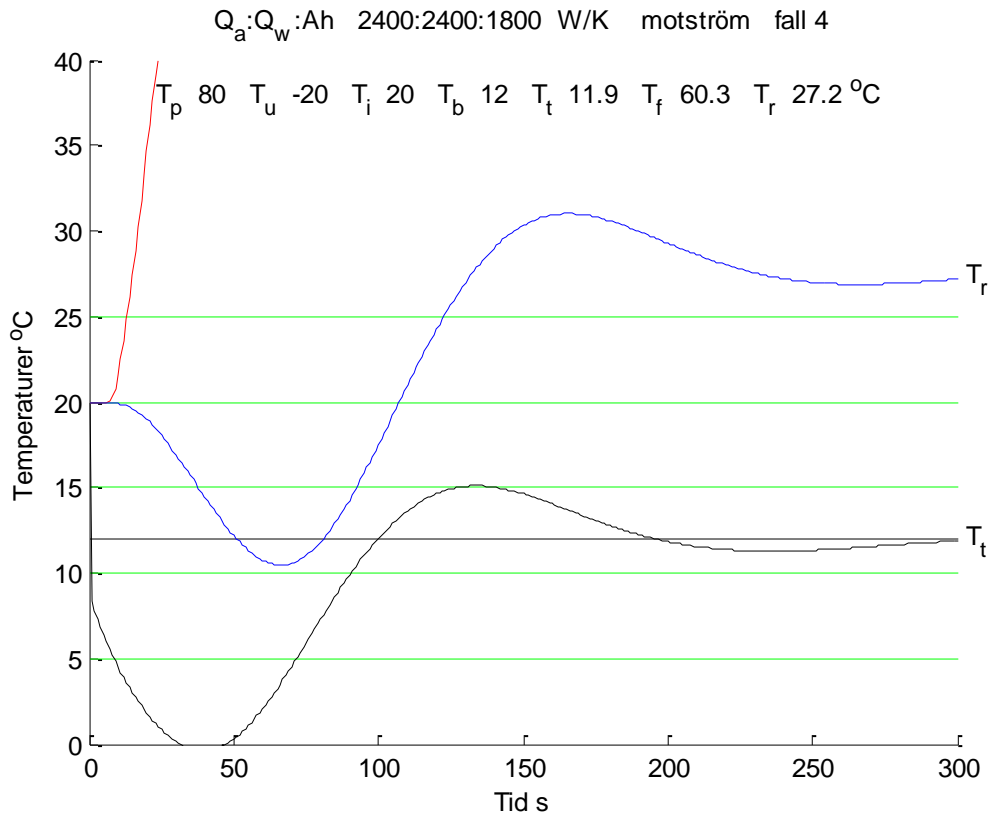
Figur A.1 Motström kallstart med rörledning 1+1 m och börvärde 20 °C fall 1.



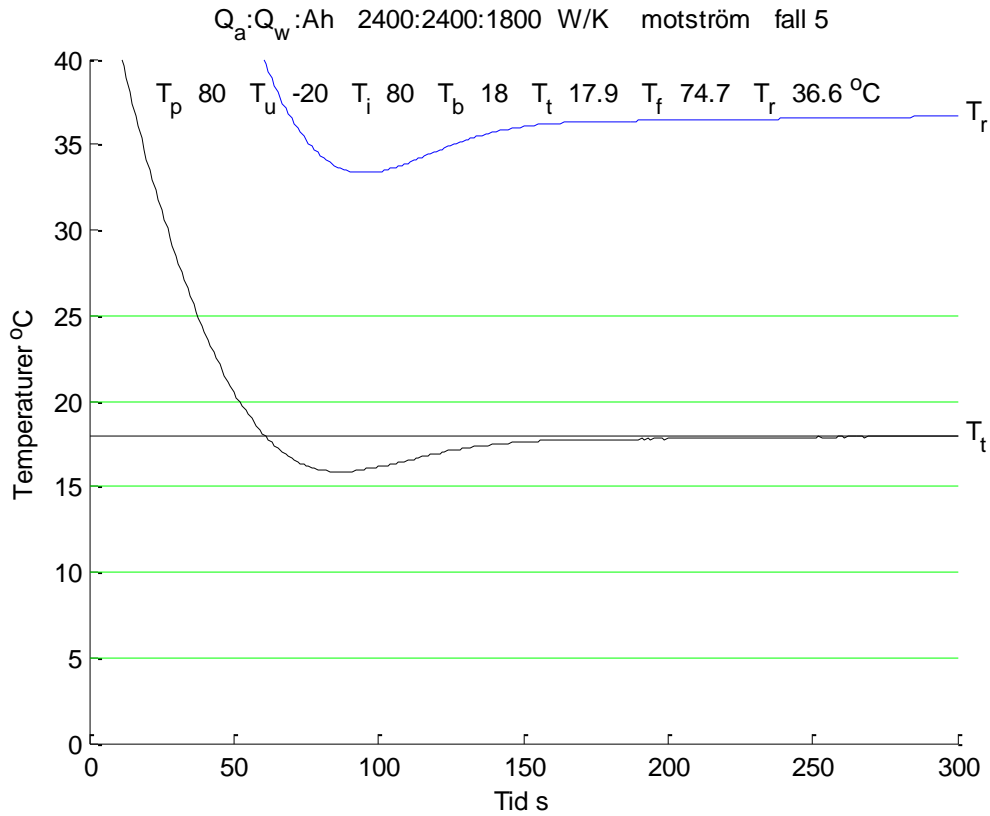
Figur A.2 Motström kallstart med rörledning 1+1 m och börvärde 12 °C fall 2.



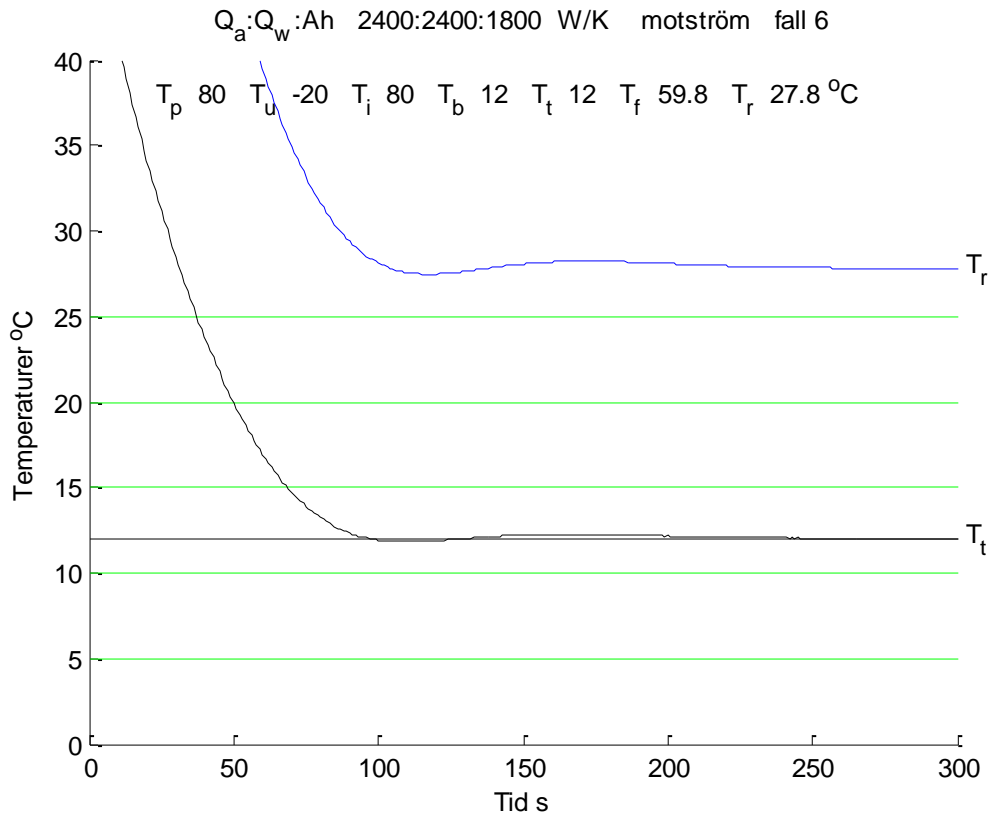
Figur A.3 Motström kallstart med rörledning 10+10 m och börvärde 20 °C fall 3.



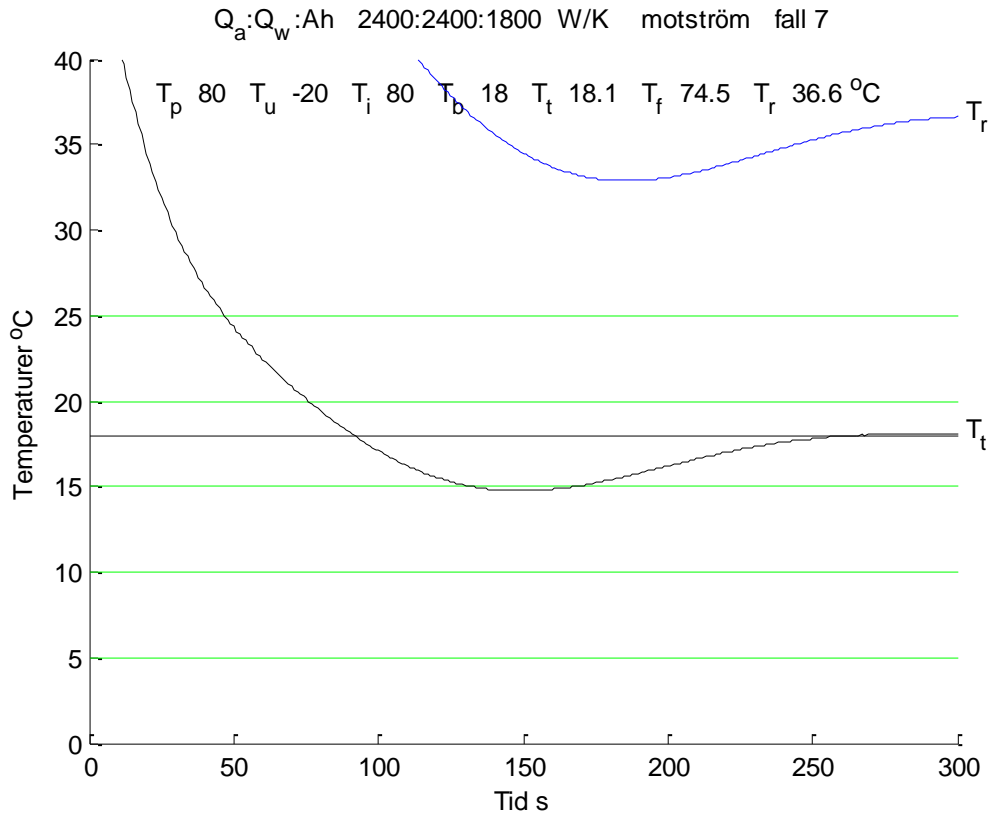
Figur A.4 Motström kallstart med rörledning 10+10 m och börvärde 12 °C fall 4.



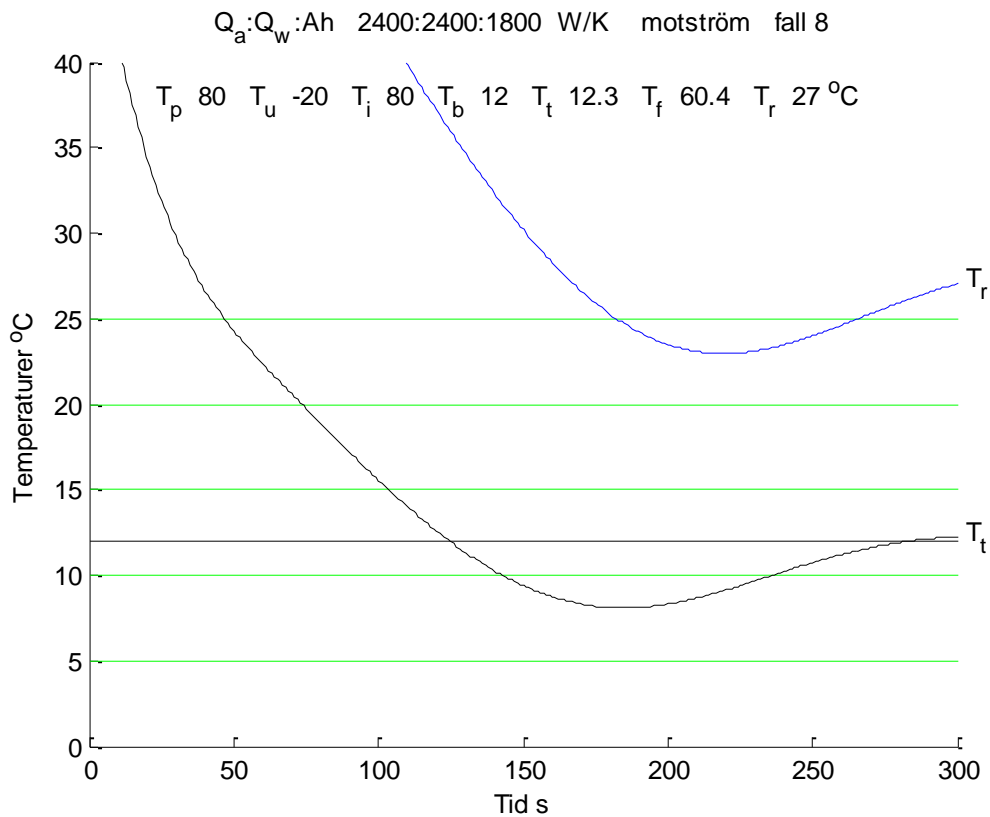
Figur A.5 Motström varmstart med rörledning 1+1 m och börvärde 20 °C fall 5.



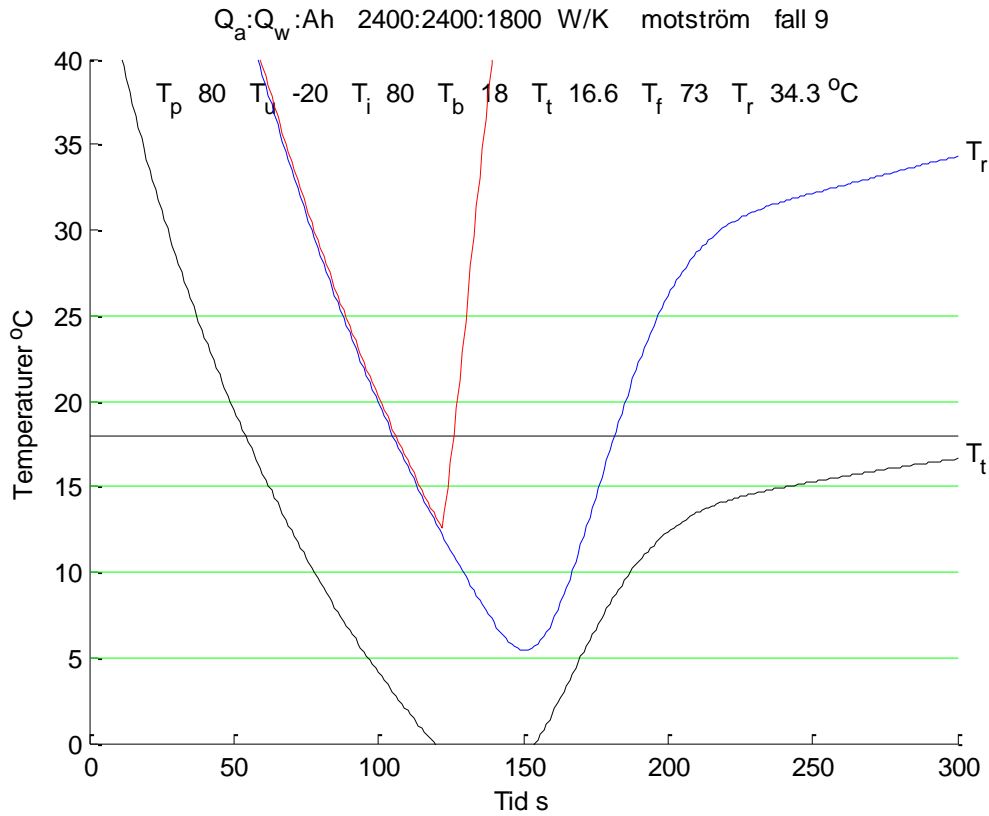
Figur A.6 Motström varmstart med rörledning 1+1 m och börvärde 12 °C fall 6.



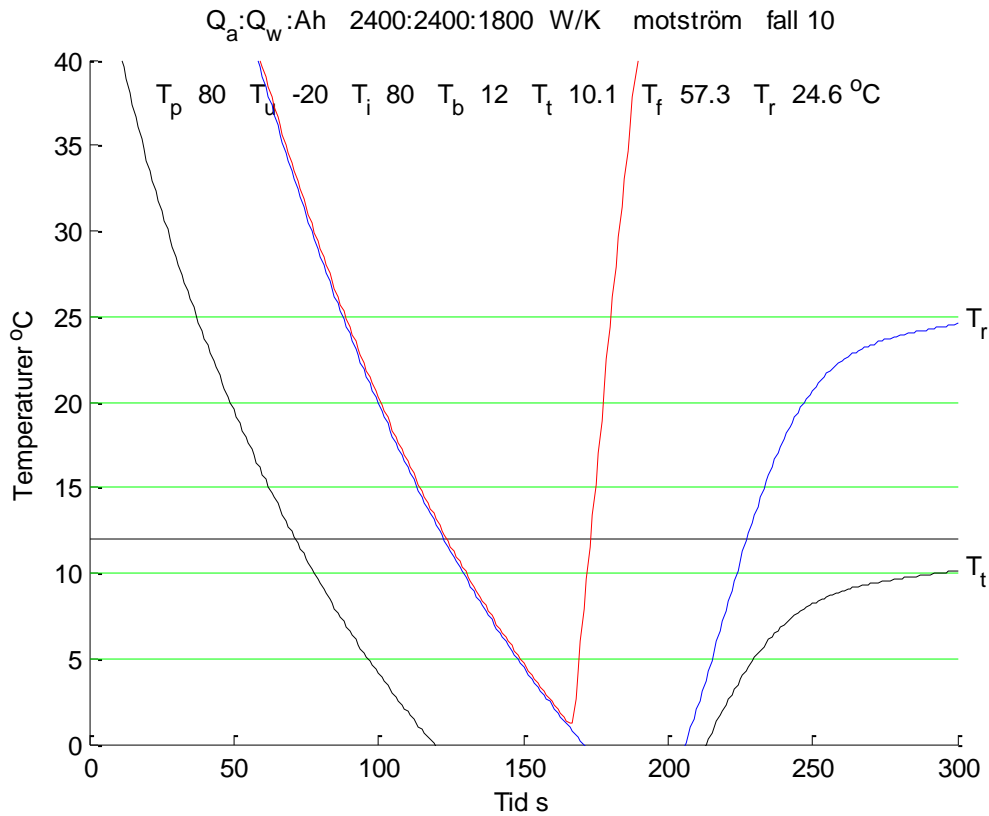
Figur A.7 Motström varmstart med rörledning 10+10 m och börvärde 20 °C fall 7.



Figur A.8 Motström varmstart med rörledning 10+10 m och börvärde 12 °C fall 8.

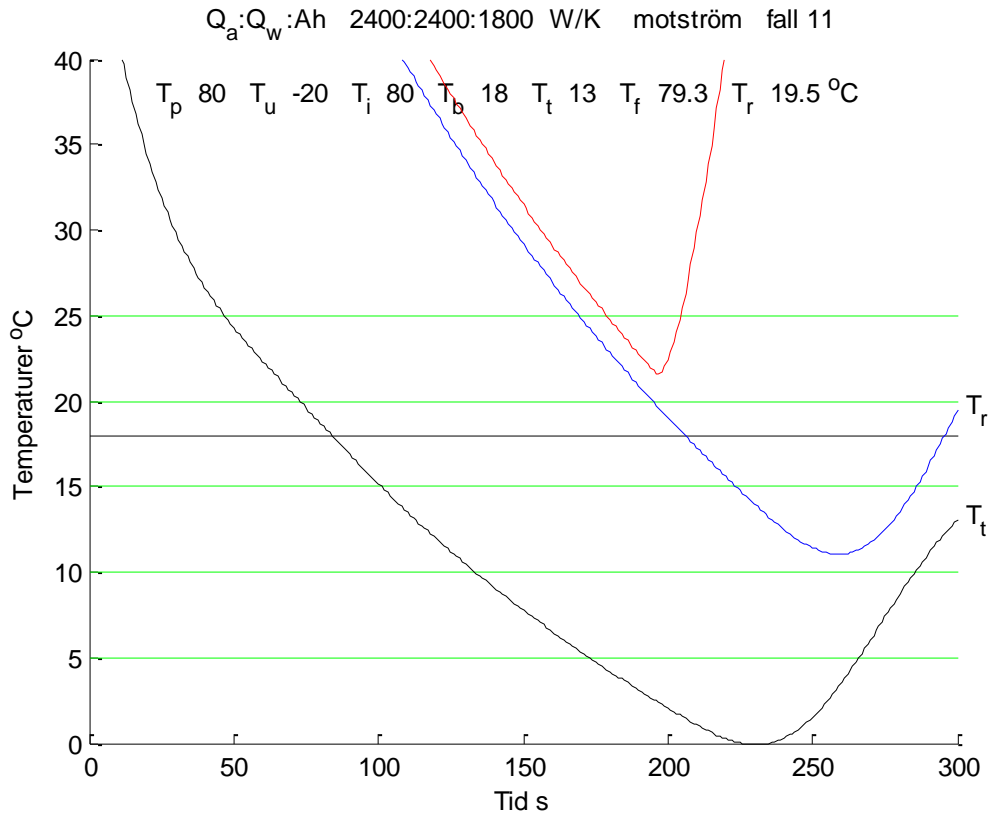


Figur A.9 Motström varmstart med rörledning 1+1 m och börvärde 20 °C fall 9.

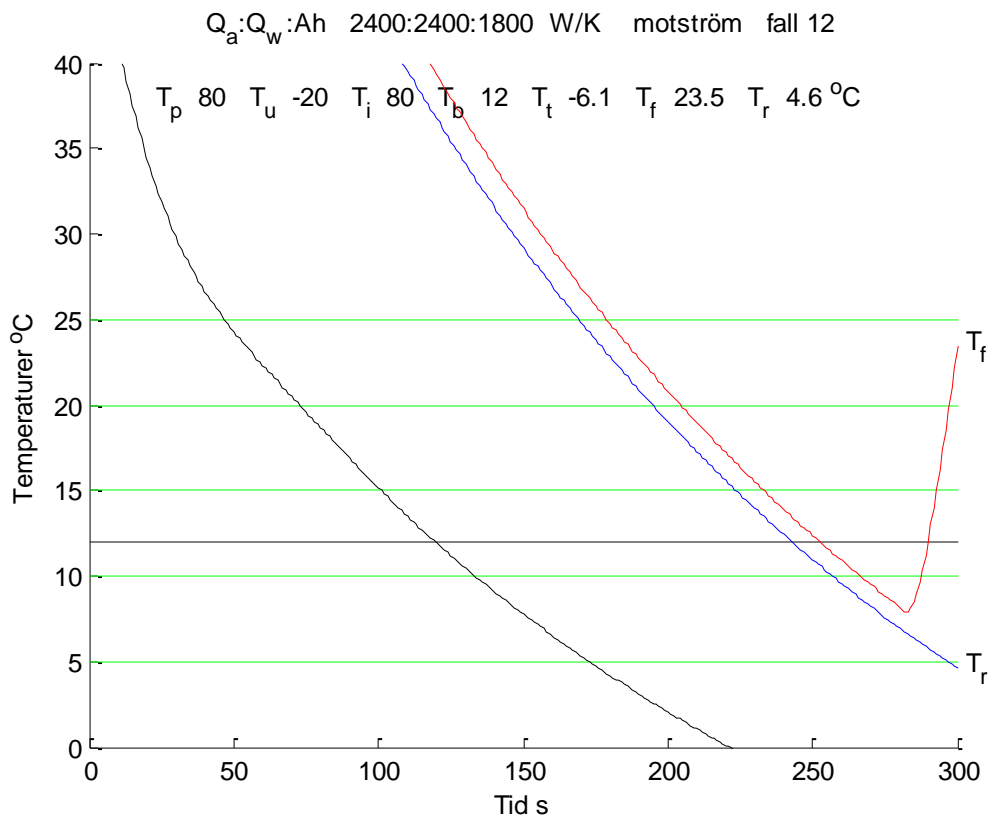


Figur A.10 Motström varmstart med rörledning 1+1 m och börvärde 12 °C fall 10.

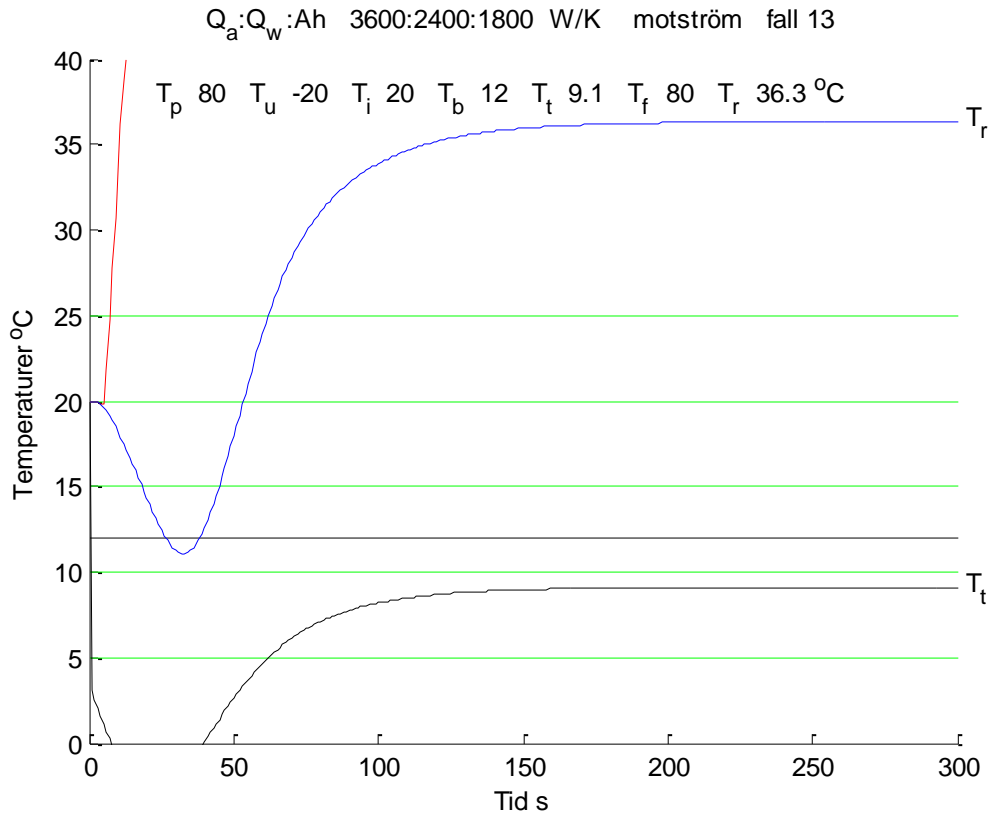




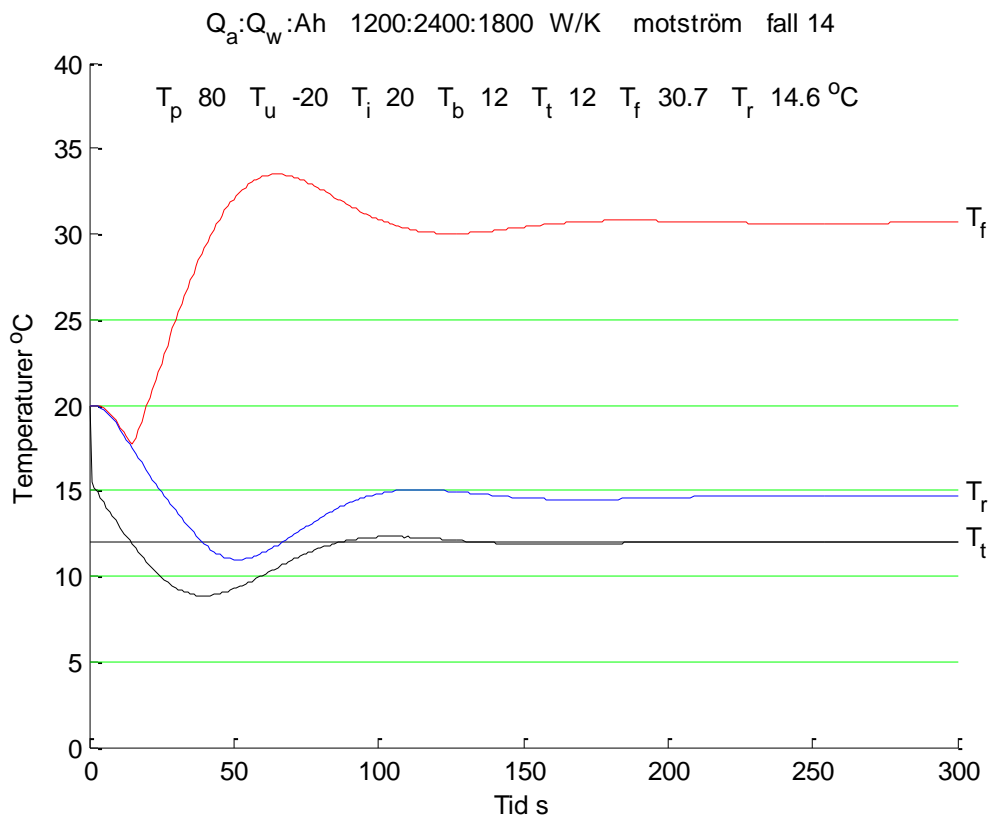
Figur A.11 Motström varmstart med rörledning 10+10 och börvärde 20 °C fall 11.



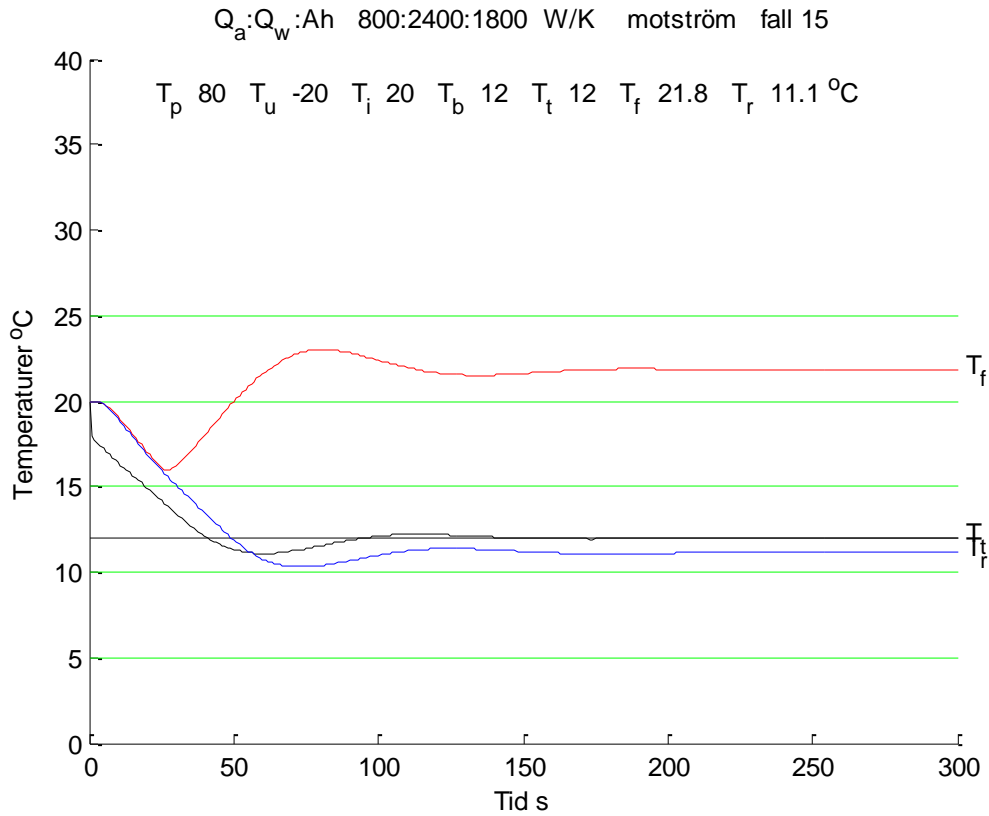
Figur A.12 Motström varmstart med rörledning 10+10 m och börvärde 12 °C fall 12.



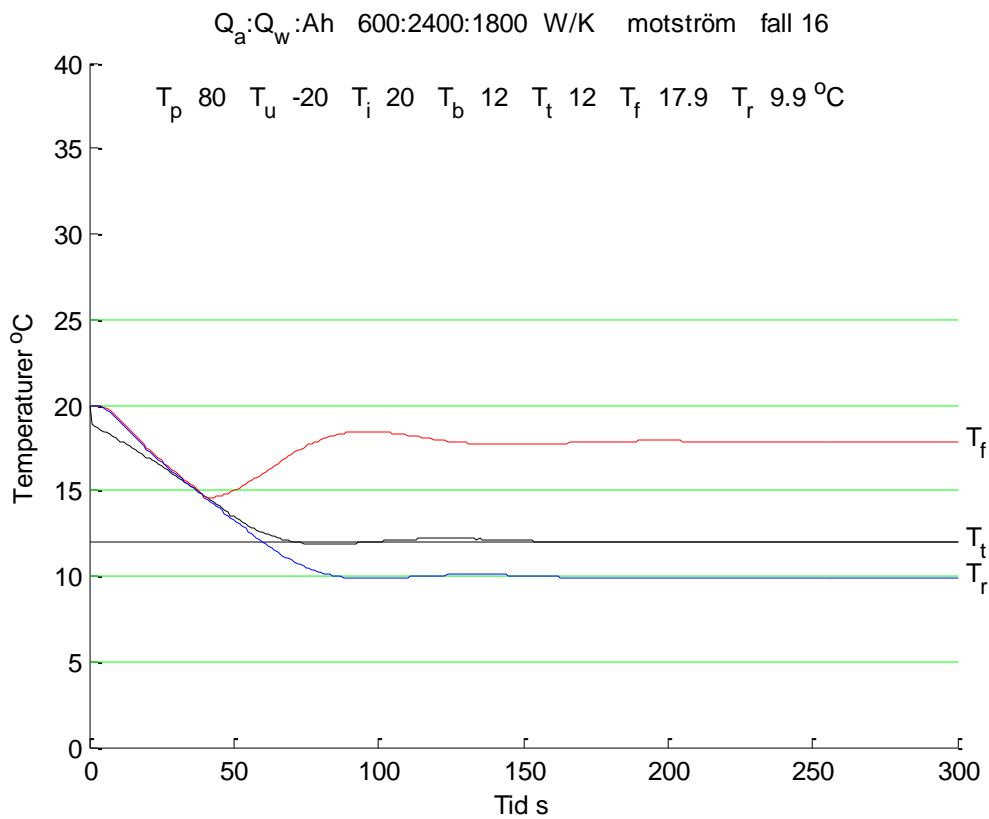
Figur A.13 Motström med kallstart och luftflöde 3600 W/K fall 13.



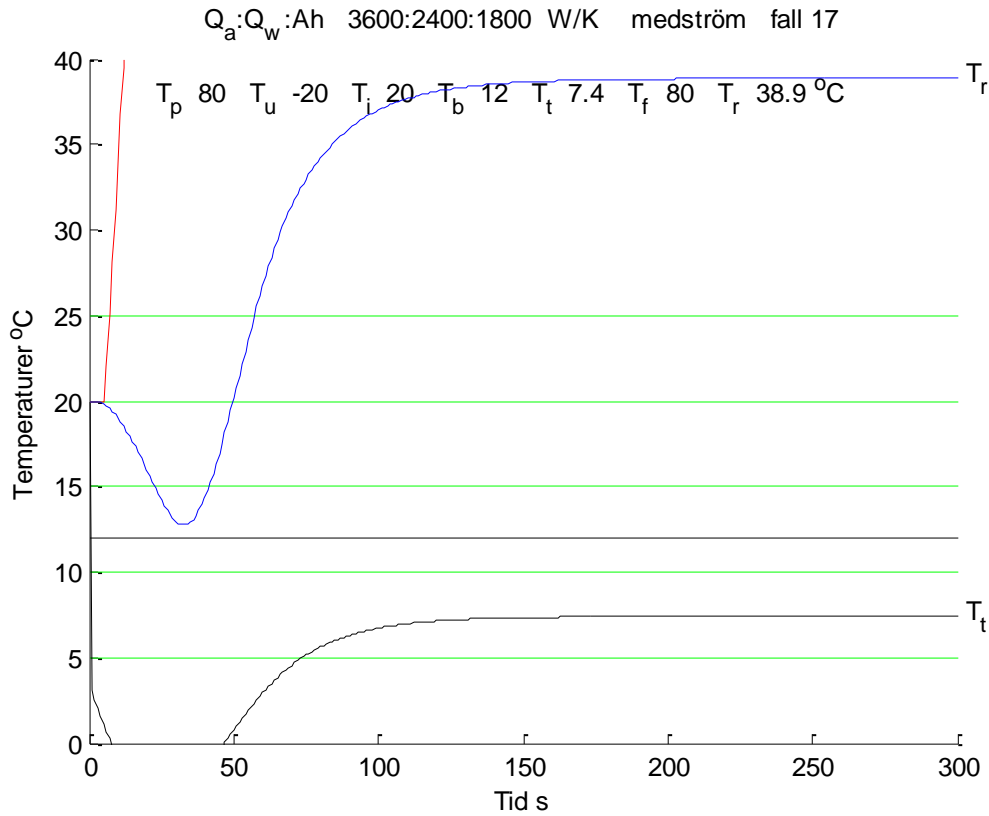
Figur A.14 Motström med kallstart och luftflöde 1200 W/K fall 14.



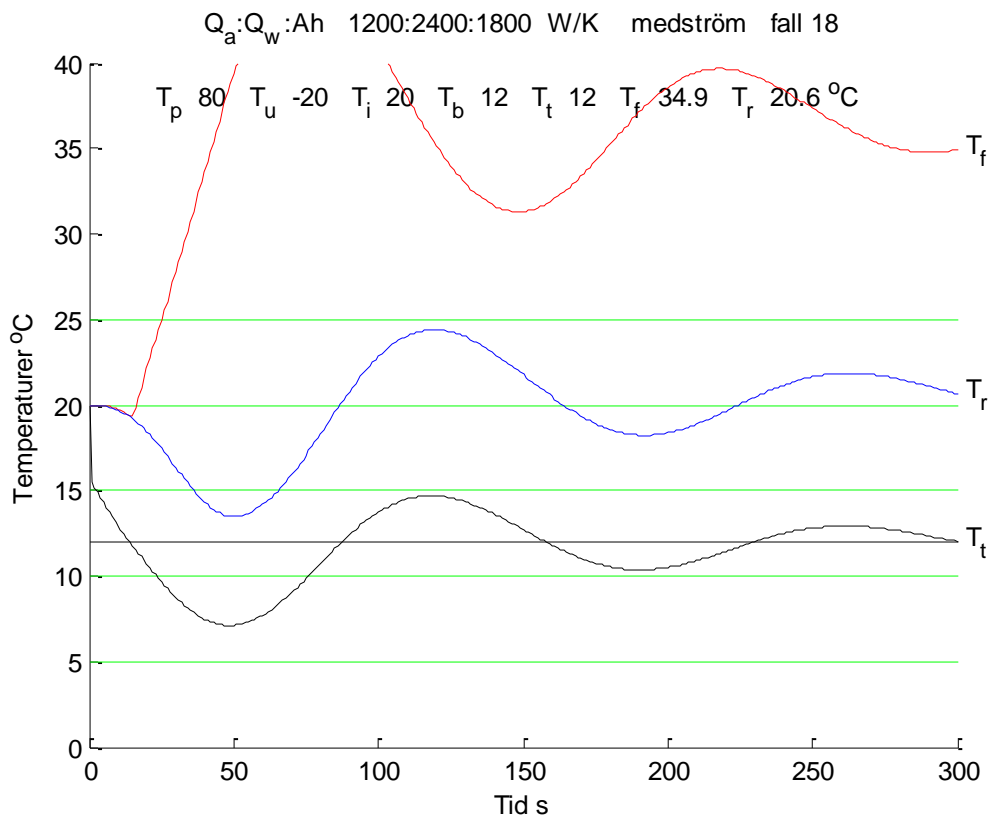
Figur A.15 Motström med kallstart och luftflöde 800 W/K fall 15.



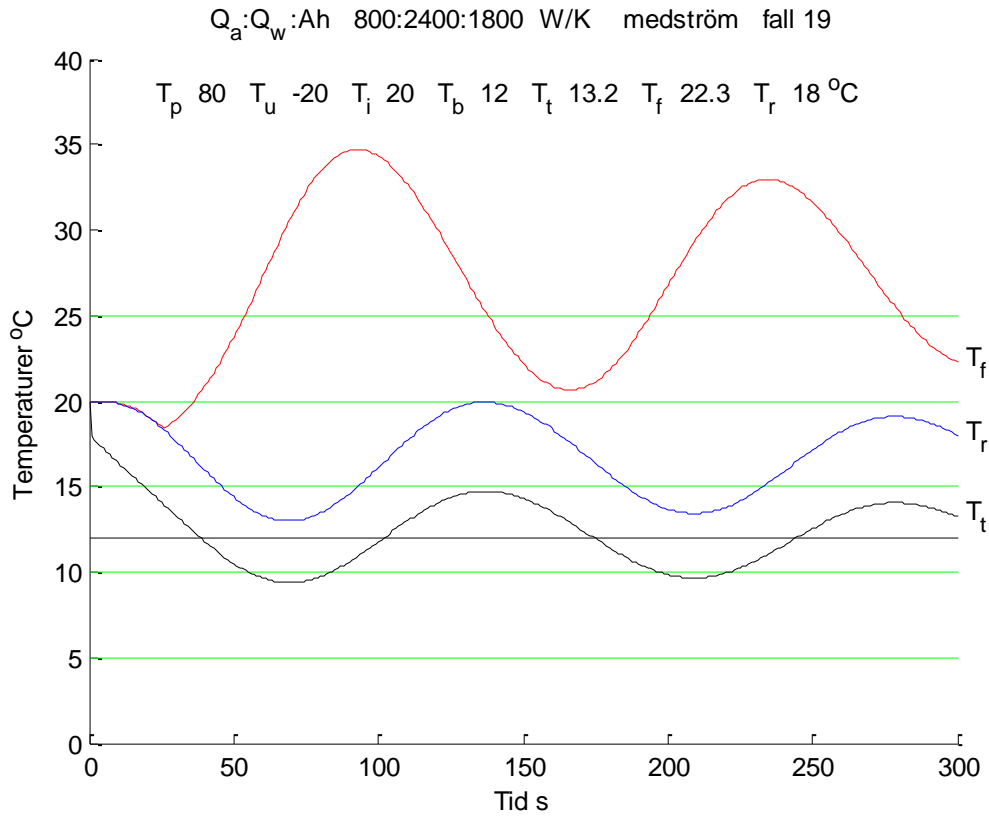
Figur A.16 Motström med kallstart och luftflöde 600 W/K fall 16.



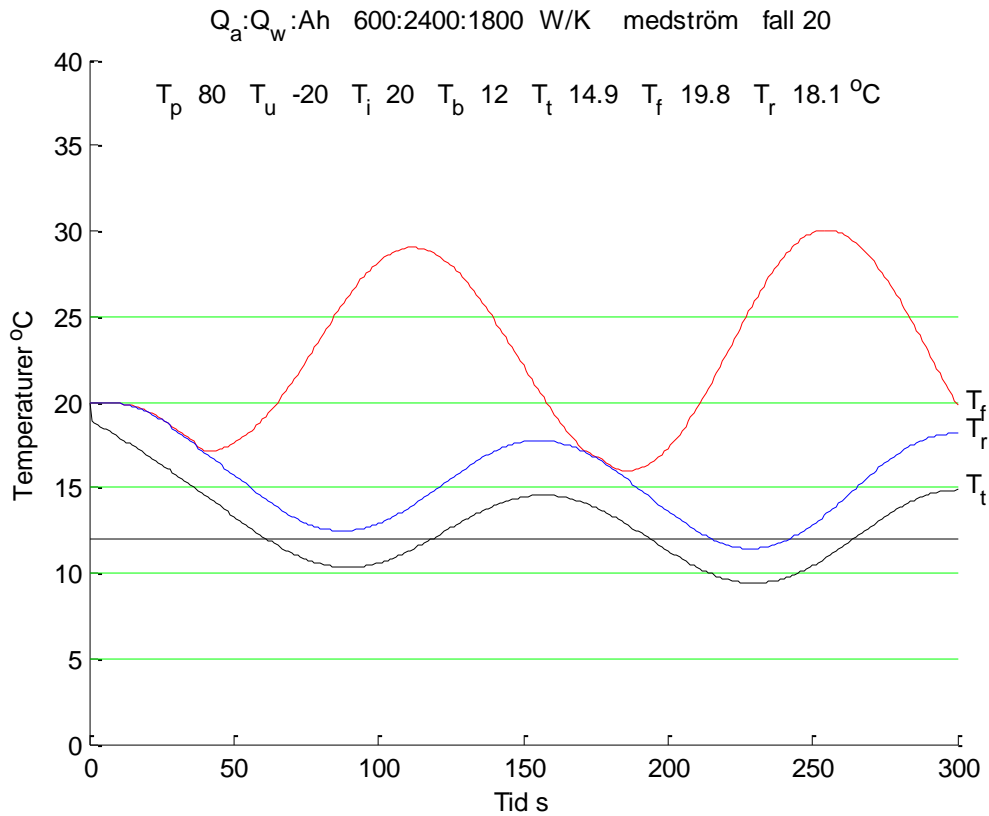
Figur A.17 Medström med kallstart och luftflöde 3600 W/K fall 17.



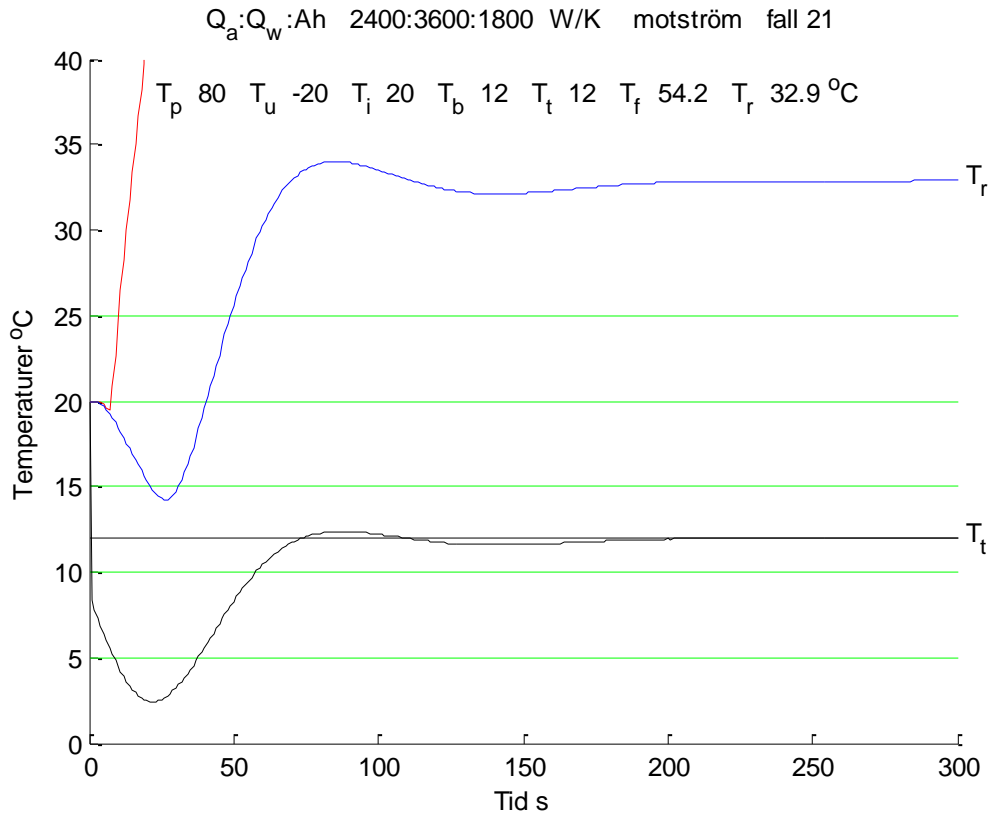
Figur A.18 Medström med kallstart och luftflöde 1200 W/K fall 18.



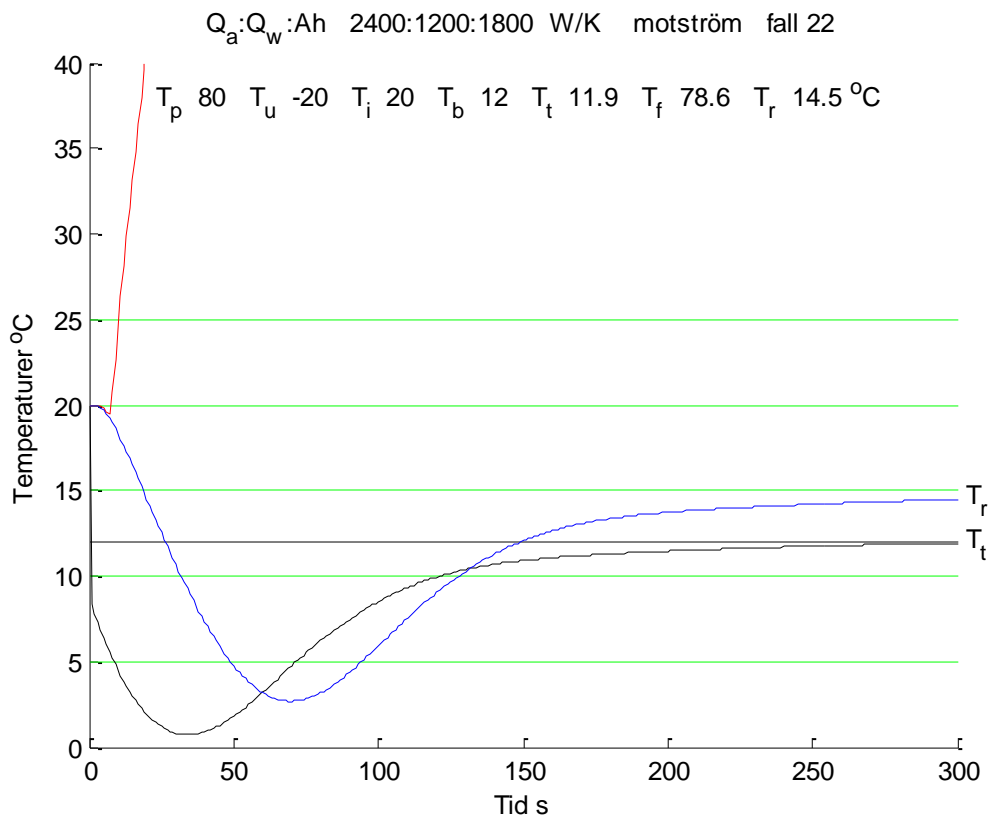
Figur A.19 Medström med kallstart och luftflöde 800 W/K fall 19.



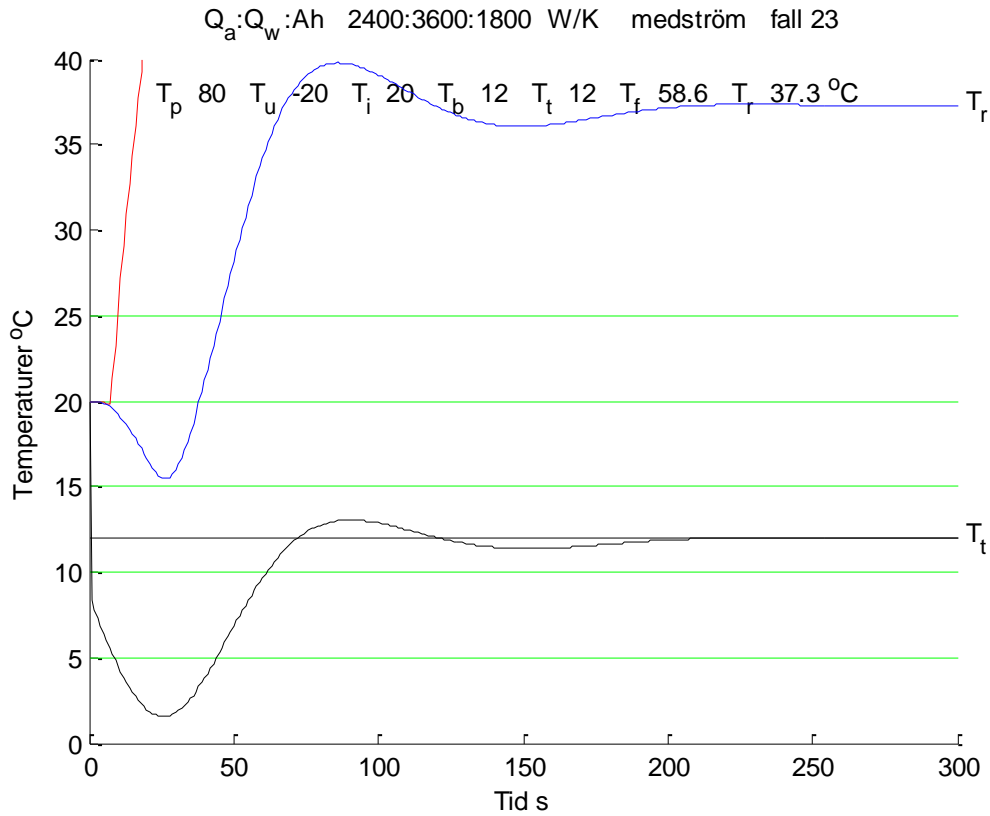
Figur A.20 Medström med kallstart och luftflöde 600 W/K fall 20.



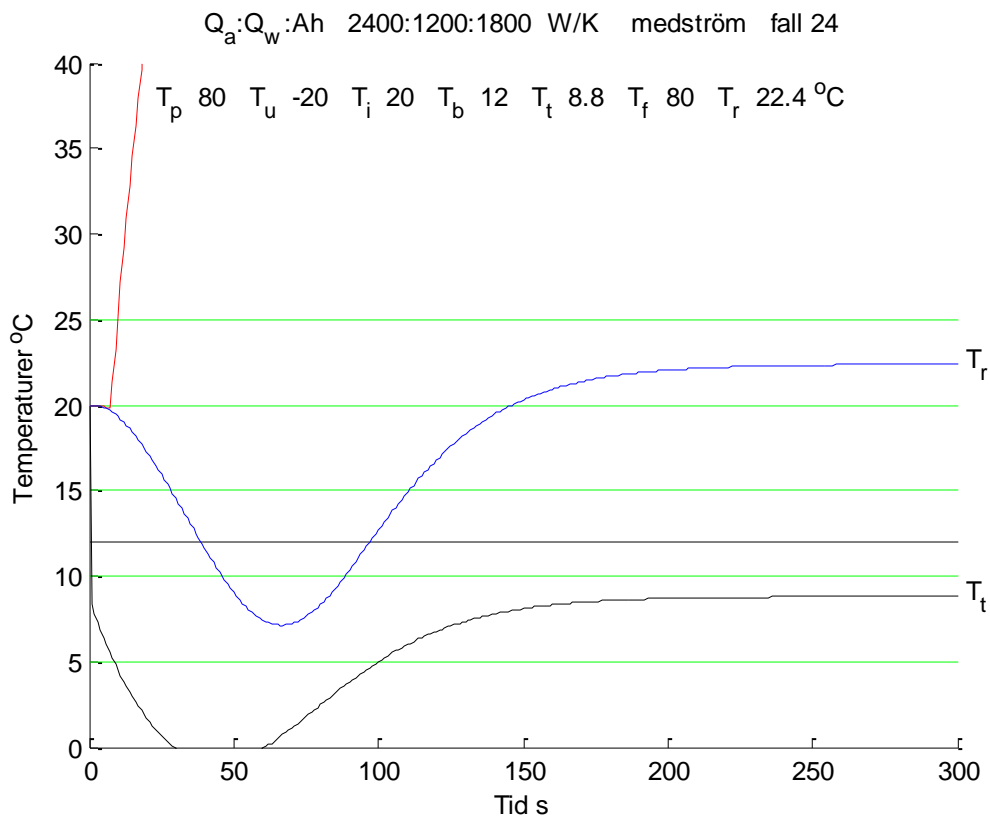
Figur A.21 Motström med kallstart och vattenflöde 3600 W/K fall 21.



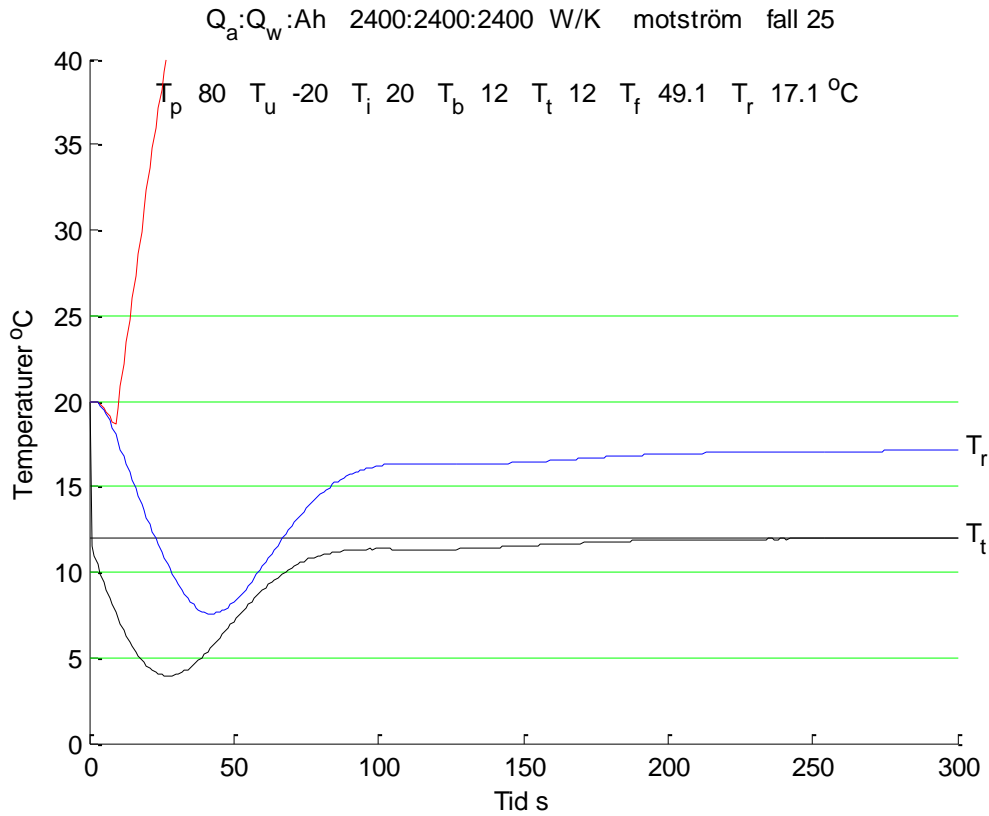
Figur A.22 Motström med kallstart och vattenflöde 1200 W/K fall 22.



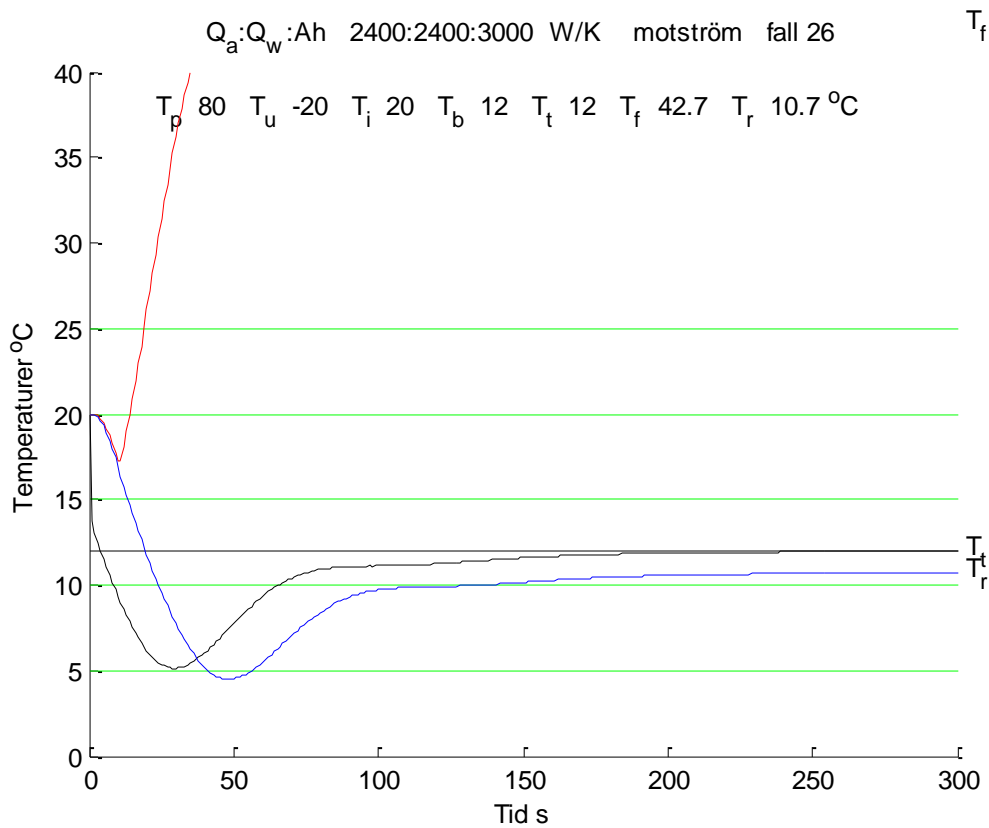
Figur A.23 Medström med kallstart och vattenflöde 3600 W/K fall 23.



Figur A.24 Medström med kallstart och vattenflöde 1200 W/K fall 24.

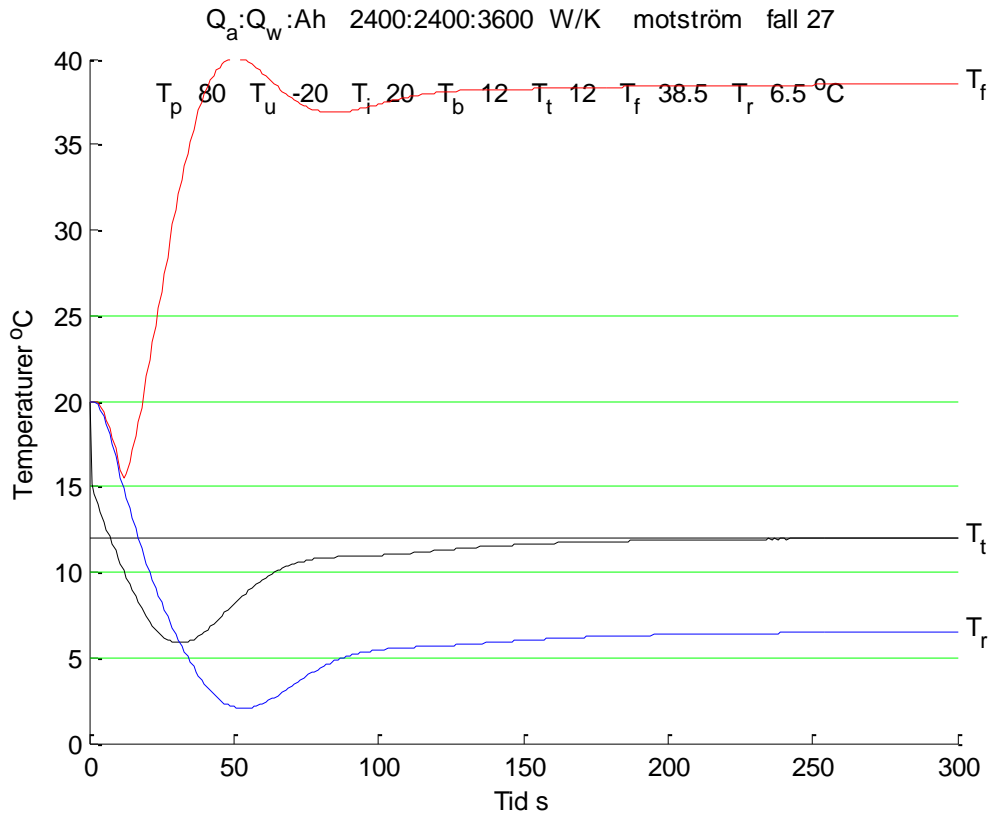


Figur A.25 Motström med kallstart och växlareyta 2400 W/K fall 25.

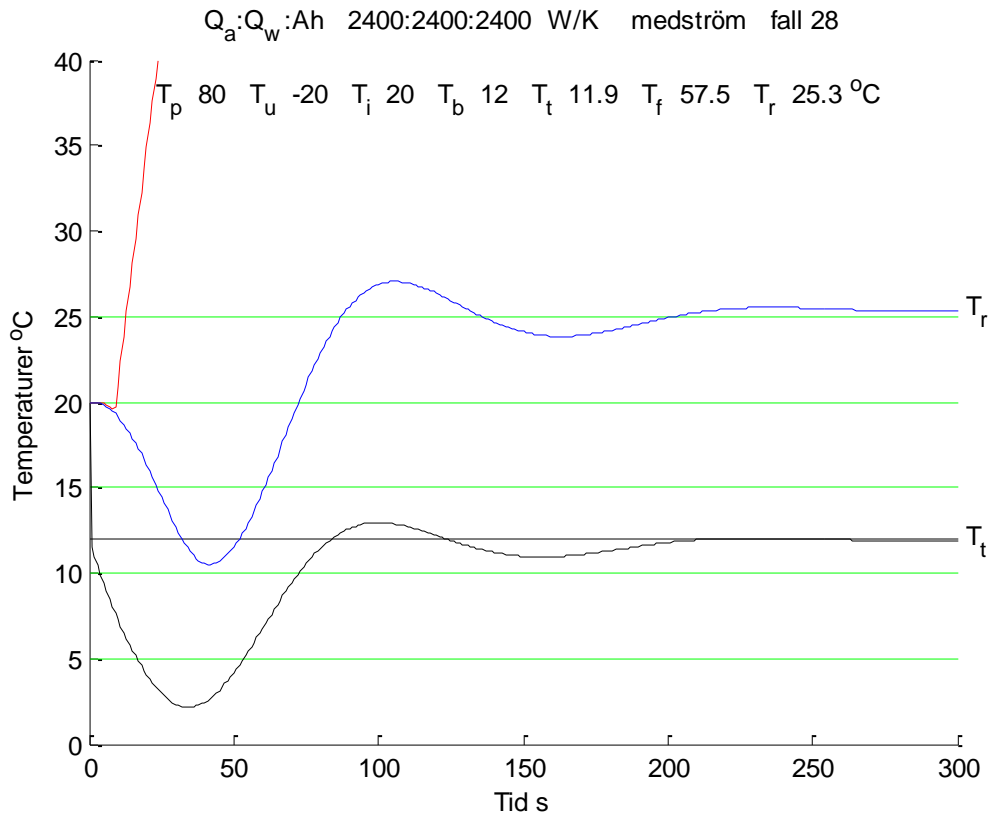


Figur A.26 Motström med kallstart och växlareyta 3000 W/K fall 26.

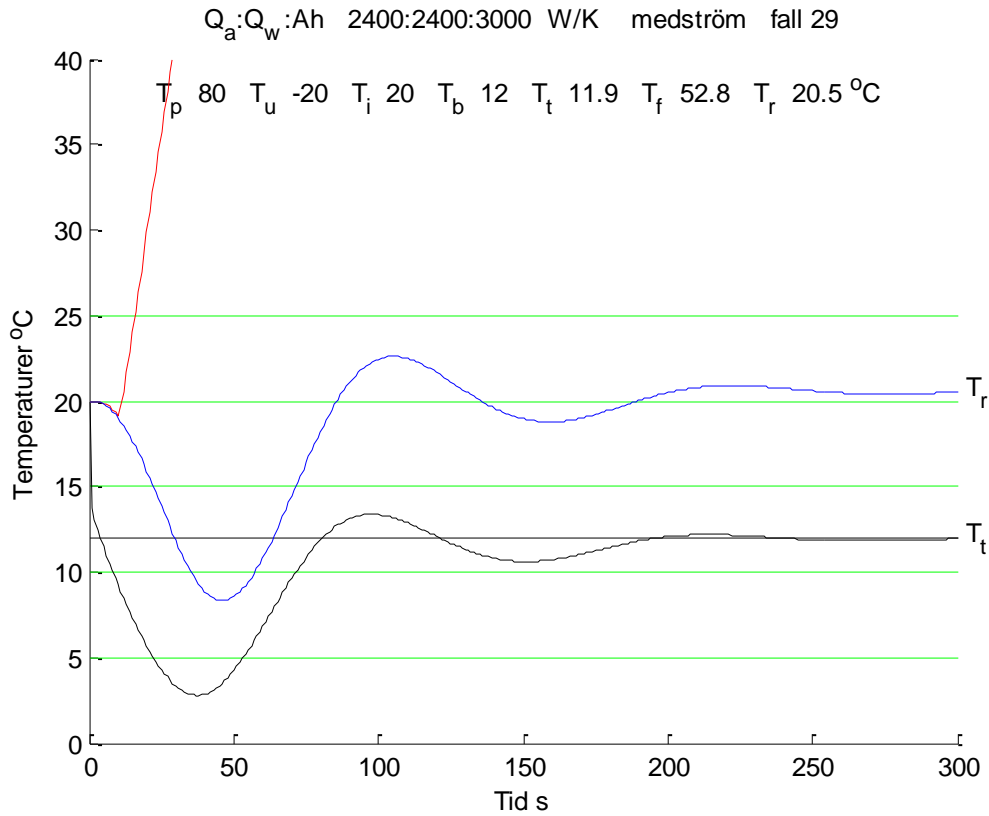




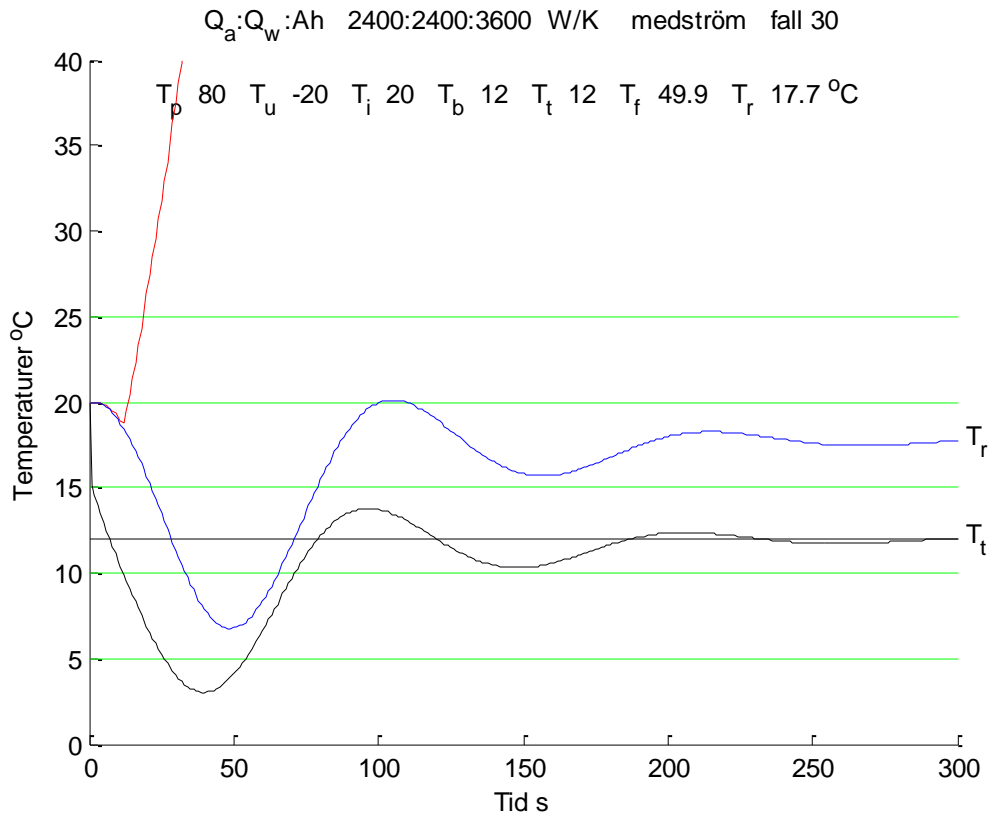
Figur A.27 Motström med kallstart och växlareyta 3600 W/K fall 27.



Figur A.28 Motström med kallstart och växlareyta 2400 W/K fall 28.



Figur A.29 Motström med kallstart och växlareyta 3000 W/K fall 29.



Figur A.30 Motström med kallstart och växlareyta 3600 W/K fall 30.