



Forskning och
Utveckling

FOU 2002:81

VARMVATTENKOMFORT SOMMARTID I SMÅHUS

*Tommy Persson, Lunds Tekniska Högskola,
Institutionen för Värme- och Kraftteknik*



VARMVATTENKOMFORT SOMMATID I SMÅHUS

*Tommy Persson, Lunds Tekniska Högskola, Institutionen för
Värme- och Kraftteknik*

I rapportserien publicerar projektledaren resultaten från sitt projekt. Publiceringen innebär inte att Svenska Fjärrvärmeföreningens Service AB tagit ställning till slutsatserna och resultaten.

Sammanfattning

I arbetet studeras problematiken med låg tappvarmvattentemperatur sommartid i fjärrvärmesystem i värmeglesa områden. Projektet har finansierats av Svenska Fjärrvärmeföreningen, Statens Energimyndighet och Nordiska Energiforskningsprogrammet. Studien grundas på dynamisk simulering av en del av ett fjärrvärmesystem. Simuleringsmodellen är inspirerad av en del av fjärrvärmesystemet i Malmö, som ägs av Sydkraft Värme Malmö AB. Detta system används som referenssystem i undersökningarna. Ett antal olika systemkonfigurationer undersöks och bl.a. studeras inverkan av var termostatiska ventiler placeras i systemet, ledningslängder, typen av tappvarmvattenregulator i fjärrvärmecentralerna, isoleringsgrad för ledningarna, ledningsdimensioner, framledningstemperatur och tappvarmvattenförbrukning i systemet. De olika systemkonfigurationerna optimeras med avseende på värmeförluster under villkoret att god tappvarmvattenkomfort måste säkerställas. I arbetet studeras även hur tappvarmvattenregulatorer ska konstrueras för att ge bästa systemfunktion.

Beräkningsresultaten visar att oavsett om man placerar en termostatisk ventil enbart i periferin av fjärrvärmesystemet eller i varje fjärrvärmecentral finns det ett optimalt börvärde för ventilerna vid vilket värmeförlusterna från systemet minimeras. För samtliga systemkonfigurationer som studeras i arbetet säkerställs en god tappvarmvattenkomfort vid det optimala börvärdet. Fjärrvärmecentralernas funktion verkar vara sådan att i driftsfall där en god tappvarmvattenkomfort inte kan uppnås i stora delar av systemet straffas detta i form av höga returtemperaturer. Detta medför i sin tur onödigt höga värmeförluster från systemet och ett sådant driftsfall sammanfaller därför inte med ett optimalt börvärde m.a.p. värmeförluster. Oavsett vilket av alternativen för placering av de termostatiska ventilerna som studeras så sänks det optimala börvärdet då längden på fördelningsledningarna ökas. Servisledningarnas längd påverkar däremot endast marginellt detta börvärde då en termostatisk ventil är placerad i periferin av systemet. Då varje fjärrvärmecentral är försedd med en termostatisk ventil medför längre servisledningar ett sänkt optimalt börvärde.

Typen av tappvarmvattenregulator har relativt liten betydelse för det optimala börvärdet m.a.p. värmeförluster men nivån på värmeförlusterna från systemet vid detta börvärde varierar med typen av tappvarmvattenregulator. Huvudsakligen är det regulatorns tomgångsfunktion som har inverkan på systemet. Vid korta servisledningar och/eller en reglerventil med stor kapacitet är det bäst med hänsyn till värmeförluster att ventilen ej har någon tomgångsfunktion och endast öppnar vid tappningar. Om tappvarmvattenregulatorn har liten kapacitet och/eller servisledningen är mycket lång kan det avsvalnade primärvattnet i servisledningen dock medföra märkbart försämrade tappvarmvattenkomfort. I de fall en tomgångsfunktion behövs bör den vara termostatisk för att begränsa värmeförluster.

Ledningar med hög isoleringsstandard minskar värmeförlusterna från systemet. Det optimala börvärdet m.a.p. värmeförluster höjs då isoleringsgraden ökas. Förändringen är dock relativt liten. Även mindre ledningsdimensioner minskar värmeförlusterna och höjer det optimala börvärdet. Värmeförlusten minskar p.g.a. den mindre värmeöverförande arean. Normalt förväntas även mindre dimensioner medföra ökat pumparbete. Beräkningar visar dock att för referenssystemet med en termostatisk ventil installerad i periferin minskar pumparbetet vid vissa driftsfall. Orsaken är att de minskade värmeförlusterna från ledningarna medför att den termostatiska ventilens börvärde uppnås vid lägre primärflöde. Minskat pumparbetet vid mindre ledningsdimensioner är troligen ganska ovanligt men det kan ändå konstateras att det

minskade primärflödet alltid i någon omfattning minskar det pumparbete som kan förväntas utifrån flödet i motsvarande system med större ledningsdimensioner.

Jämförelse mellan beräkningar vid framtemperatur 70 °C respektive 80 °C till systemet visar att då en termostatisk ventil är installerad i periferin av systemet är det generellt sett bättre att höja börvärdet för ventilen än att höja framtemperaturen vid produktionen. Anledningen är att den termostatiske ventilen höjer temperaturen i periferin av systemet där framtemperaturen är låg medan en högre framtemperatur vid produktionen främst höjer framtemperaturen i delar av systemet där den redan är hög. På samma vis som det finns ett optimalt börvärde för de termostatiske ventilerna i systemet bör det dock finnas en optimal framtemperatur där värmeförlusterna minimeras.

Högre tappvarmvattenförbrukning i systemet höjer det optimala börvärdet m.a.p. värmeförluster och kan även medföra att de totala värmeförlusterna från systemet minskar. Orsaken är att då mer vatten tappas i systemet fås längre perioder då en hög temperaturnivå i framledningen verkligen kan utnyttjas i fjärrvärmecentralerna för att åstadkomma större avkylning av primärvattnet. Vidare medför större energibehov i systemet att den termostatiske ventilen kan uppnå det önskade börvärdet vid ett lägre flöde och därmed minskar den negativa inverkan som flödet genom ventilen har på temperaturnivån i returledningen.

Summary

In the report problems with low domestic hot water temperature summertime in district heating systems in low heat density areas is studied. The Swedish District Heating Association, The Swedish Energy Agency and the Nordic Energy Research Program have financed the project. The study is based on dynamic simulation of a part of a district heating system. A part of the DH system in Malmö, owned by Sydkraft Värme Malmö AB, serves as source of inspiration for the computer model. The system in Malmö is used as a reference system in the investigations. A number of different system configurations are regarded. For example, the influence of the following is investigated: the placing of thermostatic valves in the system, length of pipes, type of domestic hot water controller in the DH substations, degree of insulation of the pipes, pipe dimensions, supply temperature at the production site and also domestic hot water use. The different system configurations are optimized with respect to heat losses under the condition that an acceptable domestic hot water comfort must be secured. How to construct the domestic hot water controllers in order to achieve the best system performance is also studied in the report.

The calculations show that regardless of if a thermostatic valve is installed only in the periphery of the DH system or in all DH substations there is an optimum set point at which the heat losses from the system is minimized. For all the system configurations studied in this project an acceptable domestic hot water temperature is secured at the optimum set point. It appears that under operation conditions where a good domestic hot water temperature cannot be attained in large parts of the system the characteristics of the DH substations will lead to high return temperatures. The high return temperatures lead to an increase in heat losses and such operation conditions cannot coincide with an optimum set point regarding heat losses from the system. For both alternatives regarding the location of the thermostatic valve(s) the optimum set point is reduced as the length of the distribution pipes is increased. In the case with a single thermostatic valve in the periphery of the system the length of the service pipes has only a marginal influence on this set point. However, if a thermostatic valve is installed in all DH substations an increase in branch pipe length results in a lowered optimum set point.

The type of domestic hot water regulating valve has a relatively small influence on the value of the optimum set point with respect to heat losses. On the other hand the level of the heat losses at a given optimum set point varies with the type of regulating valve. It is mainly the behavior of the regulating valve during the idle operation that has an influence on the system. With short branch pipes and/or regulating valves with large capacity it is best with respect to heat losses that the valves not has any idling consumption and only opens when domestic hot water is used. However, if the regulating valves have small capacity and/or the branch pipes are very long the tepid primary water in the branch pipes may cause a perceptible decrease in domestic hot water comfort. In cases where an idling consumption is necessary this function should be thermostatic in order to limit heat losses.

DH pipes with a high insulation standard decrease the heat losses from the system. The optimum set point with respect to heat losses becomes higher as the insulation degree is increased. However, the increase is relatively small. Also smaller pipe dimensions decrease the heat losses and raise the optimum set point. Normally smaller pipe dimensions are expected to lead to an increase in pump energy. However, the calculations in this work show that for the reference system with a thermostatic valve installed in the periphery of the system the pump energy actually decreases slightly at some operation conditions. The reason for this is that due to the decrease in heat losses the set point for the thermostatic valve can be

obtained at a lower primary flow. A decrease in pump energy as the pipe dimensions are decreased is probably a quite unusual case. Despite this it can be observed that in general the decrease in primary flow always to some extent decrease the actual pump energy compared to the expected based on the primary flow in a system with larger pipe dimensions.

A comparison between calculations at supply temperatures 70 °C and 80 °C show that for a system with a thermostatic valve installed in the periphery in general it is preferable to increase the set point for the valve rather than to increase the supply temperature at the production site. The reason for this is that the thermostatic valve will lead to a higher temperature level in the periphery of the system where the supply temperature is low. A higher supply temperature at the production site on the other hand mainly raises the supply temperature in parts of the system where it is already high. Still, it should also be considered that just as there is an optimum set point for thermostatic valves in the system there ought to be an optimum supply temperature at which the heat losses are minimized.

High domestic hot water consumption in the system increases the optimum set point regarding heat losses and may in some cases also result in a decrease of the total heat losses from the system. The reason for this is that if more hot water is used in the system then the periods when a high temperature level in the supply pipes can be utilized to achieve a better cooling of the primary water will be longer. Also a larger energy demand in the system makes it possible for the thermostatic valve to obtain the set point temperature at a lower primary flow. The lower primary flow through the valve decreases the magnitude of its negative influence on the temperature level in the return pipes.

English figure and table texts

- Figure 1 *Modelled part of Malmö district heating system (dashed area)*
- Figure 2 *Principle for model of district heating system*
- Figure 3 *Approach when calculating equivalent k_v -value for a system*
- Figure 4 *Simulink model for modelling a part of a district heating system*
- Figure 5 *Module for district heating substation*
- Figure 6 *Sublevel in module for a district heating substation*
- Figure 7 *Sublevel in module for return pipe*
- Figure 8 *Example of tapping patterns in four different district heating substations*
- Figure 9 *Installation of the self-acting domestic hot water controller AVTQ*
- Figure 10 *Domestic hot water temperatures at different differential pressures as a function of domestic hot water flow when the primary supply temperature is 70 °C*
- Figure 11 *Installation of thermostatic valve in the periphery of a district heating system*
- Figure 12 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic valve in the periphery of the system, AVTQ, reference system*
- Figure 13 *Average cooling of primary water during tapping in district heating substations at different set points for thermostatic valve, AVTQ, reference system*
- Figure 14 *Average domestic hot water temperature in district heating substations at different set points for thermostatic valve, AVTQ, reference system*
- Figure 15 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic valve in the periphery of the system, AVTQ, long distribution pipes*
- Figure 16 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic valve in the periphery of the system, AVTQ, long branch pipes*
- Figure 17 *Average domestic hot water temperature in district heating substations at different set points for thermostatic valve, AVTQ, long branch pipes*
- Figure 18 *Waiting times before the domestic hot water temperature reaches 45 °C in district heating substations at different set points for thermostatic valve in the periphery, AVTQ, long branch pipes*
- Figure 19 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic valve in the periphery of the system, AVTQ, long distribution and branch pipes*

- Figure 20 *Average domestic hot water temperature in district heating substations at different set points for thermostatic valve, AVTQ, long distribution and branch pipes*
- Figure 21 *Waiting time before the domestic hot water temperature reaches 45 °C in district heating substations at different set points for thermostatic valve in the periphery, AVTQ, long distribution and branch pipes*
- Figure 22 *Connection alternatives for thermostatic bypass function*
- Figure 23 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic bypasses in DH substations, AVTQ, reference system*
- Figure 24 *Average domestic hot water temperature in district heating substations at different set points for thermostatic bypasses in DH substations, AVTQ, reference system*
- Figure 25 *Average cooling of primary water during tapping in district heating substations at different set points for thermostatic bypasses in DH substations, AVTQ, reference system*
- Figure 26 *Average total cooling of primary water in district heating substations at different set points for thermostatic bypasses in DH substations, AVTQ, reference system*
- Figure 27 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic bypasses in DH substations, AVTQ, long distribution pipes*
- Figure 28 *Average domestic hot water temperature in district heating substations at different set points for thermostatic bypasses in DH substations, AVTQ, long distribution pipes*
- Figure 29 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic bypasses in DH substations, AVTQ, long branch pipes*
- Figure 30 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic bypasses in DH substations, AVTQ, long distribution and branch pipes*
- Figure 31 *Energy amount during 24 h as a function of opening interval for the summer function, PID-controller, reference system*
- Figure 32 *Average cooling of primary water during tapping in district heating substations at different opening intervals for the summer function, PID-controller, reference system*
- Figure 33 *Average domestic hot water temperature in district heating substations at different opening intervals for the summer function, PID-controller, reference system*

- Figure 34 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic valve in the periphery of the system, PID-controller, opening interval 30 min, reference system*
- Figure 35 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic valve in the periphery of the system, PID-controller, opening interval 100 min, reference system*
- Figure 36 *Average domestic hot water temperature in district heating substations at different set points for thermostatic valve, PID-controller, opening interval 30 min, reference system*
- Figure 37 *Average domestic hot water temperature in district heating substations at different set points for thermostatic valve, PID-controller, opening interval 100 min, reference system*
- Figure 38 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic valve in the periphery of the system, PID-controller, opening interval 30 min, long branch pipes*
- Figure 39 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic valve in the periphery of the system, PID-controller, opening interval 100 min, long branch pipes*
- Figure 40 *Average domestic hot water temperature in district heating substations at different set points for thermostatic valve, PID-controller, opening interval 30 min, long branch pipes*
- Figure 41 *Average domestic hot water temperature in district heating substations at different set points for thermostatic valve, PID-controller, opening interval 100 min, long branch pipes*
- Figure 42 *Waiting times before the domestic hot water temperature reaches 45 °C in district heating substations at different set points for thermostatic valve in the periphery, PID-controller, opening interval 100 min, long branch pipes*
- Figure 43 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic bypasses in DH substations, AVTQ, long distribution pipes and low insulation standard*
- Figure 44 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic valve in the periphery of the system, AVTQ, long distribution pipes, high domestic hot water consumption*
- Figure 45 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic valve in the periphery of the system, long distribution pipes, AVTQ without thermostatic bypass function*
- Figure 46 *Incoming primary temperatures to substations equipped with AVTQ with and without thermostatic bypass function respectively*

- Figure 47 *Energy amount during 24 h as a function of set point for thermostatic valve in the periphery of the system, AVTQ, long distribution pipes, high supply temperature*
- Figure 48 *Total return temperature from the system at different supply temperatures and set points for thermostatic valve in the periphery of the system*
- Figure 49 *Comparison between an increase in supply temperature and an increase in set point for thermostatic valve*
- Figure 50 *Domestic hot water temperature, primary return temperature and primary flow as a function of primary supply temperature at constant differential pressure and domestic hot water flow*
- Figure 51 *Energy amounts during 24 h as a function of set point for thermostatic valve in the periphery of the system, PID-controller, opening interval 100 min, reference system, small pipe dimensions*
- Figure 52 *Quota between transferred energy in DH substations, $Q_{\text{använt}}$, and heat losses from the system, $Q_{\text{förlust}}$, for different system solutions and set points for thermostatic valves, reference system*
- Figure 53 *Quota between transferred energy in DH substations, $Q_{\text{använt}}$, and heat losses from the system, $Q_{\text{förlust}}$, for different system solutions and set points for thermostatic valves, long branch pipes*
- Figure 54 *Quota between transferred energy in DH substations, $Q_{\text{använt}}$, and heat losses from the system, $Q_{\text{förlust}}$, for different system solutions and set points for thermostatic valves, long distribution pipes*
- Figure 55 *Quota between transferred energy in DH substations, $Q_{\text{använt}}$, and heat losses from the system, $Q_{\text{förlust}}$, for different system solutions and set points for thermostatic valves, long branch and distribution pipes*
- Table 1 *Example of reduction of heat flow when substituting two single pipes with insulation degree in series 1 with pipes with higher insulation degree and twin pipe systems*
- Table 2 *Example of reduction of heat flow from a pipe at different dimensioning pressure drops*
- Table 3 *Change of pipe dimensions*

Innehållsförteckning

1	INLEDNING	1
1.1	BAKGRUND	1
1.2	SYFTE	2
1.3	METOD.....	2
1.4	AVGRÄNSNINGAR	3
2	ANGÅENDE GOD TAPPVARMVATTENKOMFORT	5
3	SIMULERINGSOBJEKT	7
4	MODELLBESKRIVNING	9
5	MODELLFÖRENKLINGAR.....	13
6	INDATA OCH FÖRUTSÄTTNINGAR	17
7	KORTFATTAD BESKRIVNING AV SIMULERADE REGULATORER	19
8	SIMULERINGSRESULTAT	23
8.1	FJÄRRVÄRMESYSTEM MED SJÄLVVERKANDE TAPPVARMVATTENREGULATOR	23
8.1.1	Termostatisk kortslutning i periferin av systemet, referenssystem.....	24
8.1.2	Termostatisk kortslutning i periferin av systemet, långa fördelningsledningar.....	29
8.1.3	Termostatisk kortslutning i periferin av systemet, långa servisledningar.....	30
8.1.4	Termostatisk kortslutning i periferin av systemet, långa fördelnings- och servisledningar	35
8.1.5	Termostatisk tomgångsfunktion i samtliga fjärrvärmecentraler, referenssystem	38
8.1.6	Termostatisk tomgångsfunktion i samtliga fjärrvärmecentraler, långa fördelningsledningar	44
8.1.7	Termostatisk tomgångsfunktion i samtliga fjärrvärmecentraler, långa servisledningar	46
8.1.8	Termostatisk tomgångsfunktion i samtliga fjärrvärmecentraler, långa fördelnings- och servisledningar.....	47
8.2	FJÄRRVÄRMESYSTEM MED ELEKTRONISK TAPPVARMVATTENREGULATOR	48
8.2.1	Angående val av öppningsintervall för sommarfunktion	48
8.2.2	Termostatisk kortslutning i periferin av systemet, referenssystem.....	53
8.2.3	Termostatisk kortslutning i periferin av systemet, långa servisledningar.....	56
8.3	INVERKAN AV LEDNINGARNAS ISOLERINGSGRAD PÅ SYSTEMET	61
8.4	INVERKAN AV TAPPVARMVATTENFÖRBRUKNINGEN I SYSTEMET	63
8.5	INVERKAN AV EN MODIFIERING AV DEN SJÄLVVERKANDE AVTQ	65
8.6	ANGÅENDE HÖJNING AV FRAMTEMPERATUREN FÖR ATT ÅSTADKOMMA BÄTTRE TAPPVARMVATTENKOMFORT.....	67
8.7	LEDNINGSDIMENSIONERNAS BETYDELSE FÖR FJÄRRVÄRMESYSTEMETS FUNKTION	74
9	ALLMÄN DISKUSSION AV BERÄKNINGSRESULTAT	77
10	SLUTSATSER	81
11	FÖRSLAG PÅ FRAMTIDA ARBETE.....	83
12	REFERENSER.....	85
BILAGOR		
	BILAGA 1 EKVIVALENT K_v -VÄRDE FÖR SERIE- OCH PARALLELLKOPPLADE VENTILER.....	87
	BILAGA 2 INVERKAN AV SERVISLEDNINGENS LÄNGD PÅ FLÖDE OCH TEMPERATURNIVÅ MED TERMOSTATISK TOMGÅNGSFUNKTION I FJÄRRVÄRMECENTRALEN	89

Nomenklatur

k_v	En ventils kapacitet vid given ventilöppning och differenstryck 1 bar. I detta arbete använt även för att beskriva andra komponenters flödesmotstånd [m^3/h] eller [l/s]
k_{vs}	En ventils maximala kapacitet vid differenstryck 1 bar [m^3/h] eller [l/s]
P_{pump}	Tillförd energi till cirkulationspump [J]
$Q_{\text{använt}}$	Överförd energi i fjärrvärmecentraler [J]
$Q_{\text{förlust}}$	Värmeförlust från fördelnings- och servisledningar [J]
$Q_{\text{tillfört}}$	Tillförd energi till området [J]
$T_{\text{bör}}$	Börvärde för termostatisk ventil [$^{\circ}\text{C}$]
T_{fram}	Framledningstemperatur [$^{\circ}\text{C}$]

Framledningar	Fjärrvärmeledningar som leder fjärrvärmevatten från produktionsanläggningen till fjärrvärmecentralerna
Fördelningsledningar	Ledningarna mellan huvudledningarna och servisledningarna
Huvudledningar	De största ledningarna som i huvudsak utgår från produktionsanläggningarna
Linjetäthet	Beskriver värmebehovets geografiska koncentration. Definieras som kvoten mellan såld värmemängd till kunderna under ett år och ledningslängden. Ledningslängden anges som längden parvisa rör, d.v.s. halva rörlängden i ett fjärrvärmesystem med fram- och returledningar
Primärflöde	Flöde i fjärrvärmeledningarna
Primärsida	Den del av en fjärrvärmecentral där primärflödet passerar
Returledningar	Fjärrvärmeledningar som leder fjärrvärmevatten från fjärrvärmecentralen tillbaka till produktionsanläggningen
Sekundärflöde	Flöde i husens interna system
Sekundärsida	Den del av en fjärrvärmecentral där sekundärflödet passerar
Servisledningar	Ledningar som leder fjärrvärmevatten in till de enskilda fjärrvärmecentralerna

1 Inledning

Följande projekt har finansierats av Svenska Fjärrvärmeföreningen, Statens Energimyndighet och Nordiska Energiforskningsprogrammet. Projektet har utförts vid Institutionen för Värme- och Kraftteknik, Lunds Tekniska Högskola under andra hälften av år 2001 och under år 2002 av Tommy Persson.

1.1 Bakgrund

Historiskt har fjärrvärme i de flesta länder, inklusive Sverige, huvudsakligen använts i områden med stor befolkningstäthet och/eller i områden med värmekrävande industrier. Dessa typer av områden har hög värmetetthet och därför är distributionsförlusterna normalt en relativt liten del av den totalt producerade energin. I dagsläget finns fjärrvärmesystem i t.ex. småhusområden men de allra flesta områden av denna typ försörjs med värme via andra energikällor. Fjärrvärmeföretagen ser sig nu om efter nya områden att expandera i. De områden som idag är aktuella är inte lika väl lämpade för central produktion och distribution av värme som merparten av de områden där fjärrvärmen redan är utbyggd och detta ställer större krav på fjärrvärmeföretagen vid projektering i de nya områdena.

När ett fjärrvärmesystem ska projekteras i t.ex. ett småhusområde måste mycket mer hänsyn tas till distributionsförluster än i fallet med ett område med hög värmetetthet. Detta faktum är uppenbart då statistik från de danska "barmarksprojekt" studeras. "Barmarksprojekt" är en beteckning på ett antal fjärrvärmeprojekt som byggts i värmeglesa områden och är baserade på små lokala kraftvärmeverk eller biobränsleeldade värmeverk, Jonson [1]. Statistik från 68 barmarksprojekt visar att den genomsnittliga värmeförlusten för dessa är 32% [2]. Kombinationen med stora ledningslängder per hus och låg isoleringsgrad (enkelrör av isoleringsstandard serie 1) har i dessa projekt medfört stora värmeförluster relativt den levererade värmen. Med värmeförluster i denna storleksordning är det svårt för fjärrvärmeföretaget att få god totalekonomi och samtidigt vara konkurrenskraftigt. Till detta bör komfortaspekter läggas. Särskilt sommartid kan de stora värmeförlusterna resultera i låg framledningstemperatur i perifera delar av fjärrvärmesystemet. Då framledningstemperaturen är för låg kan detta i sin tur resultera i att kunderna ej erhåller tillräckligt varmt tappvarmvatten inom rimlig tid. Vid samtal med företrädare för svenska fjärrvärmeföretag har det framkommit att bristande tappvarmvattenkomfort ibland är ett problem i värmegles bebyggelse även i Sverige. Om inte tid för eftertanke tas vid projekteringen kan alltså fjärrvärmeföretaget hamna i en situation där man inte bara har dålig totalekonomi utan även missnöjda kunder.

I Danmark har man kommit längre i utbyggnaden av fjärrvärme i småhusområden än i Sverige, Jonson [1]. I fallet med barmarksprojekten kan man dock konstatera att utbyggnaden inte alltid skett på ett optimalt sätt. I Sverige har Svenska Fjärrvärmeföreningen en uttalad vision att öka fjärrvärmens marknadsandel vad gäller uppvärmning av byggnader från 36% till 70%, Fjärrvärmeföreningen [6]. Detta är endast möjligt genom utbyggnad i småhusområden och därför är frågan hur detta görs på bästa sätt av stort intresse.

1.2 Syfte

Huvudsyftet med arbetet är att undersöka hur man på ett bra sätt säkerställer tillräckligt hög tappvarmvattentemperatur sommartid i fjärrvärmecentraler i värmegles bebyggelse. Både nyprojektering och åtgärder som kan vidtas i existerande fjärrvärmesystem beaktas. Huvudsakligen undersöks konventionella lösningar. Då det inte på förhand är klart vad som i sammanhanget är ett ”bra sätt” ska detta preciseras.

1.3 Metod

Intervjuer och litteraturstudier användes för att bygga upp en kunskapsbas om problemets natur och åtgärder som har föreslagits för att lösa det. Med en del av ett nät i Bulltofta, Malmö, som förebild byggdes en dynamisk simuleringsmodell upp i programvaran Simulink®. Modellen användes för att göra flertalet av de undersökningar som rapporten bygger på. På grund av modellens storlek har det varit nödvändigt att göra vissa förenklingar vid simuleringen för att undvika orimliga simuleringstider. Förenkningarna beskrivs närmare i Kapitel 5.

Alternativ till att göra dynamiska simuleringar är till exempel stationära beräkningar eller experimentella studier. Anledningen till att en dynamisk simuleringsmodell valdes framför stationära beräkningar är att systemets dynamiska beteende ansågs vara en central del i studien. Vid stationära beräkningar kan man i bästa fall göra kvalificerade gissningar angående dynamiken för ett system. Risken är dock stor att man dels får svårt att verkligen göra goda gissningar om det dynamiska beteendet för så komplexa system som studeras i projektet och dels att man missar detaljer som har stor inverkan på det dynamiska beteendet men inte inverkar markant vid de stationära beräkningarna. Stationära beräkningar har därför i detta arbete endast använts för att kontrollera rimligheten hos de resultat som den dynamiska modellen producerat samt för att förklara simuleringsresultaten.

Experimentella studier har fördelen att risken minimeras att man förlorar kontakten med den fysikaliska verkligheten. Nackdelen med experiment och mätningar är att man ofta förlorar den flexibilitet som teoretiska beräkningar tillhandahåller samt att undersökningarna kan bli både kostsamma och tidskrävande. I detta projekt önskades så många olika system och lösningar studeras att rent experimentella studier helt enkelt inte var en realistisk möjlighet varken ur tids- eller kostnadssynpunkt. Om man till detta lägger den möjlighet som de dynamiska beräkningarna erbjuder att kartlägga vad som sker i systemet var valet av analysmetod självklar. Även om renodlade experimentella studier inte var möjliga i detta projekt skulle det ha varit ett bra komplement till de teoretiska beräkningar som görs. Här satte dock projektets tidsramar gränsen för vad som var möjligt att åstadkomma.

1.4 Avgränsningar

De undersökningar som görs syftar enbart till att visa på den teoretiska potential som finns för olika typer av lösningar för att säkerställa en acceptabel tappvarmvattentemperatur. De lösningarna som studeras i arbetet är främst konventionella lösningar och de undersöks med målet att optimera driften med avseende på värmeförluster under kravet att tappvarmvattenkomforten ska säkerställas. Huvudsakligen beaktas existerande fjärrvärmesystem och enklare modifieringar av existerande system men även större åtgärder som förutsätter nyprojektering eller omfattande ombyggnad studeras. Hänsyn tas till om de olika lösningarna är genomförbara i praktiken men däremot behandlas inte hur de ska omsättas till verklighet. Vidare görs inga ekonomiska analyser med avseende på återbetalningstid etc. för investeringar. I undersökningen ingår en utvärdering av hur pumparbete, värmeförluster, mängden energi som behöver produceras samt kundkomfort påverkas vid olika åtgärder. Däremot görs ingen omvandling av vinsten/förlusten till kronor. Anledningen till detta är att det är svårt att värdera vilket värde energin har för det enskilda fjärrvärmeföretaget. Hur olika lösningar kan tänkas påverka värmeproduktionen behandlas inte i projektet. Orsaken till detta är att det förekommer stora variationer i värmeproduktionens sammansättning. Vissa typer av värmeproduktion är t.ex. okänslig för hög returtemperatur från fjärrvärmenätet medan andras funktion påverkas dramatiskt. Eftersom variationerna är så stora och ett projekt med samma omfattning som det föreliggande lätt skulle kunna ägnas enbart åt att utreda inverkan på produktionen måste detta uteslutas från undersökningen.

2 Angående god tappvarmvattenkomfort

I ett projekt som går ut på att säkerställa en god tappvarmvattenkomfort är det viktigt att definiera vad som egentligen menas med begreppet. Det finns åtminstone tre frågor som kan ställas i sammanhanget. Vad säger myndigheternas krav och Svenska Fjärrvärmeföreningens (FVF) råd? Vilken tappvarmvattentemperatur krävs för att begränsa bakterietillväxten? Vilka krav kan olika individer tänkas ha på temperaturnivån? För att begränsa diskussionen beaktas endast småhus försedda med genomströmningsberedare.

En god början i en diskussion om vilka krav som kan ställas på tappvarmvattentemperaturen är att studera vad myndigheternas regler säger. I fallet med genomströmningsberedare i småhus ställer Boverket kravet att det oblandade varmvattnets temperatur vid tappstället ska vara lägst 50 °C och inte får överstiga 65 °C (p.g.a. risken för skållning), FVF [3]. Samtidigt skriver FVF [3] att ”för småhus, där avståndet mellan växlare och tappställen är korta, så är tappvarmvattnets temperatur 50 °C vid växlaren tillräckligt för att uppfylla tappställets temperaturkrav”. Vill man vara strikt kan man hävda att det alltid kommer att uppstå ett visst temperaturfall från värmeväxlaren till tappstället och därmed kan inte 50 °C uppnås vid tappstället om temperaturen vid växlaren är exakt 50 °C. Å andra sidan kan man utifrån FVF:s råd göra antagandet att temperaturfallet från värmeväxlaren till tappstället normalt är litet i småhus och temperaturskillnaden mellan de två punkterna försummas därför i den fortsatta diskussionen. Vad som är viktigare i sammanhanget är att ingenting sägs i Boverkets anvisningar om inom vilken tid temperaturen 50 °C ska uppnås. För att få en fingervisning om vilka väntetider som är acceptabla kan man studera de krav som FVF ställer på en fjärrvärmecentral angående väntetider för att den ska kunna certifieras enligt FVF F:103 [4]. Vid testerna krävs att tappvarmvattnets temperatur vid värmeväxlaren stabiliseras inom 100 s efter det att temperaturförändringar börjat registreras. Stabil temperatur definieras som att temperaturen inte varierar mer än ± 1 °C från förväntat medelvärde. Vidare krävs att temperaturen stabiliseras inom temperaturområdet 50-60 °C vid värmeväxlaren. FVF använder i [4] även formuleringen ”att alltid kunna få tappvarmvatten inom skälig tid är ett grundläggande komfortkrav”. Hur lång tidsperiod som kan anses ”skälig” preciseras dock ej närmare.

Om man beaktar problem med bakterietillväxt brukar man i fjärrvärmesammanhang främst fokusera på Legionella bakterier. Legionella tillväxer vid temperaturer under ca 46 °C och avdödas vid temperaturer över denna temperatur, Brundrett [5]. Det är dock främst i intervallet 30-45 °C som tillväxten är markant och i kallvatten är halten Legionella normalt låg. I genomströmningsberedare förs kallt vatten till tappvarmvattenkretsens värmeväxlare, vattnet värms upp till ca 50 °C och förs därefter vidare till tappstället. Tiden vattnet håller en sådan temperatur att Legionella tillväxer snabbt är i detta fall i storleksordningen någon eller några sekunder. Till detta ska även läggas att strömningsförhållandet i en plattvärmväxlare normalt är fullt turbulent och under sådana förhållanden begränsas tillväxten av Legionella ytterligare. Detta medför att det enda fallet där det i praktiken finns risk för ohälsosamt höga halter av Legionella i tappvarmvattenledningarna är då en tappning precis har avslutats. I en sådan situation kan Legionella under en kortare period tillväxa snabbt innan det stillastående vattnet i ledningarna svalnat av så mycket att tillväxten åter stagnerar. Denna risk är svår att minska eftersom småhus i Sverige normalt inte är försedda med varmvattencirkulation. Att höja tappvarmvattentemperatur kommer få liten inverkan på detta fenomen eftersom man oavsett ursprunglig temperaturnivå i ledningarna kommer att passera det kritiska

temperaturområdet m.a.p. tillväxt av Legionella då vattnet svalnar av. Författarens slutsats är att höga halter av Legionella normalt bör vara ett litet problem i småhus med genomströmningsberedare och den risk som trots allt finns påverkas i liten omfattning av tappvarmvattentemperaturen.

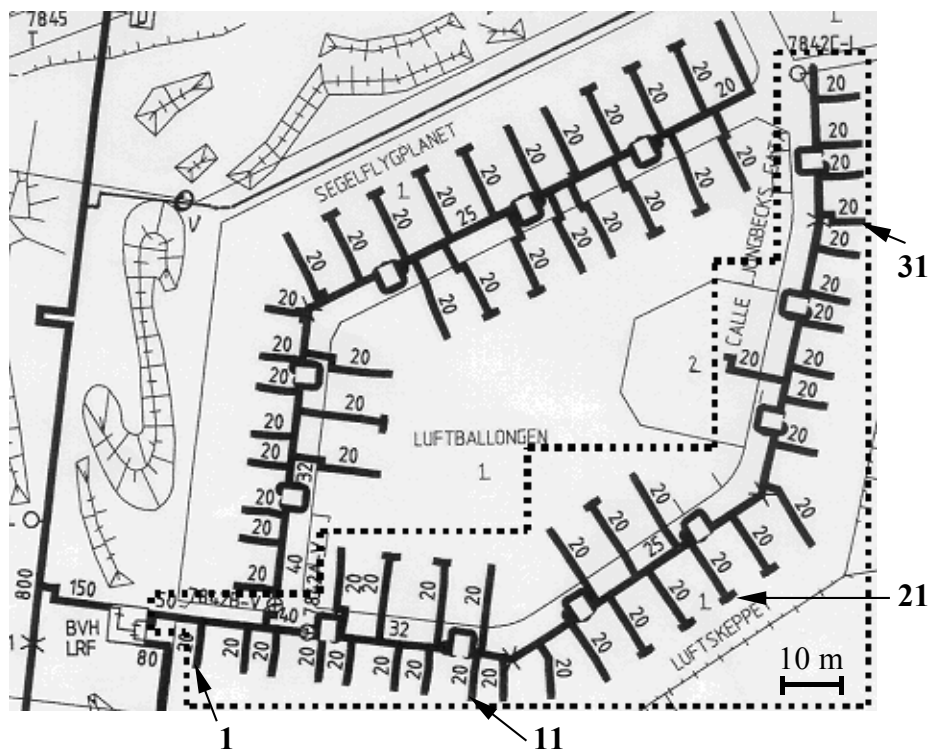
Slutligen ska beaktas vilken lägsta temperatur som måste säkerställas för att personen som tappar vatten ska uppleva att tappvarmvattenkomforten är acceptabel. I Wollerstrand [9] redovisas resultat från en undersökning där olika individers preferenser angående tappvarmvattentemperatur undersöks. I arbetet visas dels genom experiment och dels med referenser till uppgifter i litteraturen att vid en vattentemperatur på ca 45 °C upplever de flesta personer en smärtförminnelse åtminstone under en kortare period. Då exponeringstiden ökar verkar det som att upplevelsen av smärta vid åtminstone lägre temperaturnivåer delvis avtar. Med hänsyn till kundens komfort verkar det således som att en tappvarmvattentemperatur på 45 °C uppfyller de krav som normalt ställs.

Sammanfattningsvis säger alltså Boverkets regler att tappvarmvattnet ska hålla minst 50 °C. Med hänsyn till risken för ohälsosamma halter av Legionella finns det ingen större risk för detta då tappvarmvattnet värms upp i en genomströmningsberedare i småhus och utöver detta har tappvarmvattentemperaturen liten inverkan på den lilla risk som trots allt finns. Slutligen kan man med hänsyn till komforten för den som tappar vatten konstatera att 45 °C normalt är en tillräckligt hög temperatur. I detta arbete anses därför att acceptabel tappvarmvattentemperatur börjar råda vid temperaturen 45 °C.

Temperaturnivån för tappvarmvattnet är bara en aspekt på god tappvarmvattenkomfort och en annan viktigt parameter är vilken tid det tar från det att en tappning påbörjas till det att vattnet når den önskade temperaturen. Som nämndes tidigare ställer FVF vid certifiering av fjärrvärmecentraler enligt FVF F:103 kravet att temperaturen ska stabiliseras i temperaturintervallet 50-60 °C inom 100 s. En väntetid på 100 s kan utifrån detta ansättas som en övre gräns för vad som är en acceptabel väntetid. Författaren misstänker att vad som är en acceptabel väntetid är betydligt mer subjektivt än vad som är en acceptabel temperatur. Den acceptabla temperaturnivån bör till största delen bestämmas av biologiska faktorer i människokroppen medan den acceptabla väntetiden till största delen beror på tidigare erfarenheter. Författaren själv har t.ex. levt längre tid dels i en villa med förrådsberedare och dels i fyra olika flerbostadshus. Med dessa tidigare erfarenheter upplever författaren en väntetid på 100 s innan varmt vatten kommer ur kranen som mycket lång och skulle snarare vilja sätta den övre gränsen för väntetiden till 30-40 s. P.g.a. det stora subjektiva inslaget i frågan kommer i denna studie de beräknade väntetiderna redovisas för de studerade fallen där de är intressanta. Utifrån de redovisade väntetiderna kan sedan läsaren själv bilda sig en uppfattning om vad som är acceptabelt eller ej.

3 Simuleringsobjekt

För att få en realistisk modell över en värmegles del av ett fjärrvärmesystem kontaktades Sydkraft Värme Malmö AB, Borg [7]. Ett område i Bulltofta, Malmö, valdes ut som förebild för simuleringsmodellen.



Figur 1 Modellerad del av Malmös fjärrvärmenät (streckat område) [8]

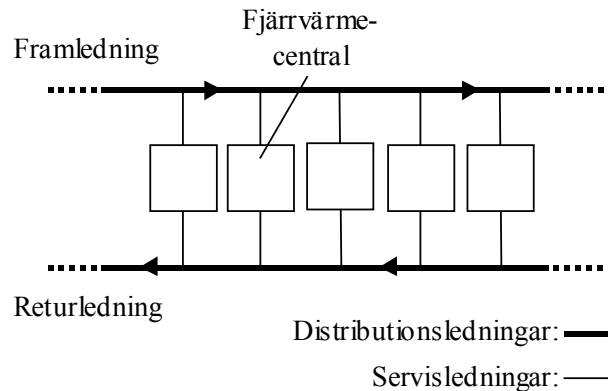
Det aktuella området består av totalt ca 60 villor. Den simulerade grenen av området (markerat med streckade linjer i Figur 1) består av 34 villor. För att senare i rapporten kunna referera till enskilda fjärrvärmecentraler är de numrerade från 1 till 34. I figuren är fjärrvärmecentralerna 1, 11, 21 och 31 markerade. Villaområdet och fjärrvärmesystemet byggdes i mitten av 1990-talet och är således att betrakta som modernt.

Fjärrvärmeledningarna är av preisolerad typ och fördelningsledningarnas längd från början av grenen till den mest perifera fjärrvärmecentralen är 291 meter. Längden på servisledningarna varierar något men är i medeltal ca 8 meter. Alla villorna har likartade värmesystem och är försedda med fjärrvärmecentraler från Cetetherm (Cetetherm 2000). Dessa har parallellkoppling av värmeväxlaren för radiator- respektive tappvarmvattenkretsen. Tappvarmvattnet bereds i en genomströmningsberedare där tappvarmvattentemperaturen regleras av en självverkande termostatisk ventil med flödesframkoppling och termostatisk tomgångsfunktion (av fabrikat Danfoss A/S, typ AVTQ). Den aktuella regulatorn för tappvarmvattenkretsen kommer att beskrivas närmare i Kapitel 7. Husen är ej försedda med varmvattencirkulation och detta är i Sverige det normala fallet för villor. Hela området i Figur 1 samt ytterligare ett, något större, område är anslutet till en huvudledning med dimensionen DN800.

4 Modellbeskrivning

Modellen av den del av fjärrvärmesystemet som beskrevs i föregående kapitel är byggd i det dynamiska simuleringsprogrammet Simulink®. För att accelerera beräkningarna används en påbyggnad till Simulink® som heter Real-Time Workshop®.

Modellen består av 34 fjärrvärmecentraler och 136 rörelement. Komponenterna som ingår i modellen har utvecklats, beskrivits och validerats med mätresultat i ett tidigare projekt, Persson [13]. I Figur 2 visas principen för hur modellen är uppbyggd.



Figur 2 Princip för modell av fjärrvärmenät

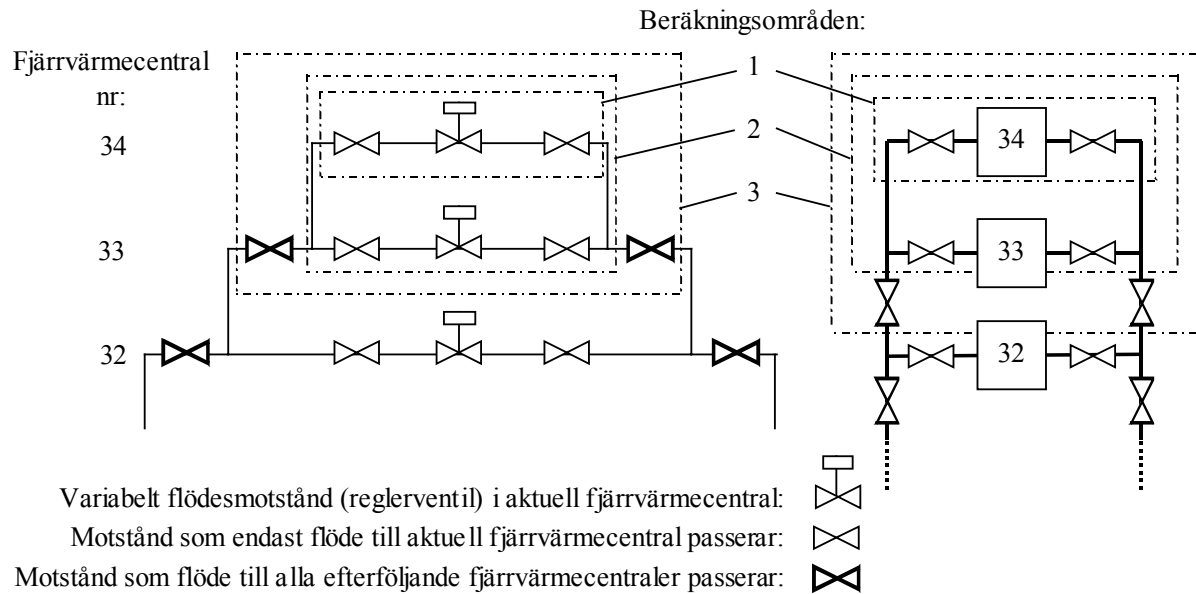
Viktigare indata till modellen är ledningslängder, ledningsdiameter, isoleringsgrad för ledningarna, tappningsmönster för varje fjärrvärmecentral, börvärde för regulatorer, differenstryck och framledningstemperatur i början av systemet samt tryckförlustkoefficienter för alla komponenter. Tappningsmönstren har simulerats fram med hjälp av en statistisk modell som utvecklats av Arvastson & Wollerstrand [24] och är baserad på arbete av Holmberg [12]. Utöver de redan nämnda parametrarna finns i modellen av fjärrvärmesystemet möjlighet att variera värmeväxlarareor i fjärrvärmecentralerna, ventilstorlekar, omgivningens temperatur, kallvattentemperatur m.m.

I modellen beräknas värmeflöden, massflöden och trycknivåer. För att reducera storleken på resultatfilerna sparas simuleringsresultaten med en upplösning på 2 sekunder. Samtliga storheter beräknas dock kontinuerligt av ekvationslösaren i Simulink. Flödesberäkningen baseras på ventilläget för varje enskild ventil och differenstrycket över ventilen vid varje tidssteg. Beräkningen av flödet baseras på en analogi till Kirchhoffs lag och bygger på att ekvivalenta k_v -värden beräknas för serie- respektive parallellkopplade flödesmotstånd, se t.ex. Gummérus [10]. I Bilaga 1 visas att ekvivalenta k_v -värden för N st parallell- respektive seriekopplade flödesmotstånd kan beräknas på följande vis:

$$k_{v,ekvivalent,parallell} = k_{v,1} + k_{v,2} + \dots + k_{v,N} \quad (1)$$

$$k_{v,ekvivalent,serie} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{k_{v,1}}\right)^2 + \left(\frac{1}{k_{v,2}}\right)^2 + \dots + \left(\frac{1}{k_{v,N}}\right)^2}} \quad (2)$$

Med dessa samband kan det ekvivalenta k_v -värdet för hela systemet beräknas enligt beräkningsgången som beskrivs i Figur 3.



Figur 3 Tillvägagångssätt vid beräkning av ekvivalent k_v -värde för systemet

Beräkningen startar längst ute i periferin av systemet (=fjärrvärmecentral nr 34 i det studerade systemet). Först beräknas det ekvivalenta k_v -värdet för område 1 i Figur 3. Därefter beräknas det ekvivalenta k_v -värdet för område 2, område 3 och så vidare ända tills det ekvivalenta k_v -värdet för hela systemet är känt. När väl detta är känt kan det totala flödet i systemet bestämmas om differenstrycket för området är känt. Enligt definitionen av k_v -värde gäller nämligen att:

$$\dot{V}_{system} = k_{v,ekvivalent,system} \cdot \sqrt{\Delta p_{system}} \quad (3)$$

där : $\dot{V}_{system}$ = Volymflöde i systemet [m^3/h]

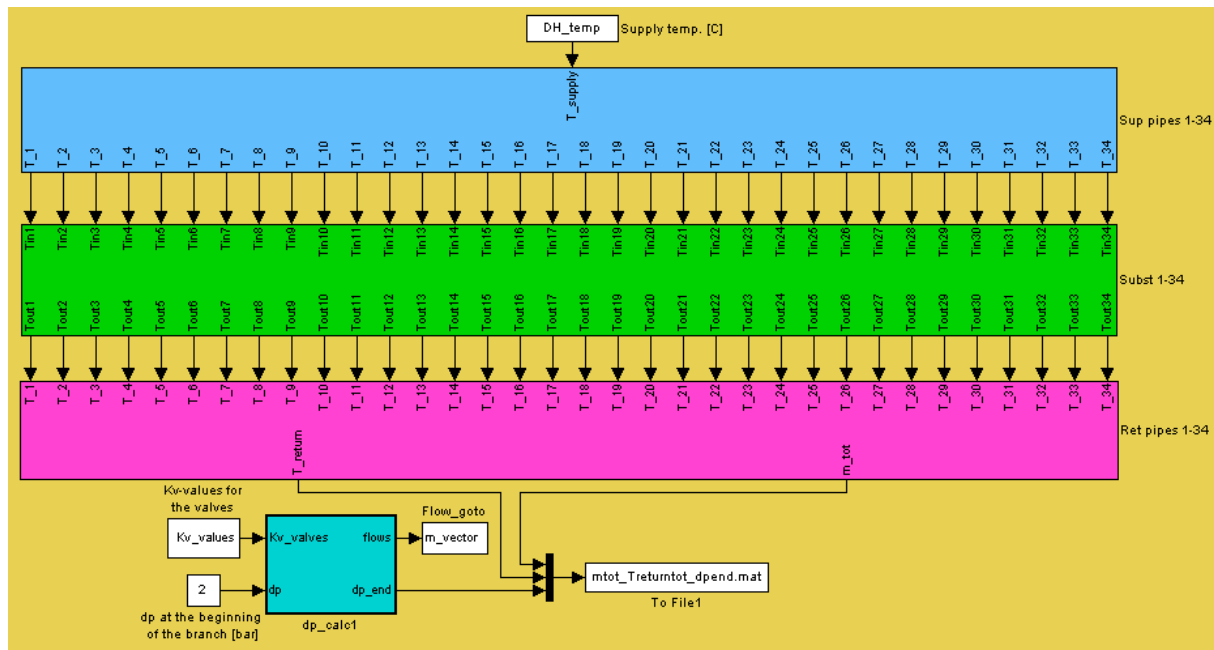
$k_{v,ekvivalent,system}$ = Ekvivalent k_v - värde för systemet [$m^3/(h \cdot bar^{1/2})$]

Δp_{system} = Differenstryck i början av systemet [bar]

Med känt totalflöde kan sedan flödet genom varje fjärrvärmecentral bestämmas. Detta görs genom att den första fjärrvärmecentralen betraktas som parallellkopplad med resten av systemet. På så vis kan bestämmas hur stor del av flödet som passerar den första fjärrvärmecentralen och hur stor del som fortsätter längre ut i systemet. Samma tillvägagångssätt tillämpas sedan för de nästkommande fjärrvärmecentralerna ända tills flödet i samtliga delar av systemet beräknats.

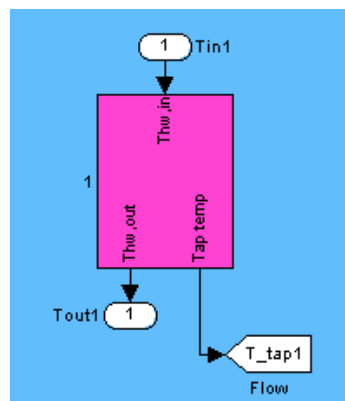
Med kända massflöden och värmefflöden från ledningarna kan de ingående temperaturerna till fjärrvärmecentralerna bestämmas och därmed kan även den överförda energin i fjärrvärmecentralerna beräknas i modulerna för fjärrvärmecentralerna.

För att ge en uppfattning om det grafiska gränssnittet i Simulink® visas i Figur 4 hur modellen av fjärrvärmesystemet ser ut på skärmen.



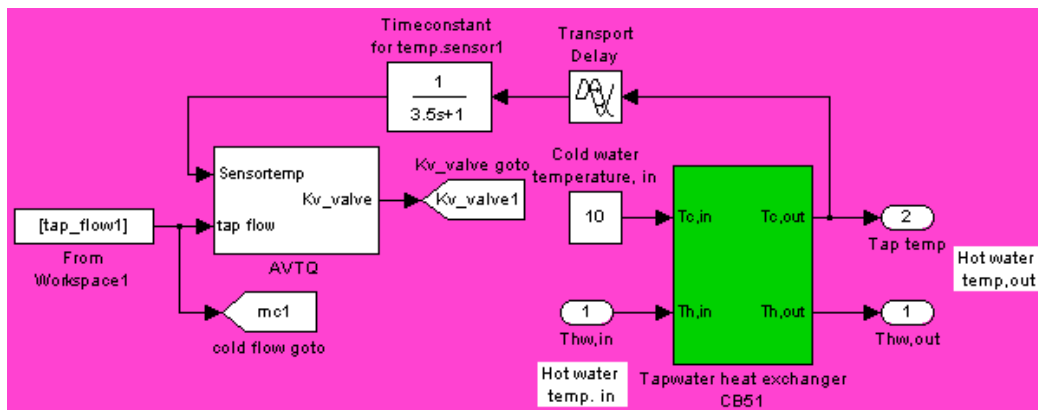
Figur 4 Simulinkmodell för modellering av en del av ett fjärrvärmesystem

Överst i figuren finns ett block med texten "DH_temp". Här anges framtemperaturen i början av området. Det stora rektangulära blocket under "DH_temp" innehåller rörkomponenter för framledningen. Från detta block leder 34 kopplingar. Var och en av dessa kopplingar representerar flödet till en fjärrvärmecentral. Det andra stora rektangulära blocket uppifrån innehåller de 34 fjärrvärmecentralerna i systemet. Fjärrvärmecentralerna är representerade som moduler i en undernivå. Modulen för var och en av dessa fjärrvärmecentraler ser ut som visas i Figur 5.



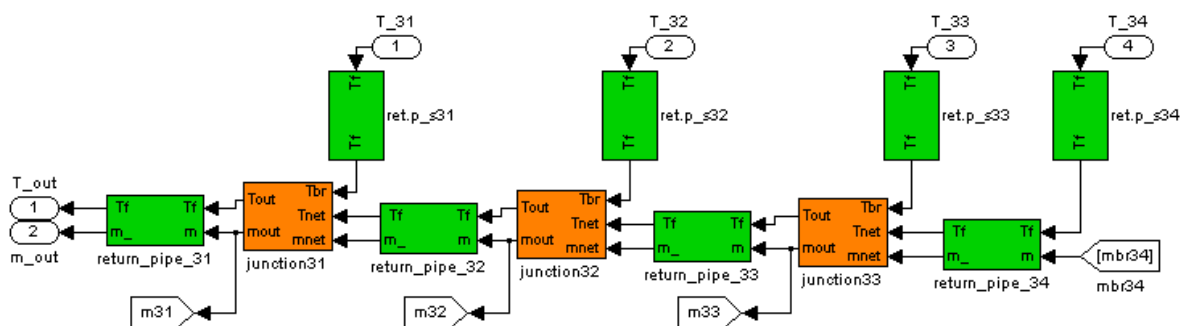
Figur 5 Modul för fjärrvärmecentral

En av fördelarna med Simulink® är att man kan skapa moduler för olika komponenter som sedan kan kopieras till önskat antal. Modulen för fjärrvärmecentralen innehåller i sin tur flera undernivåer där de styrande ekvationerna löses. Till exempel ser nästa undernivå till modulen i Figur 5 ut som visas i Figur 6.



I Figur 6 ser man i sin tur moduler för en värmeväxlare och en tappvarmvattenregulator, i detta fall en modell av en självverkande regulator tillverkad av Danfoss A/S med beteckningen AVTQ. Vidare ser man även indata till modulen, utsignaler och samt en modell av en temperatursensor (överst i figuren).

När primärvattnet passerat respektive fjärrvärmecentral förs det via 34 kopplingarna till returledningen som representeras av det tredje stora rektangulära blocket uppfifrån i Figur 4. Delar av den första undernivån för modulen för returledningen visas i Figur 7.



Uppe i högra hörnet i figuren ("T_34") inträder returflödet från fjärrvärmecentral nr 34 (den sista i grenen). Detta flöde passerar först servisledningen ("ret.p_s34") och sedan fördelningsledningen mellan fjärrvärmecentral nr 34 och 33 ("return_pipe_34"). Vid fjärrvärmecentral nr 33 ansluter returflödet från denna fjärrvärmecentral (efter att först ha passerat servisledningen, "ret.p_s33"). Flödet från fjärrvärmecentral 33 blandas med flödet i fördelningsledningen ("junction33") och detta flöde går vidare genom nästa fördelningsledning ("return_pipe_33"), blandas med returflödet från fjärrvärmecentral 32 ("junction32") och så vidare.

5 Modellförenklingar

Alla modeller av verkligheten bygger på att man i någon grad förenklar komplexa samband och bortser från faktorer vars inverkan på det studerade objektet förväntas vara försumbara eller helt enkelt är alltför komplicerade för att de ska gå att inkludera i modellen. I detta arbete görs följande förenklingar och antaganden:

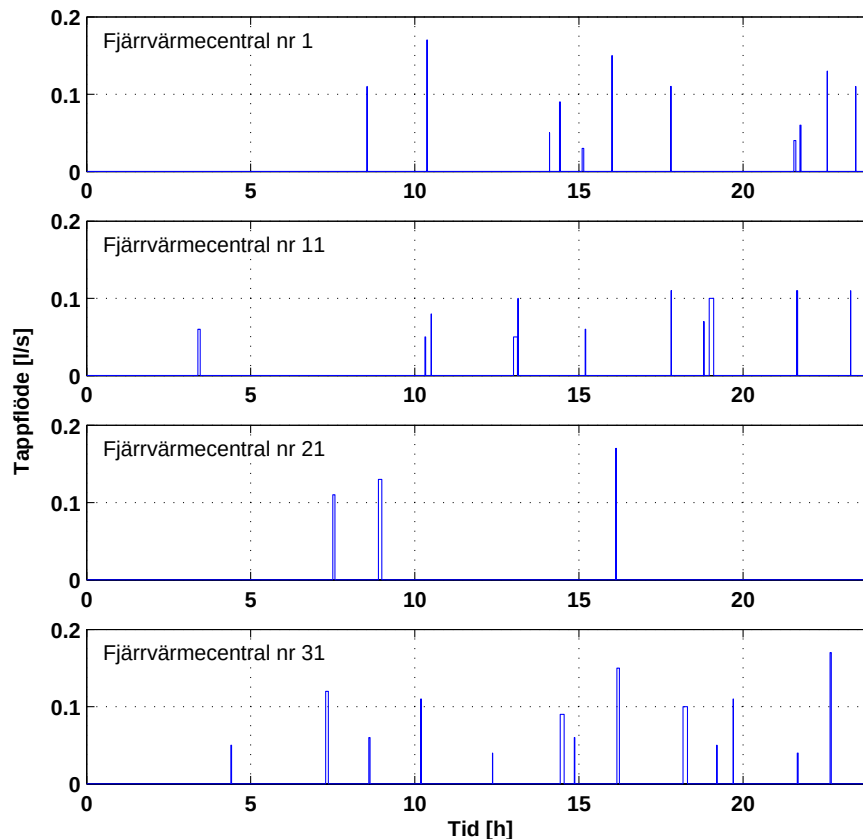
- ✓ Fjärrvärmesystemet antas fungera idealt. Det vill säga defekta ventiler, ofrivilliga rundgångar, defekt isolering etc. bortses från
- ✓ Värmeflödet mellan fram- och returledningen försummas
- ✓ Det faktum att förbrukningen av tappvarmvatten, d.v.s. tappflöde och tappningslängd, delvis är en funktion av tappvarmvattentemperaturen bortses från
- ✓ Endast fjärrvärmesystemet studeras och systemgränsen dras vid fjärrvärmecentralen. D.v.s. värmeförluster m.m. i de husinterna systemen beaktas ej
- ✓ Cirkulationspumpens verkningsgrad antas konstant
- ✓ Tryckförluster ansätts som proportionella mot volymflödet i kvadrat
- ✓ Konstant framtemperatur och differenstryck till området förutsätts
- ✓ Vid beräkning av linjetätheten ansätts samma energianvändning för alla hus och att den är 20000 kWh per år och hus

Avvikelser i funktion från det tänkta förekommer till viss grad i alla tekniska system. Det finns otaliga exempel på att fjärrvärmesystem och dess komponenter inte är något undantag från detta. Att anta att fjärrvärmesystemet fungerar precis som det var tänkt kan därför tyckas mindre lämpligt. Det kan dock försvaras med ett antal argument. För det första kan man anta att felaktigheter som har stor inverkan på systemets funktion kommer att uppmärksammas av kunder eller driftspersonal och därmed åtgärdas. För det andra är variationerna i hur verkliga fjärrvärmesystem avviker från det ideala så olika till sin natur att det är svårt att ansätta en representativ avvikelse från det ideala fallet. Slutligen kan man även hävda att felaktigheter i systemet är ett helt annat problem än det som studeras i detta arbete. Anta att man drar lärdom av de beräkningar som görs i detta och andra arbeten och tillämpar kunskapen på ett verkligt fjärrvärmenät. Om då åtgärderna inte får önskad effekt på grund av defekta ventiler e.d. betyder detta inte att de vidtagna åtgärderna i sig var felaktiga. Snarare betyder det att de defekta ventilerna måste ersättas för att systemet ska kunna fungera som det borde göra.

Värmeflödet från fram- till returledningen försummas. Anledningen är att om detta värmeflöde skulle ha beaktats hade beräkningstiden för simuleringsmodellen ökat avsevärt. Till detta kommer att detta värmeflöde är avsevärt mycket mindre än värmeflödet från fram- och returledningen till omgivningen och därför har förenklingen inte någon större inverkan på beräkningsresultatet.

Tappvarmvattenförbrukningen är en funktion av tappvarmvattentemperaturen. Detta har dels visats av bl.a. Gummérus [10] och dels kan man rent förnuftsmässigt resonera sig fram till att detta bör vara fallet. Anta t.ex. att kunden endast får tappvarmvatten med temperaturen 30 °C. Denna temperatur är normalt alltför låg för att kunna uppfylla kundens önskemål och därför låter denne kranen stå öppen ända tills vattnet börjar bli varmare. Följden blir att förbrukningen av tappvarmvatten ökar. Att på ett realistiskt vis ta hänsyn till den beskrivna situationen är dock svårt. Gummérus [10] anger samband för hur tappflödet ska beräknas som funktion av tappvarmvattentemperaturen. Sambanden baseras på mätningar gjorda av Holmberg [12] och kan bara förväntas simulera hur tappningarnas storlek varierar med

tappvarmvattentemperaturen inom rimliga intervall på temperaturen. De kan däremot inte ta hänsyn till t.ex. en situation där tiotals liter ljummet primärvatten måste spolas igenom fjärrvärmecentralen innan varmare primärvatten når fram. Problemen är många när det gäller att ta hänsyn till detta i simuleringsmodellen. För att inte riskera att införa en korrektion av tappflödena vid låga tappvarmvattentemperaturer som inverkar felaktigt på simuleringsresultaten används därför exakt samma tappningsmönster i samtliga beräkningsfall. I Figur 8 redovisas de använda tappningsmönstren för fjärrvärmecentralerna nr 1, 11, 21 och 31. Tappningsmönstret definieras som en uppsättning start- och sluttider för tappningar samt vilket flöde som tappas under denna tidsperiod.



Figur 8 Exempel på tappningsmönster för fyra olika fjärrvärmecentraler

Fördelen med att ansätta exakt samma tappningsmönster i samtliga beräkningsfall är att förutsättningarna för simuleringarna blir mer lika. För att beakta den förenkling som trots allt görs i och med detta studeras i avsnitt 8.4 hur simuleringsresultaten påverkas av ett förändrat tappningsmönster.

Endast fjärrvärmesystemet i sig beaktas och systemgränsen vid beräkningarna innesluter fjärrvärmecentralen men inget annat i de enskilda husen. Orsaken till detta är dels att även de husinterna systemen modellerades så skulle beräkningstiderna bli orimligt långa och dels att i fallet med småhus utan varmvattencirkulation har de husinterna systemen (bortsett från fjärrvärmecentralen) liten inverkan på fjärrvärmesystemet.

Pumpeffekten, P_{pump} , som krävs för att åstadkomma en tryckhöjning vid ett givet flöde kan beräknas enligt Alvarez [26]:

$$P_{pump} = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_{pump}} \quad (4)$$

där : $\dot{V}$ = Volymflöde [m^3/s]
 Δp = Tryckhöjning [Pa]
 η_{pump} = Pumpverkningsgrad [-]

Då energin som måste tillföras cirkulationspumpen beräknas antas pumpens verkningsgrad vara konstant i samtliga driftsfall trots att den i själva verket varierar kraftigt med varvtalet, Frederiksen & Werner [21]. Motivering till förenklingen är att den beräknade pumpenergin främst ska ge en fingervisning om storleksordningen på den energi som krävs för cirkulationen. Då energin som åtgår för cirkulation och tryckhöjning av fjärrvärmevattnet beräknas görs detta utifrån differenstrycket i början av grenen multiplicerat med volymflödet i grenen, enligt ekvation (4). Denna beräknade tryckhöjningsenergi är egentligen alltför låg eftersom flödet till grenen måste transporteras genom andra ledningar för att nå det aktuella området. Längden på dessa ledningar kan variera från något hundratal meter till flera kilometer beroende på hur området ligger i förhållande till värmeproduktionen. Av denna anledning är den beräknade energin för att höja trycket endast en indikation på vilken energimängd som måste tillförs pumpen. Vidare gäller att eftersom differenstrycket i början av systemet är valt konstant (diskuteras nedan) innebär detta att den beräknade pumpenergin blir direkt proportionell mot volymflödet. På detta vis anger en kurva för hur pumpenergin varierar i olika driftsfall inte bara ett ungefärligt mått på hur stor pumpenergin är utan även på hur flödet varierar med driftsfallet.

De tryckfall som fasta komponenter i systemet ger upphov till ansätts som proportionella mot kvadraten av volymflödet. Detta är en förenkling av verkligheten eftersom friktionstalets beroende av Reynoldstalet försummas. I ett fjärrvärmesystem är dock flödes hastigheten normalt så hög att detta beroende kan försummas. Vid fullt utvecklad turbulens är nämligen friktionstalet konstant (d.v.s. oberoende av Reynoldstal), se t.ex. Sundén [22]. Vid laminär strömning blir det procentuella felet större men då är å andra sidan tryckfallen så låga att felet mätt i Pa kan försummas i detta sammanhang eftersom dess inverkan på beräkningsresultaten för systemet blir minimal.

Både framtemperatur och differenstryck till bostadsområdet antas konstanta. I verkligheten varierar båda dessa storheter men förenklingen att de är konstanta görs av främst tre orsaker. För det första gäller att för att kunna simulera hur framtemperatur och differenstryck varierar krävs en modell över hela fjärrvärmesystemet och detta blir alltför komplext. För det andra kan förenklingen mycket väl vara ganska rimlig. Eftersom det område som modelleras är anslutet till en huvudledning av dimension DN800 kan man anta att många byggnader förses med värme via denna ledning. Detta i sin tur medför en hög grad av sammanlagring av tappvarmvattenlasten vilket medför att variationer i flöde i DN800 ledningen bör vara mindre än variationerna i en ledning av mindre dimension. Detta talar i sin tur för att både differenstryck och framtemperatur i början av den modellerade grenen av systemet åtminstone i teorin skulle kunna vara relativt konstanta sommartid. Den tredje anledningen till att ansätta konstant framtemperatur och differenstryck är att undersökningen måste begränsas på något vis. När fler parametrar varierar ökar antalet beräkningar som krävs och risken finns dessutom att redovisningen av resultaten blir svåröverskådlig. Eftersom det ansatta differenstrycket och framtemperaturen är samma i nästan samtliga studerade fall finns en risk för att lösningarna som studeras blir suboptimeringar som grundas på de värden som ansätts för differenstryck

och framtemperatur. Genom att välja så realistiska värden på storheterna som möjligt kan inverkan av detta begränsas. Inverkan av nivån för differenstrycket bör vara ganska begränsad i de fall som studeras och valet av framtemperatur diskuteras närmare i avsnitt 8.6. Vidare ska inte de principiella resultaten i undersökningen påverkas av ifall värdena för differenstryck och framtemperatur avviker från de i arbetet ansatta så länge avvikelserna är rimliga.

För att ge läsaren en möjlighet att bilda sig en uppfattning om hur kompakta de studerade fjärrvärmesystemen är anges linjetätheter för systemen. Linjetätheten beskriver den geografiska koncentrationen på värmebehovet och definieras som kvoten mellan såld värmemängd till kunderna under ett år och ledningslängden, Frederiksen & Werner [21]. Enligt definitionen anges ledningslängden som längden parvisa rör, d.v.s. halva rörlängden i ett fjärrvärmesystem med fram- och returledningar. Ledningslängderna är specificerade i varje studerat enskilt fall men däremot måste mängden såld värme till kunderna på något vis uppskattas. Enligt information på Energimyndighetens hemsida [27] använder ett genomsnittligt svenskt småhus ca 20000 kWh/år för uppvärmning av huset och varmvatten. Avvikelser från denna siffra beror bland annat på antalet familjemedlemmar och var i landet huset är placerat men även under helt likvärdiga förhållanden kan energianvändningen skilja uppåt 50% mellan två familjer beroende på skillnader i beteendemönster. I detta arbete används energianvändningen endast för att kunna beräkna linjetätheten. Eftersom denna storhet enbart anges för att läsaren ska kunna relatera de olika studerade fallen till undersökningar i andra arbeten samt till verkliga fjärrvärmesystem är därför den genomsnittliga siffran 20000 kWh/år tillräckligt noggrann.

6 Indata och förutsättningar

Vid simuleringarna har följande indata använts om inget annat anges:

- ✓ Framledningstemperatur till området: $T_{\text{fram}} = 70\text{ °C}$
- ✓ Differenstryck i inloppspunkten till området: $\Delta p = 2\text{ bar}$
- ✓ Ett rent sommarfall studeras. Vid beräkningarna förutsätts därför att ingen radiatorlast förekommer
- ✓ Den totala längden fördelningsledningar (fram- och returledningar) är 582 meter
- ✓ Servisledningarnas totala längd (fram- och returledningar) är 544 meter (avståndet mellan varje fjärrvärmecentral och fördelningsledningen är 8 meter)
- ✓ Fjärrvärmeledningarna är av konventionell preisolerad typ i isoleringsstandard serie 3.
- ✓ Den omgivande jordens temperatur samt kallvattentemperaturen är 10 °C
- ✓ Samtliga termostatiska ventiler som används i olika systemkonfigurationer har kapaciteten $k_{vs} = 0,72\text{ m}^3/\text{h}$
- ✓ Cirkulationspumpens verkningsgrad är 70%

Tappvarmvattenregulatorn kan normalt justeras av kunden och i fallet med förebilden för det modellerade fjärrvärmenätet innebär detta således att 34 olika hushåll och dessas individuella preferenser angående vad en behaglig tappvarmvattentemperatur är bestämmer hur tappvarmvattenregulatorn är inställd. I bland annat Wollerstrand [9] visas att hur olika individer upplever temperatur varierar mycket och således bör också börvärdesinställning för tappvarmvattenregulatorn variera mellan olika hushåll. På grund av de självverkande regulatorernas konstruktion kan man förvänta sig att börvärdet i en fjärrvärmecentral långt ute i nätet, där framledningstemperatur och differenstryck antas vara lågt, är högre än genomsnittet. Att rent teoretiskt ansätta någon sådan trend i börvärdesinställning för ett specifikt område är dock vanskligt på grund av de tidigare nämnda variationerna i temperaturpreferens mellan olika individer. Slutsatsen blir att oavsett hur börvärdesinställningen i de olika modellerade fjärrvärmecentralerna väljs så blir det en förenkling av verkligheten och vad som är rätt och fel är svårt att avgöra utan grundligare studier. För att inte i onödan komplicera förutsättningarna för modelleringen ansattes därför exakt samma börvärdesinställning i de olika fjärrvärmecentralerna. För de modellerade tappvarmvattenregulatorerna valdes följande inställningar:

- ✓ AVTQ: Börvärde = 3,3
- ✓ PID-regulator: $P = 10\text{ °C}$, $I = 20\text{ s}$, $D = 5\text{ s}$, börvärde = 55 °C

Innebörden av dessa inställningar diskuteras närmare i Kapitel 7. Ifall de leder till alltför låg tappvarmvattentemperatur eller ej kommer att verifieras senare.

På samma sätt som olika individer har olika preferenser angående tappvarmvattentemperatur så gäller detsamma för hur mycket tappvarmvatten som förbrukas. Dessa individuella variationer är upphov till den diskussion angående dimensionerande tappvarmvattenflöde som pågått länge och som förs än idag. När det gäller simulering av tappflöden är det inte tillräckligt att bestämma det dimensionerande tappvarmvattenflödet utan då är hela tappningsmönstret av intresse. Denna fråga har bland annat behandlats av Gummérus [10], Wollerstrand [11] och Holmberg [12]. Som redan nämnts i Kapitel 5 simuleras i denna undersökning tappflöden fram med hjälp av ett program skrivet av Arvastson & Wollerstrand [24]. Detta program bygger i sin tur bygger på arbete av Holmberg [12]. Tappningsmönster

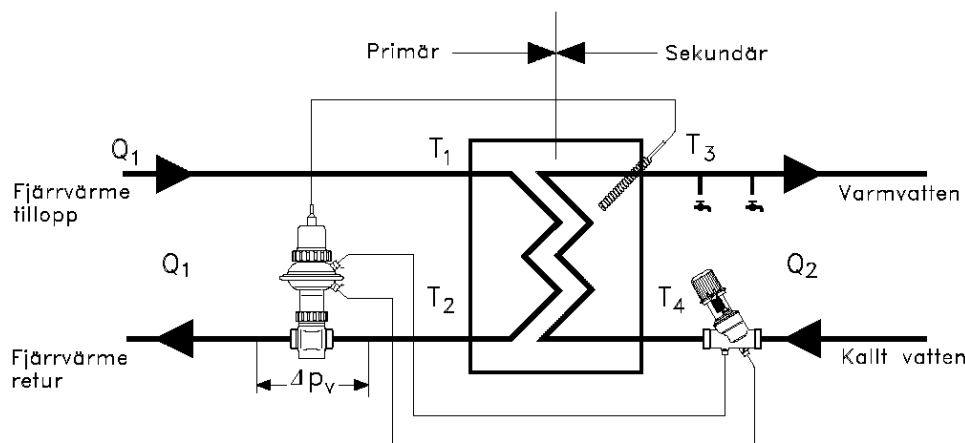
för respektive byggnad simulerades en gång och dessa tappningsmönster användes sedan vid alla simuleringar. Eftersom simuleringen av tappningsmönstret bygger på statistiska samband skulle nya simuleringar av tappningsmönstren kunna få inverkan på simuleringsresultatet. Genom att använda samma tappningsmönster i alla fallen kan en rättvisare jämförelse göras mellan de olika simuleringsfallen. Med detta påstås inte att risken att den valda metoden favoriserar vissa lösningarna har eliminerats. Fördelen med den valda metoden jämfört med att simulera fram nya tappmönster till varje beräkning är emellertid att vid jämförelse av resultat från olika simuleringar är det enklare att härleda trender i simuleringsresultaten till tappningsmönstrens natur.

7 Kortfattad beskrivning av simulerade regulatorer

I beräkningarna används två olika tappvarmvattenregulatorer. Regulatorerna som modelleras representerar de två olika grundtyperna av tappvarmvattenregulatorer som idag används i fjärrvärmecentraler för småhus. De två grundtyperna är dels självverkande regulatorer och dels elektroniska PID-regulatorer. I detta arbete beskrivs och modelleras endast en regulator av respektive grundtyp. Den första är den redan nämnda regulatorn av typ AVTQ som tillverkas av Danfoss A/S. Detta är den vanligast förekommande självverkande regulatorn i fjärrvärmecentraler för villor och den har kapaciteten $k_{vs} = 1,6 \text{ m}^3/\text{h}$. Den andra regulatorn som används i simuleringarna är inspirerad av en elektronisk PID-regulator med beteckningen RVD 130 som tillverkas av Siemens. RVD 130 har kapaciteten $k_{vs} = 1,0 \text{ m}^3/\text{h}$. Det bör betonas att den modellerade regulatorn endast är inspirerad av RVD 130 och att modellen inte nödvändigtvis uppför sig identiskt med förebilden. I detta kapitel kommer en kortfattad genomgång göras av de två regulatorerna för att öka förståelsen för de simuleringsresultat som senare kommer att redovisas. Båda regulatorerna modelleras och beskrivs i Persson [13] och för en mer omfattande genomgång hänvisas till detta arbete.

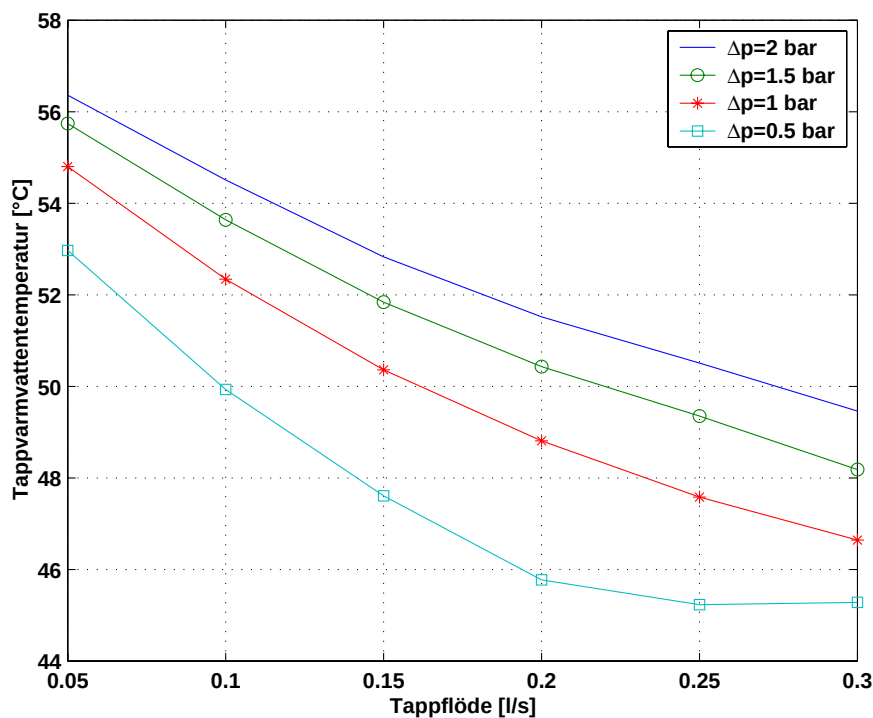
Danfoss AVTQ

Ventilläget i den självverkande AVTQ bestäms dels av tappvattenflödet via en styrventil som är installerad på sekundärsidan (se nedre högra hörnet i Figur 9) och dels av den utgående tappvattentemperaturen via en temperatursensor på den sekundära sidan (se övre högra hörnet i Figur 9). Om övriga faktorer som påverkar ventilläget hålls konstanta så medför ett större tappflöde en större öppningsgrad för ventilen och en högre tappvarmvattentemperatur en mindre öppningsgrad.



Figur 9 Montering av den självverkande tappvarmvattenregulatorn AVTQ [14]

Eftersom AVTQ är en självverkande regulator av modifierad proportionell typ fås ett statiskt reglerfel och tappvarmvattentemperaturen varierar med driftsfallet. Modifieringen jämfört med en vanlig proportionell regulator är att ventilläget även påverkas av tappflödet. I Kapitel 6 nämndes att börvärdet för AVTQ är satt till 3,3. Detta börvärde ställs in på styrventilen och bestämmer hur mycket ventilen öppnar vid ett givet tappflöde. För den något förenklade modell av AVTQ som används i detta arbete resulterar börvärdesinställning 3,3 i tappvarmvattentemperaturer som varierar enligt Figur 10. Den primära framledningstemperaturen är vid beräkningarna $70 \text{ }^\circ\text{C}$.



Figur 10 Tappvarmvattentemperatur vid olika differenstryck som funktion av tappflödet då den primära framledningstemperaturen är 70 °C

I Figur 10 ser man att den resulterande tappvarmvattentemperaturen sjunker med ökande tappflöde och att högre differenstryck medför högre tappvarmvattentemperatur. Det bör påpekas att modellen av AVTQ utvecklades i ett tidigare projekt, Persson [13], och där konstaterades att modellen ger en något större variation i tappvarmvattentemperatur med driftsförhållandet än den verkliga regulatören. I Figur 10 är den primära framledningstemperaturen konstant men det gäller även att en fjärrvärmecentral försedd med den självverkande AVTQ kommer att ge högre tappvarmvattentemperatur vid högre primära framledningstemperatur. Det faktum att tappvarmvattentemperaturen i fallet med en självverkande regulator varierar med driftsfallet är viktigt att komma ihåg då simuleringsresultaten redovisas och diskuteras i Kapitel 8.

Ytterligare en funktion hos AVTQ som är viktig att känna till då simuleringsresultaten diskuteras är dess uppförande då inget vatten förbrukas i huset, d.v.s. tomgångsfunktionen. I detta driftsfall kommer regulatören öppna ventilen först då tappvarmvattentemperaturen understiger ca 40 °C. Eftersom en korrekt monterad temperatursensor är monterad åtminstone delvis i värmeväxlaren för tappvarmvattenkretsen är det rimligt att ansätta att AVTQ i realiteten även strävar efter att säkerställa en primär framledningstemperatur på ca 40 °C. En felaktigt monterad temperatursensor kan orsaka onödigt stora tomgångsflöden. För att förklara detta kan ett fall antas där temperatursensorn är monterad på sekundärsidan en meter från värmeväxlaren. I en sådan situation kommer regulatören öppna då temperatursensorn registrerar en temperatur under ca 40 °C. Eftersom temperatursensorn är monterad en meter från värmeväxlaren och sekundärflödet är noll kommer dock det varma vattnet på primärsidan ha minimal inverkan på temperaturen i den punkt temperatursensorn är installerad (värmesluten kommer främst transporteras till den aktuella punkten genom värmeledning i rörmaterialen). Följden blir att ventilen helt enkelt kortsluter primärvattnet nästan oberoende av vilken temperatur det kortslutna vattnet har. Det bör i sammanhanget även påpekas att

tomgångsfunktionen inte påverkas av regulatorns börvärdesinställning. Orsaken är att börvärdesinställningen endast påverkar hur mycket ventilen öppnar vid givet tappflöde och således har börvärdet ingen inverkan på ventilläget då inget vatten tappas. Den enskilda kundens preferens angående tappvarmvattentemperatur inverkar därför inte på tomgångsfunktionen.

Siemens RVD 130

Siemens RVD 130 är en elektronisk PID-regulator med en så kallad flödesvakt. Flödesvakten består av en sensor som registrerar när vatten tappas i byggnaden. Då en tappning påbörjas öppnar flödesvakten snabbt ventilen till ett läge som ställts in i regulatorn. Därefter bestäms ventilläget av PID-regulatorn. Skillnaden mellan den önskade tappvarmvattentemperaturen, börvärdet, och den verkliga temperaturen, är-värdet, benämns som felet, $e(t)$. Ventilläget bestäms av tre komponenter som är proportionella mot felet, integralen av felet (felets historia) respektive mot derivatan av felet (hur snabbt och i vilken riktning felet förändras). Regulatorn arbetar som en helt konventionell PID-regulator i detta avseende. Med de inställningar för regulatorn som angavs i Kapitel 6 ser regulatorns algoritm för styrsignalen till ställdonet, $u(t)$, ut på följande vis:

$$u(t) = \frac{1}{10} \cdot \left(e(t) + \frac{1}{20} \cdot \int_0^t e(s) ds + 5 \cdot \frac{d}{dt} e(t) \right) \quad (5)$$

Jämförelse med mätresultat i samband med P-märkning av fjärrvärmecentraler för småhus som har utförts av Statens Provnings- och Forskningsinstitut i Borås [19] visade att detta val av regulatorparametrar gav en reglering som tillräckligt bra överensstämmer med regleringen som åstadkoms i fjärrvärmecentraler utrustade med RVD 130.

I senare versioner av RVD 130 finns även en så kallad sommarfunktion inbyggd, Karlsson [20]. Syftet med denna är att åstadkomma ett visst primärflöde även då inget vatten tappas för att undvika en situation där stora delar av det primära framledningsvattnet svalnar av till alltför låga nivåer. Sommarfunktionen fungerar i de versioner som idag finns på marknaden på följande vis: Med ett inställbart intervall kan man låta regulatorn öppna ventilen. Inställningsalternativen för öppningsintervallet är 30-2520 minuter i steg om 10 min. Det finns två alternativ för vad som sker då ventilen öppnas. Antingen öppnas ventilen till 25% (100% innebär $k_{vs} = 1 \text{ m}^3/\text{h}$) i 30 sekunder eller så bestäms ventilöppningen av en givare som är installerad i primärsidans returledning. I det senare fallet bestäms ventilläget av den primära returtemperaturen och börvärdet är tappvattentemperaturens börvärde minus 5 °C. Begränsningen finns dock att ventilen är öppen i maximalt två minuter. För att åskådliggöra funktionen antas att öppningsintervallet är 60 minuter och att alternativet att ventilen öppnar till 25% i 30 sekunder har valts. Säg att klockan är 12:00:00 och att ventilen öppnar till 25% vid detta klockslag. Den stänger då igen kl. 12:00:30. Nästa gång ventilen öppnar till 25% är kl. 13:00:00 och den stänger igen kl. 13:00:30 o.s.v.

8 Simuleringsresultat

Redovisningen av simuleringsresultaten har delats upp i ett antal avsnitt. I avsnitt 8.1 och 8.2 behandlas optimering med avseende på värmeförluster av fjärrvärmesystem med termostatiska kortslutningar. Ett villkor vid optimeringen är att en god tappvarmvattenkomfort måste säkerställas överallt i systemet. Här studeras t.ex. hur systemet påverkas av placering av termostatiska kortslutningar, börvärdet på termostatiska ventiler i kortslutningar och av ledningslängder. Inverkan av ledningslängder undersöks genom att längden på fördelnings- och servisledningarna varieras. I avsnitt 8.1 studeras system där tappvarmvattentemperaturen regleras av den självverkande regulatören AVTQ tillverkad av Danfoss A/S och i avsnitt 8.2 system där tappvarmvattenregulatören är en elektronisk regulator som är inspirerad av RVD 130 som tillverkas av Siemens. I avsnitt 8.2 undersöks även den så kallade sommarfunktionen hos RVD 130. Avsnitt 8.3 behandlar vilken inverkan ledningarnas isoleringsgrad har på systemet dels ur ren värmeförlustsynpunkt och dels hur systemdynamiken påverkas av en förändrad isoleringsgrad. Hur en förändrad tappvarmvattenförbrukning inverkar på systemet studeras i avsnitt 8.4. I avsnitt 8.5 undersöks hur kundernas tappvarmvattenkomfort och fjärrvärmesystemets funktion påverkas av en modifiering av den självverkande AVTQ. Modifieringen består i att det tomgångsflöde som normalt fås i en AVTQ då primärtemperaturen sjunker under ca 40 °C helt enkelt förhindras. Sivertsson & Werner [15] har föreslagit att man ska höja framtemperaturen vid produktionen sommartid för att minska problemen med låg framtemperatur i periferin av ett fjärrvärmesystem. Inverkan av en högre framtemperatur till det i detta arbete modellerade området undersöks närmare i avsnitt 8.6. Slutligen studeras vilken inverkan ledningsdimensionerna har på systemet i avsnitt 8.7.

8.1 Fjärrvärmesystem med självverkande tappvarmvattenregulator

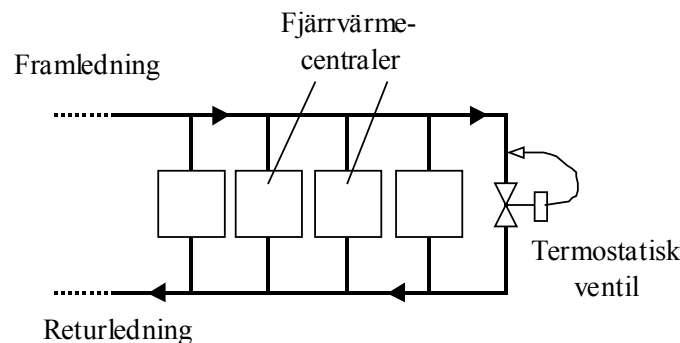
En enkel och vanligt förekommande metod att åstadkomma en tillräckligt hög framledningstemperatur hos kunderna är att installera en kortslutning mellan fram- och returledningen. För att ha kontroll på kortslutningsflödet och undvika kapacitetsförluster måste en termostatisk ventil monteras i kortslutningen. Den termostatiska ventilen öppnar då temperaturen i framledningen är låg. Huvudsakligen kommer primärvattnet kortslutas sommartid eftersom temperaturnivån i systemet då är låg. Det är viktigt att den termostatiska ventilen fungerar som den ska och enbart öppnar då primärvattnets temperatur är låg. Vintertid är det särskilt viktigt att det inte förekommer något läckageflöde genom ventilen (läckageflöden minskar nätets maximala kapacitet samt höjer returtemperaturen). Enligt personal vid energiverk finns det exempel i verkliga system där man med syftet att säkerställa en tillräckligt hög framtemperatur monterat en fast strypning för att åstadkomma ett cirkulationsflöde i perifera delar av systemet. Detta är troligen i de flesta fall temporära lösningar som sedan helt enkelt glömts bort och minsta eftertanke gör det klart att detta är en dålig lösning på lång sikt. Fasta strypningar beaktas av denna anledning inte i detta arbete.

I avsnitt 8.1.1 till 8.1.8 studeras hur systemkonfigurationen och placeringen av termostatiska kortslutningar påverkar ett system med självverkande AVTQ som tappvarmvattenregulator i fjärrvärmecentralerna vid olika börvärdesinställningar på de termostatiska ventilerna. I de flesta av beräkningarna varieras börvärdet mellan 45-70 °C i steg om 5 °C men i några fall har även situationen med börvärde 40 °C beräknats. Den övre gränsen 70 °C är naturlig eftersom

framledningstemperaturen till området är satt till 70 °C och därmed är högre börvärden verkningslösa. Den nedre gränsen 45 °C valdes av två orsaker. Den första anledningen är att detta känns som en rimlig nedre gräns om den termostatiska kortslutningen ska göra någon verklig nytta när det gäller att säkerställa en god tappvarmvattenkomfort i systemet. Den andra anledningen är att AVTQ har egenskapen att den då inget vatten tappas fungerar som en termostatisk ventil med börvärdet 40 °C. Således kan det tyckas att det helt enkelt inte behövs några extra termostatiska ventiler i systemet i detta fall. Å andra sidan är förstärkningen för AVTQ i en situation där inget vatten tappas ganska liten och i de fall där det har varit motiverat har därför även separata termostatiska ventiler med börvärde 40 °C studerats.

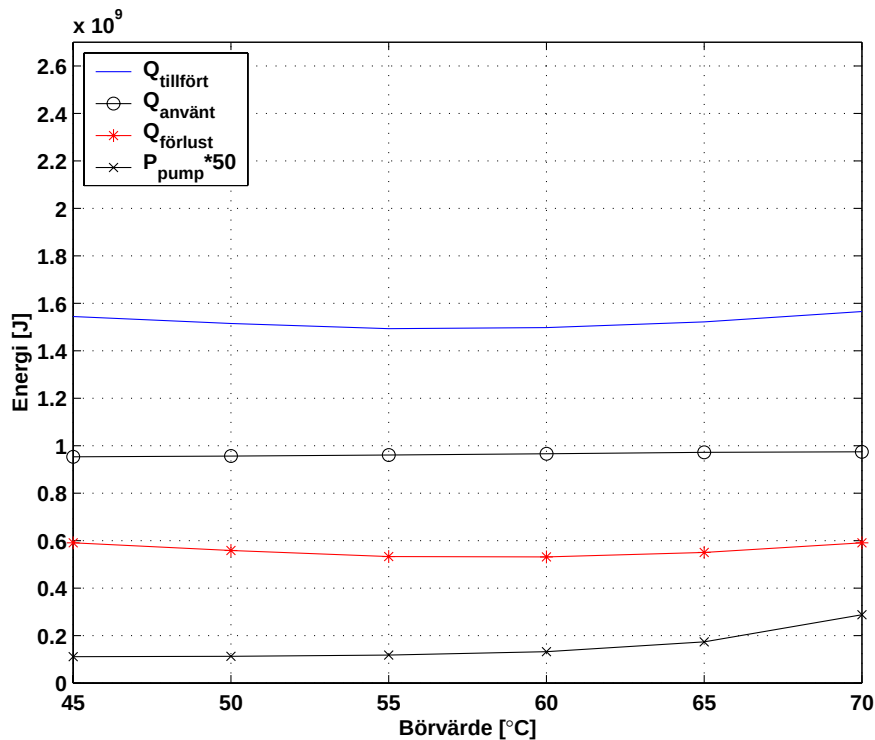
8.1.1 Termostatisk kortslutning i periferin av systemet, referenssystem

Det första fallet som studeras är en situation där endast en modifiering av referenssystemet i Bulltofta, Malmö, har gjorts. Modifieringen består i att en termostatisk ventil har installerats i den mest avlägsna fjärrvärmecentralen i den studerade grenen. Det vill säga i Figur 1 är den termostatiska ventilen installerad i det övre högra hörnet på det vis som anges i Figur 11.



Figur 11 Placering av termostatisk ventil i periferin av ett fjärrvärmesystem

I ett försök att finna en optimal driftspunkt m.a.p. värmeförluster från systemet under villkoret att god tappvarmvattenkomfort måste råda varierar börvärdet för den termostatiska ventilen. I Figur 12 visas för perioden 24 timmar hur den tillförda energin till området, $Q_{\text{tillfört}}$, den överförda energin i fjärrvärmecentralerna, $Q_{\text{använt}}$, värmeförlusterna från fjärrvärmesystemet, $Q_{\text{förlust}}$, och energin som tillförs pumpen, P_{pump} , varierar med börvärdet. Värmeförlusterna innefattar endast förlusterna från fjärrvärmesystemet och inte värmeförluster i byggnadernas sekundära system. Den beräknade pumpenergin, P_{pump} , baseras på den energi som krävs för att upprätthålla differenstrycket 2 bar i början av systemet. Således ingår i detta värde ej energin som krävs för att transportera flödet till början av den studerade grenen. Detta diskuterades mer utförligt i Kapitel 5. Energin som tillförs pumpen för att höja trycket i systemet kommer delvis fjärrvärmesystemet tillgodo eftersom tryckenergin via friktion i ledningarna omvandlas till värme. Det är således inte korrekt att betrakta P_{pump} som en ren förlust. Delvis är det dock en förlust dels eftersom inte all energi som tillförs pumpen kommer fjärrvärmesystemet tillgodo och dels eftersom pumpen drivs med elenergi och den värmegenerering som pumpen ger upphov till är därför en dyr värmekälla.



Figur 12 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatisk ventil i periferin av systemet, AVTQ, referenssystem

Figur 12 visar att den erforderliga pumpenergin, P_{pump} , är liten relativt den till nätdelen tillförda värmeenergin, $Q_{\text{tillfört}}$ (notera att P_{pump} är multiplicerad med 50 i figuren). Beroende på vilket börvärde för den termostatiska ventilen som studeras utgör pumpenergin här bara 0,14-0,37% av den tillförda värmeenergin och till detta ska alltså läggas att delar av pumpenergi kommer systemet tillgodo i form av friktionsvärme. Pumpenergin då börvärdet är 70 °C är drygt dubbelt så stor som vid börvärdet 45 °C men sett ur systemets perspektiv är detta en obetydlig ökning i energianvändning. I det studerade fallet kan därför pumpenergin i praktiken försummas.

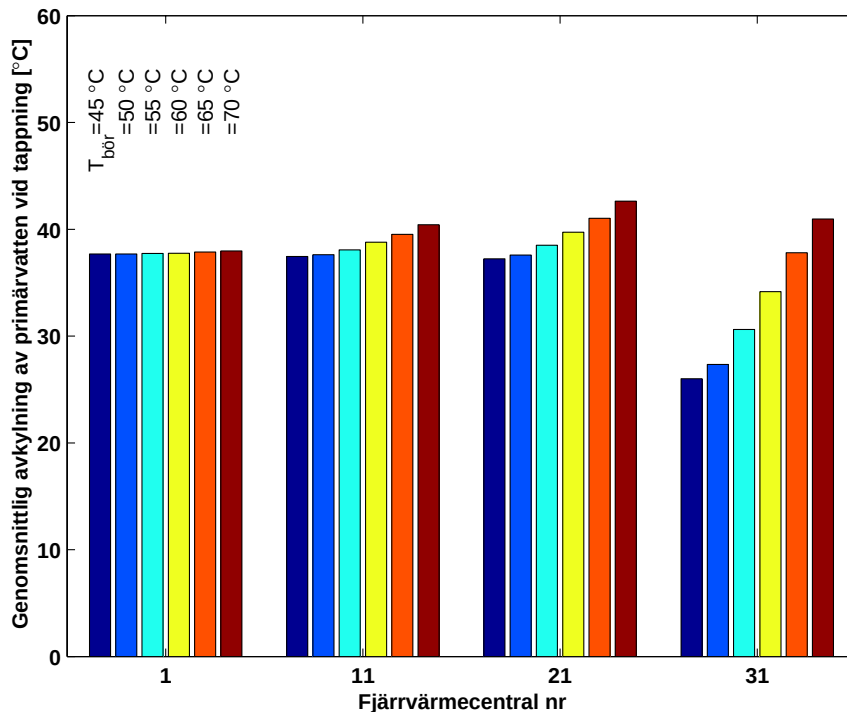
Vidare visar Figur 12 att det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster från hela det studerade fjärrvärmesystemet är ca 60 °C. Resultaten i figuren säger dock inget explicit om huruvida alla kunders tappvarmvattenbehov är tillgodosett eller inte (även om vissa trender kan misstänkas). Detta kommer att diskuteras senare och först diskuteras vilka faktorer det är som påverkar det optimala börvärdet.

Den termostatiska ventilen orsakar en högre framledningstemperatur i systemet. Den högre framledningstemperaturen gör att värmeförlusten från framfördelningsledningen ökar. Eftersom den termostatiska kortslutningsventilen är installerad i den mest avlägsna fjärrvärmecentralen kommer även temperaturnivån i servisledningarna till/från denna fjärrvärmecentral att stiga. Detta i sin tur medför större värmeförlust även från dessa servisledningar. Hur övriga servisledningar påverkas beror på ifall det är något sekundärflöde igenom fjärrvärmecentralen som de ansluter till eller ej.

I det simulerade fallet regleras tappvarmvattentemperaturen i fjärrvärmecentralerna av självverkande AVTQ och det finns i princip två driftsfall. Det första är när man inte har något sekundärflöde. Som beskrivits i Kapitel 7 kommer AVTQ i detta fall arbeta med ett sänkt

börvärde så att den börjar öppna då temperatursensorn registrerar en temperatur under ca 40 °C. I detta driftsfall medför en högre temperaturnivå i framfördelningsledningen att det flöde som krävs för att säkerställa de 40 °C vid fjärrvärmecentralen minskar. Den högre temperaturen i fördelningsledningen kommer att orsaka en något högre temperaturnivå även i framservisledningen. Det lägre flödet kommer dock att medföra en något lägre temperaturnivå i returservisledningen (ges av elementär värmeväxlarteori). Hur den totala värmeförlusten från servisledningarna till varje enskild fjärrvärmecentral påverkas av en högre temperaturnivå är därför i detta driftsfall beroende av hur pass hög temperaturnivån i fördelningsledningen är.

Det andra driftsfallet är när det förekommer ett flöde på sekundärsidan. I detta fall öppnar tappvarmvattenregulatorn och primärvattnet passerar tappvarmvattenvärmeväxlaren. Såvida det inte har tappats vatten under perioden närmast före den aktuella tappningen kommer den primära framledningstemperaturen vara ca 40 °C och regulatorn kommer att öppna mycket. När det varmare vattnet i fördelningsledningen når fjärrvärmecentralen stänger regulatorn delvis. Hur mycket primärflödet stryps beror på primärvattnets temperatur. Om temperaturen är låg kommer ett stort primärflöde släppas igenom vilket resulterar i liten avkylning och hög returtemperatur. Om istället framtemperaturen är hög stryps flödet mer och detta resulterar i större avkylning av primärvattnet och lägre returtemperatur. Av denna anledning kan en högre framledningstemperatur medföra att värmeförlusten från hela systemet minskar. Samtidigt kommer kundernas önskemål om korta väntetider på en behaglig tappvarmvattentemperatur bättre kunna tillgodoses då framtemperaturen är högre. I Figur 13 visas den genomsnittliga avkylningen av primärvattnet vid tappningar för några av fjärrvärmecentralerna i systemet vid olika börvärdesinställning, $T_{bör}$, på den termostatiske ventilen. Fjärrvärmecentral nr 1 är den första i grenen och nr 31 är placerad nära slutet (se Figur 1).



Figur 13 Genomsnittlig avkylning av primärvatten vid tappning i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatisk ventil, AVTQ, referenssystem

Enligt Figur 13 varierar den genomsnittliga avkylningen av primärvattnet mellan de olika fjärrvärmecentralerna. Det finns en systematisk tendens att variationen i avkylning med

börvärdet är större för desto längre ut i periferin fjärrvärmecentralen är placerad. Ett högre börvärde på den termostatiska ventilen resulterar i större genomsnittlig avkylning vid tappningar. Samtidigt finns dock ett överlagrat inflytande av slumpmässiga variationer i tappningsmönstret för olika fjärrvärmecentraler. Anledningen är att om tappmönstret innehåller många korta tappningar kommer den initialt låga tappvarmvattentemperaturen vid tappningar att få större inverkan på den genomsnittliga tappvattentemperaturen jämfört med ett tappmönster som innehåller många långa tappningar.

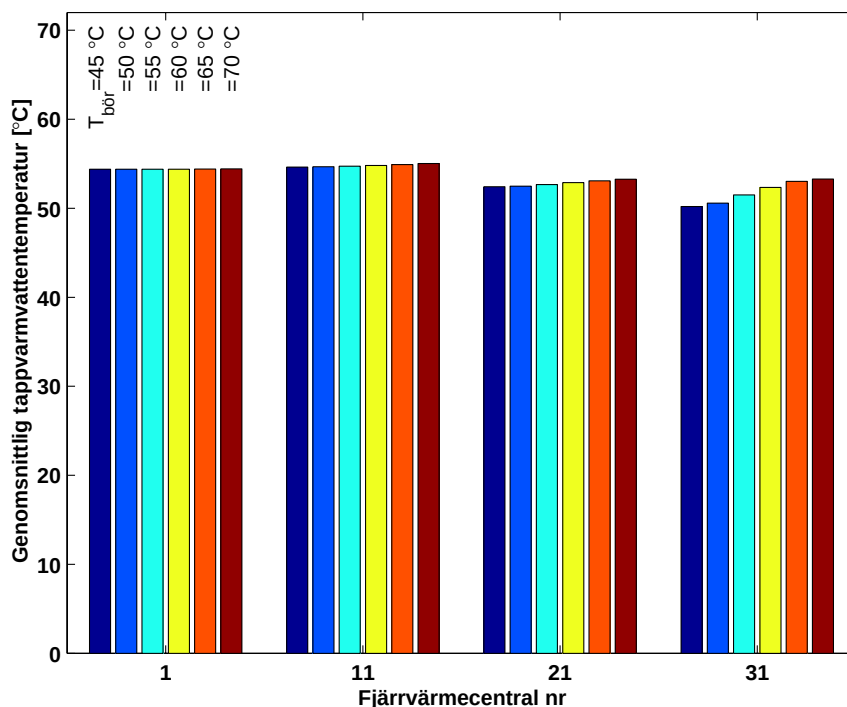
Om man studerar hur den genomsnittliga avkylningen varierar med den termostatiska ventilens börvärde för de enskilda fjärrvärmecentralerna är det en klar trend att ju längre ut i periferin av nätet en fjärrvärmecentral är placerad desto mer varierar avkylningen med börvärdet. I fjärrvärmecentral nr 1 är den genomsnittliga avkylningen i stort sett oberoende av börvärdet medan det i fjärrvärmecentral nr 31 varierar mycket. Detta är fallet eftersom framtemperaturen i början av nätet påverkas lite av den termostatiska ventilens börvärde och är strax under 70 °C vid alla driftsfall. Anledningen är att oavsett i vilken fjärrvärmecentral det tappas vatten kommer detta att orsaka ett primärflöde som passerar fördelningsledningarna i början av systemet. Denna sammanlagring gör att en hög och relativt konstant framtemperatur normalt kommer att säkerställas till de första fjärrvärmecentralerna i grenen. En relativt konstant framtemperatur medför i sin tur en relativt konstant medelavkylning i fjärrvärmecentralerna. Ju längre ut i periferin av systemet man kommer desto mer varierar framtemperaturen med den termostatiska ventilens börvärde och därför fås även större variation i avkylningen.

Även om avkylningen av primärvattnet i fjärrvärmecentralerna ökar då den termostatiska ventilens börvärde ökas så måste hänsyn tas till det primärvatten som kortsluts av den termostatiska ventilen i periferin av nätet. Om tillgängligt differenstryck och ventilstorlek gör det möjligt för ventilen att uppnå den inställda temperaturen kommer det kortslutna flödet att ha en temperatur som motsvarar den termostatiska ventilens börvärde. Till detta kommer att vid högre börvärden krävs större flöde för att den önskade temperaturen ska uppnås. Detta bekräftas av Figur 12 eftersom P_{pump} ökar med ökande börvärde. Ett högre börvärde medför därför att det kortslutna primärflödets inverkan på den totala temperaturnivån i returledningen ökar. Detta bidrar således till att öka värmeförlusterna från returledningen.

Sammantaget kan konstateras att det är ett antal olika mekanismer som påverkar de totala värmeförlusterna från systemet. Dessa mekanismer påverkar förlusterna i olika riktning och då börvärdet för en termostatisk kortslutningsventil i periferin av nätet varierar ökar värmeförlusterna i vissa delar av systemet och minskar i andra. Som redan visats i Figur 12 resulterar detta i att man kan finna en optimal börvärdestemperatur för vilken värmeförlusterna minimeras. I det aktuella fallet var det optimala börvärdet ca 60 °C. Hur det optimala börvärde varierar med systemkonfigurationen kommer att studeras i de kommande avsnitten.

Hittills har i detta avsnitt endast värmeförlusterna och pumpenergin diskuterats. I Figur 12 finns även redovisat hur den tillförda energin till området och den tillgodogjorda energin i fjärrvärmecentralerna varierar med börvärdet. Den tillförda energin behöver inte diskuterats närmare eftersom den helt enkelt är summan av den överförda energin i fjärrvärmecentralerna och värmeförlusterna. I det aktuella fallet är den överförda energin i fjärrvärmecentralerna relativt konstant för alla börvärden och detta kan ses som ett tecken på att kundernas energibehov är tillgodosett i samtliga driftsfall. För att ytterligare övertyga sig om att det verkligen råder en god tappvarmvattenkvalité i området kan även tappvarmvatten-

temperaturen i de olika fjärrvärmecentralerna studeras. I Figur 14 redovisas hur den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen varierar med börvärdet för några olika fjärrvärmecentraler. Den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen beräknas genom att den totalt överförda energin i varje fjärrvärmecentral divideras med den specifika värmekapaciteten och tappad vattenmassa under perioden. Tappvarmvattentemperaturen vid olika stora tappningar viktas således med avseende på flödet. Detta medför att temperaturen vid ett stort tappflöde får större inverkan på den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen som anges i Figur 14 än om tappflödet är litet. Som tidigare nämnts är fjärrvärmecentral nr 1 den första i grenen och nr 31 är placerad nära slutet.



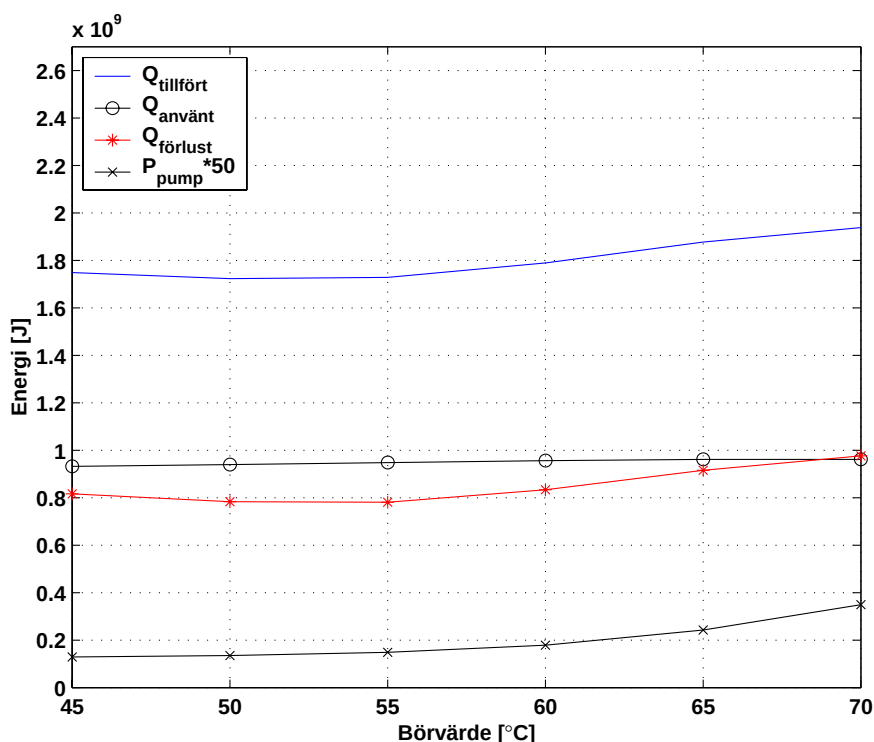
Figur 14 Genomsnittlig tappvarmvattentemperatur i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatisk ventil, AVTQ, referenssystem

Figur 14 stärker det tidigare resonemanget att då ungefär samma mängd energi överförs vid alla börvärden indikerar detta att det inte råder någon bristsituation vid något börvärde. Figuren visar nämligen att det verkligen råder god tappvarmvattenkomfort i hela systemet i samtliga studerade driftsfall. Med andra ord uppfyller det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster ($T_{bör} = 60\text{ °C}$) även kravet på en god tappvarmvattenkomfort i det aktuella systemet. Precis som var fallet med avkylningen av primärvattnet i Figur 13 kan man i Figur 14 se att variationen i tappvarmvattentemperatur med börvärdet, $T_{bör}$, är större ju längre ut i systemet man kommer. Enligt Figur 14 blir även den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen något lägre ju längre ut i systemet fjärrvärmecentralen är placerad. Denna variation beror precis som i Figur 13 på att framledningstemperaturen varierar mellan olika delar av systemet. I detta fall är det dock den självverkande regulatorns egenskaper som orsakar variationen snarare än värmeväxlarens karakteristik. Som beskrevs i Kapitel 7 är AVTQ regulatorns funktion sådan att vid en ökning av framledningstemperaturen stiger även tappvarmvattentemperaturen något. Enligt Figur 14 är variationen liten i detta fall och den är avsevärt mindre än variationen i avkylning av primärvattnet. Detta är helt naturligt eftersom det är tappvarmvattentemperaturen som regulatorn försöker hålla någorlunda konstant. Variationer i framledningstemperatur gör att regulatorn anpassar primärflödet därefter för att

försöka hålla tappvattentemperaturen konstant. Denna anpassning av primärflödet resulterar i sin tur i den förändring i avkylning av primärvattnet som visades i Figur 13.

8.1.2 Termostatisk kortslutning i periferin av systemet, långa fördelningsledningar

Vid en första betraktelse kan den optimala börvärdestemperaturen i referenssystemet i avsnitt 8.1.1 verka hög. I detta sammanhang är det dock viktigt att beakta hur systemet ser ut. För att vara ett småhusområde är området i Figur 1 relativt kompakt i avseendet att servisledningarnas totala längd är ungefär densamma som fördelningsledningarnas längd. Under antagandet att varje hushåll förbrukar 20000 kWh/år är linjetätheten för referenssystemet 1,21 MWh/m. Detta ska relateras till att i Frederiksen & Werner anges 0,5-2 MWh/m som erfarenhetsvärden för småhusområden. Det finns anledning att misstänka att ett kompakt system, som referenssystemet i avsnitt 8.1.1, har ett högre värde på det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster än ett mindre kompakt system. För att undersöka detta närmare gjordes även beräkningar för ett system med dubbelt så långa fördelningsledningar som referenssystemet (totalt 1164 m). Servisledningarnas längd är samma som i referenssystemet. Detta resulterar i linjetätheten 0,80 MWh/m. I Figur 15 visas resultat från dessa beräkningar.



Figur 15 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatisk ventil i periferin av systemet, AVTQ, långa fördelningsledningar

Här kan samma resonemang som i avsnitt 8.1.1 föras. I det aktuella fallet medför de längre fördelningsledningarna att inflytandet av värmeförlusterna från dessa ökar relativt referensfallet. De längre fördelningsledningarna innebär nämligen en större värmeöverförande yta vilket ökar värmeförlusterna. Vidare kommer detta att medföra att ett större flöde genom den termostatiska ventilen krävs för att börvärdestemperaturen ska uppnås. Att detta verkligen är fallet märker man om pumpenergin, P_{pump} , i Figur 15 jämförs med den i Figur 12. Det

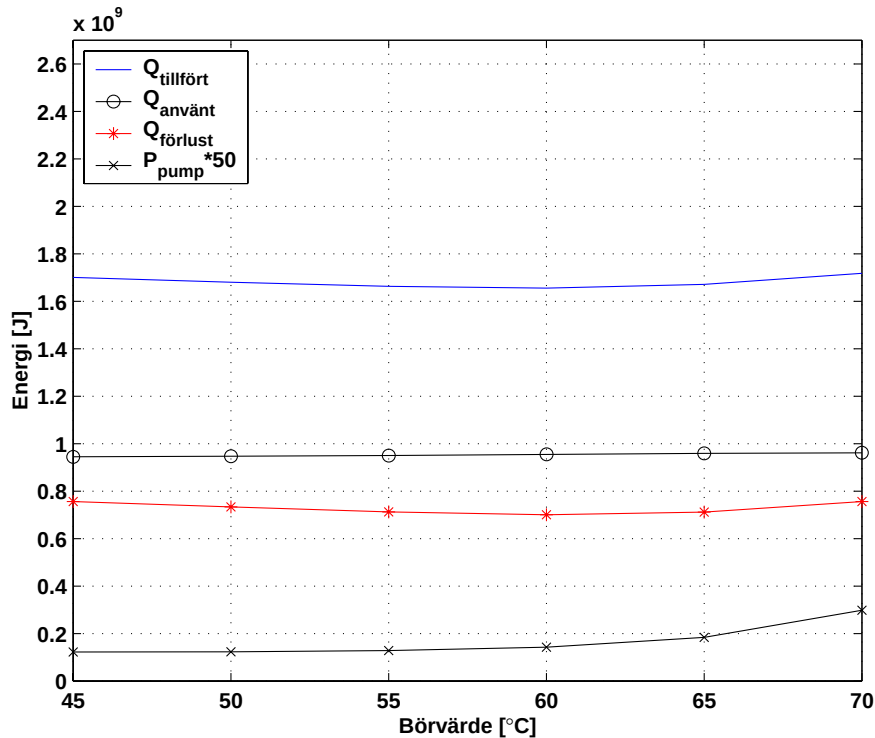
större flödet i fallet med långa fördelningsledningar medför att mer energi måste tillföras pumpen. Hur stor ökningen av primärflödet blir beror på ledningslängden, ledningsdimensioner och på ledningarnas isoleringsgrad. Det större flödet genom kortslutningsventilen medför en högre temperaturnivå i returledningen. Även detta gör att värmeförlusten från fördelningsledningarna ökar. Båda dessa faktorer talar alltså för att det optimala börvärdet i detta fall bör vara lägre än i referensfallet. Simuleringsresultaten i Figur 15 överensstämmer med denna slutsats. Det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster i fallet med långa fördelningsledningar är ca 50-55 °C vilket ska jämföras med ca 60 °C i referensfallet.

Som tidigare nämnts ökar den erforderliga pumpenergin i systemet då fördelningsledningarnas längd ökas. Jämfört med pumpenergin i Figur 12 är ökningen i procent stor. Detta gäller framförallt vid börvärden över ca 60 °C eftersom stora flöden då krävs för att det önskade börvärdet ska kunna upprätthållas. Mätt som energi är ökningen dock ej särskilt stor och om pumpenergin sätts i relation till den distribuerade värmen är den fortfarande försumbar.

Den överförda energin i fjärrvärmecentralerna är så gott som identisk i Figur 15 och Figur 12. Om tappvarmvattentemperaturen och avkylningen av primärvattnet i enskilda fjärrvärmecentraler studeras kan endast en marginell försämring av dessa urskiljas i simuleringsresultaten för fallet med långa fördelningsledningar. Med andra ord säkerställer den termostatiske ventilen en god tappvarmvattenkomfort även i detta fall. Den ökade ledningslängden medför dock att värmeförlusterna ökar med 38-67% (beroende på den termostatiske ventils börvärde) relativt referenssystemet. Om värmeförlusterna vid den optimala börvärdesinställningen för respektive system jämförs ökar värmeförlusterna med ca 47% då fördelningsledningarnas längd fördubblas.

8.1.3 Termostatisk kortslutning i periferin av systemet, långa servisledningar

I avsnitt 8.1.2 visades att det optimala börvärdet för den termostatiske kortslutningen blir lägre då längden på fördelningsledningarna ökas. Vad händer då om servisledningarnas längd ökas? För att kunna besvara denna fråga simulerades ett fall med dubbelt så långa servisledningar som i referensfallet. Det vill säga avståndet är 16 meter mellan fördelningsledningen och fjärrvärmecentralerna. Den sammanlagda längden för alla servisledningar är 1088 m. Linjetätheten är i detta fall 0,81 MWh/m. I Figur 16 visas resultatet från beräkningarna.



Figur 16 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatisk ventil i periferin av systemet, AVTQ, långa servisledningar

Om resultatet i Figur 16 jämförs med resultatet för referenssystemet i Figur 12 kan man se att värmeförlusten blir betydligt större då servisledningarnas längd ökas. Detta är främst ett resultat av att servisledningarnas värmeöverförande yta fördubblas då deras längd fördubblas. Servisledningarnas större värmeöverförande area medför i sin tur även att det primärflöde som krävs för att kunna upprätthålla 40 °C vid fjärrvärmecentralen ökar. Det går att visa att ökningen i flöde är direkt proportionell mot ökningen av den värmeöverförande ytan, se Bilaga 2. Varken för servisledningen som leder till eller från fjärrvärmecentralen innebär dock det större flödet någon höjning av temperaturnivån eftersom den logaritmiska medeltemperaturdifferensen (LMTD) är oförändrad, se Bilaga 2.

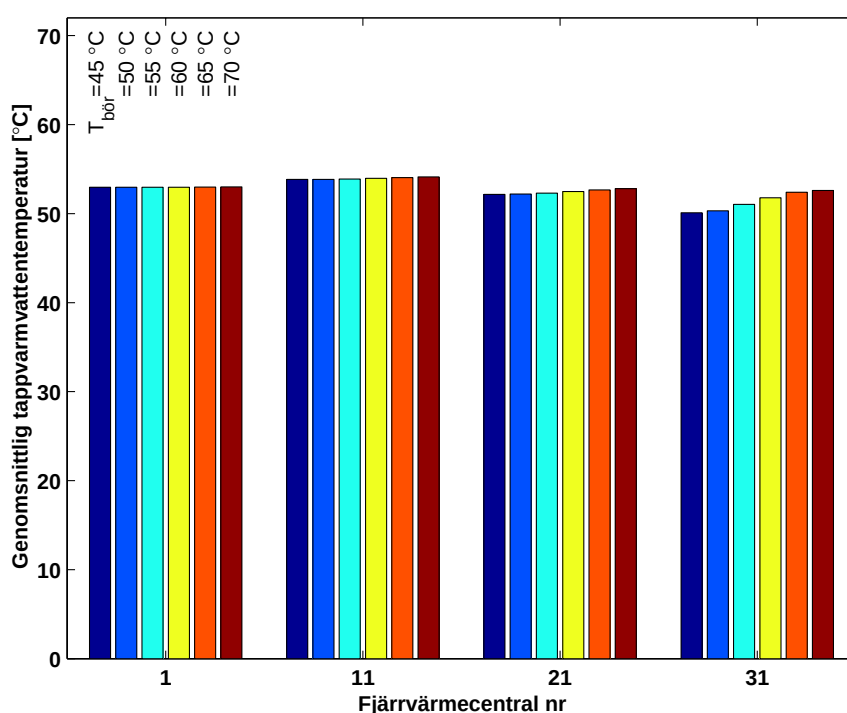
Om Figur 16 och Figur 12 åter jämförs kan vidare konstateras att det optimala börvärdet är ca 60 °C i båda fallen. Dessa resultat antyder alltså att servisledningarnas längd har mindre betydelse för valet av optimalt börvärde för den termostatiske kortslutningsventilen. Frågan är hur detta kommer sig. Först diskuteras hur fördelningsledningarna påverkas och sedan hur servisledningarna påverkas av förändringen av systemet.

Det något ökade primärflödet genom fjärrvärmecentralerna för att kunna upprätthålla 40 °C vid huset påverkar temperaturnivån i fördelningsledningen i relativt liten omfattning. Detta beror på två faktorer. För det första gäller att även om förändringen av primärflödet genom fjärrvärmecentralerna är procentuellt stor (se Bilaga 2) är ökningen i l/s relativt liten sett hur hela systemets perspektiv. Utöver detta kommer även ökningen av primärflödet genom fjärrvärmecentralerna delvis kompenseras av att primärflödet genom den termostatiske kortslutningsventilen i periferin av systemet minskar. Eftersom primärflödet genom fjärrvärmecentralerna ökar så kan nämligen den termostatiske ventilen upprätthålla den önskade börvärdestemperaturen vid ett lägre primärflöde genom ventilen. Vidare påverkas primärflödet och temperaturnivån i returfordelningsledningen av servisledningarnas längd

p.g.a. det faktum att då vatten tappas i ett hus måste det ljunna vattnet i servisledningen passera fjärrvärmecentralen innan det varma vattnet i framfördelningsledningen når fram. Om då servisledningen är 16 meter istället för 8 meter måste således dubbelt så mycket primärvatten passera. Servisledningarna är av dimension DN 20 och detta innebär att ca 6 liter primärvatten istället för ca 3 liter måste passera fjärrvärmecentralen. Sett ur systemets perspektiv är denna skillnad i volym måttlig. Detta bekräftas om pumpenergin i Figur 16 jämförs med den i Figur 12. Den tillförda energin och därmed flödet är ungefär densamma i de båda fallen. Vidare kan konstateras att oavsett om volymen är 3 liter eller 30 liter så påverkas just detta fenomen i systemet ej av den termostatiska kortslutningens börvärde. Anledningen är att temperaturen på vattnet som står i servisledningarna endast påverkas marginellt av börvärdet.

Angående servisledningarnas längd och dess inverkan på systemet har redan konstaterats att värmeförlusterna ökar. Ökning är dock generell och börvärdet på den termostatiska ventilen i periferin av systemet har ingen större inverkan på dessa värmeförluster. Sammanfattningsvis bekräftar diskussionen därför att det är helt rimligt att servisledningarnas längd har liten inverkan på det optimala börvärdet för den termostatiska kortslutningen.

I Figur 16 redovisas även hur den totalt överförda energin i fjärrvärmecentralerna varierar med börvärdet på den termostatiska ventilen. Jämfört med Figur 12 verkar det som att den överförda energin endast minskade relativt lite då servisledningarnas längd ökades. För att även kontrollera hur den överförda energin fördelas mellan olika delar av systemet visas i Figur 17 den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen i fyra olika fjärrvärmecentraler.

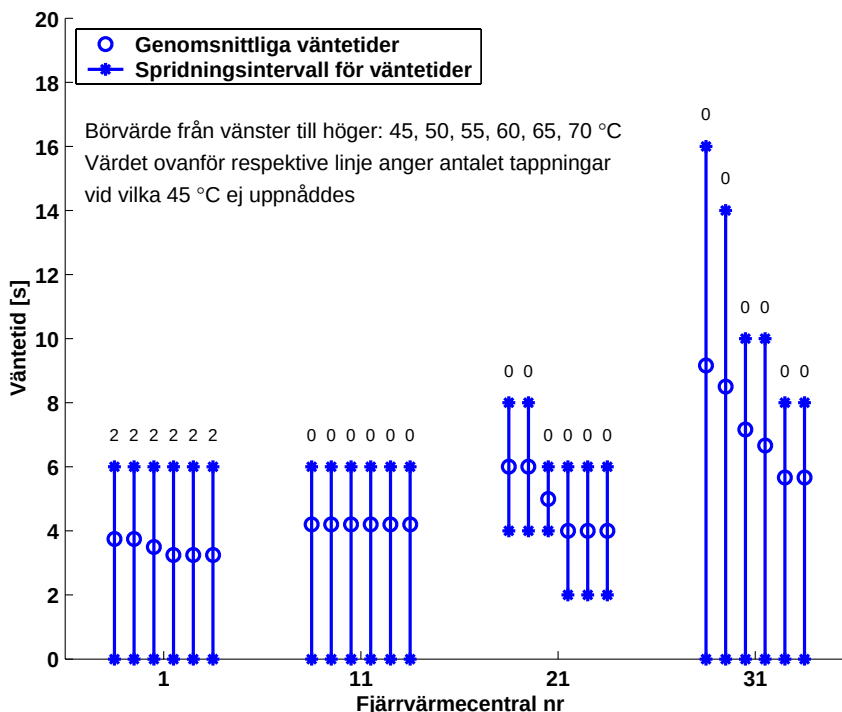


Figur 17 Genomsnittlig tappvarmvattentemperatur i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatisk ventil, AVTQ, långa servisledningar

Trots att servisledningarnas längd är hela 16 meter är tappvarmvattnets temperatur fortfarande tillfredsställande. Om man jämför med Figur 14 är den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen endast i storleksordningen någon grad högre då servisledningarnas längd är 8 meter.

Resultatet är förvånande med tanke på att väntetiden innan varmt vatten erhålls i huset är en funktion av servisledningarnas längd. Med servisledningar som är 16 meter kan därför förväntas att tappvarmvattenkomforten borde försämrats avsevärt jämfört med fallet i avsnitt 8.1.1 och 8.1.2. Förklaringen står att finna hos den använda tappvarmvattenregulatorn och dess kapacitet. AVTQ har ett garanterat k_{vs} -värde på $1,6 \text{ m}^3/\text{h}$. Eftersom det är en garanterad kapacitet innebär detta att enstaka exemplar kan ha högre k_{vs} -värde än så. Dessa variationer i k_{vs} -värde uppstår av tillverkningstekniska skäl, Benonysson [18]. Den modell av AVTQ som används i modellerna av fjärrvärmecentralerna bygger på mätningar på ett verkligt exemplar av AVTQ som har $k_{vs} = 1,96 \text{ m}^3/\text{h}$. Vid ett differenstryck på 2 bar innebär detta att en fullt öppen ventil ger ett flöde på nästan $2,8 \text{ m}^3/\text{h}$. Omräknat i liter per sekund är detta $0,77 \text{ l/s}$. Med andra ord spolas 3 liter primärvatten (volymen i 8 meter DN 20 ledning) igenom ventilen på 3,9 sekunder och 6 liter (volymen i 16 meter DN 20 ledning) på 7,8 sekunder. Av dessa 3 respektive 6 liter vatten håller inte hela volymen samma låga temperatur som vid fjärrvärmecentralen och därför är väntetiden innan acceptabelt varmt vatten når fram till fjärrvärmecentralen ännu kortare än dessa tider. Simuleringsresultaten stödjer detta resonemang.

I Figur 18 visas hur lång tid det tar innan tappvarmvattentemperaturen når 45°C i fyra olika fjärrvärmecentraler vid olika börvärden för den termostatiska ventilen. Anledningen till att just 45°C valts som nedre gräns för temperaturen diskuterades närmare i Kapitel 2 men kortfattat kan sägas att det i Wollerstrand [9] visas att de flesta personer finner 45°C vara en tillräckligt hög tappvarmvattentemperatur. I Figur 18 redovisas genomsnittliga väntetider, den maximala respektive minsta väntetiden samt antalet tappningar då 45°C aldrig uppnåddes innan tappningen avslutades.



Figur 18 Väntetider innan tappvarmvattentemperaturen når 45°C i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatisk ventil i periferin, AVTQ, långa servisledningar

Eftersom differenstryck och framtemperatur är lägst i periferin av systemet är det inte förvånande att Figur 18 visar att de längsta väntetiderna fås i fjärrvärmecentraler i periferin (fjärrvärmecentral nr 1 är placerad närmast produktionen och nr 31 längst ifrån). Även långt ute i periferin (fjärrvärmecentral nr 31) är dock den genomsnittliga väntetiden under 10 sekunder i samtliga fall och vid det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster ($= 60\text{ }^{\circ}\text{C}$) är till och med den maximala väntetiden kortare än 10 sekunder. Endast i fjärrvärmecentral nr 1 fås tappningar där tappvarmvattentemperaturen $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ aldrig uppnås. Detta är förknippat med tappmönstret i de olika fjärrvärmecentralerna. I fjärrvärmecentral nr 1 förekommer två tappningar som endast är några få sekunder långa och därför uppnås aldrig $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ vid dessa. Vidare kan konstateras att väntetiden varierar ganska mycket med börvärdet i periferin av systemet medan den är nästan oberoende av börvärdet i början av systemet eftersom framtemperaturen där varierar lite med börvärdet på den termostatiska ventilen.

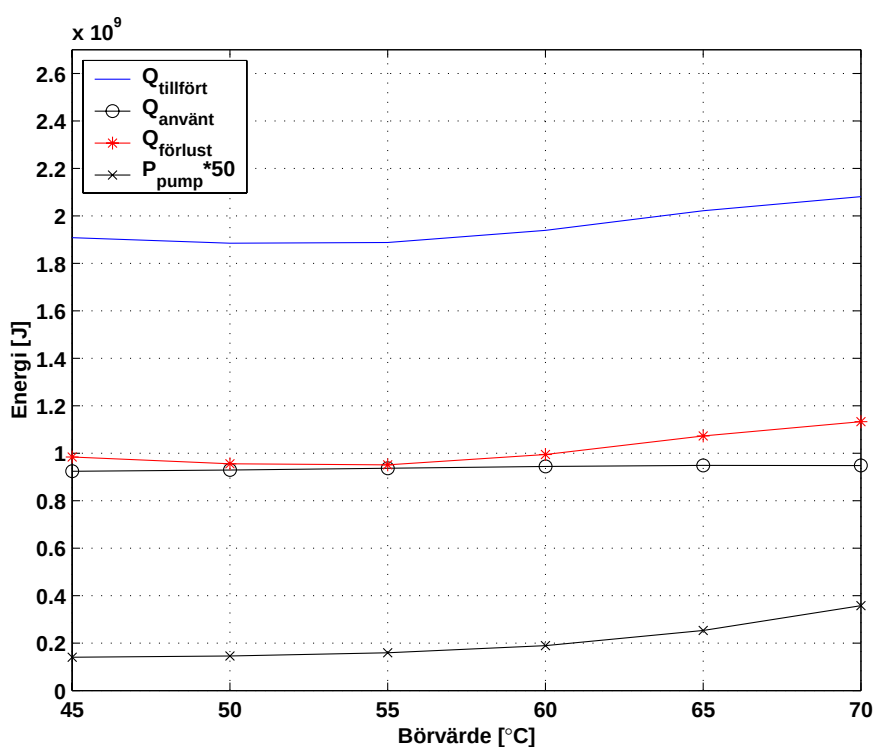
För att ge perspektiv på väntetiderna kan påpekas att den genomsnittliga tappningen i modellen varar i ca 90 sekunder och endast ca 13% av alla tappningar är kortare än 10 sekunder. Till detta ska läggas att man kan misstänka att vid flertalet av de kortaste tappningarna är personen som tappar vattnet inte är ute efter riktigt varmt vatten utan kan nöja sig med vatten med temperaturen $35\text{--}45\text{ }^{\circ}\text{C}$ för att snabbt tvätta händerna eller något liknande. Utöver detta ska beaktas att eftersom villor normalt saknar varmvattencirkulation måste det ljumna vattnet i husets interna system i vilket fall som helst spolas ut innan det varma vattnet når kranen. Denna väntetid kan mycket väl vara lika lång som tiden det tar för det varma primärvattnet att nå värmeväxlaren för tappvarmvattenkretsen. Sammanfattningsvis kan därför konstateras att i detta fall spelar det faktiskt mindre roll om servisledningarnas längd är 8 eller 16 meter.

Den svenska fjärrvärmebranschen har länge varit observant på risken för överdimensionerade reglerventiler och deras negativa inverkan på reglering m.m. i fjärrvärmesystem, se bl.a. Wollerstrand [9] och Gummérus & Petersson [25]. I detta fall är dock den egentligen väl tilltagna ventilen positiv sett ur kundens perspektiv eftersom den säkerställer en god tappvarmvattenkomfort. Det ska observeras att det är just den stora ventilen och ett rimligt stort differenstryck som gör att även ett fall med mycket långa servisledningar är acceptabelt ur kundens perspektiv. Om ventilens k_{vs} -värde istället var t.ex. $1,0\text{ m}^3/\text{h}$ och differenstrycket var 1 bar skulle det istället ta ca 11 sekunder att spola igenom 3 liter vatten och ca 20 sekunder att spola igenom 6 liter. I ett sådant fall kan därför alltför långa servisledningar få stor inverkan på kundens tappvarmvattenkomfort.

8.1.4 Termostatisk kortslutning i periferin av systemet, långa fördelnings- och servisledningar

I avsnitt 8.1.1-8.1.3 har förhållandet mellan längden på servis- och fördelningsledningarna varierats och den optimala börvärdestemperaturen har sedan jämförts mellan de olika fallen. Det verkar som att det finns ett samband mellan det optimala börvärdet och längden på fördelningsledningarna. Längre fördelningsledningar (med konstant energibehov i systemet) medför ökade värmeförluster från systemet och en sänkning av det optimala börvärdet. Även längre servisledningar bidrar till en allmän höjning av värmeförlusterna från systemet. Servisledningarnas längd verkar däremot endast ha liten inverkan på det optimala börvärdet.

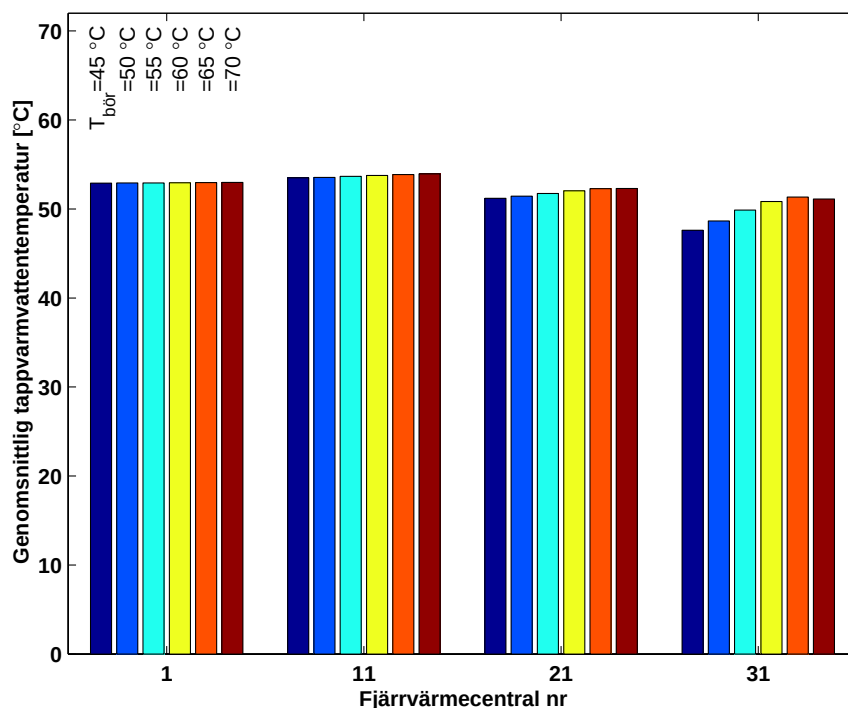
Som en avslutning på denna diskussion ska ytterligare en systemkonfiguration studeras. I Figur 19 redovisas beräkningsresultat för ett fall med dubbelt så långa fördelnings- och servisledningar som i referensfallet. Med dessa ledningslängder blir systemet mycket värmeglest och linjetätheten är 0,60 MWh/m.



Figur 19 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatisk ventil i periferin av systemet, AVTQ, långa fördelnings- och servisledningar

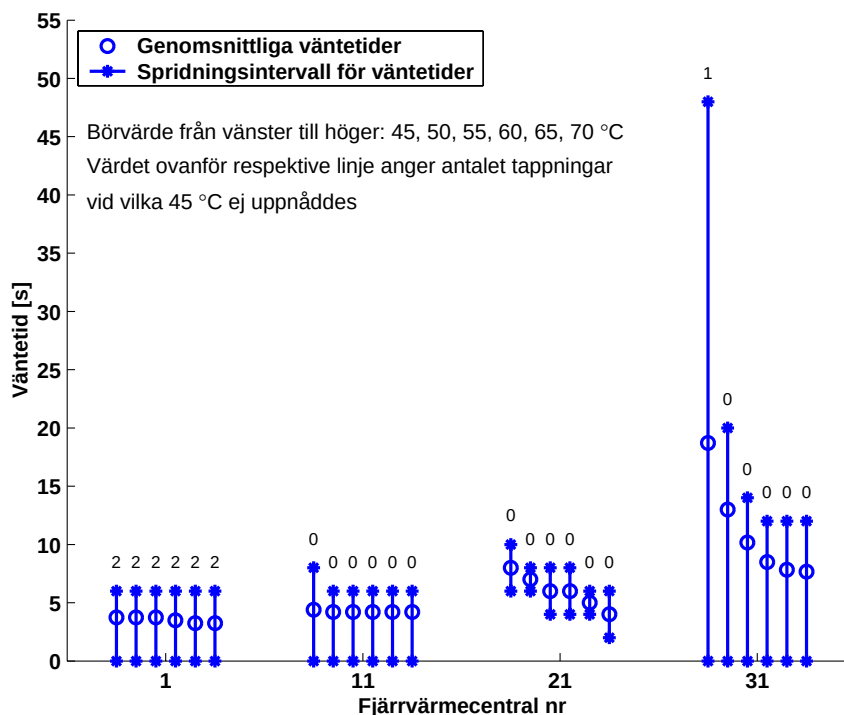
Om resultatet i Figur 19 ska styrka tidigare gjorda beräkningar och de slutsatser som dragits utifrån dessa så ska det optimala börvärdet vara ungefär detsamma som i fallet med enbart långa fördelningsledningar men nivån för värmeförlusterna ska vara högre. Jämförelse med Figur 15 bekräftar att detta verkligen är fallet och de tidigare dragna slutsatserna bekräftas därmed.

Ytterligare en sak bör kommenteras i sammanhanget. Om Figur 12, Figur 15 och Figur 19 jämförs kan man se en svag men ändå tydlig trend att den totalt överförda energin i fjärrvärmecentralerna minskar allteftersom servis- och fördelningsledningarnas längd ökas. I Figur 20 visas att även då servis- och fördelningsledningarna är dubbelt så långa som i referensfallet så är fortfarande den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen acceptabel.



Figur 20 Genomsnittlig tappvarmvattentemperatur i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatisk ventil, AVTQ, långa fördelnings- och servisledningar

En acceptabel genomsnittlig tappvarmvattentemperatur är inte alltid tillräckligt för att bevisa att god tappvarmvattenkomfort råder i hela systemet. Orsaken är att då den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen beräknas får långa och stora tappningar stor inverkan på resultatet. I början av tappningar och vid kortare eller mindre tappningar kan därför väntetiden innan en acceptabel tappvarmvattentemperatur uppnås bli lång utan att det märks nämnvärt då den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen beräknas. Av denna anledning redovisas i Figur 21, precis som i det föregående avsnittet, väntetiderna innan tappvarmvattentemperaturen når 45 °C vid tappningar i några olika fjärrvärmecentraler.



Figur 21 Väntetider innan tappvarmvattentemperaturen når 45 °C i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatisk ventil i periferin, AVTQ, långa fördelnings- och servisledningar

Jämfört med väntetiderna för fallet med långa servisledningar i Figur 18 är den maximala väntetiden betydligt längre i Figur 21. Det är dock främst för fjärrvärmecentral nr 31 vid börvärdet 45 °C på den termostatiske ventilen som den maximala väntetiden blir orimligt lång. Anledningen till att väntetiderna i dessa fall kan bli mycket långa beror på kombinationen av låg framtemperatur i periferin av systemet och lågt differenstryck, som orsakas av de långa ledningarna. I de fall där väntetiden blir mycket lång beror detta ofta även på att tappningen råkar komma vid en tidpunkt då inget vatten har tappats under den närmaste tidsperioden i den aktuella fjärrvärmecentralen eller i dem som är placerade längre ut i systemet än den aktuella. I en sådan situation är temperaturnivån i fördelningsledningen särskilt låg och därmed blir transporttiden innan varmt primärvatten når fjärrvärmecentralen extra lång. Vid högre börvärden på den termostatiske ventilen kommer denna att säkerställa en acceptabel temperaturnivå överallt i framledningen även då inget vatten tappas och därför minskar transporttiden för det varma vattnet att nå fjärrvärmecentralen.

För att återknyta till den minskning i överförd energi i fjärrvärmecentralerna som kan urskiljas om Figur 19 jämförs med t.ex. Figur 15 så är de längre väntetiderna en del av förklaringen till minskningen. Den överförda energin i fjärrvärmecentralerna minskar dock även på grund av andra orsaker. Så länge den termostatiske kortslutningsventilens börvärde är satt tillräckligt högt och ventilen har tillräckligt stor kapacitet kommer temperaturen i systemet att upprätthållas. Då fördelningsledningarnas längd ökas kommer flödet genom ventilen att öka för att kompensera för den större värmeöverförande arean som ledningarna utgör och detta medför i sin tur större tryckfall i ledningarna. Det större tryckfallet resulterar i lägre differenstryck i systemet. Om längden på fördelningsledningen är så stor, alternativt att börvärdet är så högt, att börvärdet ej uppnås kommer kortslutningsventilen dels stå helt öppen vilket sänker differenstrycket och dels blir framledningstemperaturen i periferin av systemet

lägre. För den självverkande AVTQ resulterar både sänkt differenstryck och sänkt framledningstemperatur i att tappvarmvattentemperatur blir lägre (se Kapitel 7). Även en elektronisk PID-regulator kan enbart upprätthålla en konstant tappvarmvattentemperatur så länge dess kapacitet gör det möjligt och därför finns även här risken att tappvarmvattentemperaturen sjunker då fördelningsledningens längd ökas.

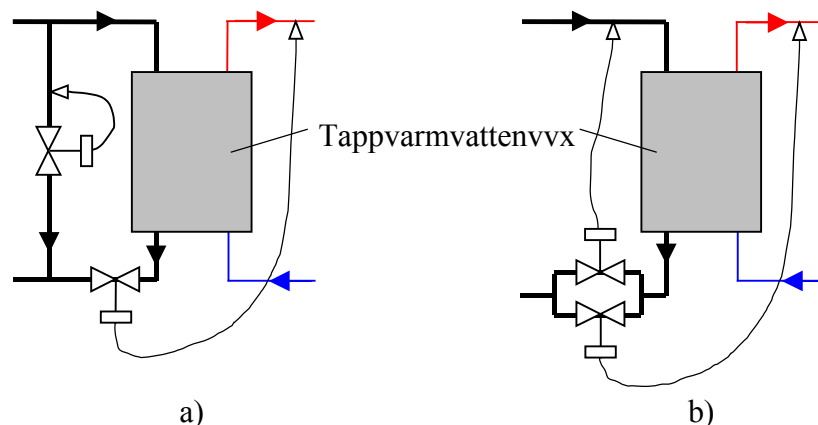
Servisledningarnas inverkan på systemet är något annorlunda jämfört med fördelningsledningarnas. De flödesmotstånd som fjärrvärmecentralerna och servisledningarna ger upphov till är parallella med varandra medan de flödesmotstånd som fås i de enskilda fördelningsledningarna är kopplade i serie. Detta medför att en ökning av servisledningarnas längd inte resulterar i en lika stor minskning av det tillgängliga differenstrycket som då fördelningsledningarnas längd ökas (jämför ekvation (1) och (2) i Kapitel 4). Av denna anledning är det främst det temperaturfall som fås i ledningarna som medför problem i systemet då servisledningarnas längd ökas.

Trots att det studerade systemet i avsnittet består av både långa servis- och fördelningsledningar så kan konstateras att åtminstone vid det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster passerar inte komfortgränsen för tappvarmvattentemperaturen. Risken finns dock att för ett område med ännu lägre energitäthet, lägre isoleringsgrad för ledningarna, ofrivilliga rundgångar etc. kan detta mycket väl bli fallet. I sammanhanget kan noteras att både för servis- och fördelningsledningar skulle en högre isoleringsstandard inverka positivt på systemet. En högre isoleringsstandard medför att temperaturfallet i ledningarna blir mindre. Om systemet har en termostatisk kortslutningsventil i periferin så medför det mindre temperaturfallet att önskat börvärde kan uppnås vid ett lägre primärflöde och detta sänker dels temperaturnivån i returledningen och dels minskar tryckfallet i ledningarna så att ett högre differenstryck kan upprätthållas. Inverkan av isoleringsgraden kommer att studeras närmare i avsnitt 8.3.

8.1.5 Termostatisk tomgångsfunktion i samtliga fjärrvärmecentraler, referenssystem

I avsnitt 8.1.1–8.1.4 har endast fallet med en termostatisk kortslutning i periferin av fjärrvärmesystemet studerats. Ett alternativ till detta är att installera en termostatisk tomgångsfunktion mellan fram- och returledningen i samtliga fjärrvärmecentraler. Detta kräver en termostatisk ventil i varje fjärrvärmecentral men å andra sidan slipper man problemet med avkyllt vatten i servisledningar.

Installationen av den termostatiske ventilen kan göras på två sätt. Antingen kortsluts flödet så att det ej går igenom tappvarmvattenvärmeväxlaren (Figur 22a) eller så tillåts det passera värmeväxlaren (Figur 22b). Det bör påpekas att varken lösningen i Figur 22a eller Figur 22b nödvändigtvis behöver innebära två separata regulatorer. I fallet med Danfoss AVTQ och de utföranden av Siemens RVD 130 som är försedda med en temperatursensor på primärsidan kan dessa regulatorer ses som en kombination av dels en tappvarmvattenregulator och dels en termostatisk ventil för primärsidan. Dessa regulatorer är därför ekvivalenta med Figur 22b. Redan A/S tillverkar en fjärrvärmecentral som är utrustad med en självverkande tappvarmvattenregulator och som även har en termostatiskt reglerad bypass av det primära vattnet, [23].

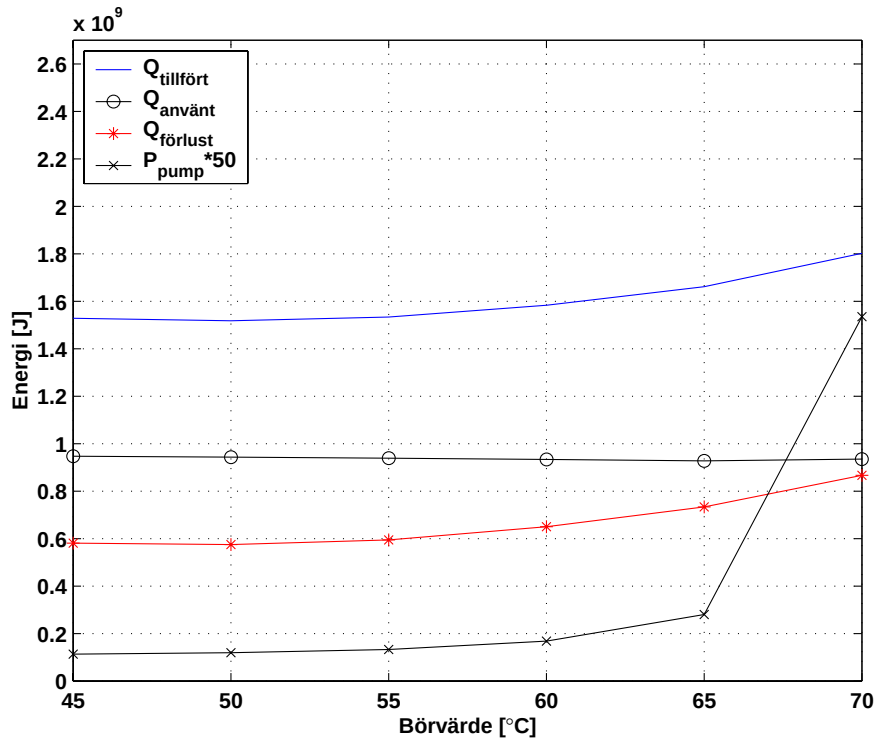


Figur 22 Kopplingsalternativ för termostatisk tomgångsfunktion

Med hänsyn till risken för övervärmning av värmeväxlaren som kan leda till kalkavlagringar, Wollerstrand [11], är alternativet i Figur 22a generellt att föredra framför det i Figur 22b. Det bör dock i sammanhanget tilläggas att om man bortser från defekta termostatiska ventiler och antar att börvärdet är någorlunda korrekt valt så är det normalt måttliga temperaturnivåer på det kortslutna vattnet och därför begränsas risken för kalkavlagringar. Utöver detta kan även argumenteras för alternativet i Figur 22a när det gäller placering av värmemätaren eftersom det här är enklare att montera värmemätaren antingen så att kunden eller fjärrvärmeföretaget betalar driftkostnaden för tomgångsfunktionen (i fallet med t.ex. RVD 130 och AVTQ går det ej att separera tomgångsflödet från det primära flöde som orsakas av ett tappflöde).

Om man bortser från risken att värmeväxlarnas kapacitet försämras på grund av kalkavlagringar om kopplingsvarianten i Figur 22b används så spelar det för hela fjärrvärmesystemets funktion inte någon större roll hur den termostatiska ventilen kopplas in i fjärrvärmecentralen. I detta arbete valdes varianten i Figur 22b. Anledningen till att denna något mindre lämpliga variant valdes är att det ur modelleringssynpunkt innebar kortare beräkningstider för denna variant och beräkningsresultatet i praktiken ändå är oberoende av vilket lösning som väljs.

I Figur 23 visas simuleringsresultat från fallet med en termostatisk tomgångsfunktion i alla fjärrvärmecentraler och samma ledningslängder som i referenssystemet

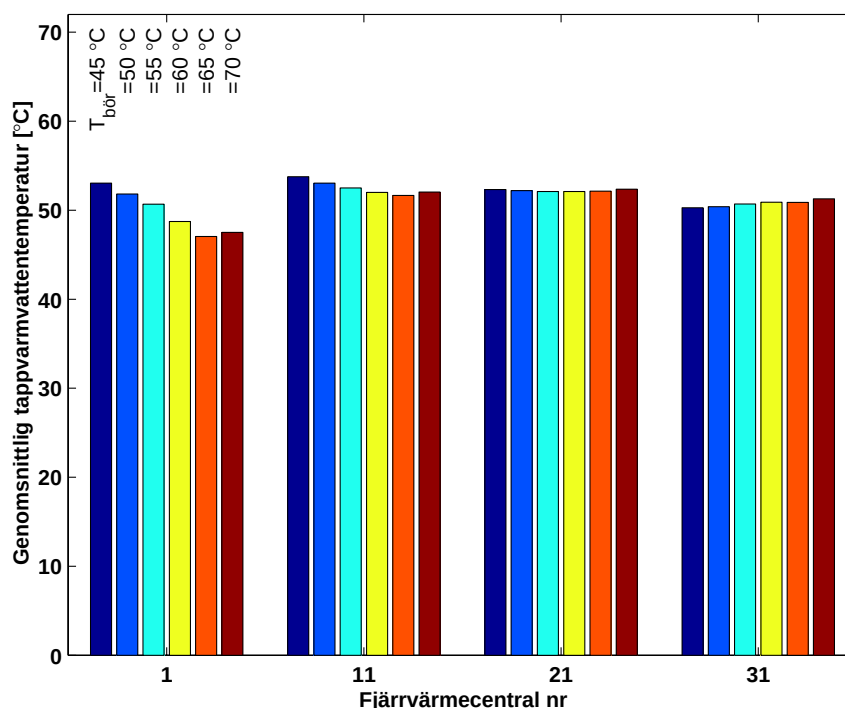


Figur 23 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatisk tomgångsfunktion i fjärrvärmecentraler, AVTQ, referenssystem

Det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster är inte särskilt skarpt i detta fall men det är strax under 50 °C. Om man jämför med fallet med samma ledningslängder men med endast en termostatisk ventil i systemets periferi (se Figur 12) så är det optimala börvärdet i föreliggande fall lägre. Förklaringen till detta är att i fallet med endast en termostatisk ventil i periferin höjs enbart temperaturnivån i fördelningsframledningen då börvärdet för ventilen höjs. Om istället de termostatiska ventilerna är installerade i varje fjärrvärmecentral medför en höjning av börvärdet en höjning av temperaturnivån i alla typer av framledningar, d.v.s. i både servis- och fördelningsledningar. En ökning av börvärdet i detta fall "straffas" därför hårdare i form av ökade värmeförluster från framledningarna och som en följd av detta blir det optimala börvärdet lägre.

Om man fortsätter att jämföra Figur 23 och Figur 12 kan konstateras att förutom vid börvärdet 45 °C är värmeförlusten vid samtliga börvärden högre i fallet med termostatisk tomgångsfunktion i alla fjärrvärmecentraler. Vid lägre börvärden är dock skillnaden liten. Orsaken till detta är att då de termostatiska ventilernas börvärden närmar sig 40 °C konvergerar båda lösningarna mot system med termostatiska ventiler med börvärdet 40 °C i alla fjärrvärmecentraler. Anledningen till detta är AVTQ regulatorns funktion som termostatisk ventil för primärsidan då inget vatten tappas. Vid börvärden över ca 55 °C stiger värmeförlusterna rejält. Detta orsakas av att stora primära flöden kortsluts i de termostatiska ventilerna. I fallet då endast en termostatisk ventil var installerad i periferin var dess kapacitet liten jämfört med då 34 sådana ventiler är installerade i hela systemet. Eftersom framledningstemperaturen är 70 °C innebär detta att då börvärdet närmar sig 70 °C är nästan alla ventiler fullt öppna och detta medför i sin tur dels att pumpenergin ökar dramatiskt (se P_{pump} i Figur 23) och dels att returtemperaturen från området blir mycket hög. Vid börvärdet 70 °C är den erforderliga pumpenergin ca 1,7% av den tillförda värmeenergin och vid höga börvärden kan man således inte längre försumma pumpenergin. Beroende på avstånd och

ledningsdimensioner kan även de stora flödena medföra att differenstrycket i periferin av systemet blir så lågt att tappvarmvattenkomforten försämras drastiskt. Som visas i Figur 24 gäller dock att med den rörkonfiguration som används här blir inte differenstrycket så lågt att det medför stora problem.



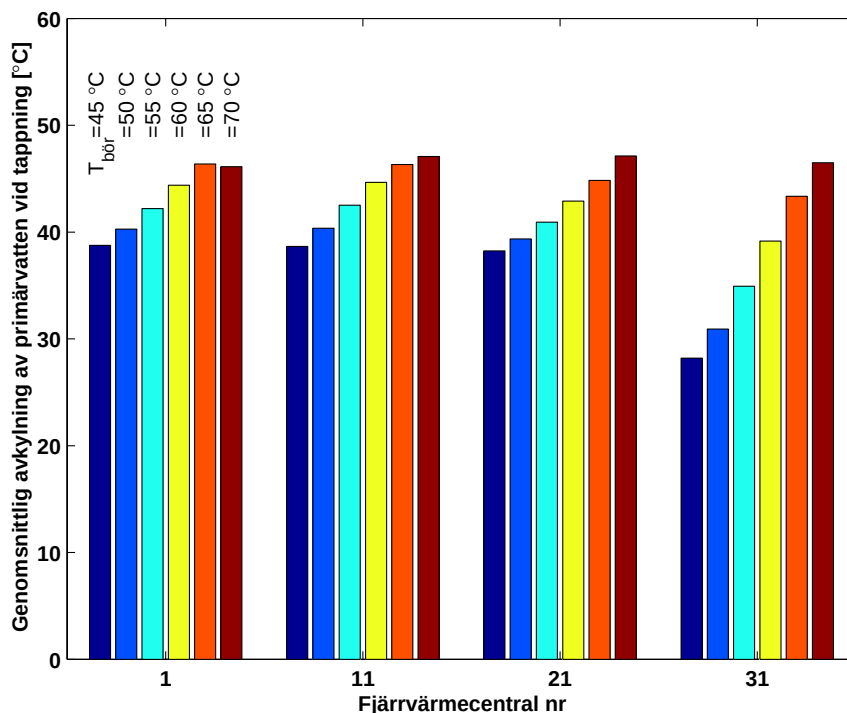
Figur 24 Genomsnittlig tappvarmvattentemperatur i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatiska tomgångsfunktioner, AVTQ, referenssystem

Om de genomsnittliga tappvarmvattentemperaturerna i Figur 24 jämförs med temperaturerna i Figur 14 ser man att i Figur 14 var tappvarmvattentemperaturen i fjärrvärmecentralerna 1 och 11 relativt oberoende av börvärdet men i Figur 24 minskar tappvarmvattentemperaturen med ökande börvärde. Anledningen är att i båda fallen är den primära framledningstemperaturen i fördelningsledningarna vid fjärrvärmecentralerna nästan 70 °C vid alla börvärden men det stora flöde som orsakas av alla de termostatiska ventilerna i föreliggande fall gör att differenstrycket här varierar avsevärt mer än om det endast finns en termostatisk ventil i periferin. Enligt Figur 10 resulterar ett lägre differenstryck vid konstant primär framledningstemperatur i lägre tappvarmvattentemperatur om denna regleras av en AVTQ. Längre ut i systemet (fjärrvärmecentraler 21 och 31) kompenseras det lägre differenstrycket delvis av en högre framledningstemperatur och därför blir den resulterande tappvarmvattentemperaturen tämligen konstant.

Sett ur kundens perspektiv är den stora fördelen med en termostatisk tomgångsfunktion i varje fjärrvärmecentral att väntetiden på varmt tappvatten minimeras. Anledningen är att de termostatiska ventilerna i detta fall inte bara säkerställer varmt primärvatten i fördelningsledningen utan även i servisledningen ända fram till den enskilda fjärrvärmecentralen. Då vatten tappas i fallet med endast en termostatisk ventil i periferin av systemet måste först det delvis avsväljade primärvattnet som står i servisledningen passera fjärrvärmecentralen innan det varmare vattnet i fördelningsledningen når fram. Detta i sin tur kan i vissa fall medföra långa väntetider innan tappvarmvattnet når önskad temperatur. Om den termostatiska ventilen istället är installerad i fjärrvärmecentralen säkerställs varmt

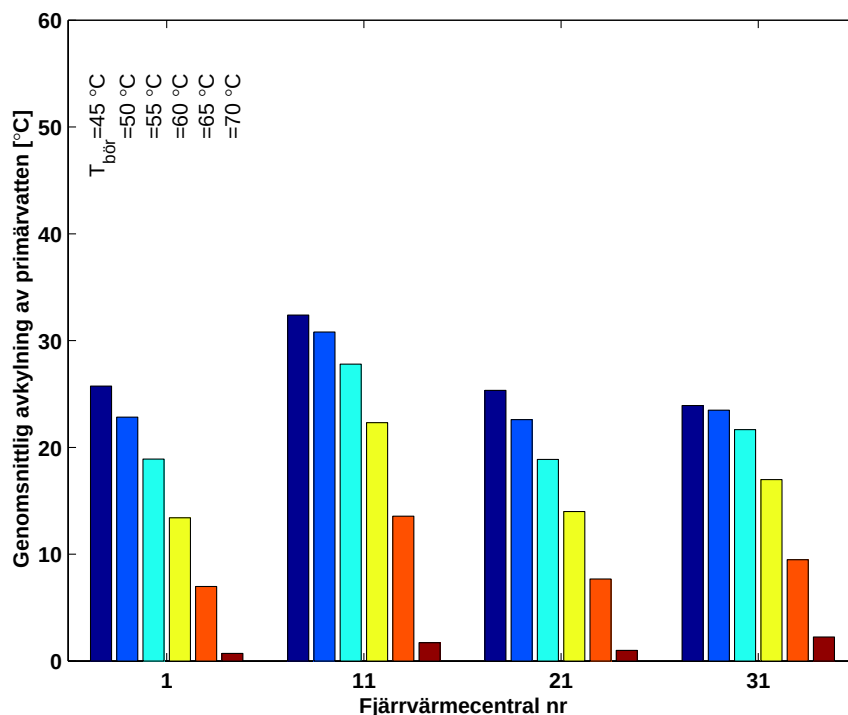
primärvatten ända fram till centralen och vid en tappning kommer därför den önskade tappvarmvattentemperaturen snabbt att uppnås. Å andra sidan fördes i slutet av avsnitt 8.1.3 en diskussion som visade att om tappvarmvattenregulatorn har stor kapacitet och servisledningarna inte är orimligt långa så behöver inte avsaknaden av en termostatisk ventil i varje fjärrvärmecentral innebära någon större försämring av komforten för kunden.

En annan fördel med att varmt primärvatten säkerställs ända fram till fjärrvärmecentralerna är att avkylningen vid tappningar förbättras. I Figur 25 visas hur avkylningen i fyra olika fjärrvärmecentraler påverkas av den termostatiske ventils börvärde.



Figur 25 Genomsnittlig avkylning av primärvatten vid tappning i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatiske tomgångsfunktioner, AVTQ, referenssystem

Om den genomsnittliga avkylningen i Figur 25 jämförs med den i Figur 13 ser man att avkylningen i föreliggande fall är betydligt större. Den stora nackdelen är dock att denna goda avkylning vid tappningar sker på bekostnad av att primärvatten kortsluts då inget vatten tappas. Av denna anledning kan de termostatiske kortslutningarna medföra en drastisk försämring av den genomsnittliga avkylningen av primärvattnet i fjärrvärmecentralen om hela drifttiden studeras. I Figur 26 visas hur stor den genomsnittliga avkylningen av primärvattnet är om hela perioden studeras och inte bara de tidpunkter då vatten tappas.



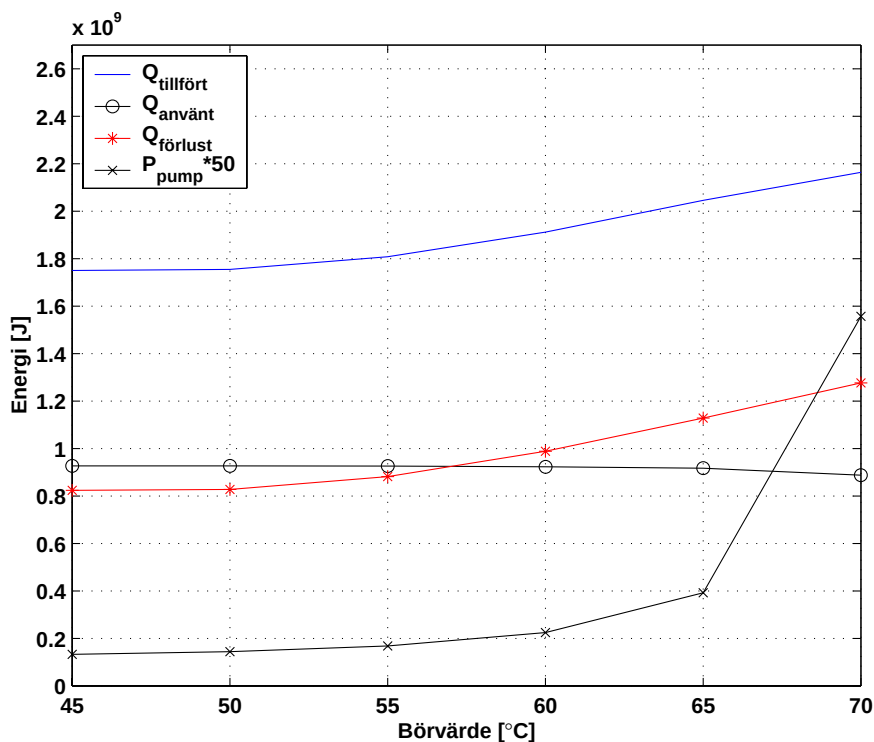
Figur 26 Genomsnittlig total avkylning av primärvatten i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatiska tomgångsfunktioner, AVTQ, referenssystem

Figur 26 visar tydligt den negativa aspekten av de termostatiska tomgångsfunktionerna. Vid börvärdet 70 °C står de termostatiska ventilerna helt, eller nästan helt, öppna och trots att avkylningen blir god då vatten tappas i respektive byggnad (enligt Figur 25) blir den genomsnittliga totala avkylningen av primärvattnet mycket dålig.

I diskussionen bör två reservationer infogas. Den första är att den termostatiska ventilens kapacitet är av stor betydelse då inverkan på den genomsnittliga avkylningen av primärvattnet studeras. I detta arbete ansåts att samtliga termostatiska ventiler har $k_{vs} = 0,72\text{ m}^3/\text{h}$. Detta är ingen extremt stor ventil men samtidigt är den så pass stor att avvikelser från det inställda börvärdet är maximalt några grader i alla fjärrvärmecentraler vid samtliga börvärden. Den andra brasklappen är att, som beskrevs i början av detta avsnitt, vissa regulatorer kan sköta både upprätthållande av önskad primär framledningstemperatur och regleringen av tappvarmvattentemperaturen med endast en ventil. När en tappning görs så är det helt enkelt tappvarmvattenregleringen som prioriteras. En sådan regulator kan ge en något bättre medelavkylning av primärvattnet vid tappningar än vad som visas i Figur 25. Fortfarande gäller dock att primärvatten med en temperatur som motsvarar börvärdet kommer att kortslutas under perioder då inget vatten tappas. Riskerna är därför stora att avkylningen för hela systemet ändå blir liten vid höga börvärden.

8.1.6 Termostatisk tomgångsfunktion i samtliga fjärrvärmecentraler, långa fördelningsledningar

Det har tidigare visats att i fallet med en termostatisk ventil installerad i periferin av systemet förskjuts det optimala börvärdet för ventilen m.a.p. värmeförluster nedåt då längden på fördelningsledningarna ökas (se avsnitt 8.1.2). I Figur 27 visas hur fjärrvärmesystemet med termostatiska tomgångsfunktioner i samtliga fjärrvärmecentraler påverkas då fördelningsledningarnas längd fördubblas.

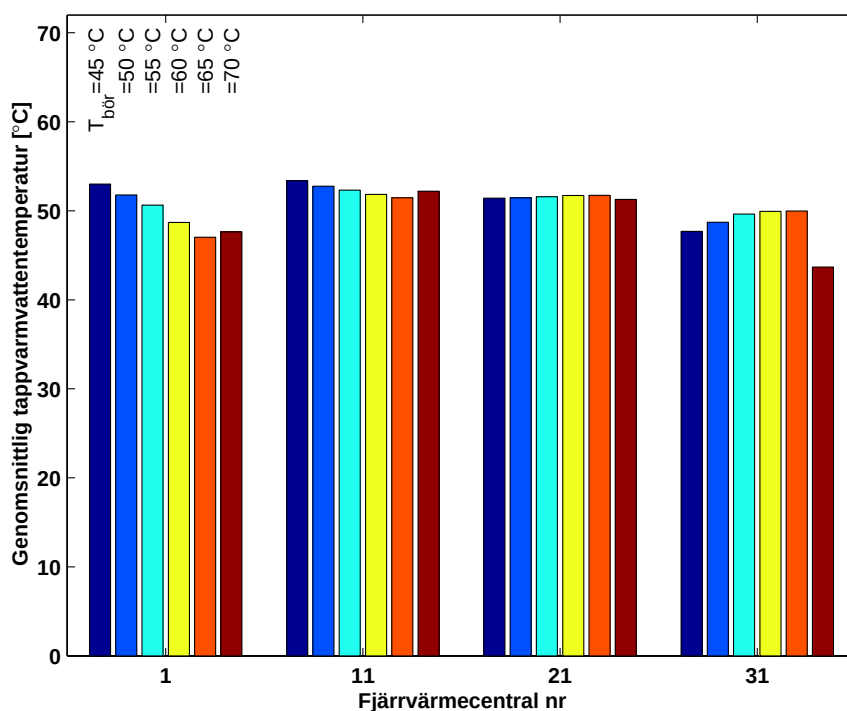


Figur 27 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatiska tomgångsfunktioner i fjärrvärmecentraler, AVTQ, långa fördelningsledningar

Om Figur 27 jämförs med Figur 23 kan det konstateras att även då de termostatiska ventilerna är installerade i samtliga fjärrvärmecentraler förskjuts det optimala börvärdet nedåt då längden på fördelningsledningarna ökas. Det optimala börvärdet är närmare 45 °C i Figur 27 och strax under 50 °C i Figur 23. Motsvarande sänkning i fallet med endast en termostatisk ventil i periferin av systemet var från ca 60 °C till ca 55 °C (se Figur 15 och Figur 12). Med andra ord blir den resulterande sänkningen av börvärdet vid en ökning av fördelningsledningarnas längd något mindre då termostatiska ventiler är installerade i samtliga fjärrvärmecentraler jämfört med fallet då endast en termostatisk ventil är placerad i periferin. Orsaken till detta är att då de termostatiska ventilerna är installerade i varje fjärrvärmecentral höjs temperaturnivån även i samtliga servisledningar. Denna temperaturhöjning resulterar i en ökning av värmeförlusterna från servisledningarna. Denna ökning medför dels att de totala värmeförlusterna från systemet ökar (jämför Figur 23 med Figur 12) och dels att värmeförlusterna från servisledningarna utgör en större del av den totala värmeförlusten. Då fördelningsledningarnas längd ökas medför detta därför inte en lika stor procentuell ökning av värmeförlusterna som i fallet då endast en termostatisk ventil är installerad i periferin. Det vill säga ett högre börvärde straffas procentuellt inte lika mycket här. Detta är orsaken till att det optimala börvärdet inte sänks lika mycket vid en ökning av

fördelningsledningarnas längd då termostatiska ventiler är installerade i samtliga fjärrvärmecentraler istället för enbart i periferin.

Vidare visar Figur 27 att då fördelningsledningarnas längd ökas krävs större flöden genom de termostatiska ventilerna för att börvärdestemperaturen ska uppnås. Detta märks framförallt vid börvärden över ca 50 °C. Högre börvärde ger större kortslutningsflöde som ger högre temperaturnivåer i returledningen och därmed större värmeförluster. Detta kunde även observeras i Figur 23. Vad som är nytt i detta fall är att flödena blir så höga att de medför kapacitetsproblem. Detta märks t.ex. då den totalt överförda energin i fjärrvärmecentralerna vid börvärdet 65 °C jämförs med den överförda energin vid börvärdet 70 °C. Vid ett börvärde på 70 °C kommer nästan samtliga termostatiska ventiler vara fullt öppna vilket resulterar i stora flöden och stora tryckfall. Dessa stora tryckfall medför i sin tur lägre differenstryck i systemet. I periferin blir detta särskilt märkbart och här sjunker differenstrycket till så låga nivåer att en god tappvarmvattenkomfort ej kan upprätthållas. Detta antyds i Figur 27 (eftersom den totalt överförda energin minskar vid höga börvärden) och resonemanget bekräftas om den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen i olika fjärrvärmecentraler studeras (se Figur 28).

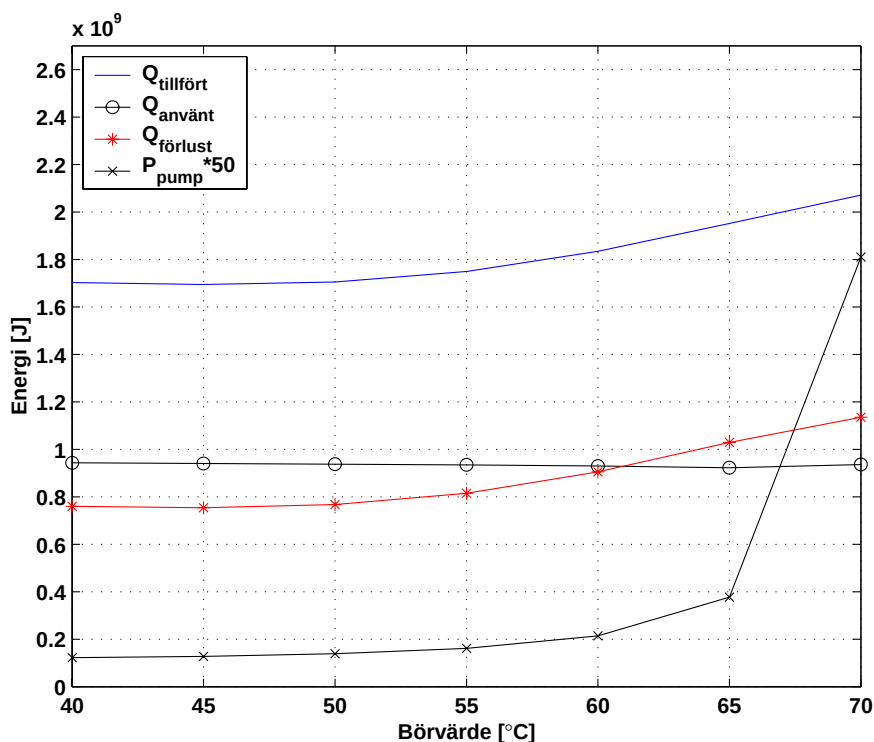


Figur 28 Genomsnittlig tappvarmvattentemperatur i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatiska tomgångsfunktioner, AVTQ, långa fördelningsledningar

Enligt Figur 28 gäller att i fjärrvärmecentralerna nr 1, 11 och 21 är den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen någorlunda acceptabel vid samtliga börvärden men för fjärrvärmecentral nr 31 uppstår vid börvärdet 70 °C en bristsituation och den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen är i detta fall bara drygt 43 °C. Eftersom 43 °C är en genomsnittlig tappvarmvattentemperatur kan temperaturen under perioder ligga klart under 43 °C och risken är stor att en verklig kund i en sådan situation upplever att kvaliteten på tappvarmvattnet är otillfredsställande.

8.1.7 Termostatisk tomgångsfunktion i samtliga fjärrvärmecentraler, långa servisledningar

Då den termostatiska ventilen var installerad i periferin av systemet var det optimala börvärdet i praktiken oberoende av längden på servisledningarna. För att undersöka om detta är fallet även då de termostatiska ventilerna är installerade i samtliga fjärrvärmecentraler görs motsvarande beräkningar även i detta fall. I Figur 29 redovisas beräkningsresultat från ett fall med termostatiska ventilerna i samtliga fjärrvärmecentraler och med dubbelt så långa servisledningar som i referensfallet (16 meter).



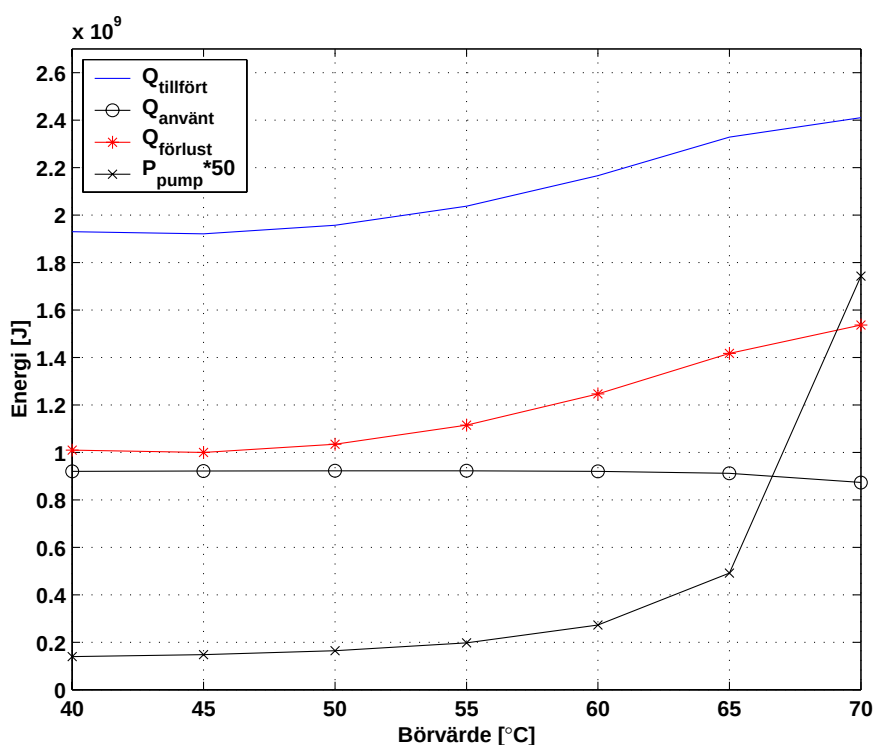
Figur 29 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatiska tomgångsfunktioner i fjärrvärmecentraler, AVTQ, långa servisledningar

Då det i intervallet 45-70 °C var svårt att urskilja något optimum med avseende på värmeförluster för börvärdet så har här även gjorts beräkningar vid börvärdet 40 °C. Denna kompletterande beräkning visar att det optimala börvärdet är ca 45 °C. Optimum i Figur 29 sammanfaller inte med optimum för referensfallet eftersom det optimala börvärdet där var strax under 50 °C (se Figur 23). Med andra ord skiljer sig i detta avseende fallet med termostatiska ventiler i samtliga fjärrvärmecentraler från fallet med enbart en termostatisk ventil i periferin. Förklaringen till detta är att då endast en termostatisk ventil är installerad i periferin av systemet påverkar börvärdesinställningen på denna i praktiken enbart värmeförlusten från fördelningsledningarna. Då de termostatiska ventilerna istället är installerade i fjärrvärmecentralerna påverkar var och en av dem temperaturnivån, och därmed värmeförlusten, från både fördelnings- och servisledningarna. Då servisledningarnas längd ökas ökar värmeförlusten från dem. Detta medför dels att den totala värmeförlusten från systemet ökar (precis som i fallet med en termostatisk ventil i periferin) och dels att den positiva effekt som en hög framledningstemperatur (= ett högt börvärde) har på avkylningen av primärvattnet delvis förtas. För att finna det nya optimala börvärdet måste därför börvärdet sänkas till ett värde där en minimal ökning av börvärdet resulterar i en lika stor minskning av värmeförlusterna från returledningen som ökning av värmeförlusterna från framledningen.

Minskningen av värmeförlusterna från returledningen som en högre framledningstemperatur resulterar i beror på att värmeväxlaren för tappvarmvattenkretsen ger en lägre returtemperatur vid tappningar då framledningstemperaturen ökas (återkalla diskussionen i avsnitt 8.1.1).

8.1.8 Termostatisk tomgångsfunktion i samtliga fjärrvärmecentraler, långa fördelnings- och servisledningar

I avsnitt 8.1.7 visades att då en termostatisk tomgångsfunktion är installerad i samtliga fjärrvärmecentraler har servisledningarnas längd inflytande på det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster. Längre servisledningar verkar leda till ett något lägre optimalt börvärde. För att ytterligare försöka stärka denna slutsats studeras i detta avsnitt ett fall med både dubbelt så långa fördelnings- och servisledningar som i referensfallet. Beräkningsresultatet redovisas i Figur 30.



Figur 30 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatiska tomgångsfunktioner i fjärrvärmecentraler, AVTQ, långa fördelnings- och servisledningar

Om de tidigare dragna slutsatserna gäller även här ska alltså det optimala börvärdet i Figur 30 vara lägre lite än det i Figur 27 (system med enbart långa fördelningsledningar). En jämförelse mellan de två figurerna visar att detta verkligen är fallet.

8.2 Fjärrvärmesystem med elektronisk tappvarmvattenregulator

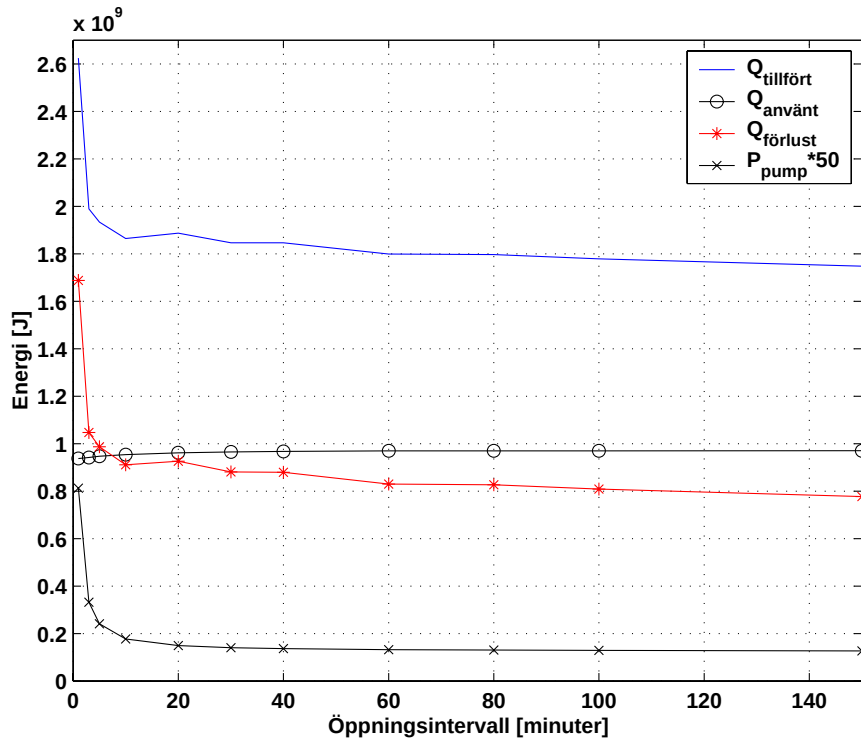
I detta avsnitt undersöks fjärrvärmesystem som med avseende på rörkonfigurationen motsvarar några av dem i avsnitt 8.1 men med skillnaden att den självverkande AVTQ har bytts ut mot en elektronisk tappvarmvattenregulator som är inspirerad av Siemens RVD 130. I avsnitt 8.2.1 undersöks hur öppningsintervallet för den sommarfunktion som beskrivs i Kapitel 7 ska väljas för att systemet ska fungera bra. Beräkningar görs endast för alternativet där ventilen öppnar till 25% i 30 sekunder. Fallet där ventilens öppningsgrad bestäms av den primära returtemperaturen kommer endast diskuteras i slutet av avsnittet med tidigare beräkningsresultat som grund.

I avsnitt 8.2.2-8.2.3 undersöks om de slutsatser som drogs i avsnitt 8.1 och de optimala börvärden som beräknades för olika rörkonfigurationer gäller även då en annan typ av tappvarmvattenregulator med en mindre kapacitet används. Endast fallet med en termostatisk ventil i periferin av systemet studeras i dessa avsnitt. Anledningen till detta är att i fallet med en termostatisk tomgångsfunktion i samtliga fjärrvärmecentraler är det helt och hållet dessa som styr temperaturnivån i systemet då inget vatten tappas. Då vatten tappas kommer däremot de två regulatorerna påverka systemet på ungefär samma vis eftersom de individuella egenskaperna för de olika typerna av regulator i detta fall får lite inverkan på systemet som helhet. Vidare studeras endast två olika rörkonfigurationer, dels referenssystemet och dels fallet med långa servisledningar. Anledningen till att inte fallet med långa fördelningsledningar studeras är att även här bör beräkningsresultatet för den elektroniska regulatorn bli ungefär detsamma som i fallet med AVTQ. Eftersom den termostatiske ventilen i periferin av systemet kommer att säkerställa en hög framtemperatur i fördelningsledningen bör skillnaden mot fallet med AVTQ bli ganska liten.

8.2.1 Angående val av öppningsintervall för sommarfunktion

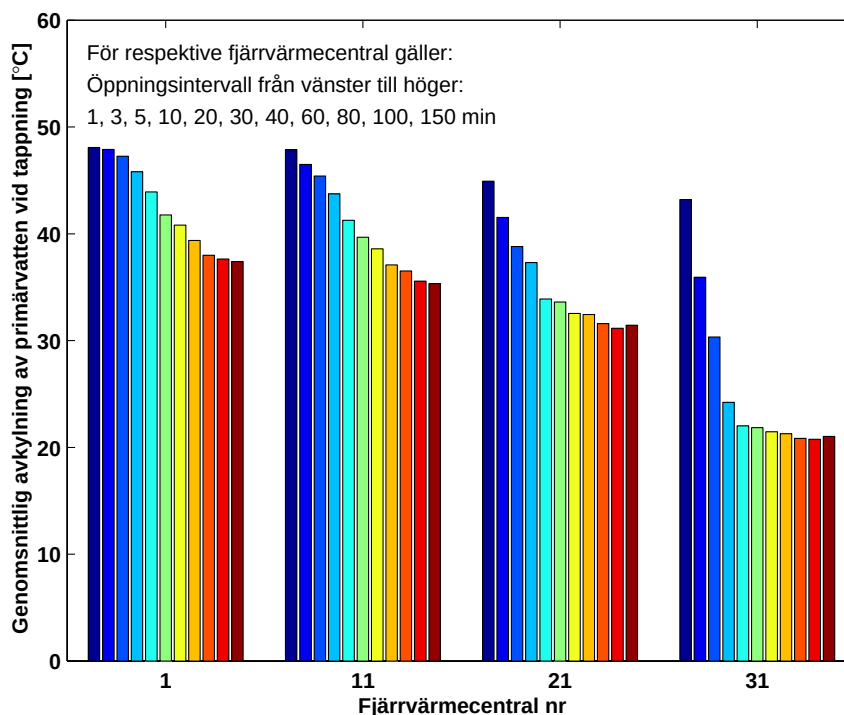
I Kapitel 7 beskrivs den så kallade sommarfunktionen som Siemens RVD 130 är utrustad med. Sommarfunktionen kan arbeta på två olika sätt. Antingen öppnar ventilen till 25% i 30 sekunder med ett inställbart intervall (var 30-2520 minut i steg om 10 minuter) eller så bestäms ventilläget av temperaturen på primärsidan i maximalt två minuter innan ventilen stänger igen. I detta avsnitt görs endast beräkningar på den första varianten utan återkoppling från temperaturen på primärsidan eftersom författaren förstått det som att denna variant är den vanligast förekommande. Varianten där ventilläget styrs av primärtemperaturen kommer endast diskuteras efter redovisning av beräkningsresultaten. Orsaken är att i detta fall kan parallell dras till AVTQ (som fungerar som en termostatisk ventil för primärsidan då inget vatten tappas) och undersökningarna i avsnitt 8.1.5-8.1.8 där fallet med termostatiske ventiler i samtliga fjärrvärmecentraler studerades.

I Figur 31 visas för en period på 24 timmar hur den tillförda energin till området, $Q_{\text{tillfört}}$, den överförda energin i fjärrvärmecentralerna, $Q_{\text{använt}}$, värmeförlusterna från fjärrvärmesystemet, $Q_{\text{förlust}}$, och energin som tillförs pumpen, P_{pump} , varierar med sommarfunktionens öppningsintervall. Systemkonfigurationen är här densamma som i referensfallet. Utöver de elektroniska tappvarmvattenregulatorerna är inga ytterligare regulatorer installerade i systemet. Det vill säga inga andra former av kortslutningar existerar mellan fram- och returledningen.



Figur 31 Energimängder under 24 h som funktion av sommarfunktionens öppningsintervall, PID-regulator, referenssystem

Om man jämför energimängderna vid öppningsintervallet 100 minuter med dem vid 150 minuter är skillnaden i värmeförlust och flöde liten. Detta kan tolkas som att öppningsintervall över ca 100 minuter har liten inverkan på systemet. Det extra primärflöde som dessa öppningar ger upphov till är så litet att det knappast påverkar systemet alls. Istället är det vid dessa öppningsintervall huvudsakligen de normala tappningarna i husen som står för cirkulationen av primärvattnet och funktionen fyller vid dessa öppningsintervall således ingen större funktion. Om regulatören justeras så att den öppnar oftare visar det sig att ju oftare ventilen öppnar desto större blir värmeförlusterna från systemet. Vid öppningsintervall under ca 10 minuter ökar värmeförlusterna snabbt vid ytterligare minskning av öppningsintervallet. Orsaken är att vid dessa korta öppningsintervall kommer ventilerna att medföra en kortslutning av primärflödet under långa perioder och därmed stiger temperaturnivån markant i returledningen. Utöver den högre temperaturnivån i returledningen blir även flödet i systemet stort och enligt Figur 31 ökar även pumpenergin dramatiskt då öppningsintervallet understiger ca 10 minuter. Den positiva aspekten med tätare öppningsintervall är att i dessa driftsfall säkerställs en hög framledningstemperatur och detta resulterar i sin tur i bättre avkylning av primärvattnet i fjärrvärmecentralerna då vatten tappas. Inverkan av den högre framledningstemperaturen på avkylningen vid tappningar visas i Figur 32.

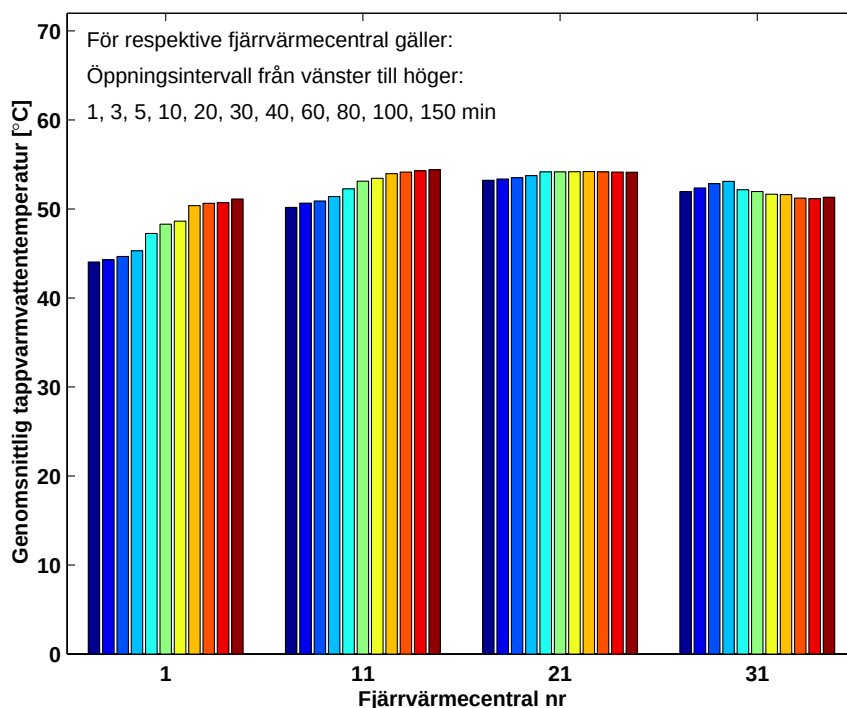


Figur 32 Genomsnittlig avkylning av primärvatten vid tappning i fjärrvärmecentraler vid olika av öppningsintervall för sommarfunktionen, PID-regulator, referenssystem

Samtidigt som kortare öppningsintervall är positivt för den genomsnittliga avkylningen vid tappningar medför det alltså att de vattenvolymer som kortsluts av sommarfunktionen blir större. Som redan nämnts medför dessa kortslutna flöden att temperaturnivån i returledningen höjs och i Figur 31 syns tydligt att den positiva effekten med ökad avkylning vid tappningar, som visas i Figur 32, inte kan kompensera för det större kortslutningsflödet. Följden blir att värmeförlusterna från systemet blir stora vid täta öppningsintervall.

För att återknyta till diskussionen angående den övre meningsfulla gränsen för öppningsintervallet så visar även Figur 32 att den genomsnittliga avkylningen knappast påverkas alls av ifall öppningsintervallet ändras från 100 minuter till 150 minuter.

Enligt Figur 31 fås de minsta värmeförlusterna från systemet då sommarfunktionen öppnar ventilen sällan. Skillnaden i värmeförluster vid öppningsintervallet 150 minuter och 30 minuter är inte väldigt stor. Vilket öppningsintervall som ska väljas i intervallet 30-150 minuter avgörs därför huvudsakligen av tappvarmvattenkomforten. En lösning med låga värmeförluster men dålig tappvarmvattenkomfort är ingen bra lösning och därför måste tappvarmvattentemperaturerna i systemet studeras innan man kan kunna uttala sig om vilket öppningsintervall som bör väljas. I Figur 33 redovisas hur den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen varierar med börvärdesinställningen i olika fjärrvärmecentraler. Det bör i sammanhanget åter påminnas om att tappvarmvattentemperaturens genomsnittliga nivå till viss del beror på hur tappningsmönstret ser ut i den aktuella fjärrvärmecentralen och därför är det inte alltid helt rättvist att rakt av jämföra tappvarmvattentemperaturen vid givet driftsfall mellan olika fjärrvärmecentraler.



Figur 33 Genomsnittlig tappvarmvattentemperatur i fjärrvärmecentraler vid olika öppningsintervall för sommarfunktionen, PID-regulator, referenssystem

Först kan konstateras att den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen för de flesta av fjärrvärmecentralerna faktiskt är högre i fallet med öppningsintervallet 150 minuter jämfört med öppningsintervallet 30 minuter. För det andra går två trender att urskilja angående hur tappvarmvattentemperaturen varierar med öppningsintervallet för olika fjärrvärmecentraler.

För fjärrvärmecentraler placerade i början av systemet sjunker den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen då sommarfunktionen öppnar oftare. P.g.a. sammanlagring av flödet i systemet kommer en hög framledningstemperatur i början av systemet säkerställas även om öppningsintervallet för regulatorernas sommarfunktion är sådant att ventilerna öppnar sällan. Samtidigt innebär ett tätare öppningsintervall att flödet i systemet ökar och därför minskar differenstrycket över fjärrvärmecentralerna. Täta öppningsintervall påverkar därför driftsförhållandena för fjärrvärmecentraler i början av systemet på ett sådant vis att tappvarmvattenkomforten nästan enbart kan försämrats. Mer i detalj medför ett tätare öppningsintervall dels att den genomsnittliga nivån på differenstrycket sjunker eftersom flödet i systemet ökar och dels att systemet får stora variationer i differenstryck. Att den genomsnittliga nivån för differenstrycket sjunker medför att ventilens maximala kapacitet minskar och det tar därför längre tid att justera in primärflödet innan önskad tappvarmvattentemperatur uppnås. Detta medför en viss sänkning av den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen. Vidare medför tätare öppningsintervall att sannolikheten ökar att sommarfunktionen i någon eller några av de i övriga fjärrvärmecentraler orsakar variationer i primärflöde i systemet under en tappning. Detta i sin tur gör att differenstrycket varierar och detta måste regulatorn korrigera för. Eftersom en elektronisk regulator och dess ställning i jämförelse med en självverkande regulator är relativt långsam kan dessa variationer i differenstryck medföra att tappvarmvattentemperaturen avviker från den önskade.

För fjärrvärmecentral nr 1 försämras den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen mer märkbart vid tätare öppningsintervall än för fjärrvärmecentral nr 11. Den stora skillnaden i detta fall beror till stor del på detaljerna för tappningsmönstret i fjärrvärmecentral nr 1. Tappningsmönstret i fjärrvärmecentral nr 1 består av många relativt korta tappningar. Med ett tappningsmönster som innehåller många korta tappningar blir den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen mer beroende av att ventilens kapacitet och öppningshastighet är så stor att önskad tappvarmvattentemperatur snabbt kan uppnås. Ventilens öppningshastighet bestäms av ställdonets gångtid och i det aktuella fallet är denna 19 s. Ventilens kapacitet är måttliga 1,0 m³/h och till detta ska läggas att ventilens karakteristik är logaritmisk. Detta medför att vid korta tappningar har regulatören även vid stora differenstryck svårt att tillräckligt snabbt uppnå önskat primärflöde. I en situation med lägre differenstryck kommer regulatören få ännu större problem att snabbt uppnå en acceptabel tappvarmvattentemperatur. Detta orsakar att variationerna med öppningsintervall (som medför att differenstrycket sjunker) blir betydligt större i fjärrvärmecentral nr 1 än i fjärrvärmecentral nr 11. Fenomenet har verifierats genom att beräkningar gjorts där tappningsmönstret i de två fjärrvärmecentralerna har fått byta plats. I dessa beräkningar uppförde sig fjärrvärmecentral nr 1 ungefär som fjärrvärmecentral nr 11 gör i Figur 33.

Även för fjärrvärmecentraler placerade långt ute i periferin kommer differenstrycket att påverkas av kortare öppningsintervall men här kompenseras detta delvis av att framtemperaturen istället ökar då öppningsintervall förkortas. I fjärrvärmecentral nr 31 stiger den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen då öppningsintervall minskas från 150 minuter ner till ca 10 minuter. Vid tätare öppningsintervall sjunker dock differenstrycket så mycket att nettoeffekten av ökningen i framtemperatur och minskningen i differenstryck blir att den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen sjunker.

Beräkningarna i detta avsnitt har visat att funktionen för den variant av sommarfunktionen som öppnar till ett bestämt ventilläge med inställbart intervall är mycket beroende av öppningsintervall. Frågan kvarstår hur sommarfunktionen fungerar om istället alternativet med återkoppling från primärsidans temperatur via en temperatursensor används. Helt klart är att återkopplingen till regulatören som säger hur den primära framtemperaturen påverkas av ventilöppningen är en förbättring jämfört med att bara öppna ventilen oberoende av primärvattnets temperatur. Återkopplingen från den primära temperaturen gör att ventiler i början av systemet öppnar lite medan ventiler i periferin, där det normalt krävs större flöden för att uppnå en hög framtemperatur, öppnar mycket. Från beräkningarna för fallet med öppningsgraden 25% framgick att då man låter ventilen öppna med täta intervall utan att ha någon återkoppling från den primära temperaturen medför de stora kortslutningsflödena att värmeförlusterna från systemet blir stora. Detta är en direkt följd av att ventilöppningen inte anpassas efter var i systemet fjärrvärmecentralen är placerad.

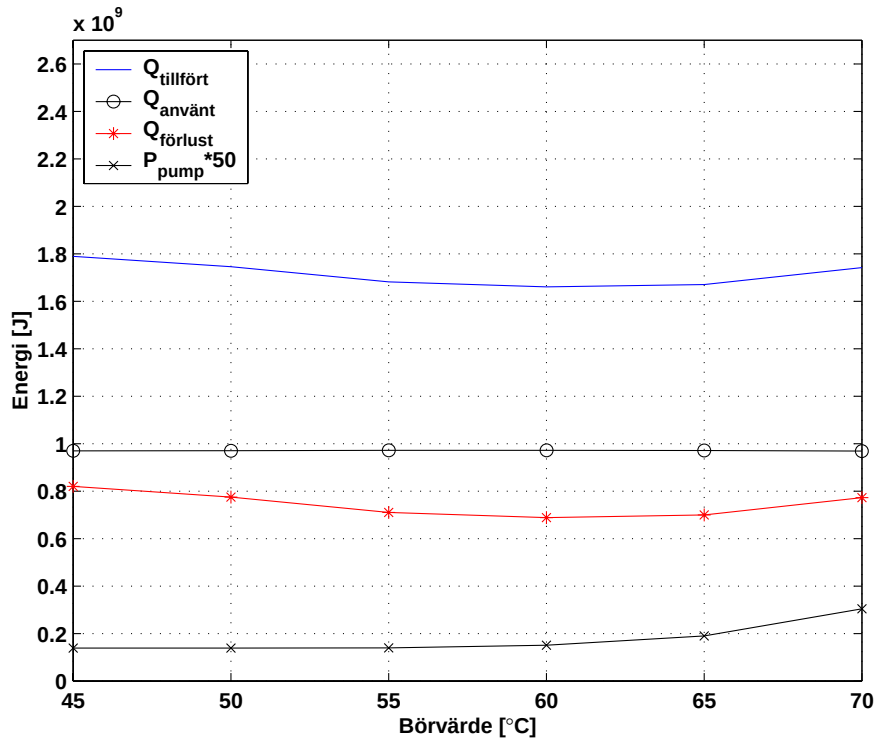
Samtidigt som täta öppningsintervall i fallet utan återkoppling inte är bra ur värmeförlustsynpunkt verkar det som att vid öppningsintervall över ca 80 minuter har sommarfunktionen liten inverkan på systemet. Man kan därför misstänka att även om ventilöppningen bestäms av primärsidans temperatur kommer det ändå krävas relativt täta öppningsintervall. Författaren vill dock istället föreslå att man modifierar regulatören så att funktionen med öppningsintervall helt tas bort och att man låter regulatören kontinuerligt reglera den primära temperaturen när inget vatten tappas. Denna lösning har två fördelar jämfört med lösningen att endast öppna ventilen ibland. För det första säkerställs en jämn och hög primärtemperatur vid fjärrvärmecentralen. Lösningen med öppningsintervall gör att kunden kan uppleva att kvalitén på värmeförsörjningen är ojämn. Anledningen är att ifall

vatten tappas precis när öppningsfunktionen ska stänga är temperaturen på primärvattnet i framservisledningen hög och därmed blir väntetiden innan varmt vatten fås i kranen kort. Om vatten istället tappas strax innan tomgångsfunktionen ska öppna ventilen har vattnet i servisledningarna svalnat av och tiden innan varmt vatten kommer ur kranen blir då längre. Den andra fördelen med att ha kontinuerlig reglering är att variationerna i primärflöde kan minskas. Eftersom primärtemperaturen genom fjärrvärmecentralen hela tiden regleras blir ventilrörelsen liten och således blir de variationerna i flöde och differenstryck i systemet som sommarfunktionen ger upphov till små. Den föreslagna lösningen blir nästan identisk med den som studerades i avsnitt 8.1.5. Där var varje fjärrvärmecentral försedd med en termostatisk ventil parallellkopplad med tappvarmvattenregulatorn (av typ AVTQ). Beräkningsresultaten från detta fall (se Figur 23) visar att denna lösning ger klart lägre värmeförluster än då den variant av sommarfunktionen som öppnar ventilen utan återkoppling från primärtemperaturen används (se Figur 31).

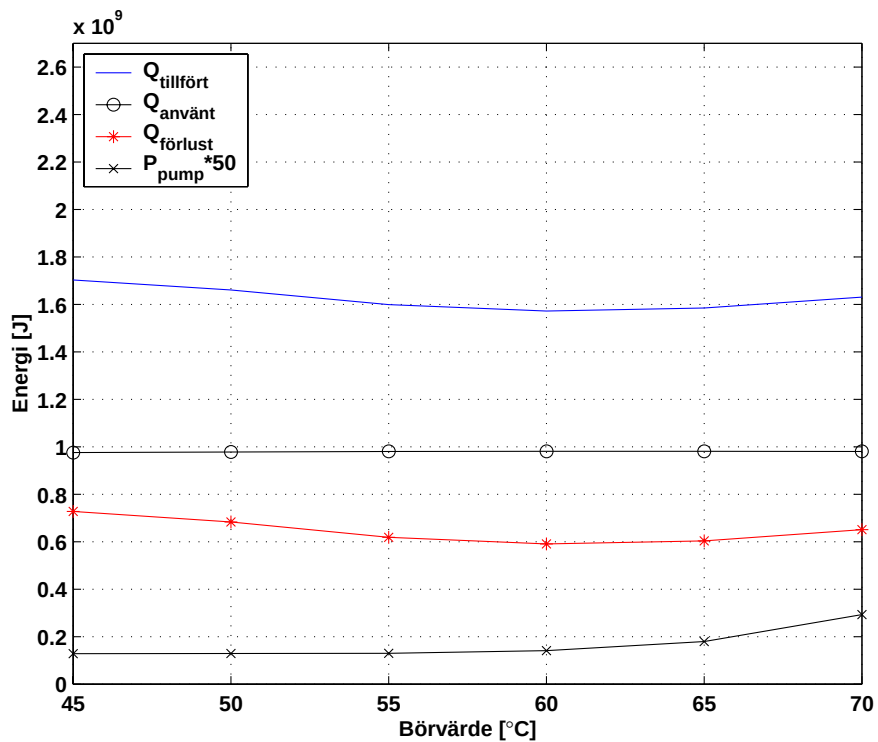
8.2.2 Termostatisk kortslutning i periferin av systemet, referenssystem

I detta avsnitt skall motsvarande undersökning som i avsnitt 8.1.1 göras fast med skillnaden att den självverkande regulatorn har bytts ut mot den modellerade elektroniska PID-regulatorn med sommarfunktion. Ledningslängderna är samma som angavs för referenssystemet i Kapitel 6 och en termostatisk kortslutning är installerad i periferin av systemet. Vad som ska undersökas är hur bytet av tappvarmvattenregulator påverkar det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster, värmeförlusternas storlek samt tappvarmvattenkomforten.

I avsnitt 8.2.1 visades att den elektroniska PID-regulatorns funktion till stor del är beroende av inställningen på sommarfunktionen. För att kunna göra en någorlunda rättvis jämförelse med fallet i avsnitt 8.1.1 undersöks därför dels ett fall med öppningsintervall 30 minuter och dels ett med öppningsintervall 100 minuter. Anledningen till att inte kortare öppningsintervall undersöks är att den termostatiske ventilen då i praktiken förlorar sin funktion på grund av att sommarfunktionen då på egen hand kommer att säkerställa en hög temperaturnivå i framledningen och detta fall har redan undersökts i avsnitt 8.2.1. I Figur 34 visas beräkningsresultat för fallet med öppningsintervall 30 minuter och i Figur 35 för fallet med öppningsintervall 100 minuter.



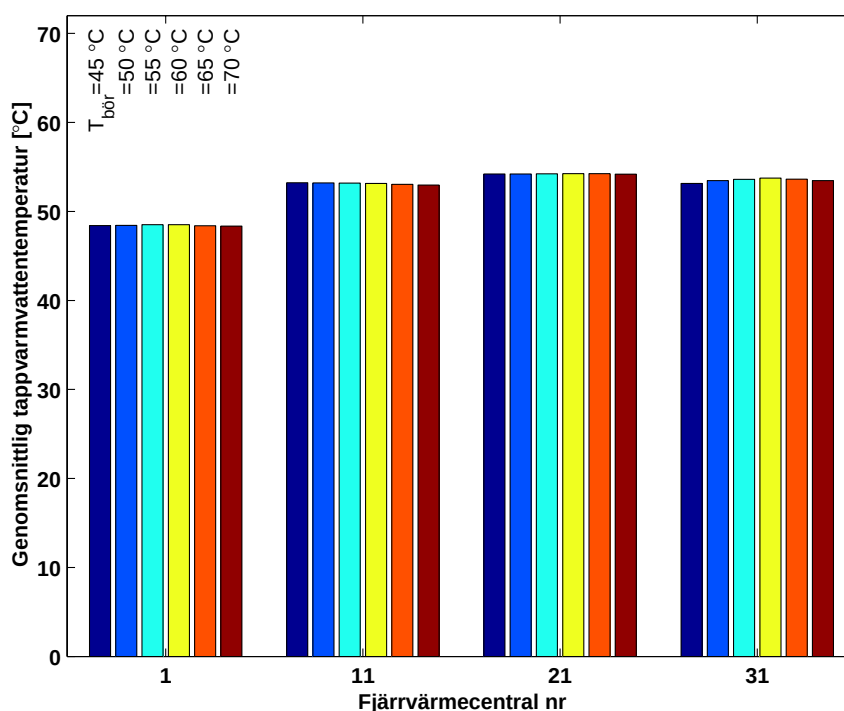
Figur 34 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatisk ventil i periferin av systemet, PID-regulator, öppningsintervall 30 min, referenssystem



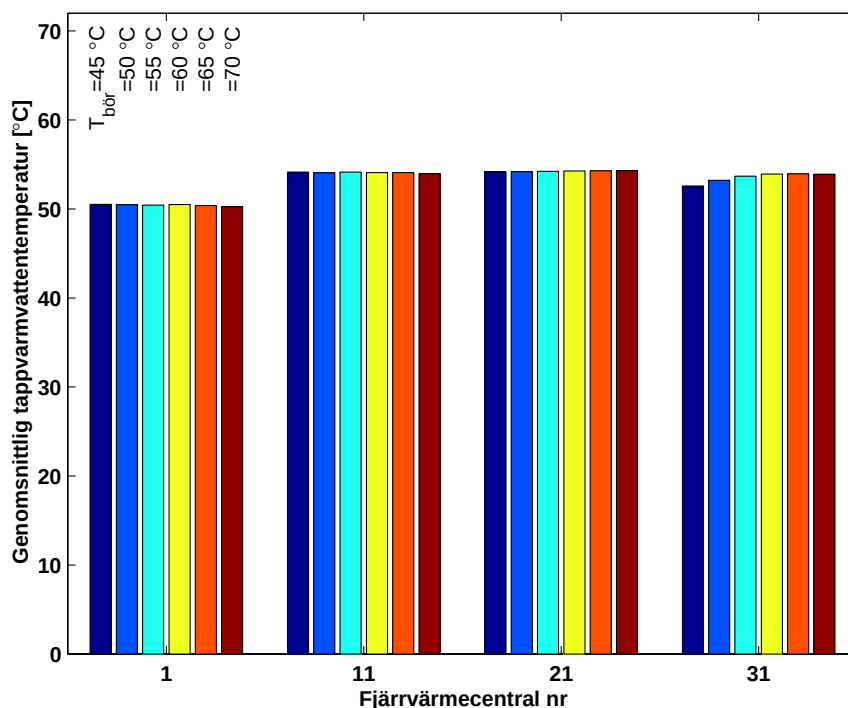
Figur 35 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatisk ventil i periferin av systemet, PID-regulator, öppningsintervall 100 min, referenssystem

I både Figur 34 och Figur 35 är det optimala börvärdet ca 60 °C. Detta sammanfaller ungefär med det optimala börvärdet i fallet då tappvarmvattentemperaturen regleras med den självverkande AVTQ (se Figur 12). Precis som man kan förvänta sig utifrån resultaten i avsnitt 8.2.1 är värmeförlusterna mindre vid öppningsintervallet 100 minuter än vid 30 minuter. Även i fallet med öppningsintervallet 100 minuter är dock värmeförlusterna högre än i fallet med AVTQ. Det är tydligt att en termostatisk styrning av tomgångsflödet på primärsidan (som i fallet med t.ex. AVTQ) är klart fördelaktigare än en ren öppning av ventilen utan återkoppling från hur temperaturnivån påverkas av ventilöppningen (som i fallet med PID-regulatorn med den typ av sommarfunktion som används här). För att återknyta till diskussionen i avsnitt 8.2.1 och beskrivningen i Kapitel 7 av den elektroniska PID-regulatorn RVD 130 från Siemens styrker beräkningsresultaten i detta avsnitt att utförande med återkoppling från den primära framledningstemperaturen är att föredra. I Figur 31 visades att för alternativet utan återkoppling krävdes täta öppningsintervall för att funktionen skulle få någon större inverkan. Med resultaten i detta arbete som grund upprepas därför här att öppningsfunktionen helt bör tas bort och att ventilens öppningsgrad kontinuerligt bör styras av PID-regulatorn.

Angående hur tappvarmvattenkvaliteten påverkas av öppningsintervallet i fallet med en termostatisk kortslutning i periferin av systemet så redovisas den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen för de två fallen i Figur 36 respektive Figur 37.



Figur 36 Genomsnittlig tappvarmvattentemperatur i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatisk ventil, PID-regulator, öppningsintervall 30 min, referenssystem

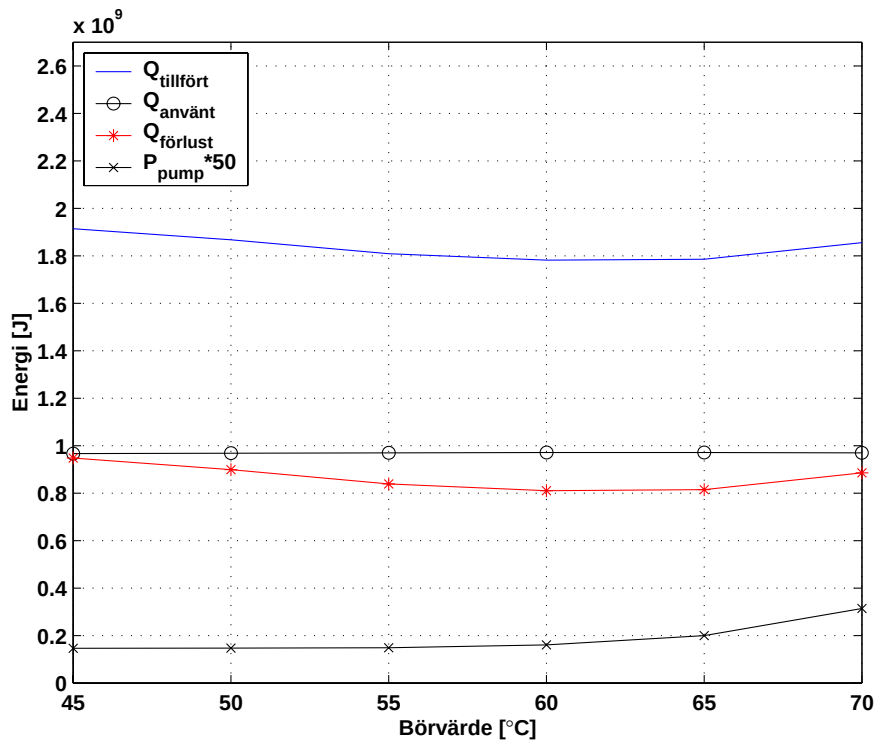


Figur 37 Genomsnittlig tappvarmvattentemperatur i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatisk ventil, PID-regulator, öppningsintervall 100 min, referenssystem

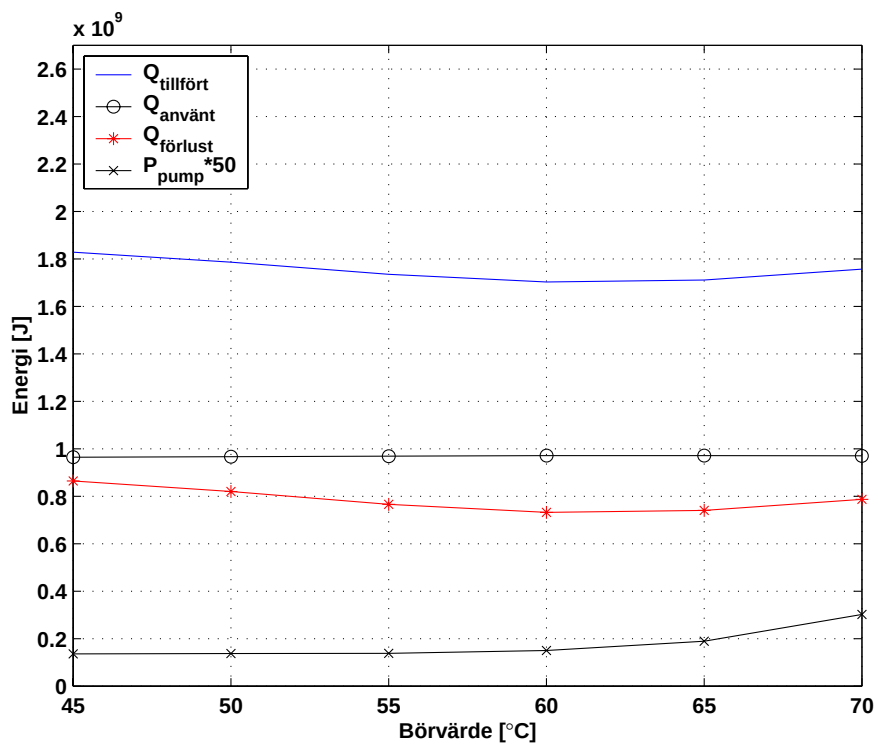
Om Figur 36 jämförs med Figur 37 ser man att för fjärrvärmecentraler nr 1 och nr 11 är den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen något högre vid öppningsintervallet 100 minuter än vid 30 minuter. För fjärrvärmecentral nr 21 är tappvarmvattentemperaturen nästan identisk i de två fallen. Detta är precis samma trender som man kunde se i Figur 33 och fenomenet förklarades i anslutning till denna figur. För fjärrvärmecentral nr 31 borde den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen vara något högre i Figur 36 än Figur 37 om trenderna från Figur 33 skulle gälla. Detta är dock ej fallet utan den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen är ungefär samma i de två fallen. Orsaken till detta är att den negativa inverkan i form av lägre framtemperatur i periferin av systemet som blir resultatet av ett mindre öppningsintervall i avsnitt 8.2.1 i föreliggande fall avhjälpas av den termostatiska ventilen som är installerad i periferin av systemet.

8.2.3 Termostatisk kortslutning i periferin av systemet, långa servisledningar

I detta avsnitt fortsätter studien av vilken inverkan typen av regulator har på det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster för den termostatiska ventilen i periferin samt hur storleksordningen på värmeförlusterna påverkas. Även här undersöks dels fallet med öppningsintervall 30 minuter och dels med 100 minuter. Beräkningsresultaten redovisas i Figur 38 och Figur 39.



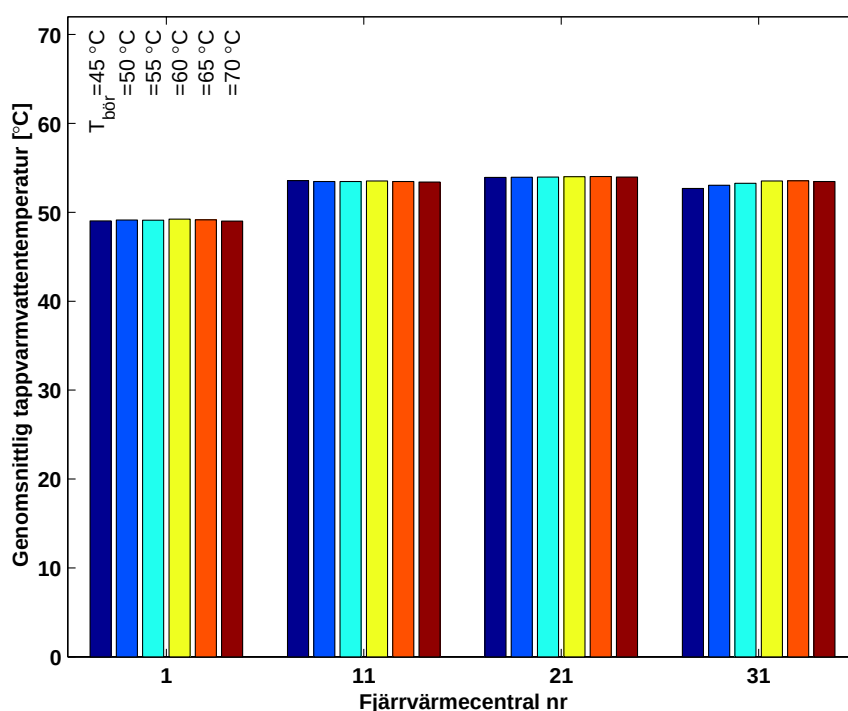
Figur 38 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatisk ventil i periferin av systemet, PID-regulator, öppningsintervall 30 min, långa servisledningar



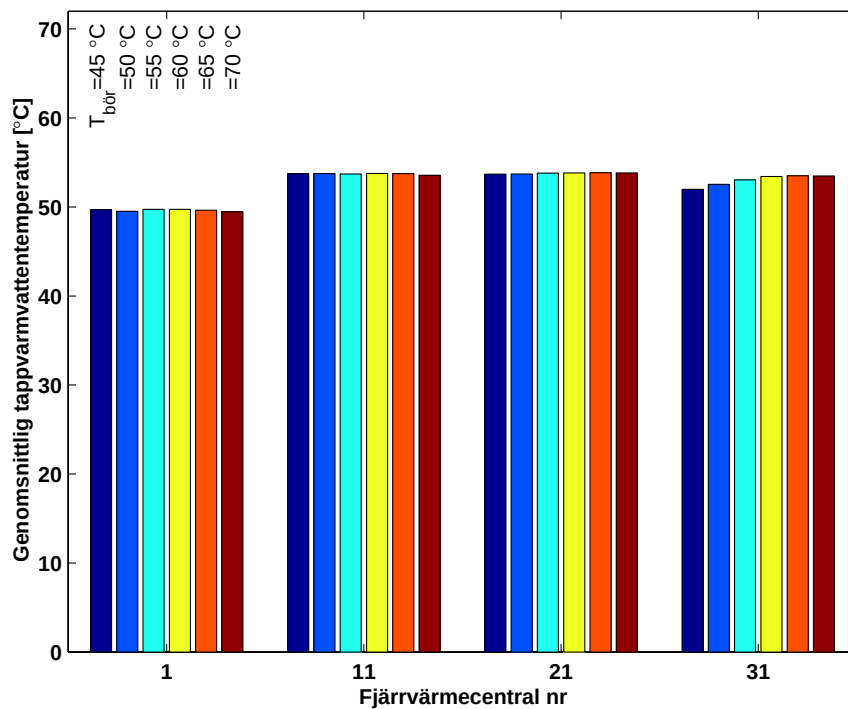
Figur 39 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatisk ventil i periferin av systemet, PID-regulator, öppningsintervall 100 min, långa servisledningar

Figur 38 och Figur 39 bekräftar resultaten från avsnitt 8.2.1. För det första gäller även här att värmeförlusterna i fallet med öppningsintervall 30 minuter är högre än i fallet med öppningsintervall 100 minuter. För det andra är det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster ca 60 °C i båda fallen och detta sammanfaller även med det optimala börvärdet i fallet med termostatisk ventil i periferin av systemet och AVTQ som tappvarmvattenregulator (se Figur 16 i avsnitt 8.1.3). Tillsammans med resultaten från föregående avsnitt kan man därför dra slutsatsen att typen av tappvarmvattenregulator endast har marginell inverkan på det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster.

I avsnitt 8.1.3 redovisades ett fall där servisledningarnas längd var samma som i föreliggande fall men tappvarmvattenregulatorn var en AVTQ. Beräkningarna visade i detta fall det något förvånande resultatet att den genomsnittliga tappvarmvattentemperaturen bara var någon grad lägre än i referensfallet (med hälften så långa servisledningar). I den efterföljande diskussionen drogs slutsatsen att kvalitén på tappvarmvattnet till stor del är beroende av reglerventilens kapacitet. I fallet med den elektroniska regulatorn som modelleras i detta arbete är dess kapacitet bara drygt hälften av den för den modellerade AVTQ. Detta gör att det finns risk för att tappvarmvattenkomforten kan försämrats avsevärt. För att undersöka om detta verkligen är fallet redovisas i Figur 40 och Figur 41 de genomsnittliga tappvarmvattentemperaturerna för de båda fallen.

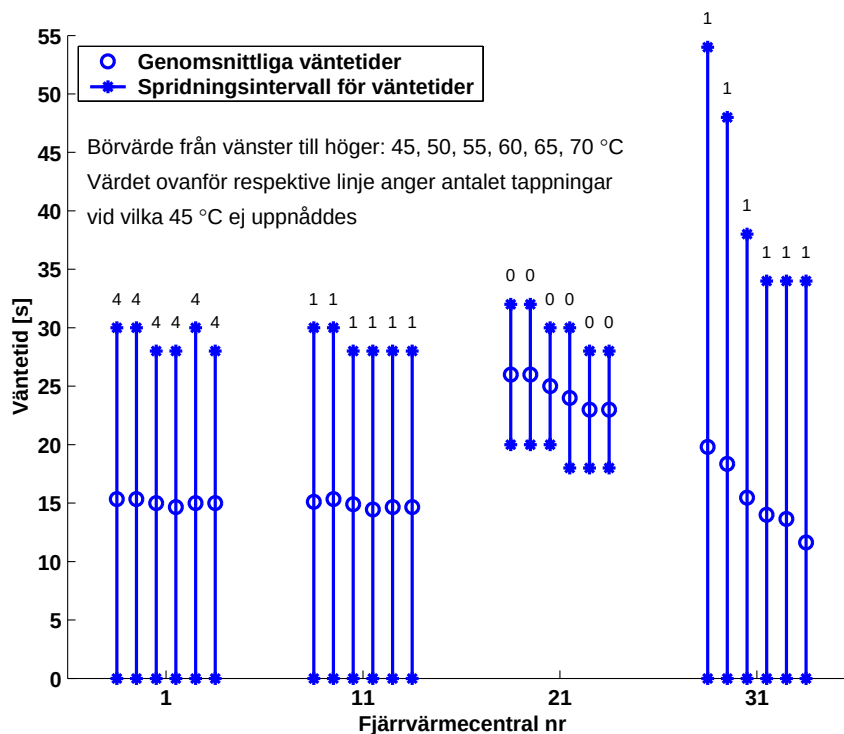


Figur 40 Genomsnittlig tappvarmvattentemperatur i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatisk ventil, PID-regulator, öppningsintervall 30 min, långa servisledningar



Figur 41 Genomsnittlig tappvarmvattentemperatur i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatisk ventil, PID-regulator, öppningsintervall 100 min, långa servisledningar

Även här förvånas man över att de genomsnittliga tappvarmvattentemperaturerna endast avviker lite från dem där ledningslängderna är samma som i referensfallet. I fallet med den elektroniska regulatorn har den kapaciteten $k_{vs} = 1,0\text{ m}^3/\text{h}$. Vid ett differenstryck på 2 bar släpper en fullt öppen ventil igenom ett flöde på 0,4 l/s. Med andra ord spolas 3 liter vatten (volymen i 8 meter DN 20 ledning) igenom ventilen på 7,5 sekunder och 6 liter (volymen i 16 meter DN 20 ledning) på 15 sekunder. Dessa transporttider kan tyckas relativt långa och om tiden det tar för tappvarmvattnet att nå 45 °C i fallet med öppningsintervall 100 minuter studeras, se Figur 42, visar det sig att väntetiderna verkligen bli långa.



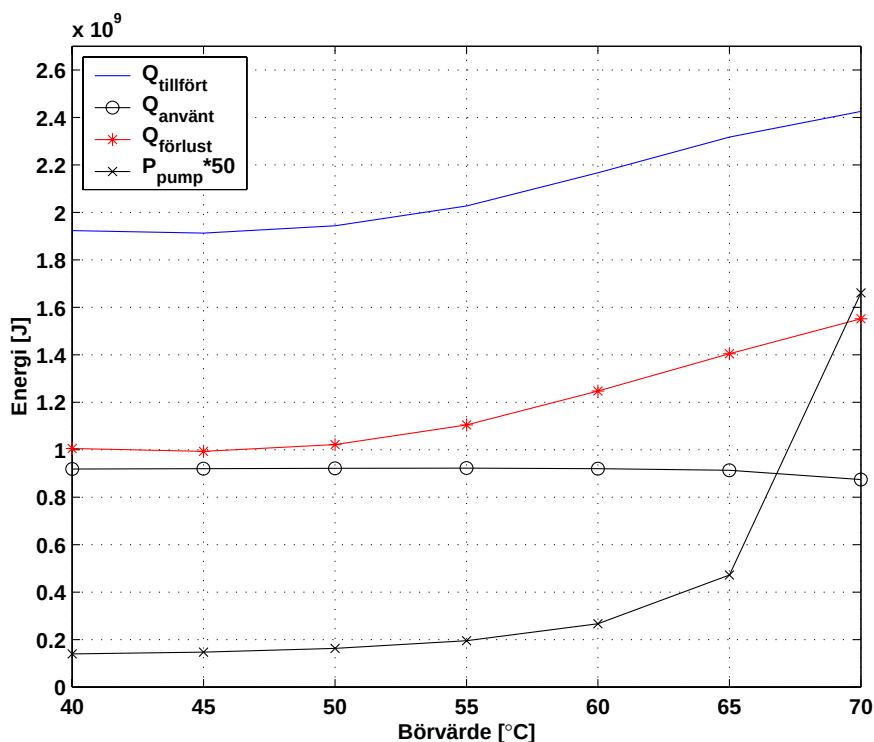
Figur 42 Väntetider innan tappvarmvattentemperaturen når 45 °C i fjärrvärmecentraler vid olika börvärden på termostatisk ventil i periferin, PID-regulator, öppningsintervall 100 min, långa servisledningar

Om väntetiderna i Figur 42 jämförs med motsvarande fall fast med en AVTQ som tappvarmvattenregulator (Figur 18) står det klart att väntetiderna i föreliggande fall är betydligt större. Vidare fås i fallet med PID-regulatorn fler tappningar där tappvarmvattentemperaturen 45 °C aldrig uppnås under tappningen. Skillnaden i väntetiderna beror på främst två orsaker. Den modellerade PID-regulatorns mindre kapacitet har redan nämnts som en orsak. Dessutom måste man beakta att den omtalade kapacitet som anges är den maximala kapaciteten och de transporttider på 7,5 respektive 15 sekunder som beräknades utifrån denna kapacitet förutsätter att ventilen är fullt öppen. I realiteten driver en elektronisk regulator ett ställdon som i sin tur ställer in ventilläget utifrån utsignalen från regulatorn. Siemens RVD 130 har en gångtid på 19 sekunder vid både öppning och stängning, Karlsson [20]. Det vill säga det tar 19 sekunder för ventilen att gå från helt stängt till fullt öppet läge och lika lång tid från fullt öppet till helt stängt läge. Denna gångtid gäller även för den modellerade PID-regulatorns ställdon. Ett ställdon med gångtid 19 sekunder är relativt snabbt men jämfört med en självverkande regulator som öppnar och stänger ventilen på någon sekund är ändå ventiltrörelserna långsamma. Till detta ska läggas att ventilens karakteristik är logaritmisk. Följden blir att det tar betydligt längre tid för det varma vattnet i fördelningsledningen att nå fram till fjärrvärmecentralen än de 7,5 respektive 15 sekunderna. Om primärvattnet i servisledningen är relativt varmt, om t.ex. en tappning gjorts nyligen eller sommarfunktionen nyss har öppnat ventilen, är det inte säkert att varken ställdonets gångtid eller ventilens kapacitet medför långa väntetider. Om primärvattnet i servisledningen däremot är avsvolat eller ett stort flöde tappas kan dock väntetiden blir lång. Om även fördelningsledningarnas längd ökas kommer differenstrycket minska i systemet. I ett sådant fall måste man beakta tappvarmvattenregulatorernas kapacitet, servisledningarnas längd samt differenstrycket i systemet för att undvika alltför långa väntetider innan kunden får varmt tappvatten. En situation med kombinationen långa servisledningar, små tappvarmvattenventiler och låga differenstryck bör undvikas.

8.3 Inverkan av ledningarnas isoleringsgrad på systemet

Isoleringsgraden är en viktig parameter då värmeförluster från fjärrvärmesystem studeras. Detta gäller i synnerhet för fjärrvärmesystem i värmegles bebyggelse. Bland andra Jonson [1] och Bøhm [16] har gjort beräkningar inom området med avseende på olika geometrier och rörtyper. Vanligen görs analyser med avseende på värmeförluster från fjärrvärmeledningar genom stationära beräkningar på hur stort värmeflödet blir vid olika vattentemperaturer, isoleringsgrader, värmeledningstal för isoleringen etc. Det är helt naturligt att tyngdpunkten läggs på denna typ av beräkningar men det kan även vara intressant att studera vilken inverkan isoleringsgraden har på dynamiken i ett system. För att visa hur isoleringsgraden påverkar ett helt fjärrvärmesystem jämförs i detta avsnitt beräkningsresultat med samma rörledningsdimensioner och längder som i ett tidigare beräknat fall men med rör med lägre isoleringsstandard.

I övriga beräkningar i detta arbete förutsätts fjärrvärmeledningarna vara preisolerade i isoleringsstandard serie 3. Detta är den högsta kommersiella isoleringsstandarden och idag används den i Sverige ofta vid nyanläggning i värmegles bebyggelse. Den lägsta isoleringsstandarden är serie 1. Denna isoleringsstandard har bland annat använts i de tidigare nämnda ”barmarksprojekter” i Danmark, Jonson [1]. För att bestämma vilken inverkan isoleringsstandarden har på systemet studeras i detta avsnitt ett system med fjärrvärmecentraler försedda med AVTQ och termostatisk tomgångsfunktion, långa fördelningsledningar och isoleringsstandard serie 1 istället för serie 3 (jämför avsnitt 8.1.6). I Figur 43 visas resultat från dessa beräkningar.



Figur 43 Energimängder under 24 timmar som funktion av börvärde för termostatiska tomgångsfunktioner i fjärrvärmecentraler, AVTQ, långa fördelningsledningar och låg isoleringsgrad

Beroende på vilket börvärde som studeras så ökar värmeförlusterna med 20-27% då isoleringsstandard serie 1 används istället för serie 3 (jämför Figur 43 med Figur 27). Om den överförda energin i fjärrvärmecentralerna i Figur 43 jämförs med den i Figur 27 verkar det inte som att de stora värmeförlusterna har så stor inverkan att den överförda energin påverkas nämnvärt. Faktum är att om tappvarmvattentemperaturerna i Figur 28 jämförs med dem i föreliggande fall är det endast vid börvärdet 70 °C som fjärrvärmecentral nr 31 uppvisar en märkbart lägre genomsnittlig tappvarmvattentemperatur (ca 40 °C). Vid samtliga övriga börvärden är tappvarmvattentemperaturerna i Figur 28 endast marginellt högre.

Det optimala börvärdet m.a.p. värmeförluster påverkas en aning av den lägre isoleringsgraden och är ca 40-45 °C (att jämföra med drygt 45 °C med isoleringsstandard serie 3). Om övriga parametrar som har inverkan på temperaturfallet hålls konstanta medför den lägre isoleringsgraden att temperaturfallet per meter ledning blir större. För att kompensera för detta större temperaturfall kommer de termostatiska tomgångsfunktionerna öppna mer så att ett större primärflöde släpps igenom. På detta vis uppnås den önskade temperaturen vid ventilerna men samtidigt orsakar det större kortslutningsflödet en högre temperaturnivå i returledningen. Av denna anledning sänks det optimala börvärdet då isoleringsgraden minskas. Det kan dock konstateras att skillnaden i isoleringsgrad är stor mellan isoleringsstandard serie 1 och serie 3 och med detta i åtanke är ändå inverkan på systemets dynamik relativt måttlig.

Slutsatsen från beräkningarna är att en högre isoleringsgrad odiskutabelt är positivt för systemet. Eftersom kostnaden för fjärrvärmeledningen i sig normalt bara är ca 1/3 av den totala anläggningskostnaden, Ehrlén [17], kan man tycka att det borde vara en självklarhet att använda sig av serie 3 vid anläggning i värmegles bebyggelse. I Jonson [1] görs FEM-beräkningar för att bestämma värmeflödet från enkelrör, tvillingrör och olika typer av fyrrörsystem. I Jonsons beräkningar ansätts att framledningstemperaturen är 80 °C, returledningstemperaturen är 40 °C och omgivningens temperatur 6 °C. Några av resultaten från beräkningarna redovisas i Tabell 1.

Tabell 1 Exempel på reduktion av värmefflöde vid övergång från två enkelrör i serie 1 till ledningar med högre isoleringsgrad och tvillingrörsystem, Jonson [1]

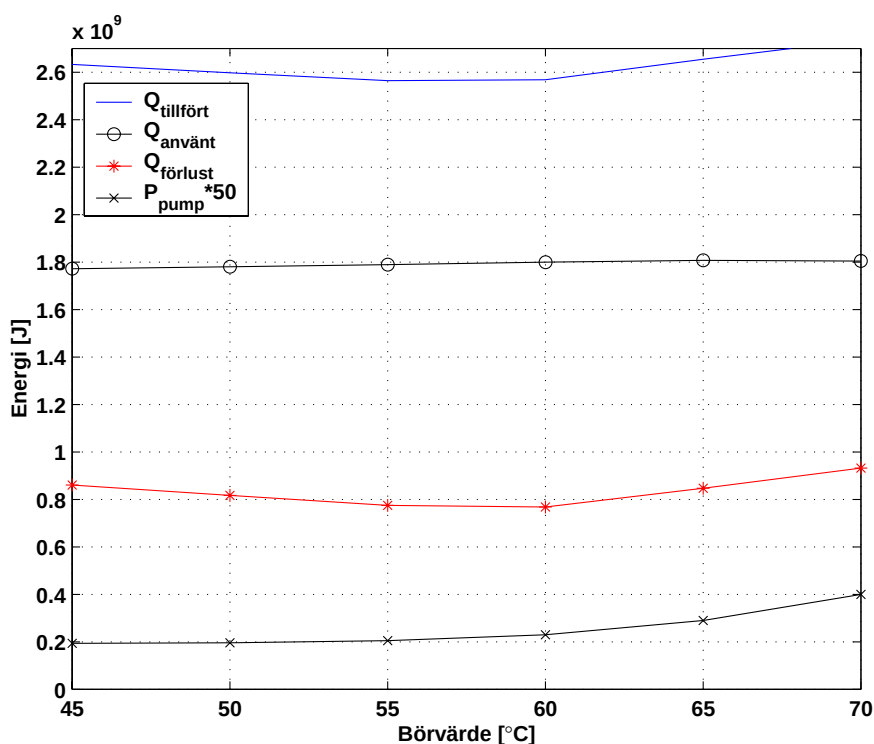
Reduktion av det totala värmefflödet vid övergång från två enkelrör i serie 1 till:	DN 20	DN 40	DN 80
Två enkelrör i serie 3	20,8%	21,1%	25,3%
Tvillingrör med cirkelformad isolering, isoleringsserie 3	48,9%	47,0%	48,4%
Tvillingrör med ellipsformad isolering, isoleringsserie 3	49,1%	48,7%	50,6%

Även om reduktionen av värmeförlusterna från systemet blir stor då enkelrör i serie 1 byts ut mot enkelrör i serie 3 så visar Tabell 1 att reduktionen kan bli mer än dubbelt så stor om tvillingrör i serie 3 används istället. Dessa beräkningar visar att utvecklingen på området redan idag har skapat avsevärt förbättrade förutsättningar för fjärrvärmens att expandera i värmegles bebyggelse. Forskning med avseende på detaljer inom området pågår och allt talar för att det i framtiden kommer att skapas ännu bättre förutsättningar för att bygga ut fjärrvärmens i värmeglesa områden.

8.4 Inverkan av tappvarmvattenförbrukningen i systemet

I samtliga studerade fall hittills har samma tappmönster använts vid beräkningarna. Detta bör inverka på systemet och därför undersöks i detta avsnitt hur tappvarmvattenförbrukningen påverkar det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster från systemet. Systemkonfigurationen som studeras är fallet med dubbelt så långa fördelningsledningar som i referensfallet och oförändrade längder på servisledningarna. Tappvarmvattenregulatorer i fjärrvärmecentralerna är självverkande AVTQ och en termostatisk ventil är installerad i periferin av systemet.

I Figur 44 redovisas beräkningsresultaten för fallet med ökad tappvarmvattenförbrukning.



Figur 44 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatisk ventil i periferin av systemet, AVTQ, långa fördelningsledningar, hög tappvarmvattenförbrukning

Simuleringsresultaten i Figur 44 ska jämföras med motsvarande fall fast med lägre tappvarmvattenförbrukning, se Figur 15 i avsnitt 8.1.2. Jämfört med då tappvarmvattenförbrukning är lägre är den överförda energin i fjärrvärmecentralerna, $Q_{\text{använt}}$, den tillförda energin, $Q_{\text{tillfört}}$, och den erforderliga pumpenergin, P_{pump} , större i föreliggande fall. Samtliga dessa storheter ökar som en naturlig följd av att tappvarmvattenförbrukningen har ökat och diskuteras därför inte närmare här.

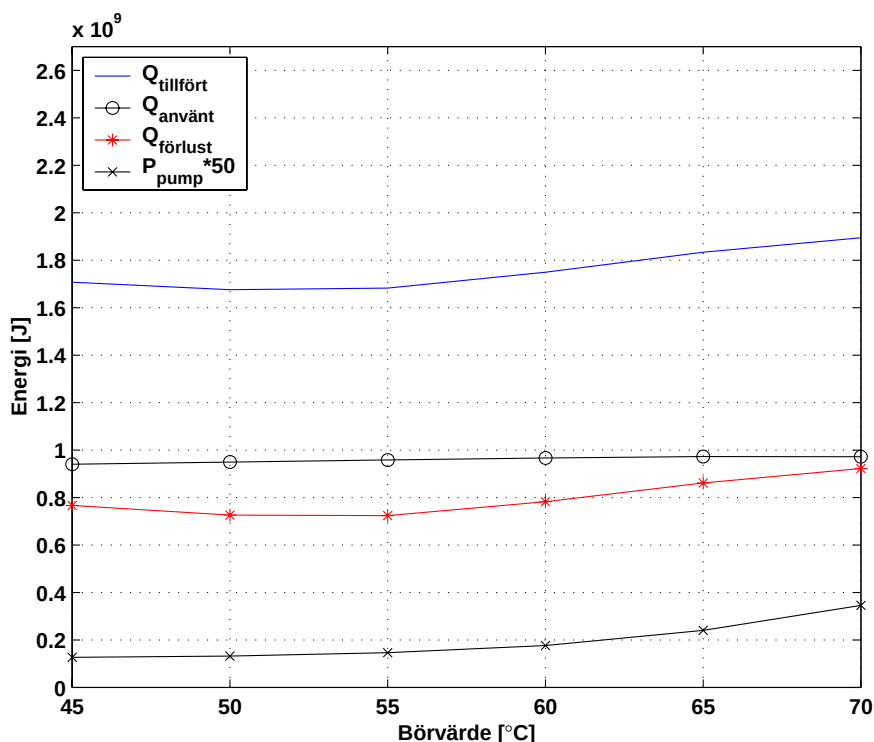
Vidare är det optimala börvärdet för den termostatiska ventilen högre i Figur 44 än i Figur 15 (ca 55-60 °C jämfört med ca 50-55°C) och den minimala värmeförlusten från systemet blir något lägre då tappvarmvattenförbrukningen ökas. För att få förståelse för varför det blir på detta vis kan man tänka sig två extremfall. Bortse i diskussionen från kapacitetsproblem i systemet som orsakas av låga differenstryck. Anta först att inget vatten tappas överhuvudtaget i systemet. Följden blir att den termostatiska ventilen i periferin måste släppa igenom ett stort

primärflöde för att kunna upprätthålla den önskade temperaturen. Detta stora flöde höjer i sin tur temperaturnivån även i returledningen och lägre börvärden för den termostatiska ventilen favoriseras. Om det istället kontinuerligt tappas vatten i samtliga fjärrvärmecentraler kommer dels primärvattnet kylas av mycket i fjärrvärmecentralerna och dels kommer det erforderliga flödet genom den termostatiska ventilen för att uppnå önskad temperatur bli litet som en följd av det stora primärflödet som orsakas av tappningarna. Både den stora avkylningen av primärvattnet i fjärrvärmecentralerna och det minskade flödet genom den termostatiska ventilen gör att temperaturnivån i returledningen blir lägre. I detta fall favoriseras högre börvärden för den termostatiska ventilen eftersom detta åstadkommer en bättre avkylning av primärvattnet även i de perifera fjärrvärmecentralerna samtidigt som det högre börvärdet inte straffas lika mycket i form av stora kortslutningsflöden. Eftersom primärvattnet aldrig kan kylas under den ingående kallvattentemperaturen finns dock även i detta teoretiska fall en övre gräns för hur mycket framtemperaturen bör höjas. P.g.a. denna begränsning kan nämligen inte den ökning av värmeförlusterna som orsakas av den högre framtemperaturen kompenseras av en lägre temperaturnivå i returledningen. Framtemperaturen och börvärdet för den termostatiska ventilen kan därför inte sättas hur högt som helst. Slutsatsen utifrån dessa två extremfall blir att större tappvarmvattenförbrukning bör medföra ett högre optimalt börvärde för den termostatiska ventilen.

Även värmeförlusten vid det optimala börvärdet minskade något i det studerade fallet jämfört med fallet med lägre tappvarmvattenförbrukning. Detta är en direkt följd av att de tomgångsflöden som AVTQ ger upphov till i fjärrvärmecentralerna samt kortslutningsflödet genom den termostatiska ventilen minskar som en följd av det ökade tappvarmvattenflödet i systemet. Större och fler tappningar medför nämligen dels att perioderna med tappningar i fjärrvärmecentralerna blir procentuellt större (vilket inverkar positivt på temperaturnivån i returledningen) och dels att primärflödet i systemet blir större och därmed kan den termostatiska ventilen uppnå den önskade temperaturen vid ett lägre kortslutningsflöde.

8.5 Inverkan av en modifiering av den självverkande AVTQ

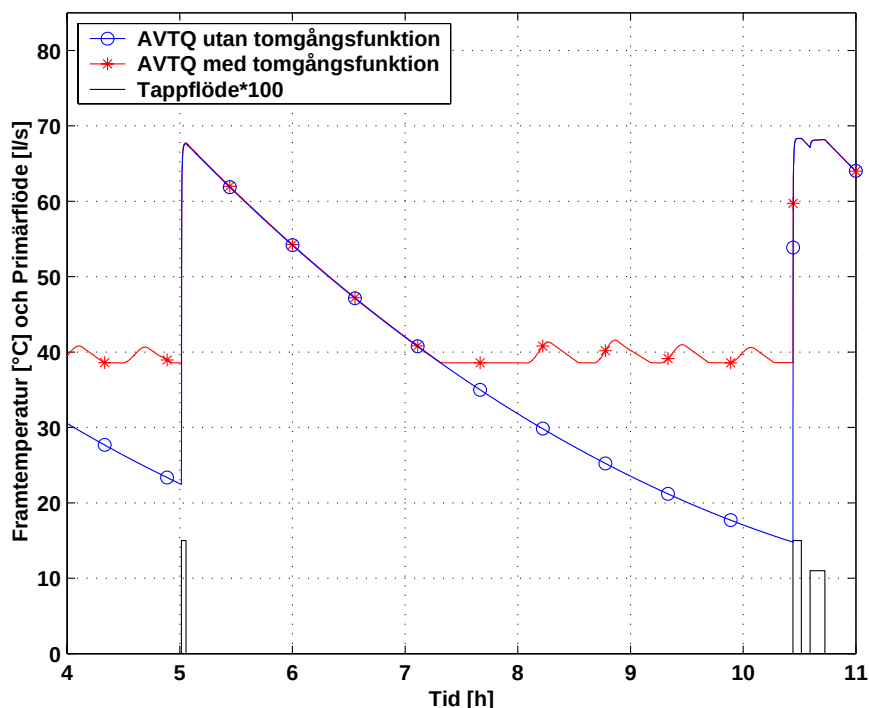
Som beskrevs i Kapitel 7 är funktionen hos Danfoss AVTQ sådan att även då inget vatten tappas öppnar ventilen ifall primärvattnets temperatur sjunker under ca 40 °C. I en gren av ett system helt utan andra termostatiska kortslutningar är denna tomgångsfunktion hos tappvarmvattenregulatorn troligen nödvändig om en rimlig temperaturnivå ska kunna upprätthållas i framledningen sommartid. Om man istället beaktar ett system med termostatiska ventiler i periferin av varje gren så kommer dessa att säkerställa en viss temperaturnivå i fördelningsledningen. I dessa fall kan man ifrågasätta om det verkligen behövs något tomgångsflöde genom fjärrvärmecentralerna. För att undersöka detta simulerades ett fall med modifierade tappvarmvattenregulatorer. Modifiering består i att regulatorn i varje fjärrvärmecentral endast öppnar då det tappas vatten, oavsett vilken temperatur det primära framledningsvattnet i servisledningen har mellan tappningar. D.v.s. tomgångsfunktionen har helt tagits bort. Simuleringsresultaten med avseende på värmeförluster, värmeproduktion, överförd värme i fjärrvärmecentralerna och pumpenergi visas i Figur 45. Fördelningsledningarna är dubbelt så långa som i referensfallet medan servisledningarnas längd är densamma och detta resulterar i linjetätheten 0,80 MWh/m.



Figur 45 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatisk ventil i periferin av systemet, långa fördelningsledningar, AVTQ utan tomgångsfunktion

Om resultatet i Figur 45 jämförs med fallet med den verkliga AVTQ och samma rörlängder i systemet (se Figur 15 i avsnitt 8.1.2) så visar det sig att det optimala börvärdet ligger någonstans i intervallet 50-55 °C i båda fallen. Vidare gäller att vid detta börvärde är värmeförlusterna mindre i fallet med regulatorn utan tomgångsfunktion. Förklaringen till detta återfinns i Figur 46. Simuleringsresultaten i figuren visar den primära framlednings-temperaturen vid fjärrvärmecentral nr 4 (placerad i början av området) dels i fallet med den verkliga AVTQ med tomgångsfunktion (se avsnitt 8.1.2) och dels i fallet med versionen utan tomgångsfunktion. Infogat i figuren är även tappflödet i den aktuella fjärrvärmecentralen.

Under den aktuella tidsperioden tappas vatten i fjärrvärmecentralen först ca kl. 5:00 och nästa tappning påbörjas strax före kl. 10:30.



Figur 46 Ingående primärtemperatur till fjärrvärmecentraler utrustade med AVTQ med respektive utan tomgångsfunktion

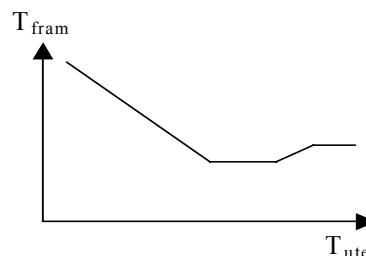
Figur 46 visar att i fallet med den verkliga AVTQ upprätthåller regulatören en primär framledningstemperatur på ca 40 °C även då inget vatten tappas. I fallet med den modifierade regulatören kommer istället temperaturen i servisledningen att sjunka ner mot omgivningens temperatur (= 10 °C) då inget vatten tappas eftersom regulatören är helt stängd i detta driftsfall och primärflödet i servisledningen således blir noll. Då inga tappningar görs fås p.g.a. detta en kontinuerligt större värmeförlust från servisledningarna i fallet med tomgångsfunktionen i regulatören. Under perioder när inga tappningar förekommer är det alltså odiskutabelt bättre att inte ha något primärflöde genom fjärrvärmecentralen.

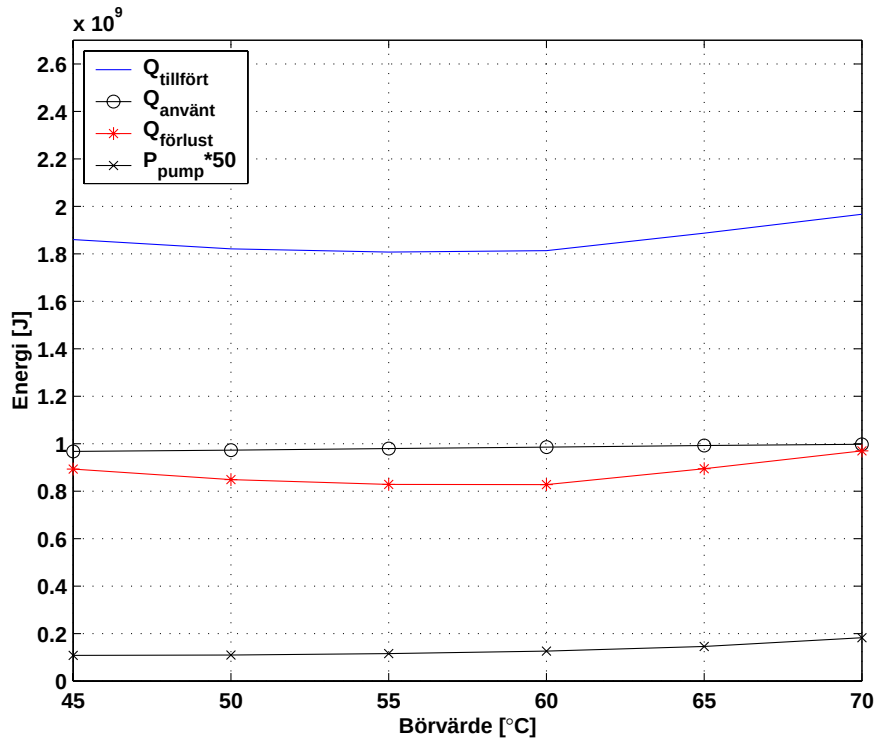
Vad händer då med värmeförluster och tappvarmvattenkomfort vid en tappning om man inte har någon tomgångsfunktion? Vid en tappning måste det vatten som står i servisledningen först passera fjärrvärmecentralen innan det varma primärvattnet i fördelningsledningen når fram. Detta är inget problem med tanke på värmeförluster dels eftersom det normalt handlar om relativt små vattenvolymer men framförallt eftersom vattnet håller en temperatur som aldrig är högre än vad som är fallet då regulatören har en tomgångsfunktion. Orsaken till att temperaturen på vattnet normalt är låg beror på att det normalt tappas vatten med relativt glesa intervall i enfamiljshus. Om vatten inte tappats på länge kommer temperaturen på primärvattnet i servisledningen närma sig omgivningens temperatur (enligt Figur 46). I simuleringsmodellen är omgivningens temperatur satt till 10 °C och således kommer det avkylda vattnet i servisledningen i många fall medföra att temperaturnivån i returledningen sjunker och således är det avkylda vattnet i servisledningen i detta fall snarast positivt med tanke på värmeförlusterna från systemet. Kvarstår gör frågan om kvalitén på tappvarmvattentemperaturen. Eftersom avsvolat primärvatten måste spolas igenom fjärrvärmecentralen innan tappvarmvattnet kan värmas upp till en acceptabel nivå kan man

misstänka att detta innebär långa väntetider innan kunden får varmt vatten i kranen. Man kan här återknyta till diskussionen i avsnitt 8.1.3 där det konstaterades att kapaciteten hos AVTQ är så stor att så länge servisledningarna inte är orimligt långa kan en acceptabel tappvarmvattenkomfort uppnås. Inte heller i detta avseende innebär alltså avsaknaden av tomgångsfunktion någon försämring av fjärrvärmesystemet. Det bör dock påpekas att resonemanget endast är giltigt i fallet då en hög framtemperatur säkerställs i fördelningsledningarna.

8.6 Angående höjning av framtemperaturen för att åstadkomma bättre tappvarmvattenkomfort

Som ett resultat av teoretiska undersökningar har Sivertsson & Werner [15] föreslagit att man genom att förändra styrkurvan för framtemperaturen vid produktionen ska kunna reducera problemet med låg primär framledningstemperatur vid fjärrvärmecentraler i periferin av ett fjärrvärmesystem. Den förändring av styrkurvan som föreslås är en höjning av framtemperaturen sommartid (se figur till höger) för att kompensera för det stora temperaturfall som fås p.g.a. den låga värmelasten i nätet. Med hjälp av elementär värmeväxlarteori visar Sivertsson & Werner att fjärrvärmesystemet kommer att fungera bättre med denna modifiering. Tanken är alltså att man genom att höja framledningstemperaturen vid produktionen ska kompensera för det större temperaturfallet i systemet sommartid och därigenom kunna säkerställa en viss lägsta temperaturnivå i systemet. Ändamålet är att säkerställa en viss lägsta temperaturnivå i systemet men den högre framtemperaturen kommer även att medföra att framtemperaturen till områden som är placerade närmare produktionen höjs. I detta avsnitt studeras hur det modellerade fjärrvärmesystemet påverkas av en höjning av framtemperaturen vid inloppet till området. I tidigare beräkningar användes en framtemperatur på 70 °C men nu ansätts istället en framtemperatur på 80 °C. Vid beräkningarna används ett nät med dubbelt så långa fördelningsledningar som i referenssystemet, tappvarmvattentemperaturen regleras med AVTQ regulatorer och en termostatisk ventil är installerad i periferin av grenen. Simuleringsresultaten redovisas i Figur 47.





Figur 47 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatisk ventil i periferin av systemet, AVTQ, långa fördelningsledningar, hög framtemperatur

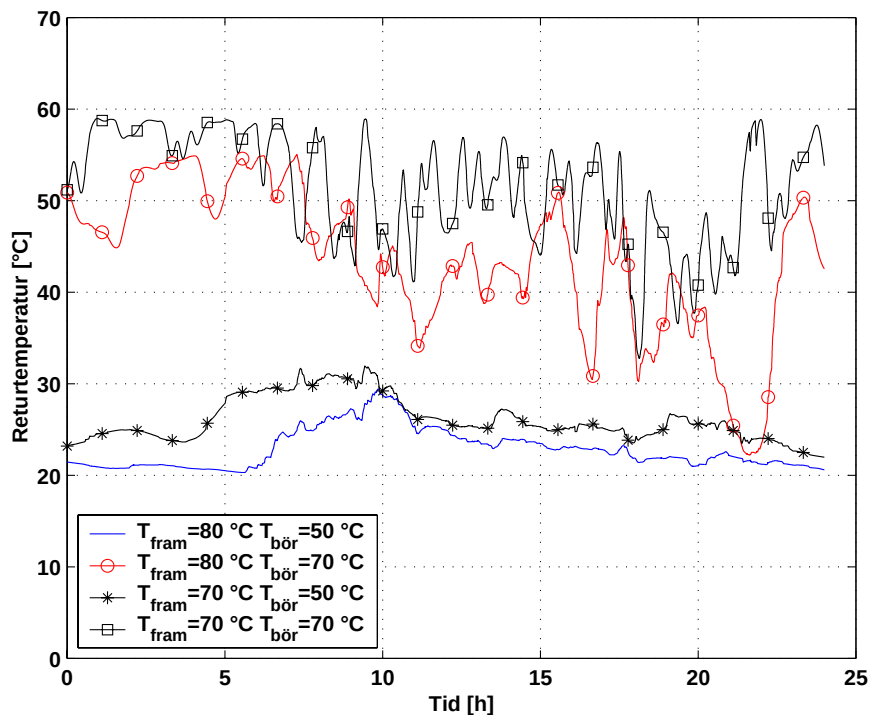
Med de förutsättningar som gäller vid beräkningarna bör resultaten i Figur 47 jämföras med Figur 15 i avsnitt 8.1.2 eftersom det enda som skiljer dessa fall åt är att framtemperaturen är 10 °C högre i föreliggande fall. Till att börja med kan det noteras att det optimala börvärdet m.a.p. värmeförluster från systemet i detta fall är högre än i Figur 15 och att värmeförlusten vid det optimala börvärdet är högre än den lägsta värmeförlusten i Figur 15. Detta beror, precis som i tidigare behandlade fall, på att värmeförlusterna ökar i vissa delar av systemet och minskar från andra då börvärdet förändras. I detta fall är det uppenbart att då framtemperaturen höjs ökar temperaturnivån i framledningen, vid givet börvärde på den termostatiske kortslutningen, och därmed ökar värmeförlusten från framledningen. Temperaturnivån i returledningen kommer däremot att sjunka. Detta beror på två faktorer.

Den första faktorn som sänker temperaturnivån i returledningen är att vid en högre framtemperatur krävs ett lägre flöde för att upprätthålla den önskade temperaturen vid de termostatiske ventilerna i systemet. Här skall både den termostatiske ventilen i periferin av nätet och de i varje enskild fjärrvärmecentral (där AVTQ arbetar som en termostatisk ventil då inget vatten tappas) beaktas. Vid givet börvärde är därför kortslutningsflödet lägre och detta medför att potentialen för värmeförlusterna minskar. Då flödet i systemet är lägre och temperaturen precis efter de termostatiske ventilerna är samma som vid en lägre framtemperatur kommer det lägre kortslutningsflödet medföra att temperaturnivån i returledningen sänks.

Den andra faktorn som ger en lägre temperaturnivå i returledningen då framtemperaturen höjs är en direkt följd av värmeväxlarnas karakteristik. Eftersom värmeväxlarna är av motströms typ bestäms den teoretiskt lägsta utgående temperaturen på primärsidan av den ingående temperaturen på sekundärsidan. Vid en given överförd effekt medför en högre ingående temperatur på primärsidan att flödet på primärsidan minskar. Detta medför i sin tur att den

utgående temperaturen på primärsidan närmar sig den ingående temperaturen på sekundärsidan. Det vill säga då vatten tappas fås en lägre returtemperatur från fjärrvärmecentralen om framtemperaturen är hög.

Resonemanget bekräftas av beräkningsresultaten. I Figur 48 redovisas den totala returtemperaturen från fjärrvärmesystemet vid några olika börvärdesinställningar, $T_{bör}$, dels vid framtemperaturen, T_{fram} , 70 °C och dels vid 80 °C. Vid börvärdet 70 °C blir returtemperaturen mycket hög vid båda framtemperaturerna. Orsaken till detta är att vid så höga framtemperaturer är den termostatiska ventilen fullt eller nästan fullt öppen och det kortslutna flödet orsakar höga returtemperaturer.



Figur 48 Total returtemperatur från systemet vid olika framtemperaturer och börvärden för termostatisk ventil i periferin av systemet

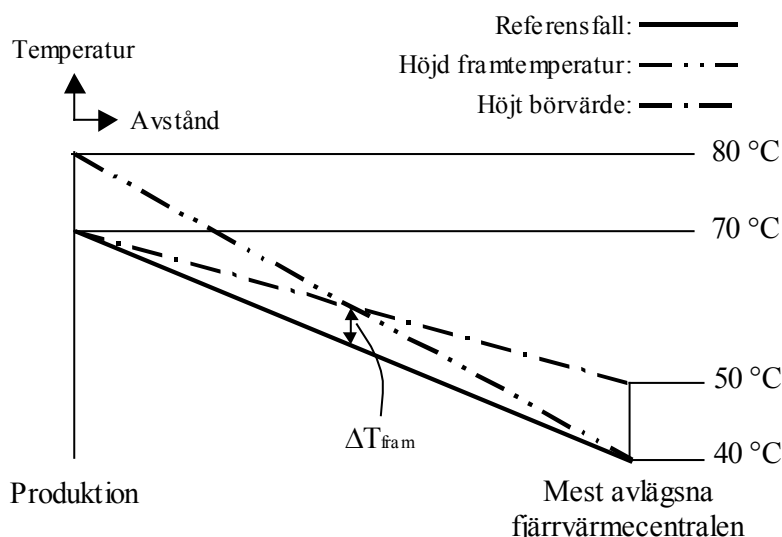
Enligt Figur 47 är den överförda energin något större i fallet med 80 °C framtemperatur men som visades i avsnitt 8.1.2 rådde ingen bristsituation då framtemperaturen var 70 °C. Orsaken till att den överförda energin blir större då framtemperaturen höjs beror på karakteristiken för tappvarmvattenregleringen.

Som beskrivits tidigare kommer tappvarmvattenregulatorn normalt öppna mycket i början av en tappning innan det varma primärvattnet i fördelningsledningen når fram till fjärrvärmecentralen. Detta kommer leda till en viss övervärmning av tappvarmvattnet då väl det varma primärvattnet når fram till fjärrvärmecentralen eftersom regleringen inte direkt hinner anpassa sig till den nya framtemperaturen. Desto högre temperaturnivån i fördelningsledningen är desto mer måste ventilen stänga och desto större blir övervärmningen av tappvarmvattnet. Detta är den första förklaringen till att den överförda energin är större i Figur 47 än i Figur 15. Den andra, och mer betydelsefulla, förklaringen som är mer specifik för självverkande ventiler är att tappvarmvattentemperaturen delvis är en funktion av den primära framledningstemperaturen. Detta beskrevs kortfattat i Kapitel 7 och mer ingående i Persson [13]. Sambandet är sådant att en högre framtemperatur medför en högre

tappvarmvattentemperatur och detta innebär att mer energi överförs då framtemperaturen är hög.

Som konstaterats gäller för det modellerade systemet att den lägsta värmeförlusten som går att få i fallet med 80 °C i framtemperatur är högre än den lägsta värmeförlusten som går att få i fallet med 70 °C då en termostatisk ventil är installerad i periferin. Kan man då lita på simuleringsresultaten och vilken inverkan har egentligen den termostatiske ventilen i periferin av systemet? Dessa frågor ska nu diskuteras.

Som beskrevs i Kapitel 7 kommer AVTQ verka som en termostatisk ventil med ett börvärde strax under 40 °C då inget vatten tappas. Då fjärrvärmecentralerna är utrustade med AVTQ innebär detta att oavsett om det är någon renodlad termostatisk ventil installerad i periferin av systemet eller ej kommer tappvarmvattenregulatorn i fjärrvärmecentralen längst bort i systemet verka som en sådan och den har ett börvärde på ca 40 °C. Detta har betydelse för hur fjärrvärmesystemet påverkas av en höjning av framtemperaturen. I Figur 49 visas schematisk hur framtemperaturen varierar från produktionen till den mest avlägsna fjärrvärmecentralen i tre olika fall. För enkelhets skull ansätts att framtemperaturen varierar linjärt med avståndet från produktionen. Med de temperaturnivåer som studeras är förenklingen en så pass god approximation av verkligheten att den bör ha liten inverkan på diskussionen.



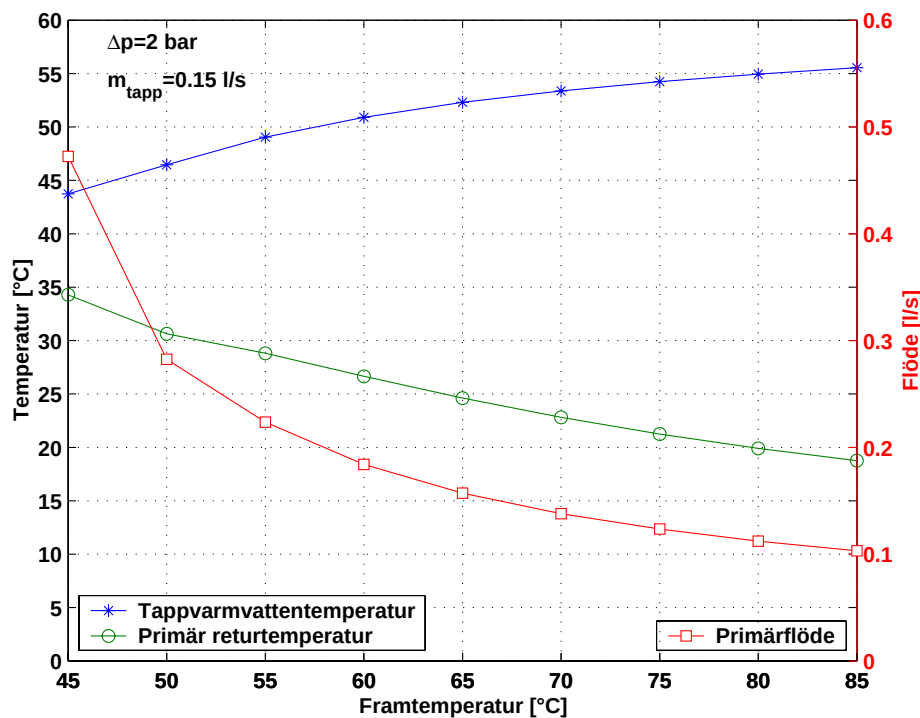
Figur 49 Jämförelse mellan höjning av framtemperatur och höjning av börvärde för termostatisk ventil

I referensfallet är framtemperaturen 70 °C och även om ingen termostatisk ventil är installerad i periferin av systemet kommer ändå den AVTQ som är installerad i den mest avlägsna fjärrvärmecentralen säkerställa en lägsta temperatur i framledningen på ca 40 °C. Anta nu att framtemperaturen vid produktionen höjs till 80 °C. Som visas i Figur 49 kommer denna åtgärd medföra att framtemperaturen i nätet höjs med ΔT_{fram} °C relativt referensfallet. I periferin av systemet har dock ingenting förändrats och den självverkande tappvarmvattenregulatorn kommer även i detta fall att säkerställa en lägsta temperaturnivå i framledningen på 40 °C. Som visas i Figur 49 är ΔT_{fram} en funktion av avståndet från produktionen och temperaturhöjningen relativt referensfallet kommer att avta ju längre ut i nätet man kommer för att till slut vara 0 °C i fjärrvärmecentralen längst bort. Då fjärrvärmecentralerna är försedda med tappvarmvattenregulatorer med någon form av termostatisk tomgångsfunktion medför därför en höjning av framtemperaturen vid produktionen att framtemperaturen höjs

mycket i delar av nätet där den redan var acceptabel och lite i periferin av systemet där behovet av högre framtemperatur är större.

Den högre framtemperaturen till fjärrvärmecentralerna i systemet är i sig positivt för deras funktion eftersom avkylningen av primärvattnet ökar då framtemperaturen höjs. Nackdelen med den högre framtemperaturen är att den medför ökade värmeförluster från framledningen. Denna ökning av värmeförlusten måste därför kompenseras av den lägre returtemperaturen som blir följden av att fjärrvärmecentralerna förses med en högre framtemperatur. Eftersom höjningen av framtemperaturen är störst i början av systemet, där den redan var acceptabel, är dock problemet att marginalvinsten med en högre framtemperatur blir liten. Värmeväxlarens karakteristik är nämligen sådan att ju högre framtemperaturen är i ursprungsfallet desto mindre blir sänkningen av returtemperaturen för en given höjning av framtemperaturen. Marginalnyttan av en stor höjning av framtemperaturen i början av systemet kan därför sägas bli liten (se även diskussionen nedan i anslutning till Figur 50).

I Figur 49 finns ett tredje fall inritat. I detta fall är framtemperaturen oförändrat 70 °C och istället antas att en termostatisk ventil installerats i den mest avlägsna fjärrvärmecentralen och att dess börvärde sätts till 50 °C (i föregående fall var det 40 °C). Eftersom linjära temperaturförlopp antas är medeltemperaturen i framledningen 60 °C både i detta fall och i fallet med höjd framtemperatur. Detta innebär att värmeförlusten från framledningen är ungefär densamma i båda fallen. Då framtemperaturen höjs i periferin av systemet istället för vid produktionen blir förändringen av ΔT_{fram} den motsatta jämfört med enbart en höjning av framtemperaturen. Det vill säga framtemperaturen höjs mycket i periferin av systemet där marginalnyttan av en höjning är stor medan den höjs lite nära produktionen där behovet av en högre framtemperatur är litet. Som nämnts tidigare blir marginalnyttan av en höjning av framtemperaturen större i periferin, där temperaturen är låg, än nära produktionen, där temperaturen är hög, på grund av värmeväxlarens karakteristik. Självklart är att då framtemperaturen höjs från 40 °C till 50 °C ökar den teoretiskt maximala tappvarmvattentemperaturen som går att uppnå. Detta är positivt ur kundens perspektiv men även fjärrvärmesystemet påverkas positivt av den höjda framtemperaturen eftersom den medför att avkylningen av primärvattnet i fjärrvärmecentralen ökar och att primärflödet minskar. I Figur 50 visas hur tappvarmvattentemperaturen, den primära returtemperaturen och primärflödet varierar med framtemperaturen vid tappflödet 0,15 l/s och differenstrycket 2 bar i fjärrvärmecentralmodellen med AVTQ som tappvarmvattenregulator som används i systemsimuleringarna. Inställningen för regulatorn är samma som i övriga simuleringar i detta arbete (se Kapitel 7).



Figur 50 Tappvarmvattentemperatur, primär returtemperatur och primärflöde som funktion av framtemperaturen vid konstant differenstryck och tappflöde

Enligt Figur 50 stiger tappvarmvattentemperaturen då framtemperaturen höjs. Vid låga framtemperaturer beror detta på att önskad tappvarmvattentemperatur helt enkelt inte kan uppnås i fjärrvärmecentralen. Tappvarmvattentemperaturen ökar dock med ökande framtemperatur även vid högre framtemperaturer och detta beror på karakteristiken för AVTQ (detta diskuteras bland annat i Kapitel 7). Vidare visar Figur 50 att en högre framtemperatur medför lägre returtemperatur och primärflöde. Båda dessa faktorer är positivt sett ur fjärrvärmeföretagets perspektiv. Vid en given höjning av framtemperaturen sjunker den primära returtemperaturen och primärflödet mer vid låga framtemperaturer än vid högre framtemperatur. Detta märks framför allt på primärflödet. Desto lägre framtemperaturen är desto större blir därför marginalnyttan med en höjning av framtemperaturen.

Enligt detta resonemang bör det således vara bättre att höja börvärdet på en termostatisk ventil i periferin av systemet än att höja framtemperaturen i början av systemet. Om man återknyter till simuleringsresultaten i Figur 47 (framtemperatur 80 °C) och Figur 15 (framtemperatur 70 °C) kan detta ytterligare styrkas. Fallet med börvärde 45 °C i Figur 47 ger större värmeförluster än fallet med börvärde 55 °C i Figur 15. Å andra sidan visar jämförelsen mellan de två figurerna på andra trender. Dels är det så att om man befinner sig vid ett optimalt börvärde är det inte säkert att en höjning av framtemperaturen med säg 10 °C ger större värmeförlust än om börvärdet på den termostatiske kortslutningen höjs med 10 °C. Däremot gäller för de modellerade systemen att vid börvärden lägre än ca 60-65 °C är det ur värmeförlustsynpunkt en dålig åtgärd att höja framtemperaturen. Det vill säga ökningen av värmeförlusten från framledningen orsakad av den högre framtemperaturen är större än minskningen av värmeförlusten från returledningen orsakad av den lägre returtemperaturen. Vid börvärden över ca 60-65 °C är det dock andra mekanismer som påverkar värmeförlusterna. Då framtemperaturen är 70 °C innebär börvärdet 70 °C en omöjlig situation

för den termostatiska ventilen. Såvida inte ledningarna från produktionen till den termostatiska kortslutningen saknar längd eller flödet i systemet är oändligt stort kommer aldrig 70 °C kunna uppnås vid kortslutningen. Detta medför att ventilen har stor öppningsgrad och kortslutningsflödet blir stort. Detta i sin tur medför en hög temperaturnivå även i returledningen. Om istället framtemperaturen är 80 °C innebär börvärdet 70 °C inte alls samma omöjliga situation för den termostatiska ventilen vilket resulterar i ett betydligt måttligare kortslutningsflöde. Detta i sin tur innebär att temperaturnivån i returledningen inte blir lika hög och därmed blir även värmeförlusten från denna måttlig.

I detta avsnitt har visats att för den studerade systemkonfigurationen och för fallet då framtemperaturen höjs från 70 °C till 80 °C innebar en högre framtemperatur till området inte någon förbättring av fjärrvärmesystemets funktion. Med de beräkningar som ligger till grund för detta arbete kan man dock ej helt förkasta idé om att höja framtemperaturen.

För det första visar beräkningsresultaten i Figur 47 och Figur 15 att den lägsta värmeförlusten som går att uppnå delvis är en funktion av framledningstemperaturen. I detta arbete är framledningstemperaturen satt till 70 °C i undersökningarna i samtliga övriga avsnitt. Detta innebär att risken finns att den optimering som görs med avseende på värmeförluster i detta arbete blir en suboptimering. Det vill säga det kan finnas framtemperaturer som resulterar i lägre värmeförluster än de lägsta som gick att få vid framtemperaturen 70 °C. Precis som det optimala börvärdet m.a.p. värmeförluster från systemet för termostatiska ventiler bör den optimala framtemperaturen bero på systemkonfigurationen. Beräkningsresultaten visar att framtemperaturen 70 °C var ett bättre val än 80 °C för det studerade systemet. Utifrån beräkningsresultaten och kunskap om fjärrvärmecentralernas karakteristik kan man gissa att för det studerade systemet bör den optimala framtemperaturen sommartid ligga någonstans i intervallet 65-75 °C.

För det andra kan även konstateras att detta arbete grundas på teoretiska studier. Risken finns därför att verkliga fjärrvärmesystem av en eller annan anledning inte uppför sig som den teoretiska modellen påvisar och detta kan i det enskilda systemet favorisera en viss framledningstemperatur.

8.7 Ledningsdimensionernas betydelse för fjärrvärmesystemets funktion

Om generellt mindre ledningsdimensioner används i ett fjärrvärmesystem vid oförändrat värmebehov fås dels högre tryckfall i ledningarna och dels blir ledningarnas värmeöverförande area mindre. Hur stor minskningen av den värmeöverförande arean och därmed värmeförlusterna blir är beroende av hur mycket dimensionerna minskas. I svenska fjärrvärmenät dimensioneras normalt ledningarna enligt kriteriet att tryckfallet vid det dimensionerande tillståndet ska vara 100 Pa/m. Beräkningar i Jonson [1] visar att då dimensioneringskriteriet ändras påverkas värmeförlusterna. I arbetet studeras ett fall med en rörsträcka som är 905 meter lång och till vilken 30 småhus, en skola samt ett mindre flerbostadshus är anslutet. För denna rörsträcka förändras värmeförlusterna enligt Tabell 2 då dimensioneringskriteriet förändras. Beräkningarna visar att det finns stora vinster att göra med avseende på värmeförluster från systemet om man kan öka det tillåtna tryckfallet per meter ledning.

Tabell 2 Exempel på reduktion av värmeförluster från rörsträcka vid olika dimensionerande tryckfall, Jonson [1]

Ökning av maximalt tillåtet tryckfall från 100 Pa/m till:	200 Pa/m	400 Pa/m
Reduktion av värmeförlust vid enkelrör i serie 2	5%	12%
Reduktion av värmeförlust vid standardisolerade tvillingrör	7%	15%

Storleken på värmeförlusterna får inverkan på storleksordningen på temperaturfallet i ledningarna från produktionen till kunderna. I Sivertsson & Werner [15] redovisas beräkningsresultat för hur temperaturfallet i en ledning varierar med ledningsdimensioner och linjetäthet. Beräkningarna visar bl.a. att vid given linjetäthet ökar temperaturfallet om man använder större ledningsdimensioner samt att ökningen av temperaturfallet blir större vid lägre linjetätheter. Utifrån beräkningsresultaten dras slutsatsen att det av denna anledning är särskilt viktigt att inte överdimensionera fjärrvärmeledningar i värmeglesa områden.

I både Jonsson [1] och Sivertsson & Werner [15] framkommer alltså att med hänsyn till värmeförluster är mindre ledningsdimensioner positivt för fjärrvärmesystem. Man måste dock komma ihåg att denna minskning ofta sker på bekostnad av att tryckfallet i systemet ökar. Fjärrvärmesystemets maximalt tillåtna tryck samt kostnader för pumpar och drift av dessa pumpar sätter därför en begränsning för hur små ledningsdimensioner som kan användas.

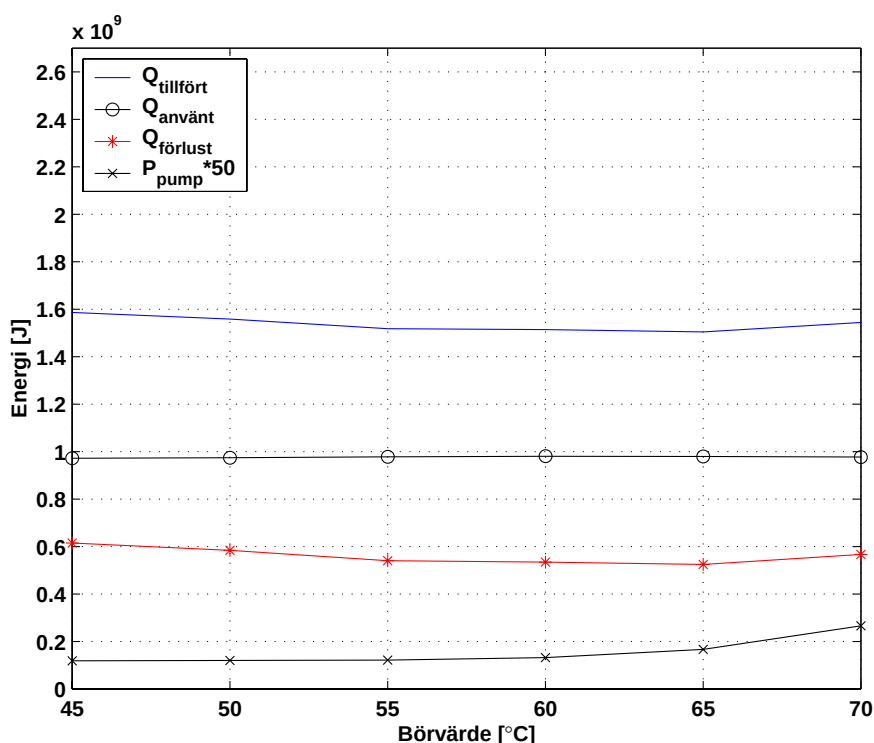
För att ge ytterligare uppfattning om hur mindre ledningsdimensioner påverkar en del av ett fjärrvärmesystem görs i detta avsnitt beräkningar där ledningsdimensionerna i referenssystemet har minskats med en dimension enligt Tabell 3.

Tabell 3 Förändring av ledningsdimensioner

Dimension i referenssystemet	I detta avsnitt ändrat till dimension:
DN 50	DN 40
DN 40	DN 32
DN 32	DN 25
DN 25	DN 20
DN 20	DN 15

Anledningen till valet att generellt minska ledningsdimensionerna med en dimension istället för att ändra dem i enlighet med något dimensioneringskriterie är att med det senare alternativet måste fiktiva ledningar användas eftersom det inte finns ett oändligt antal ledningsdimensioner. Vidare studeras den generella inverkan av mindre ledningsdimensioner och därför är tillvägagångssättet vid minskningen av ledningsdimensionerna av mindre betydelse.

Ledningslängderna i det studerade systemet är samma som i referenssystemet, en termostatisk ventil är installerad i periferin och fjärrvärmecentralerna är försedda med den elektroniska tappvarmvattenregulatorn som studerades i avsnitt 8.2 med öppningsintervall 100 minuter. I Figur 51 visas hur systemet fungerar under de nya förutsättningarna.



Figur 51 Energimängder under 24 h som funktion av börvärde för termostatisk ventil i periferin av systemet, PID-regulator, 100 min öppningsintervall, referenssystem, små ledningsdimensioner

Referens till beräkningsresultaten i Figur 51 är resultaten i Figur 35 där motsvarande fall fast med de ursprungliga ledningsdimensionerna studerades. Den överförda energin är ungefär lika stor i båda fallen och detta indikerar att tappvarmvattenkomforten upprätthålls även i fallet då ledningsdimensionerna minskats. Vidare har det optimala börvärdet för den termostatiske ventilen höjts och värmeförlusten från systemet vid detta börvärde är lägre än den lägsta värmeförlusten då de ursprungliga ledningsdimensionerna användes. Den lägre värmeförlusten är en direkt följd av att den värmeöverförande arean minskar då ledningsdimensionerna minskas. Beroende på vilket börvärde som studeras så är värmeförlusten från systemet med de ursprungliga ledningsdimensionerna 10-17% högre än i fallet med minskade ledningsdimensioner.

Då resultaten i Figur 51 och Figur 35 jämförs kan man konstatera att den erforderliga pumpenergin är ungefär lika stor vid börvärden under 60 °C och faktiskt något mindre för fallet med mindre ledningsdimensioner vid börvärden över 60 °C. Detta kan tyckas

förvånande eftersom de mindre ledningsdimensionerna bör ge upphov till större tryckfall i ledningarna. Man ska dock komma ihåg att detta bara gäller under förutsättningen att flödet är oförändrat och det är ej fallet här. De lägre värmeförlusterna från de mindre ledningarna gör nämligen att den termostatiska ventilen i periferin av systemet i detta fall kan uppnå det önskade börvärdet vid ett lägre primärflöde. På grund av detta minskar primärflödet i hela systemet och därmed fås ingen ökning av pumpenergin i det studerade fallet. Det ska dock påpekas att vid en tillräckligt stor minskning av ledningsdimensionerna finns risken dels att pumpenergin ökar men framförallt att differenstrycket i periferin av systemet blir så lågt att en god tappvarmvattenkomfort ej kan upprätthållas.

9 Allmän diskussion av beräkningsresultat

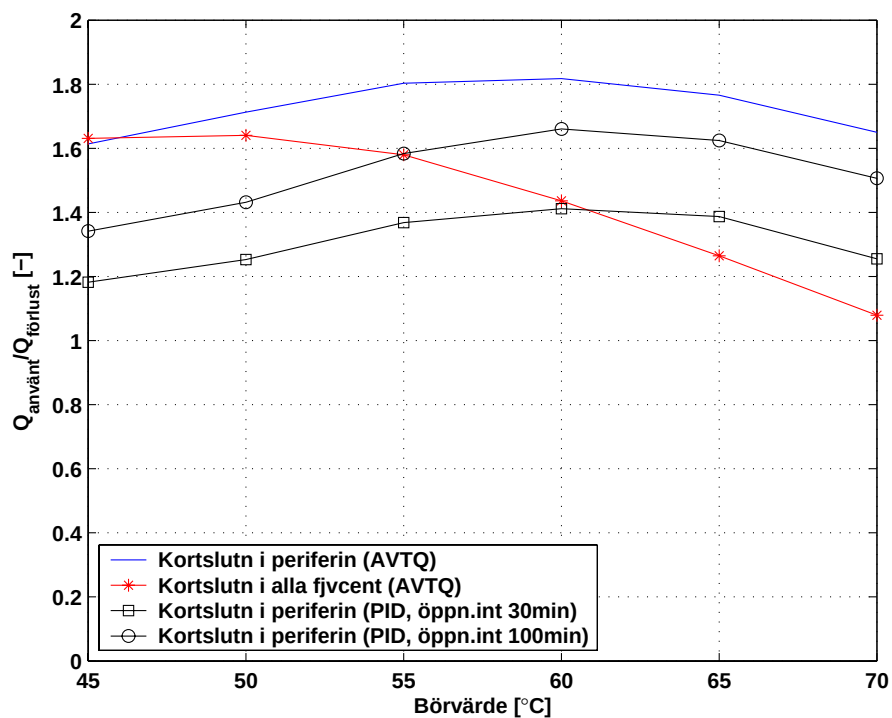
I detta arbete har ett antal olika systemkonfigurationer och lösningar för att undvika låg tappvarmvattentemperatur studerats. Allteftersom de olika beräkningsfallen har presenterats har de diskuterats och jämförts med andra fall. För att ge en sammanfattande bild av beräkningarna i Kapitel 8 kommer de i detta kapitel att jämföras med varandra.

För att få ett mått på hur bra en lösning är introduceras ett godhetstal som är kvoten $Q_{\text{använt}}/Q_{\text{förlust}}$. Det vill säga kvoten mellan den i fjärrvärmecentralerna överförda energin, $Q_{\text{använt}}$, och värmeförlusten från systemet, $Q_{\text{förlust}}$. Ett högt värde på kvoten indikerar en bra lösning. Det valda godhetstalet innebär nämligen dels att stora värmeförluster minskar värdet på talet och dels att en stor överförd energi i fjärrvärmecentralerna, som kan ses som en indikation på att tappvarmvattenkomforten är god, ökar värdet på talet.

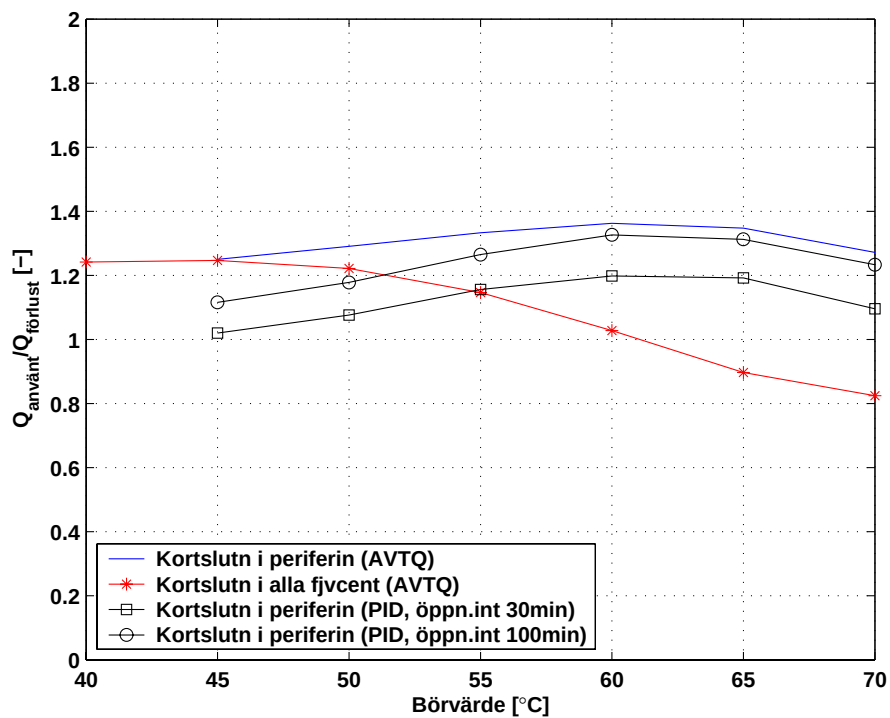
I Kapitel 8 visades att de generella åtgärderna att minska ledningsdimensionerna och öka isoleringsstandarden för ledningarna inverkar positivt på systemet. Vidare studerades inverkan av tappvarmvattenförbrukningens omfattning. Samtliga dessa tre fall utgör en så stor förändring av förutsättningarna för fjärrvärmesystemet att de i detta kapitel inte kommer att jämföras med andra studerade fall i Kapitel 8. Det konstateras bara här att minskade ledningsdimensioner, högre isoleringsstandard samt större energibehov i systemet är positivt för fjärrvärmesystemets funktion sett ur termodynamisk synpunkt. Samtliga dessa åtgärder/fenomen är således normalt positivt för fjärrvärmeföretaget.

Vidare studerades i Kapitel 8 ett antal olika konfigurationer med avseende på ledningslängder. Olika systemtekniska lösningar kan endast jämföras med andra lösningar vid motsvarande konfiguration med avseende på ledningslängder. Av denna anledning redovisas i Figur 52- Figur 55 kvoten $Q_{\text{använt}}/Q_{\text{förlust}}$ för de fyra olika rörkonfigurationer som studerats i arbetet. Ledningslängder och uppskattade linjetätheter, under antagandet att varje villa använder 20000 kWh/år för uppvärmning, för de olika fallen är:

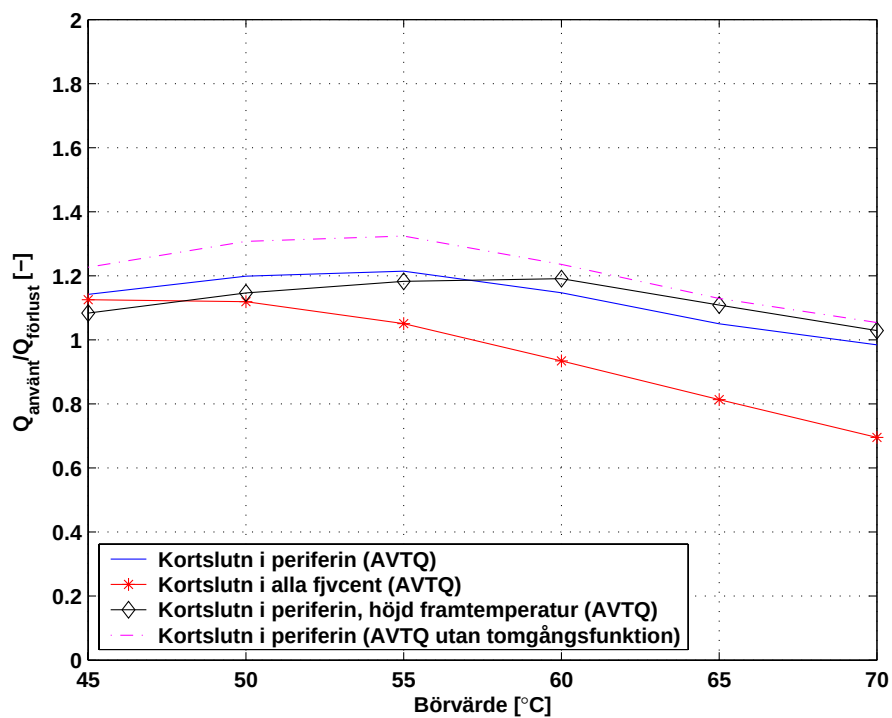
- ✓ Referenssystemet enligt Figur 1. Totala ledningslängder (fram- och returledning):
Servisledningar: 544 m, fördelningsledningar: 582 m; Linjetäthet: 1,21 MWh/m
- ✓ Långa servisledningar. Totala ledningslängder (fram- och returledning):
Servisledningar: 1088 m, fördelningsledningar: 582 m; Linjetäthet: 0,81 MWh/m
- ✓ Långa fördelningsledningar. Totala ledningslängder (fram- och returledning):
Servisledningar: 544 m, fördelningsledningar: 1164 m; Linjetäthet: 0,80 MWh/m
- ✓ Långa servis- och fördelningsledningar. Totala ledningslängder (fram- och returledning):
Servisledningar: 1088 m, fördelningsledningar: 1164 m;
Linjetäthet: 0,60 MWh/m



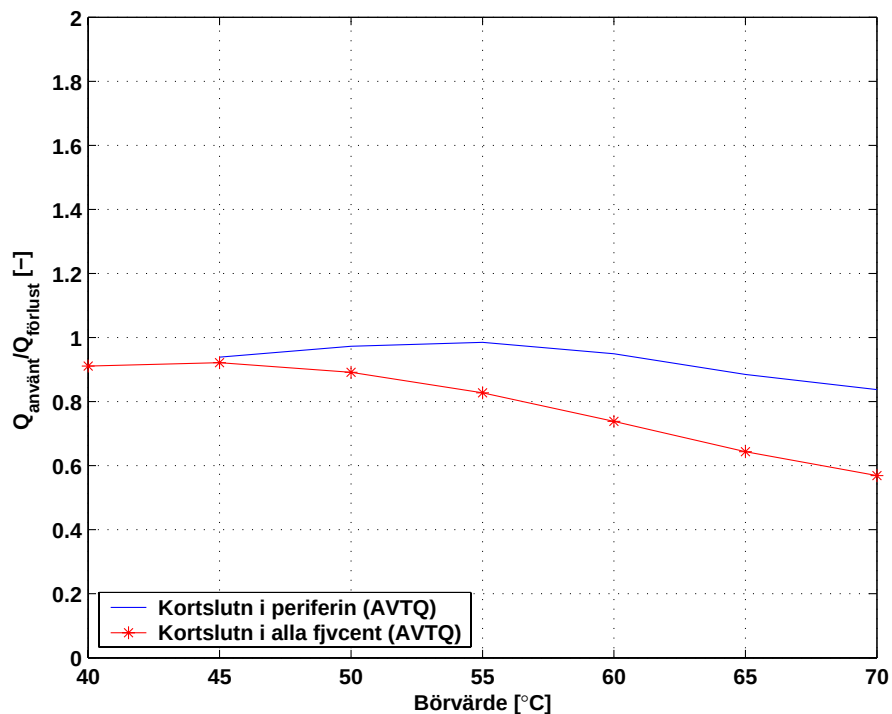
Figur 52 Kvoten mellan överförd energi i fjärrvärmecentralerna, $Q_{använt}$, och värmeförlust från systemet, $Q_{förlust}$, för olika systemlösningar och börvärden på termostatiska ventiler, referenssystemet



Figur 53 Kvoten mellan överförd energi i fjärrvärmecentralerna, $Q_{använt}$, och värmeförlust från systemet, $Q_{förlust}$, för olika systemlösningar och börvärden på termostatiska ventiler, långa servisledningar



Figur 54 Kvoten mellan överförd energi i fjärrvärmecentralerna, $Q_{\text{använt}}$, och värmeförlust från systemet, $Q_{\text{förlust}}$, för olika systemlösningar och börvärden på termostatiska ventiler, långa fördelningsledningar



Figur 55 Kvoten mellan överförd energi i fjärrvärmecentralerna, $Q_{\text{använt}}$, och värmeförlust från systemet, $Q_{\text{förlust}}$, för olika systemlösningar och börvärden på termostatiska ventiler, långa servis- och fördelningsledningar

Om värdet för kvoten $Q_{\text{använt}}/Q_{\text{förlust}}$ i Figur 52-Figur 55 jämförs inbördes kan först konstateras att kortare ledningslängder medför att värmeförlusterna minskar i förhållande till den överförda energin. Vidare visar Figur 53-Figur 54 att för de lösningar som studerats i båda fallen gäller att systemet med längre servisledningar har ett generellt högre värde på kvoten $Q_{\text{använt}}/Q_{\text{förlust}}$ än systemet med långa fördelningsledningar.

För samtliga systemkonfigurationer med AVTQ som tappvarmvattenregulator gäller att det högsta värdet på kvoten $Q_{\text{använt}}/Q_{\text{förlust}}$ är större i fallet med enbart en termostatisk i periferin av system än om en sådan termostatisk ventil är installerad i varje fjärrvärmecentral.

Den termostatiske tomgångsfunktion som AVTQ har verkar generellt fungera betydligt bättre än den så kallade sommarfunktionen utan återkoppling från primärtemperaturen som används vid simuleringarna av PID-regulatorn. Beräkningarna visar således att en tomgångsfunktion bör ha återkoppling från primärtemperaturen. Samtidigt visar resultatet i Figur 54 att vid åtminstone vissa systemkonfigurationer fungerar fjärrvärmesystemet allra bäst om tappvarmvattenregulatorerna helt saknar tomgångsfunktion.

Då tappvarmvattentemperaturen i början av den studerade grenen höjdes från 70 °C till 80 °C kunde en ökning av värmeförlusterna noteras och Figur 54 visar att även kvoten $Q_{\text{använt}}/Q_{\text{förlust}}$ påverkas negativt av höjningen av framtemperaturen.

Utifrån beräkningsresultaten för olika systemlösningar och rörkonfigurationer i Kapitel 8 kan en intressant iakttagelse göras. För samtliga systemkonfigurationer som studeras i arbetet säkerställs en god eller i alla fall acceptabel tappvarmvattenkomfort vid det optimala börvärdet. Fjärrvärmecentralernas funktion verkar således vara sådan att i driftsfall där en god tappvarmvattenkomfort inte kan uppnås i stora delar delarna av systemet kommer de försämrade villkoren för fjärrvärmecentralernas drift att medföra höga returtemperaturer. Den högre temperaturnivån i returledningarna medför i sin tur onödigt höga värmeförluster från systemet och därför minskar risken att ett driftsfall med dålig tappvarmvattenkomfort sammanfaller med ett optimalt börvärde med avseende på värmeförluster för de termostatiske ventilerna.

10 Slutsatser

Beräkningsresultaten i detta arbete visar att oavsett om man placerar en termostatisk ventil enbart i periferin av fjärrvärmesystemet eller om en termostatisk ventil placeras i varje fjärrvärmecentral finns det ett optimalt börvärde vid vilket värmeförlusterna från systemet minimeras. Det optimala börvärdet bestäms av relationen mellan värmeförlusterna från fram- respektive returledningar. Ett högre börvärde för de termostatiska ventilerna påverkar nämligen systemet både positivt och negativt. Den negativa inverkan av högre börvärde är dels att värmeförlusterna från framledningen ökar p.g.a. den högre temperaturnivån och dels att flödet genom ventilerna blir större samt har högre temperatur och detta höjer temperaturnivån även i returledningen. Positivt med högre börvärde är att vid tappningar medför den högre framtemperaturen att avkylningen av primärvattnet i fjärrvärmecentralerna ökar och att returtemperaturen från fjärrvärmecentralerna sänks. Detta sänker temperaturnivån i returledningarna, och därmed även värmeförlusterna från dem. Det optimala börvärdet bestäms därför av förhållandet mellan inverkan av de positiva och negativa effekterna då börvärdet förändras.

Då varje fjärrvärmecentral förses med en termostatisk ventil på primärsidan säkerställs en hög framtemperatur ända fram till fjärrvärmecentralen. Detta medför dels att tappvarmvattenkomforten blir god eftersom väntetiden på varmt tappvatten minskas och dels att värmeförlusterna från systemet blir relativt stora eftersom de termostatiska ventilerna höjer temperaturnivån i både servis- och fördelningsledningar. Om endast en termostatisk ventil placeras i periferin av systemet cirkuleras fjärrvärmevattnet enbart i fördelningsledningarna. Detta medför att en hög temperaturnivå säkerställs i fördelningsledningarna medan temperaturnivån i servisledningarna påverkas i liten omfattning. Jämfört med att ha termostatiska ventiler i samtliga fjärrvärmecentraler medför detta dels att värmeförlusterna från systemet blir lägre och dels att tappvarmvattenkomforten kan bli sämre. Beräkningarna i arbetet visar dock att såvida inte servisledningarna är mycket långa eller tappvarmvattenregulatorns kapacitet är liten kan en acceptabel tappvarmvattenkomfort upprätthållas även i detta fall. Faktum är att för samtliga systemkonfigurationer som studeras i arbetet säkerställs en god tappvarmvattenkomfort vid det optimala börvärdet m.a.p. värmeförluster från systemet. Fjärrvärmecentralernas funktion verkar således vara sådan att i driftsfall där en god tappvarmvattenkomfort inte kan uppnås i stora delar delarna av systemet kommer detta straffas i form av höga returtemperaturer. Detta medför i sin tur onödigt höga värmeförluster från systemet och detta kan inte sammanfalla med ett optimalt börvärde med avseende på värmeförluster.

Oavsett vilket av alternativen för placering av de termostatiska ventilerna som studeras så sänks det optimala börvärdet m.a.p. värmeförluster från systemet då längden på fördelningsledningarna ökas. Servisledningarnas längd påverkar värdet på det börvärdet som ger lägst värmeförluster marginellt då en termostatisk ventil är placerad i periferin av systemet. Då varje fjärrvärmecentral är försedd med en termostatisk ventil medför längre servisledningar ett sänkt optimalt börvärde.

Typen av tappvarmvattenregulator verkar ha relativt liten betydelse för det optimala börvärdet m.a.p. värmeförluster men nivån på värmeförlusterna från systemet vid detta börvärde varierar med typen av tappvarmvattenregulator. Huvudsakligen är det typen av tomgångsfunktion i regulatorn som har inverkan på systemet. Vid korta servisledningar och/eller en regulator med stor kapacitet är det bäst med hänsyn till värmeförluster att

regulatorn inte har någon tomgångsfunktion och endast öppnar vid tappningar. Orsaken är att under perioder då inget vatten tappas varmhålls annars servisledningen i onödan. När väl vatten tappas är tappvarmvattenregulatorns kapacitet normalt så stor att det avsvalnade vattnet i servisledningen på kort tid passerar fjärrvärmecentralen så att det varma vattnet från fördelningsledningen når fram. Om tappvarmvattenregulatorn har liten kapacitet alternativt att servisledningen är mycket lång kan dock det avsvalnade primärvattnet medföra märkbart försämrade tappvarmvattenkomfort. I de fall en tomgångsfunktion används bör den vara termostatisk. I detta arbete visas att termostatiska tomgångsfunktioner medför lägre värmeförluster och bättre tappvarmvattenkomfort än lösningar där ventilen periodvis öppnas till ett förutbestämt ventilläge utan återkoppling från den primära framledningstemperaturen.

Ledningar med högre isoleringsstandard minskar värmeförlusterna från systemet. Det optimala börvärdet m.a.p. värmeförluster höjs då isoleringsgraden ökas. Förändringen är dock relativt liten. Även mindre ledningsdimensioner minskar värmeförlusterna och höjer det optimala börvärdet. Värmeförlusterna minskar p.g.a. att då ledningsdimensionerna minskas så minskar även ledningarnas värmeöverförande area. Normalt förväntas även mindre dimensioner medföra att pumparbetet ökar. Beräkningarna visar dock att för referenssystemet med en termostatisk ventil installerad i periferin minskar till och med pumparbetet vid vissa börvärden då ledningsdimensionerna minskas med en dimension. Anledningen är att minskade värmeförluster från ledningarna medför att den termostatiska ventils börvärde kan uppnås vid ett lägre primärflöde. Att pumparbetet minskar då ledningsdimensioner minskas är troligen ganska ovanligt men det kan ändå konstateras att det minskade primärflödet alltid i någon omfattning minskar det pumparbete som kan förväntas om endast flödet i motsvarande system med större ledningsdimensioner beaktas.

Jämförelse mellan beräkningar vid framtemperatur 70 °C respektive 80 °C till systemet visar att då en termostatisk ventil är installerad i periferin av systemet är det generellt sett bättre att höja börvärdet för denna än att höja framtemperaturen vid produktionen. Anledningen är att den termostatiska ventilen höjer temperaturen i periferin av systemet där framtemperaturen är låg medan en högre framtemperatur vid produktionen främst höjer framtemperaturen i delar av systemet där den redan är hög. På samma vis som det finns ett optimalt börvärde för de termostatiska ventiler i systemet bör det dock finnas en optimal framtemperatur där värmeförlusterna minimeras.

En högre tappvarmvattenförbrukning i systemet höjer det optimala börvärdet med avseende på värmeförluster och kan även medföra att de totala värmeförlusterna från systemet minskar. Orsaken är att då mer vatten tappas i systemet fås längre perioder då en hög temperaturnivå i framledningen verkligen kan utnyttjas i fjärrvärmecentralerna för att åstadkomma större avkylning av primärvattnet. Vidare medför större energibehov i systemet att den termostatiska ventilen kan uppnå det önskade börvärdet vid ett lägre flöde och därmed minskar den negativ inverkan som flödet genom ventilen har på temperaturnivån i returledningen.

11 Förslag på framtida arbete

Fjärrvärme i glesbebyggda områden ställer många av de problem som kan uppstå vid anläggning av fjärrvärme på sin spets. Till stor del är det värmeförluster från fjärrvärmeledningarna som orsakar problem. Forskning inom detta område pågår idag och denna typ av forskning bör ha hög prioritet på grund av värmeförlusterna har en så grundläggande inverkan på fjärrvärmesystem i värmegles bebyggelse. Även möjligheterna att dimensionera ledningarna för större tryckfall bör undersökas närmare.

I detta arbete är de systemtekniska aspekterna i huvudfokus för undersökningarna. Främst studeras konventionella lösningar på problemet och vilken potential de har om de justeras in på ett bra vis. Vad som däremot inte studeras är diverse mer eller mindre innovativa lösningar. Ett exempel på innovativ lösning är cirkulation av primärvattnet i framledningen via en ledning av klen dimension. Detta är en direkt analogi till den varmvattencirkulation som man idag finner i husinterna system. Vidare skulle fyrrörssystem kunna studeras närmare. Ett fyrrörssystem har utöver potentialen att minska värmeförlusterna från fjärrvärmeledningarna sommartid även fördelen att viss värmeproduktion under hela året kan gynnas av den låga returtemperaturen från de primärledningar som tillgodoser kundernas tappvarmvattenbehov. Ett exempel på sådan värmeproduktion är anläggningar med rökgaskondensering. Returvatten från fjärrvärmesystemet med två olika temperaturnivåer kan i en sådan anläggning medföra att rökgaserna kan kylas till lägre temperatur. Denna extra kylning av rökgaserna innebär gratis energi som tillförs fjärrvärmesystemet. Slutligen kan även diverse lösningar som inbegriper en ackumulator i varje hus eller en större ackumulator som kan förse ett större perifert område med värme vara intressanta. En ackumulator skulle kunna förse kunder med värme under långa perioder men laddas upp på kort tid så att värmeförluster från delar av primärsystemet kan minskas.

Samtliga hittills föreslagna undersökningar skulle kunna grundas på teoretiska beräkningar. Teoretiska beräkningar har dock precis som alla andra undersökningsmetoder sina begränsningar och av denna anledning behövs det även fältundersökningar där man försöker verifiera ifall resultaten från de teoretiska undersökningarna verkligen överensstämmer med den fysiska verkligheten. Några av de studier som görs i detta arbete skulle ganska lätt gå att undersöka närmare genom mätningar medan andra inte är praktiskt möjliga att undersöka närmare i ett existerande system. För att kunna undersöka potentialen för nya systemtekniska lösningar kommer det därför förr eller senare krävas pilotprojekt där man bygger verkliga system som baseras åtminstone delvis på teoretiska undersökningar.

12 Referenser

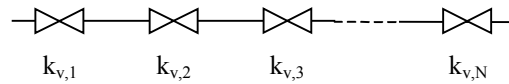
1. Jonson, E: *Värmeförluster från fjärrvärmenät i småhusområden –Inverkan av rörgeometri och dimensioneringskriterier*, licentiatavhandling, Institutionen för Värme- och Kraftteknik, Lunds Tekniska Högskola, Lund, Sverige, 2001, ISRN LUTMDN/TMVK-7046-SE
2. *Situationen på landets barmarks kraftvarmeværker*, Rapport från konsultfirman Plan & Projekt A/S. Utfört för Energistyrelsen, Danmark, 1998
3. *Fjärrvärmecentralen –Utförande och installation*, Svenska Fjärrvärmeföreningen, FVF F:101, Svenska Fjärrvärmeföreningens Service AB, 101 53 Stockholm
4. *Certifiering av fjärrvärmecentral –Program för provning och kontroll*, Svenska Fjärrvärmeföreningen, FVF F:103, Svenska Fjärrvärmeföreningens Service AB, 101 53 Stockholm
5. Brundrett, G.W.: *Legionella and building services*, Butterworth-Heineman LTD, 1992
6. *Fjärrvärme 21*, Svenska Fjärrvärmeföreningen, Svenska Fjärrvärmeföreningens Service AB, 101 53 Stockholm
7. Borg, G.: Personlig kommunikation 2001-10-26, Sydkraft Värme Malmö AB
8. Arbetsmaterial från Sydkraft Värme Malmö AB tillhandahållet av Gert Borg 2001-10-26
9. Wollerstrand, J: *Flexible sizing of control valves in district heating substations and its influence on DH network operating condition*, bidrag till The 8th International Symposium on District Heating and Cooling, Trondheim, Norge, 2002
10. Gummérus, P: *Analys av konventionella abonnentcentraler i fjärrvärmesystem*, doktorsavhandling, Institutionen för Energiteknik, Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg, 1989, ISBN 91-7032-467-0
11. Wollerstrand, J: *District heating substations –Performance, operation and design*, doktorsavhandling, Institutionen för Värme- och Kraftteknik, Lunds Tekniska Högskola, Lund, 1997, ISRN LUTMDN/TMVK-1012-SE
12. Holmberg, S: *Flow rates and power requirements in the design of water services*, Statens Institut för Byggnadsforskning, Gävle, 1987
13. Persson, T: *Tappvarmvattenreglering i P-märkta fjärrvärmecentraler*, Institutionen för Värme- och Kraftteknik, Lunds Tekniska Högskola, Lund, 2001, ISRN LUTMDN/TMVK-3196-SE
14. Produktinformation för AVTQ på Danfoss A/S hemsida 2002-08-21:
<http://www.danfoss.dk/pdf/vd52s301.pdf>

15. Sivertsson, T & Werner, S: *Framtemperatur vid värmegles fjärrvärme*, Fjärrvärmebyrån AB, FVF FoU 2002:65, Västerås & Borås, 2002
16. Bøhm, B: *Heat losses from buried district heating pipes*, Department of Energy Engineering, Technical University of Denmark, Polyteknisk Press, 1999, ISBN 87-502-0820-9
17. Ehrlén, L: Personlig kommunikation vid referensgruppsmöte i Lund 2002-03-20
18. Benonysson, A: Korrespondens via e-post 2001-10-08, Danfoss A/S
19. Mätningar utförda av Statens Provnings- och Forskningsinstitut i samband med P-märkning av fjärrvärmecentraler för småhus
20. Karlsson, U: Personlig kommunikation 2002-06-17, Siemens, Huddinge
21. Frederiksen, S & Werner, S: *Fjärrvärme*, Studentlitteratur, Lund, 1993, ISBN 91-44-38011-9
22. Sundén, B: *Kompendium i värmeöverföring*, Institutionen för Tillämpad Termodynamik & Strömningslära, Chalmers Tekniska Högskola, Publikation nr 88/7, 1998
23. *Fjärrvärmecentraler*, Produktblad från Alstom Power Flowsystems, Box 66, 701 41 Örebro, 2000
24. Arvastson, L & Wollerstrand, J: *On sizing of domestic hot water heaters of instantaneous type*, Department of Mathematical Statistics & Department of Heat and Power Engineering, Lund Institute of Technology, Lund, 1997
25. Gummérus, P & Petersson, S: *Robust fjärrvärmecentral*, Institutionen för Energiteknik, Chalmers Tekniska Högskola, Göteborg, 1999, ISBN 91-7-197-805-4
26. Alvarez, H: *Energiteknik*, Studentlitteratur, Lund, 1990, ISBN 91-44-31471-X
27. Information på Energimyndighetens hemsida 2002-08-21:
[http://www4.stem.se/web/biblshop.nsf/FilAtkomst/Energinotan.pdf/\\$FILE/Energinotan.pdf?OpenElement](http://www4.stem.se/web/biblshop.nsf/FilAtkomst/Energinotan.pdf/$FILE/Energinotan.pdf?OpenElement)

Bilaga 1 Ekvivalent k_v -värde för serie- och parallellkopplade ventiler

Seriekopplade ventiler:

Betrakta N seriekopplade ventiler med k_v -värde $k_{v,1}$, $k_{v,2}$, $k_{v,3}$... $k_{v,N}$.



För tryckfallet över var och en av dessa gäller:

$$\Delta p_x = \left(\frac{\dot{V}_{tot}}{k_{v,x}} \right)^2$$

Det vill säga det totala tryckfallet över samtliga ventiler är:

$$\Delta p_{tot} = \left(\frac{\dot{V}_{tot}}{k_{v,1}} \right)^2 + \left(\frac{\dot{V}_{tot}}{k_{v,2}} \right)^2 + \dots + \left(\frac{\dot{V}_{tot}}{k_{v,N}} \right)^2 \quad (1A)$$

Det ekvivalenta k_v -värdet definieras som k_v -värdet för en ventil som ger samma tryckfall vid givet flöde som de N seriekopplade ventilerna. Det vill säga:

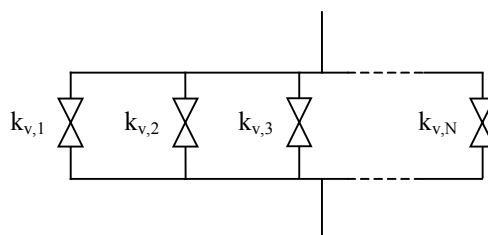
$$k_{v,ekvivalent,serie} = \frac{\dot{V}_{tot}}{\sqrt{\Delta p_{tot}}} \quad (1B)$$

Om nu (1A) sätts in i (1B) fås (efter att volymflödet förkortats bort):

$$k_{v,ekvivalent,serie} = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{k_{v,1}} \right)^2 + \left(\frac{1}{k_{v,2}} \right)^2 + \dots + \left(\frac{1}{k_{v,N}} \right)^2}} \quad (1C)$$

Parallellkopplade ventiler:

Betrakta N parallellkopplade ventiler med k_v -värde $k_{v,1}$, $k_{v,2}$, $k_{v,3}$... $k_{v,N}$.



Eftersom trycket där alla flöden går ihop är samma oavsett vilken väg flödet färdas måste tryckfallet över var och en av ventilerna vara lika stort. Det totala flödet genom ventilerna kan därför tecknas som:

$$\dot{V}_{tot} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dots + \dot{V}_N = (k_{v,1} \cdot \sqrt{\Delta p_{tot}}) + (k_{v,2} \cdot \sqrt{\Delta p_{tot}}) + \dots + (k_{v,N} \cdot \sqrt{\Delta p_{tot}})$$

Om tryckfallstermen i detta uttryck flyttas över till vänsterledet så ger (1B) att det ekvivalenta k_v -värdet för N parallellkopplade ventiler kan tecknas som:

$$k_{v,ekvivalent,parallell} = k_{v,1} + k_{v,2} + \dots + k_{v,N} \quad (1D)$$

Bilaga 2 Inverkan av servisledningens längd på flöde och temperaturnivå med termostatisk tomgångsfunktion i fjärrvärmecentralen

Studera dels ett fall med en L meter lång servisledning och dels ett med en 2L meter lång ledning. Beakta först den servisledning som leder fram till fjärrvärmecentralen. Antag att temperaturen vid servisledningens inlopp, $T_{in,fram}$, är 70 °C i båda fallen. Om vi ansätter att tappvarmvattenregulatorn är en AVTQ kommer den, då inget vatten tappas, att justera primärflödet för att säkerställa att temperaturen i slutet av ledningen, $T_{ut,fram}$, är 40 °C. Den omgivande jordens temperatur, T_{omg} , är samma i båda fallen. Den logaritmiska medeltemperaturdifferensen (LMTD) mellan fjärrvärmevattnet och den omgivande jorden kan tecknas som:

$$LMTD = \frac{(T_{in,fram} - T_{ut,fram})}{\ln \left(\frac{T_{in,fram} - T_{omg}}{T_{ut,fram} - T_{omg}} \right)}$$

LMTD är således oberoende av längden på servisledningen. Värmeförlusten från de två ledningarna kan tecknas som:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_L &= U_L \times A_L \times LMTD_L \\ \dot{Q}_{2L} &= U_{2L} \times A_{2L} \times LMTD_{2L}\end{aligned}$$

Det konvektiva värmeövergångsmotståndet är försumbart jämfört med motståndet i isoleringen och den omgivande jorden vid beräkningen av värmegenomgångstalet, U. Därför är även U i praktiken oberoende av ledningslängden eller rättare sagt flödet. Kvoten mellan värmeförlusterna blir därför direkt proportionell mot den värmeöverförande ytan enligt:

$$\frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_{2L}} = \frac{A_L}{A_{2L}} \quad (2A)$$

Värmeförlusten från ledningen ger upphov till ett temperaturfall för primärvattnet enligt:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_L &= \dot{m}_L \times c_p \times (T_{in,fram} - T_{ut,fram})_L \\ \dot{Q}_{2L} &= \dot{m}_{2L} \times c_p \times (T_{in,fram} - T_{ut,fram})_{2L}\end{aligned}$$

Om dessa uttryck sätts in i ekvation (2A) kan följande samband tecknas mellan primärflödet och den värmeöverförande arean i de båda fallen.

$$\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{2L}} = \frac{A_L}{A_{2L}} \quad (2B)$$

Den förändring av primärflödet som en förändring av servislednings längd ger upphov till då fjärrvärmecentralen är utrustad med en termostatisk tomgångsfunktion är således direkt proportionell mot ökningen av ledningens värmeöverförande area.

Beakta nu hur den servisledning som leder bort från fjärrvärmecentralen påverkas.

$$\begin{aligned}\dot{m}_L \times c_p \times (T_{in,retur} - T_{ut,retur})_L &= U_L \times A_L \times LMTD_L \\ \dot{m}_{2L} \times c_p \times (T_{in,retur} - T_{ut,retur})_{2L} &= U_{2L} \times A_{2L} \times LMTD_{2L}\end{aligned}$$

Dividera den övre ekvationen med den undre och utnyttja sambandet (2B)

$$\begin{aligned}\frac{(T_{in,retur} - T_{ut,retur})_L}{(T_{in,retur} - T_{ut,retur})_{2L}} &= \frac{LMTD_L}{LMTD_{2L}} \\ (T_{in,retur} - T_{ut,retur})_L \cdot LMTD_{2L} &= (T_{in,retur} - T_{ut,retur})_{2L} \cdot LMTD_L\end{aligned}\quad (2C)$$

Eftersom reglerventilen håller den ingående temperaturen till fjärrvärmecentralen, $T_{ut,fram}$, konstant kommer även att den utgående temperaturen från fjärrvärmecentralen, $T_{in,retur}$, vara lika i båda fallen (avvikelser i avkylning i fjärrvärmecentralen försummas). Den ingående temperaturen i returservisledningen, $T_{in,retur}$, är alltså samma i båda fallen. Sätt in uttrycket för LMTD i (2C) och förkorta:

$$\begin{aligned}(T_{in,retur} - T_{ut,retur})_L \cdot \frac{(T_{in,retur} - T_{ut,retur})_{2L}}{\ln \frac{(T_{in,retur} - T_{omg})_{2L}}{(T_{ut,retur} - T_{omg})_{2L}}} &= (T_{in,retur} - T_{ut,retur})_{2L} \cdot \frac{(T_{in,retur} - T_{ut})_L}{\ln \frac{(T_{in,retur} - T_{omg})_L}{(T_{ut,retur} - T_{omg})_L}} \\ \ln \frac{(T_{in,retur} - T_{omg})_L}{(T_{ut,retur} - T_{omg})_L} &= \ln \frac{(T_{in,retur} - T_{omg})_{2L}}{(T_{ut,retur} - T_{omg})_{2L}} \\ \frac{(T_{in,retur} - T_{omg})_L}{(T_{ut,retur} - T_{omg})_L} &= \frac{(T_{in,retur} - T_{omg})_{2L}}{(T_{ut,retur} - T_{omg})_{2L}} \\ T_{ut,retur,L} &= T_{ut,retur,2L}\end{aligned}\quad (2D)$$

Den utgående temperaturen blir således samma i båda fallen och därmed är även LMTD samma i båda fallen (inses om (2D) sätts in i (2C)).

Svenska Fjärrvärmeföreningens Service AB och Statens Energi-
myndighet bedriver forskningsprogram inom området fjärrvärme
hetvattenteknik och fjärrkyla.

SVENSKA FJÄRRVÄRMEFÖRENINGENS SERVICE AB

101 53 STOCKHOLM

Besöksadress: Olof Palmes Gata 31, 6 tr

Telefon 08 - 677 25 50, Telefax 08 - 677 25 55

Förlagsservice, beställning av trycksaker:

Telefon 026 - 24 90 24, Telefax 026 - 24 90 10