

Analyse av forbedringspotensial med hensyn til delta T(T tur - T retur) i fjernvarmesystemer

Jens Botne Jæger

Master i energi og miljø
Oppgaven levert: Juni 2011
Hovedveileder: Rolf Ulseth, EPT

MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Jens Jæger

Våren 2011

Analyse av forbedringspotensial med hensyn til ΔT ($T_{tur} - T_{retur}$) i fjernvarmesystemer

Analysis on the potential for increased ΔT ($T_{supply} - T_{return}$) in the district heating systems

Bakgrunn

Ved bygging av fjernvarme er det ofte et problem at nedkjølingen av fjernvarmevannet hos abonnentene viser seg å bli mindre enn det som ble forutsatt under planleggingen. De viktigste årsakene til dette antas enten å være feil systemløsning i bygget, underdimensjonering av varmeflater, tilsmussing av varmeflatene eller feilaktig innstilte parameterverdier under drift. Hva de faktiske årsakene kan være lar seg ikke avsløre uten at man studerer varmeanleggene på stedet og foretar systematiske målinger og/eller kontrollberegninger.

I forbindelse med beregning av energiytelsen for bygninger er også systemvirkningsgraden for varmesystemet blitt en viktig parameter.

Mål

Hovedmålet med denne oppgaven er å gi et bidrag til å avsløre årsaker til at nedkjølingen av fjernvarmevannet hos abonnenter blir mindre enn forutsatt ved planleggingen. Et delmål er også å kartlegge hvordan systemvirkningsgraden for varmesystemet påvirkes av ulike systemløsninger og temperaturnivå i sekundærsystemet.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Klarlegg på teoretisk grunnlag hvordan feil systemløsning i bygget, underdimensjonering av varmeflater, tilsmussing av varmeflatene eller feilaktig innstilte parameterverdier under drift vil påvirke nedkjølingen av fjernvarmevannet.
2. Dokumenter de teoretiske hovedkonklusjonene under punkt 1) ved å foreta relevante målinger på varmesystemer i aktuelle bygninger.
3. Klarlegg hvordan ΔT endrer seg ved ulike utetemperaturer ut fra målinger på de aktuelle anlegg og estimer sannsynlig ΔT ved dimensjonerende vinterforhold.
4. Redegjør for de parametre som har størst innvirkning på systemvirkningsgraden for varmesystemene i bygninger og hvordan systemvirkningsgraden kan beregnes.
5. Beregn hvordan systemvirkningsgraden for tappevannssystemet i bygninger endres ved valg av direkte veksling ved varming av tappevann kontra et system med ladeveksler og magasinering av varmt tappevann.

-- ” --

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og evt. forsøksplan for oppgaven til evaluering og evt. diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved evt. utførelse av dataprogrammer skal avtales nærmere i samråd med faglig ansvarlig.

Besvarelsen redigeres mest mulig som en forskningsrapport med et sammendrag både på norsk og engelsk, konklusjon, litteraturliste, innholdsfortegnelse etc. Ved utarbeidelsen av teksten skal kandidaten legge vekt på å gjøre teksten oversiktlig og velskrevet. Med henblikk på lesning av besvarelsen er det viktig at de nødvendige henvisninger for korresponderende steder i tekst, tabeller og figurer anføres på begge steder. Ved bedømmelsen legges det stor vekt på at resultatene er grundig bearbeidet, at de oppstilles tabellarisk og/eller grafisk på en oversiktlig måte, og at de er diskutert utførlig.

Alle benyttede kilder, også muntlige opplysninger, skal oppgis på fullstendig måte. (For tidsskrifter og bøker oppgis forfatter, tittel, årgang, sidetall og evt. figurnummer.)

Det forutsettes at kandidaten tar initiativ til og holder nødvendig kontakt med faglærer og veileder(e). Kandidaten skal rette seg etter de reglementer og retningslinjer som gjelder ved alle (andre) fagmiljøer som kandidaten har kontakt med gjennom sin utførelse av oppgaven, samt etter eventuelle pålegg fra Institutt for energi- og prosessteknikk.

I henhold til "Utfyllende regler til studieforskriften for teknologistudiet/sivilingeniørstudiet" ved NTNU § 20, forbeholder instituttet seg retten til å benytte alle resultater i undervisnings- og forskningsformål, samt til publikasjoner.

Ett-1 komplett eksemplar (m/vedlegg etc.) av besvarelsen av oppgaven skal innleveres til faglærer ved Instituttet på CD-ROM i Word-format eller tilsvarende. I den komplette besvarelse skal det medfølge - i et eget dokument (fil) - et konsentrert sammendrag på maks. én maskinskrevet side med dobbel linjeavstand med forfatternavn og oppgavetittel for evt. referering i tidsskrifter. Ytterligere kopi(er) til evt. medveileder(e)/oppgavegiver(e) skal avtales med, og evt. leveres/sendes direkte til de respektive av studenten selv.

Til Instituttet innleveres et **komplett** elektronisk eksemplar av besvarelsen i systemet DAIM.

Besvarelsen skal innleveres senest 15. juni 2011.

Institutt for energi og prosessteknikk, 15. januar 2011



Olav Bolland
Instituttleder



Rolf Ulseth
Faglig ansvarlig/veileder

Forord

Denne rapporten er utarbeidet som en del av masteroppgaven i 10. semester ved studieretningen Energi og Miljø ved NTNU. Masteroppgaven er utført ved Institutt for Energi- og Prosessteknikk, NTNU, våren 2011. Oppgaven er en videreføring av prosjektoppgaven som ble skrevet høsten 2010.

Bakgrunnen for oppgaven er at Statkraft(tidligere Trondheim Energi) vil undersøke forbedringspotensialet til å øke $\Delta T(T_{\text{tur}} - T_{\text{retur}})$ i fjernvarmesystemet sitt. Fokuset i oppgaven har spesielt vært på abonnentsentralenes påvirkning på ΔT .

Systemvirkningsgraden for tappevannssystem i fjernvarmenett er også undersøkt.

Jeg har gjort litteraturstudier om temaet og deretter utført målinger på en fjernvarme-abonnentsentral.

Jeg vil rette en takk til min veileder Rolf Ulseth ved Institutt for Energi- og Prosessteknikk, Åmund Utne i Statkraft og Magnus Tro i SiT Bolig.

Trondheim, 13.juni 2011



Jens Jæger

Sammendrag

Gevinstene ved høy ΔT i fjernvarmenett er velkjente; lavere varmetap, høyere virkningsgrad i varmeproduksjonsenheter, mindre pumpearbeid og større kapasitet i nettet. Hvor stor ΔT i fjernvarmenettet blir, avhenger i stor grad av utformingen av abonnentsentralene og reguleringen av dem.

Antall trinn varmeveksling i abonnentsentralen har innvirkning på total ΔT , og ulike studier har her konkludert noe forskjellig. Enkelte har funnet at tre-trinns-sentraler gir best nedkjøling av primærvannet ved høye utetemperaturer, mens to-trinns-sentraler er best ved lave. Andre studier har funnet det teoretiske potensialet for nedkjøling til å være likt for to- og tre-trinns-sentraler.

Underdimensjonering og tilsmussing av varmevekslere fører til lavere primær ΔT . Seriekobling av radiatorsystem og ventilasjonssystem gir bedre nedkjøling av primærvannet. Akkumulatortanker i tappevannssystemet kan ha praktiske fordeler, men reduserer ΔT .

Riktig innstilling av ulike børverdier i tappevannssystemet er viktig for å oppnå høyest mulig ΔT . Vannstrømmen i sirkulasjonsledningen bør være lavest mulig. For innstilling av alle parametre i tappevannssystemet må man samtidig passe på å overholde temperaturkrav i forhold til legionellasmitte. Optimalisering av vannstrøm og temperatur i radiatorsystem gir også en gevinst.

Målinger er utført i en totrinns abonnentsentral tilknyttet fjernvarmenettet i Trondheim. I sentralen er det installert en tank mellom ettervarmeren og blandeventilen i tappevannssystemet for å dempe temperatursvingninger. To radiatorkretser og en ventilasjonskrets er koblet i parallell.

Temperaturen ut fra blandeventilen bør være 65 °C for å holde temperaturen over 60 °C i hele sirkulasjonsledningen. Den sekundære temperaturen ut fra ettervarmeren bør være 72,5 °C for å holde 70 °C ut fra tanken. Dette gir en temperaturforskjell på 7,5 °C. Den målte temperaturen mellom disse målepunktene er hele 17 °C i gjennomsnitt. Dette fører til en større enn nødvendig innblanding av kaldt vann i blandeventilen, og lavere total ΔT over sentralen.

Fjernvarmeleverandørene krever en primær ΔT på 50 °C over varmeveksleren for romoppvarming ved dimensjonerende utetemperatur (-19 °C i Trondheim). Målinger viser at dette kravet brytes allerede ved utetemperaturer rundt -5 °C og estimerer peker mot en ΔT på 30-33 °C ved dimensjonerende utetemperatur. Dette skyldes at varmeveksleren for romoppvarming er underdimensjonert.

Systemvirkningsgraden er forholdet mellom levert energi til sluttmålet og den primære energien som trengs for å få det til. Primærenergifaktor for elektrisk energi er 3,31 mens den for varmeenergi levert til fjernvarmenettet i Trondheim er 1,46. Det er da antatt at søppel har en primærenergifaktor på 1.

Systemvirkningsgraden for tappevannssystemet i den undersøkte abonnentsentralen er funnet til å være 0,2367. Det største varmetapet foregår i fordelingsnettet i bygget. 59 % av varmeenergien levert til abonnentsentralen går tapt her. Hvis man regner med at 25 % av den tapte energien kan nyttes til romoppvarming ender man opp med en systemvirkningsgrad på 0,3238.

Beregninger viser at systemvirkningsgraden kun blir marginalt lavere ved å innføre akkumulering av tappevann i tappevannssystemet.

Abstract

The gains of high ΔT in district heating networks is well known; lower heat dissipation, higher efficiency in heat production units, less pumping work and greater network capacity. How big ΔT in the district heating system will be depend largely on the design of the substations and the regulation of them.

Number of heat exchanging steps in the substation has an impact on the total ΔT , but various studies have concluded somewhat different here. Some have found that three-step systems provide the best cooling of primary water at high outside temperatures, while two-step systems are best at low. Other studies have found the theoretical cooling potential to be the same for two-and three-step substations.

Undersizing and soiling of heat exchangers result in lower primary ΔT . Serial connection of the radiator system and ventilation system result in better cooling of primary water. An accumulator in the hot water system may have practical benefits, but always reduces ΔT .

Proper setting of the various setpoints in tap water systems is important for achieving the highest possible ΔT . The flow in the circulation tube should be as low as possible. For setting of all parameters in the hot water system, one must also remember to keep the temperature requirements in relation to legionella infection. Optimization of flow and temperature in the radiator system also provides a gain in total ΔT .

Measurements are performed in a two-step district heating substation in Trondheim. In the substation there is a tank installed between the afterheater and mixing valve in the hot water system to reduce temperature fluctuations. Two radiator circuits and one ventilation circuit is connected in parallel.

The temperature from the mixing valve should be 65 °C to keep the temperature above 60 °C in the circulation tube. The secondary temperature from the afterheater should be 72.5 °C to maintain 70 °C from the tank. This gives a temperature difference of 7.5 °C. The measured temperature between these measuring points is about 17 °C on average. This leads to a larger than necessary flow of cold water into the mixing valve, and lower overall ΔT of the substation.

The district heating company in Trondheim demands a primary ΔT of 50 °C over the heat exchanger for space heating at the design outdoor temperature (-19 °C in Trondheim). Measurements show that the substation fails to meet this requirement already at outdoor temperatures around -5 °C, and estimates point to a ΔT of 30-33 °C at the design outdoor temperature. This is because the heat exchanger for space heating is undersized.

The system efficiency is the ratio between delivered energy to the end-goal and the primary energy needed to achieve it. The primary energy factor for electricity is 3,31 while it is 1,46 for heat energy delivered to the district heating network in Trondheim. It is then assumed that waste has a primary energy factor of 1.

The system efficiency of the hot water system in the monitored substation is found to be 0.2367. The greatest heat loss takes place in the distribution network in the building. 59% of heat energy delivered to the substation is lost here. If it is assumed that 25% of the energy lost in the distribution network can be used for space heating, the system efficiency is 0.3238.

Calculations show that the system efficiency is only marginally lower by introducing an accumulator in the hot water system.

Innholdsfortegnelse

1 Innledning	1
1.1 Bakgrunn	1
1.2 Om oppgaven	1
1.3 Avgrensing av oppgaven	2
2 Faktorer som påvirker nedkjøling av fjernvarmevannet	2
2.1 Utforming av abonnentsentral	2
2.1.1 Antall varmevekslertrinn	4
2.1.2 Oppdeling av tappevann og oppvarmingssystem	8
2.1.3 Seriekobling i oppvarmingssystem	9
2.1.4 Akkumulator for tappevann	12
2.2 Feilaktig innstilte parameterverdier	15
2.2.1 Blandeventil	15
2.2.2 Sirkulasjonspumpe tappevann	16
2.2.3 Vannstrøm i radiatorsystemet	17
2.3 Underdimensjonering av varmeflater	20
2.4 Tilsmussing av varmeflater	22
2.4.1 Kalkutfelling	22
2.4.2 Partikkeldeponering	23
2.4.3 Mikrobiell tilsmussing	24
2.4.4 Tiltak mot tilsmussing	24
3 Systemvirkningsgraden	25
3.1 Generelt om metoden	26
3.2 Beregning av systemvirkningsgraden for romoppvarming	29
3.2.1 Systemer for varmeavgivelse til romoppvarming	29
3.2.2 Systemer for fordeling av varme til romoppvarming	32

3.2.2.1	Hydraulisk effekt	32
3.2.2.2	Elektrisk energi	33
3.2.2.3	Termiske tap i distribusjonssystemet	36
3.3	Beregning av systemvirkningsgraden tappevannssystem	38
3.3.1	Systemer for fordeling av varmtvann	38
3.3.1.1	Termiske tap fra systemer uten sirkulasjonsledning	38
3.3.1.2	Termiske tap fra systemer med sirkulasjonsledning	39
3.3.1.3	Elektrisk energi i systemer med sirkulasjonsledning	43
3.4	Beregning av systemvirkningsgrad for abonnentsentralen	43
3.4.1	Varmetap fra akkumuleringstank.....	44
3.5	Beregning av systemvirkningsgraden for fjernvarmerør	45
3.6	Beregning av systemvirkningsgraden for fjernvarmeproduksjon	46
3.7	Primærenergifaktorer	46
4	Målinger	52
4.1	Beskrivelse	52
5	Resultater	54
5.1	ΔT ved dimensjonerende forhold	54
5.2	Forbedringspotensial.....	60
5.2.1	Underdimensjonering/tilsmussing av varmeveksler	60
5.2.2	Volumstrøm i sirkulasjonsledning.....	63
5.2.3	Feilaktig innstilling av børverdier i tappevannssystemet	65
5.2.4	Fjerne tank mellom varmeveksler og blandeventil	68
5.3	Systemvirkningsgraden for tappevann	70
5.3.1	Systemvirkningsgrad for tappevann i Klostergata 29	70
5.3.1.1	Energibehov.....	70
5.3.1.2	Fordelingsnett	70

5.3.1.3 Tank.....	72
5.3.1.4 Abonnentsentral.....	72
5.3.1.5 Fjernvarmenett.....	74
5.3.1.6 Konklusjon	74
5.3.2 Systemvirkningsgrad for tappevannssystem med akkumuleringstank	76
5.4 Feilkilder	78
6 Konklusjon	80
6 Kilder	83

Figurliste

Figur 1	Ulike prinsipielle systemløsninger for abonnentsentral (Frederiksen et al, 1993)	3
Figur 2	Prinsippskisse for ett-trinns abonnentsentral (Gummèrus, 1989).....	4
Figur 3	Prinsippskisse for totrinns abonnentsentral (Gummèrus, 1989)	5
Figur 4	Prinsippskisse for tre-trinns abonnentsentral (Gummèrus, 1989)	5
Figur 5	Resultat simulering for 30 leiligheter Kilde: (Gummèrus, 1989)	7
Figur 6	Abonnentsentral med kun en varmeveksler mellom primær- og sekundærsiden (Jens Jæger).....	8
Figur 7	System 1: Radiatorsystem og oppvarming av ventilasjonsluft koblet i parallell. (Volla, 1996).....	9
Figur 8	System 2: Radiatorsystem koblet i serie med oppvarming av ventilasjonsluft. (Volla, 1996)	10
Figur 9	System 3: Radiatorvarmeveksler koblet i serie med oppvarming av ventilasjonsluft på primærsiden. (Volla, 1996).....	11
Figur 10	Resultater av simulering, temperaturforskjell på primærsiden av radiator/ventilasjons- varmeveksleren i system 1,2 og 3 (Volla, 1996).....	12
Figur 11	Ladningsvekslersystem (Winberg, 1993)	14
Figur 12	Eksempel på intern varmeveksling (Winberg, 1993).....	15
Figur 13	Tappevannstemperatur og primær returtemperatur som funksjon av tappevannsmengde (Hjorthol, 1993).....	21
Figur 14	Skjematisk skisse av energiflyt i et undersystem (NS-EN 15316-1:2007).	27
Figur 15	Ulike rørseksjoner i et fordelingssystem for tappevann (NS-EN 15316-3-2:2007).....	40
Figur 16	Levert energi til fjernvarmenettet i Trondheim 2009 (Utne, 2011)	48
Figur 17	Innfyrt energi varmeproduksjonssentraler i Trondheim 2009 (Jens Jæger)	50
Figur 18	Nettoproduksjon av fjernvarme fordelt på ulike typer varmesentraler, hele Norge 2009 (Statistisk Sentralbyrå, 2011)	51
Figur 19	Systemskisse abonnentsentral Klostergata 29 (Jens Jæger)	52

Figur 20	Primær ΔT (høyre akse) og utetemperatur (venstre akse).....	55
Figur 21	Primær ΔT over romoppvarmingsveksleren(høyre akse) og utetemperatur(venstre akse)	56
Figur 22	Sekundær ΔT over romoppvarmingsveksleren og utetemperatur.....	57
Figur 23	Primær ΔT over romoppvarmingsveksleren(venstre akse) og utetemperatur(høyre akse).....	58
Figur 24	Gjennomsnittlige returtemperaturer fra varmeveksler for ventilasjon/radiatorer mellom kl. 01 og 02 ved ulike utetemperaturer, reelt og linearisert	59
Figur 25	Gjennomsnittlige returtemperaturer fra varmeveksler for ventilasjon/radiatorer(T4) mellom kl. 15 og 16 ved ulike utetemperaturer, reelt og linearisert	59
Figur 26	Primær returtemperatur fra romoppvarmingsveksleren, T4 (venstre akse); sekundær returtemperatur fra romoppvarmingssystemet, T9(venstre akse); utetemperatur(høyre akse).....	61
Figur 27	Primær returtemperatur(T3), sekundær returtemperatur(T13) og grädigheit(T3-T13) for ettervarmeren	63
Figur 28	Effekt tappevann, returtemperatur sirkulasjonsledning(T10) og fremledningstemperatur tappevann(T7).....	64
Figur 29	Temperatur ut fra ettervarmeren(T14) og fremledningstemperatur tappevann(T7).....	66
Figur 30	Effekt tappevann, primær returtemperatur(T2) og primær temperatur inn på forvarmer(T5)	67
Figur 31	Effekt tappevann, "kaldt tappevann inn" på forvarmeren(T11) og "kaldt vann" inn i blandeventilen(T15).....	68
Figur 32	Sekundær temperatur ut fra ettervarmeren (T14)	69

Tabelliste

Tabell 1	Forskjell i årlig vektet primær returtemperatur for radiatorvarmeveksleren relativt til referansetilfellet(fet skrift). Overdimensjonert system betyr at både radiatorer og radiatorvarmeveksleren er overdimensjonert (Wollerstrand et al, 2007)	19
Tabell 2	Sammenheng mellom ulike tilsmussingsmekanismer og parametre (Wollerstrand, 1997).....	25
Tabell 3	Eksempel på utregning av verdier som brukes til å finne systemvirkningsgraden(NS-EN 15316-1:2007)	29
Tabell 4	Standardverdier for beregning av termiske tap fra rørseksjoner i bygg (NS-EN 15316-3-2:2007).....	41
Tabell 5	Typiske verdier for lineær varmegjennomgang for rør i nye og eksisterende bygg (NS-EN 15316-3-2:2007).....	42
Tabell 6	Primærenergifaktorer og CO ₂ produksjonskoeffisienter (NS-EN 15603:2008)	47
Tabell 7	Oversikt over tap i tappevannssystemet, alle tall i kWh/døgn	75
Tabell 8	Dimensjoneringstabell for akkumulatortank (OSO Hotwater, 2011)	76
Tabell 9	Oversikt over tap i tappevannssystem med akkumulatortank, alle tall i kWh/døgn	78

1 Innledning

1.1 Bakgrunn

Som et av tiltakene for å begrense global oppvarming og forbruk av fossil energi satser myndighetene i Norge nå på utbygging av fjernvarme. Likevel ligger vi fremdeles ligger langt etter naboland som Danmark og Sverige i mengde utbygd fjernvarme. Midlene som blir brukt er blant annet støtte fra Enova til utbygging av fjernvarme infrastruktur og fjerning av oljetanker for oljefyring i bygg.

Energileveransen av fjernvarme i Norge var i 2009 3,3 TWh mot 1,5 TWh i 1999 og litt under 1 TWh i 1991 (Statistisk Sentralbyrå, 2011).

Høy temperaturforskjell (ΔT) mellom tur- og returledningen i fjernvarmenettet er viktig for å få en god økonomi i fjernvarmesystemet. Lav ΔT fører til større varmetap fra nettet, redusert virkningsgrad i varmeproduksjonsenhetene og økte driftskostnader til pumpene. I tillegg har vi at lav ΔT fører til lavere kapasitet i nettet. Det siste kan bli en spesielt dyr konsekvens hvis det fører til at man må bygge ut nettet for å få nok kapasitet til å dekke alle kundenes behov (Volla, 1994).

Det som i størst grad bestemmer hvor stor ΔT blir, er designet av abonnentsentralen og sekundærsystemet og hvordan det driftes.

Det er mye fokus energisparing og energieffektivisering i den norske energipolitikken. Når man tar beslutninger innen dette feltet er det viktig å huske at bruk av en mengde energi medfører at det totalt er blitt brukt en større mengde energi når man tar hensyn til utvinning, foredling, transport osv i verdikjeden. Systemvirkningsgraden forteller hvor mye primær energi som må til for å få en gitt energimengde frem til sluttmålet.

1.2 Om oppgaven

For å oppnå høyest mulig ΔT i fjernvarmenettet er det viktig at abonnentsentralene er designet riktig og at parametre er riktig innstilt. Faktorer i abonnentsentralen som påvirker ΔT er presentert og diskutert i kapittel 2. Det er foretatt målinger i et bygg tilknyttet fjernvarmenettet i Trondheim for å dokumentere eventuelle feil eller

forbedringer, og for å kunne estimere ΔT ved dimensjonerende utetemperatur. Resultatene derfra er vist i kapittel 5.1 og 5.2.

Den andre delen av oppgaven omhandler systemvirkningsgrader. Systemvirkningsgraden forteller hvor mye energi som kommer til nytte i et system i forhold til hvor mye primærenergi som er brukt i hele prosessen. Det teoretiske grunnlaget presenteres i kapittel 3. Systemvirkningsgradene for tappevannssystem med og uten akkumuleringstank er beregnet i kapittel 5.3.

1.3 Avgrensning av oppgaven

Det er i oppgaven tatt utgangspunkt i fjernvarmenett med høytemperaturprogram. Det vil si at turtemperaturen i primærnettet varierer ut fra utetemperatur, typisk mellom 80 og 115 °C som er tilfellet i Trondheim Energi Fjernvarmes nett (Trondheim Energi, 2008).

Abonnentsentralene som blir omtalt er for det meste indirekte løsninger da dette er det mest brukte i Trondheim og Norge forøvrig.

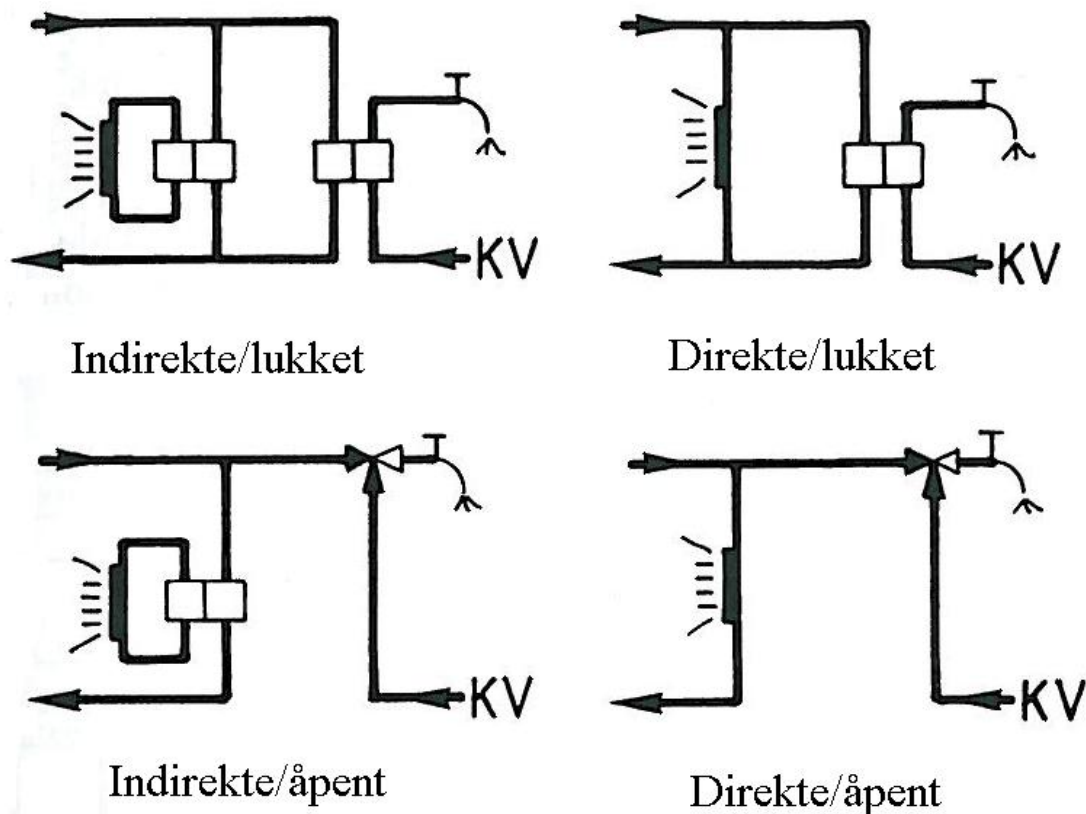
Det er bare gjort utregninger av systemvirkningsgraden for tappevannssystemet, ikke romoppvarmingssystemet.

2 Faktorer som påvirker nedkjøling av fjernvarmevannet

2.1 Utforming av abonnentsentral

Abonnentsentralen utgjør koblingen mellom fjernvarmenettet og rørnettet i bygningen. Den vanligste måten å overføre varmen på i norske fjernvarmesystemer er ved å bruke varmevekslere slik at fjernvarmevannet er separert fra vannet som går i rørkretsene inne i bygget. Dette kalles indirekte lukket løsning. Å overføre varmen gjennom varmevekslere kontra å sende fjernvarmevannet rett inn i tappevanns- og romoppvarmingssystemet gir en lavere ΔT over abonnentsentralen, men det har flere praktiske fordeler. Man slipper blant annet å designe sekundærsystemene for like høye trykk som det som er i fjernvarmenettet, og en eventuell vannlekkasje i romoppvarmingssystemet vil ikke være like omfattende. Det er også en fordel at man får klarere inndelte ansvarsområder mellom fjernvarmeleverandør og kunde. Ved

åpen løsning blir fjernvarmevannet ført direkte inn som tappevann, og man får følgelig krav om renhet osv. Siden indirekte lukket løsning er det klart mest utbredte i Norge er det dette som vil være fokus videre i oppgaven.

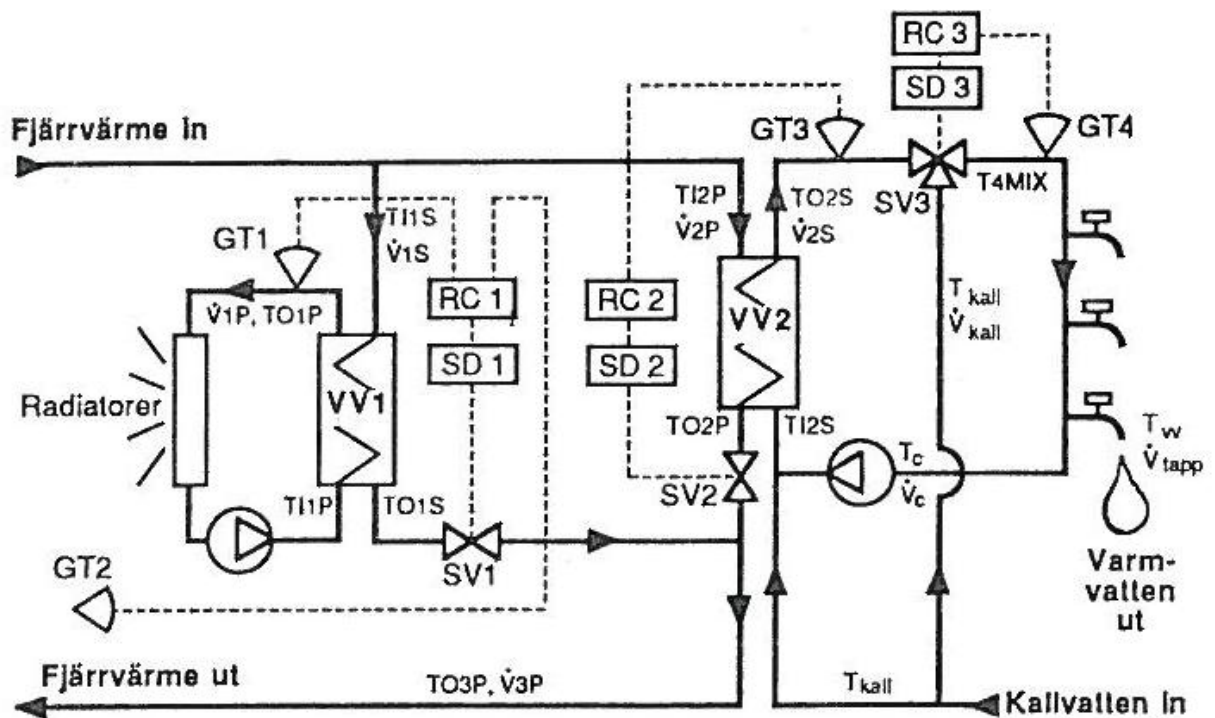


Figur 1 Ulike prinsipielle systemløsninger for abonnentsentral (Frederiksen et al, 1993)

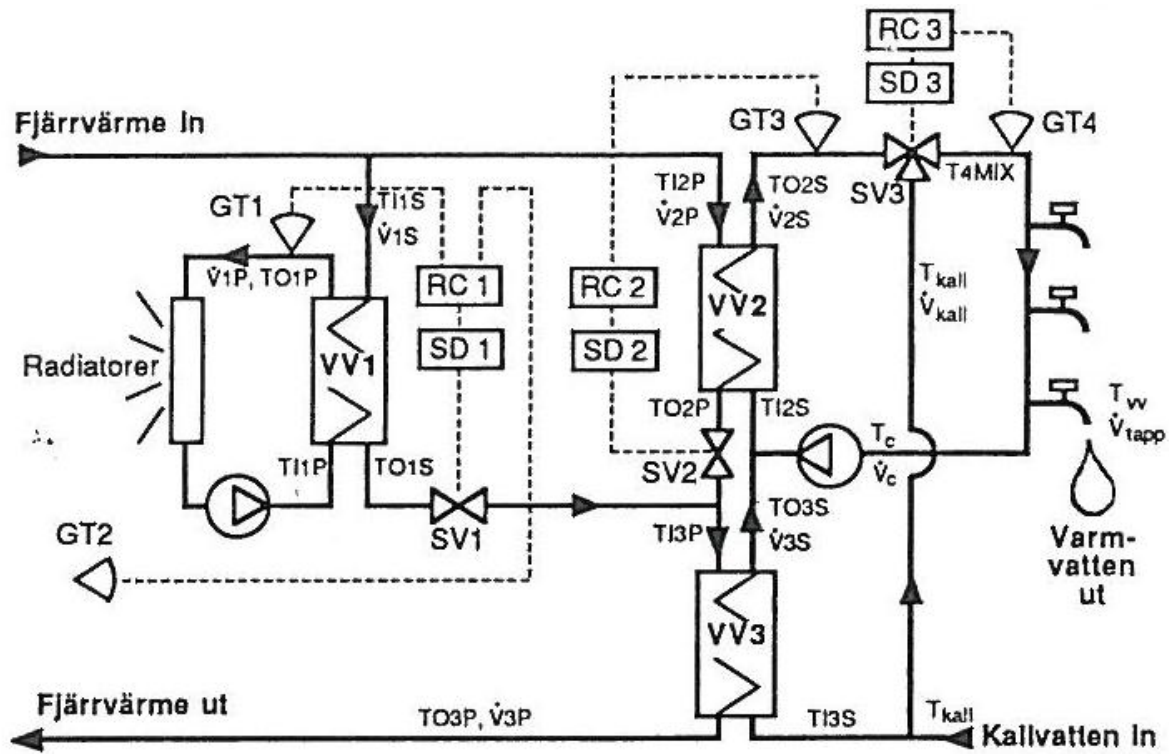
Abonnentsentraler inndeles gjerne etter hvor mange trinn med varmeveksling primærvannet må gjennom. De fleste abonnentsentraler har en varmeveksler for radiatorssystem (og eventuelt ventilasjonssystem), og en eller to varmevekslere for oppvarming av tappevann. Foruten å levere riktig mengde varme til riktig tid og ved riktig temperatur, er det også viktig at abonnentsentralen greier å avkjøle primærvannet mest mulig. Trondheim Energi (Statkraft) opererer med et krav om at varmevekslerne for romoppvarming skal gi en ΔT på minimum 50 °C ved dimensjonerende forhold (Trondheim Energi, 2008). Videre i kapittel 2 skal det på teoretisk grunnlag forklares de viktigste faktorene som påvirker hvor stor ΔT man får over abonnentsentralen.

2.1.1 Antall varmevekslertrinn

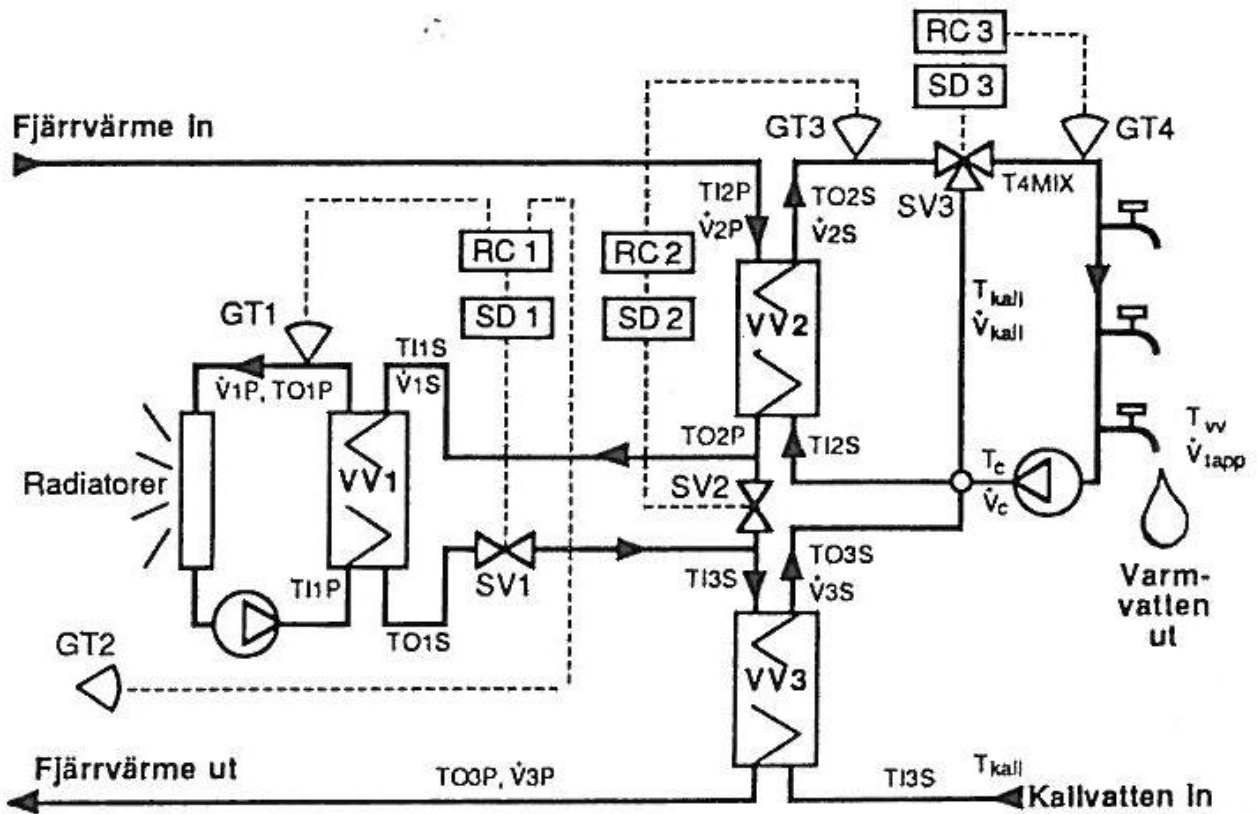
Abonnentsentraler som er i bruk i Norge i dag har stort sett enten ett, to eller tre trinn. Figur 2, 3 og 4 viser typiske ett-, to- og tre-trinns abonnentsentraler.



Figur 2 Prinsippskisse for ett-trinns abonnentsentral (Gummèrus, 1989)



Figur 3 Prinsippskisse for tottrinns abonnentsentral (Gummèrus, 1989)



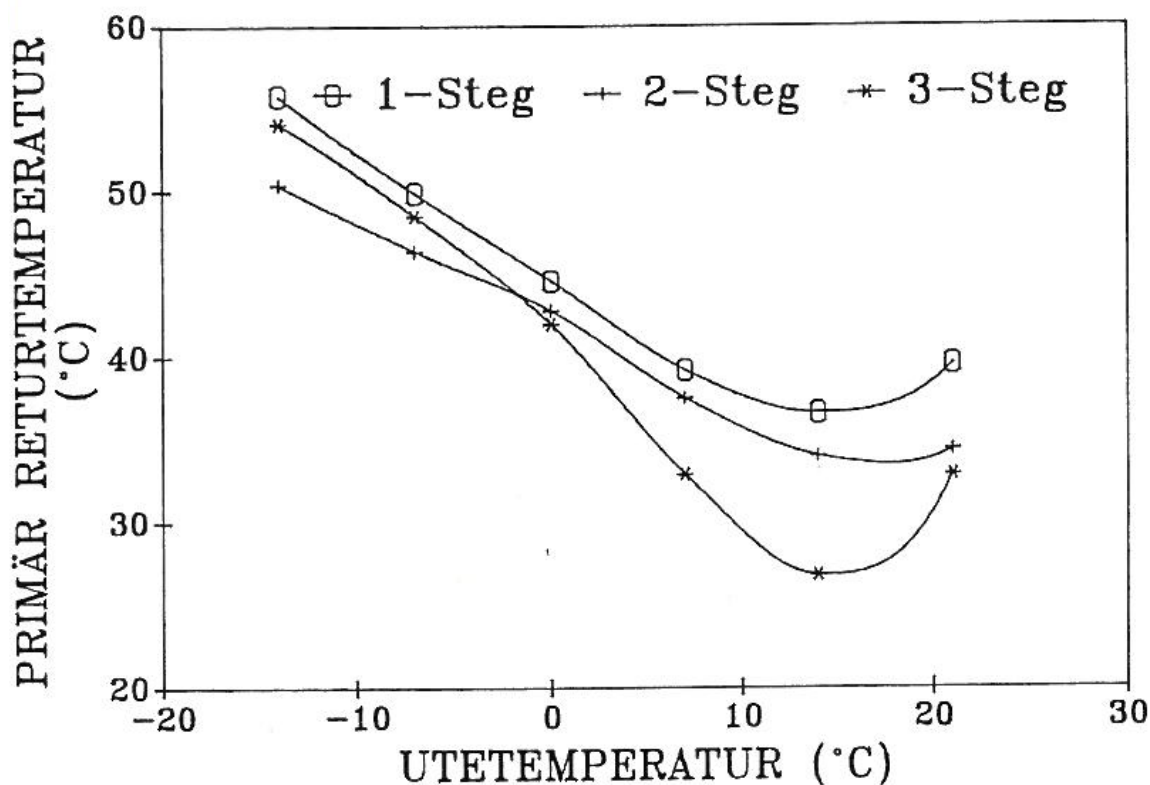
Figur 4 Prinsippskisse for tre-trinns abonnentsentral (Gummèrus, 1989)

Som man kan se av figur 2, 3 og 4 er det mange likhetstrekk mellom de presenterte abonnentsentralene selv om de har ulikt antall varmevekslertrinn. Ett-trinns-løsningen er enklest i oppbygning, med to parallellkoblede varmevekslere, en for tappevann(VV2) og en for romoppvarming(VV1).

To-trinns-løsningen er ganske lik som ett-trinns-løsningen med unntak av en ekstra varmeveksler(VV3), forvarmer for tappevann, som primærvannet går gjennom etter det har vært gjennom de parallellkoblede VV1 og VV2. Slik får man bedre utnyttet varmen som er igjen i primærvannet etter det har passert veksleren for romoppvarming når det varmeveksler mot kaldt tappevann. I tillegg får man fordelene ved at sirkulasjonsledningen kan føres inn mellom de to tappevannsvekslerne slik at sirkulasjonsvannet blandes med vann med likere temperatur. Dette resulterer i et lavere eksbergitap og potensielt høyere ΔT .

I tre-trinns-løsningen har primærvannet mulighet for å passere gjennom tre varmevekslere før det går tilbake til returledningen. I perioder med lav radiatorlast vil SV2 åpne og slippe primærvann forbi VV1. På grunn av varierende temperatur ut fra VV2 vil SV1 være vanskeligere å regulere enn i ett- og to-trinns-løsningen.

I en doktoravhandling av Peter Gummèrus (Gummèrus, 1989) sammenlignes evnen til avkjøling av fjernvarmevannet for disse tre løsningene. Resultatene er basert på en simulering av oppvarming av 30 leiligheter i utetemperaturer mellom $-14\text{ }^{\circ}\text{C}$ og $25\text{ }^{\circ}\text{C}$, se figur 5.



Figur 5 Resultat simulering for 30 leiligheter Kilde: (Gummèrus, 1989)

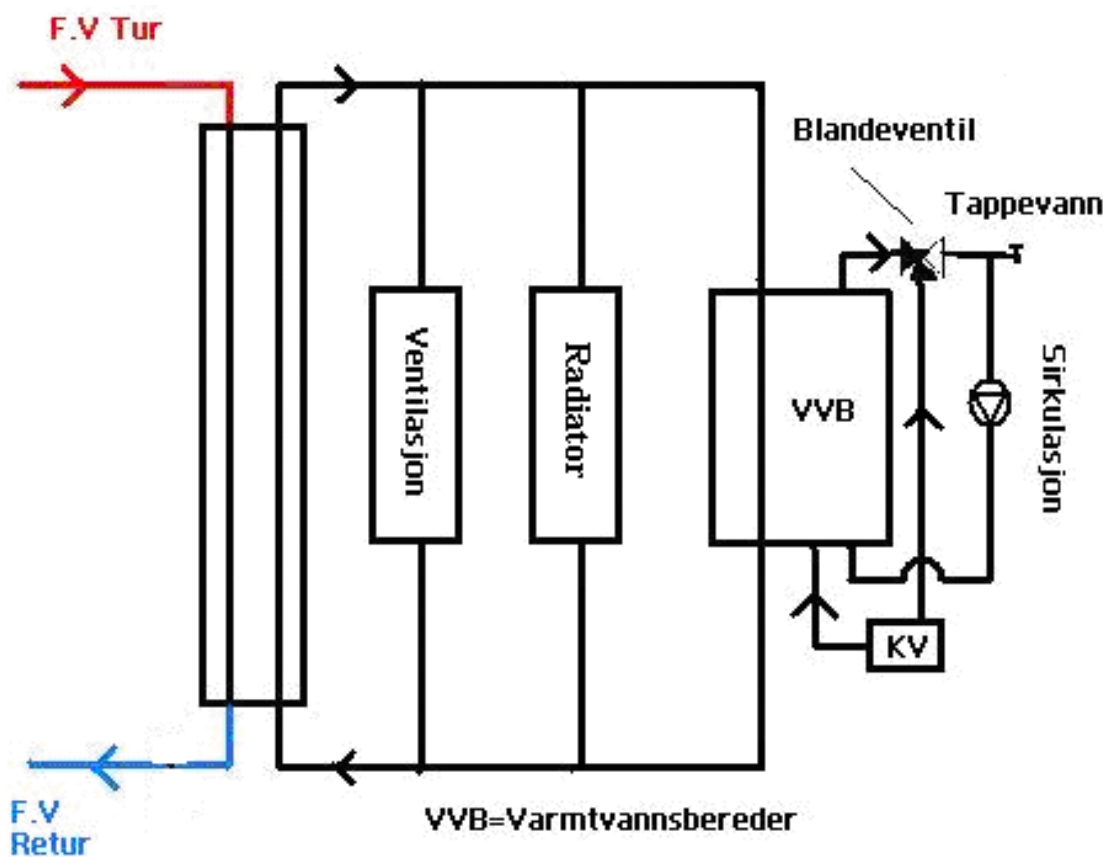
Man kan se at ett-trinns-koblingen gir en høyere primær returtemperatur for alle utetemperaturer. Tre-trinns-koblingen gir best nedkjøling ved høye utetemperaturer, mens to-trinns-koblingen faktisk er den beste når det er minusgrader ute. Gummèrus forklarer dette med at VV1 i tre-trinns-koblingen må jobbe med varierende primærtemperatur på grunn av varierende tappevannslast. Dette gjør at radiatorsystemets temperaturvirkningsgrad blir lavere. Fenomenet gjør seg spesielt gjeldende ved lave utetemperaturer da radiatorlasten er størst. En fordel som to- og tre-trinns-koblingene har over ett-trinns-koblingen er at sirkulasjonsvannet kan føres inn mellom de to varmevekslerne for tappevann. Dermed vil primærvannet møte kaldere vann i forvarmeren kontra en ett-trinns-sentral der sirkulasjonsledningen må kobles rett inn på kaldvannet.

Andre studier (Frederiksen et al., 1991) har i midlertidig kommet fram til at to- og tre-trinns-koblinger har det samme teoretiske potensialet for å oppnå høy ΔT .

I bygninger med lav tappevannslast (f. eks kontorbygg) er det lite å tjene på å velge en to-trinnskobling fremfor en ett-trinns-kobling (Volla, 1996).

2.1.2 Oppdeling av tappevann og oppvarmingsystem

Mange bygg som nå er tilknyttet fjernvarmenett har tidligere hatt oljebrennere som oppvarmingskilde. Ved overgang til fjernvarme kan det være en kostbar affære å bygge om sekundærsystemet slik at det blir likt en moderne abonnentsentral. Den overgangen som krever minst forandring og omkobling er å erstatte oljefyren med kun en stor varmeveksler, og dette er også blitt gjort i praksis i en del abonnentsentraler. Figur 6 viser et eksempel på en slik abonnentsentral.



Figur 6 Abonnentsentral med kun en varmeveksler mellom primær- og sekundærsiden (Jens Jæger)

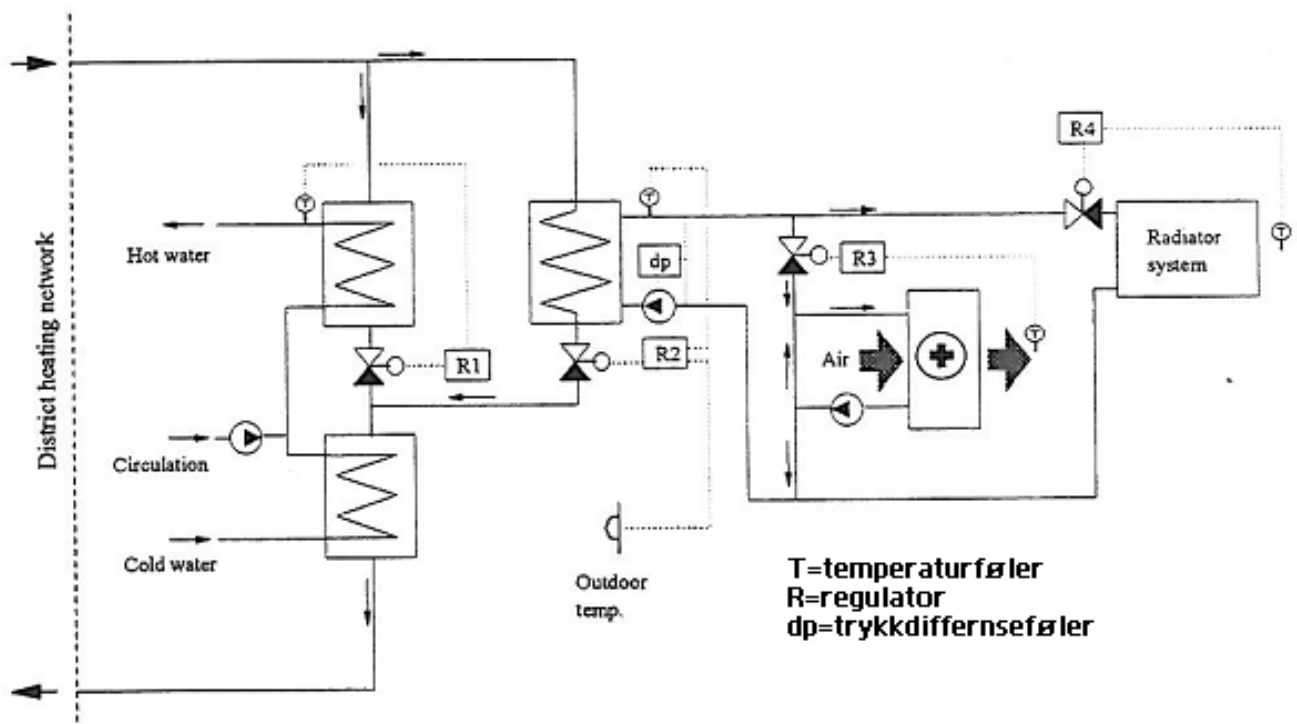
Problemet med slike systemløsninger er at man alltid må tilpasse turtemperaturen i sekundærkretsen til det høyeste temperaturbehovet. Hvis for eksempel radiatorkretsen krever 80 °C og tappevannet krever 65 °C, må likevel alt vannet som forlater varmeveksleren være 80 °C. Deretter må tappevannet blandes ut med kaldt

vann igjen, og man får en dårligere ΔT enn om man kun hadde varmet det opp til riktig temperatur.

Et annet problem med slike abonnentsentraler er at beredningen av tappevannet gjerne blir gjort i desentrale beredere. Det vil si at sekundærvannet varmeveksler med tappevann inne i en eller flere beredere, slik at man altså har to ledd varmeveksling mellom fjernvarmevannet og tappevannet. Grunnen til dette er at man ikke vil ha vann som har vært i radiatorkretsen som tappevann. I tillegg er slike beredere sjelden designet for å gi en spesielt god ΔT , da dette vanligvis er irrelevant når man har oppvarming ved oljefyring.

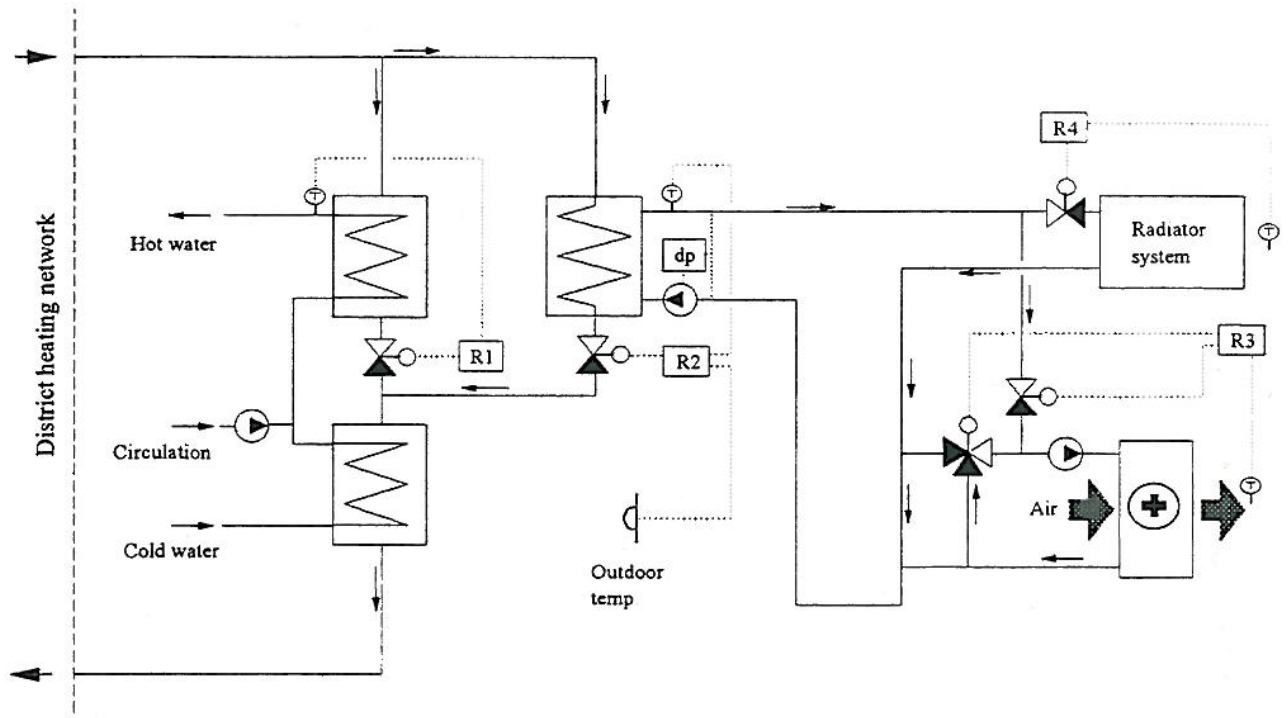
2.1.3 Seriekobling i oppvarmingssystem

Mange fjernvarmekunder har ikke bare behov for radiatorvarme, men også oppvarming av ventilasjonsluft. Det er da vanlig at begge disse kretsene forsynes av samme varmeveksler og er koblet parallelt (system 1). Denne løsningen sees i figur 7.



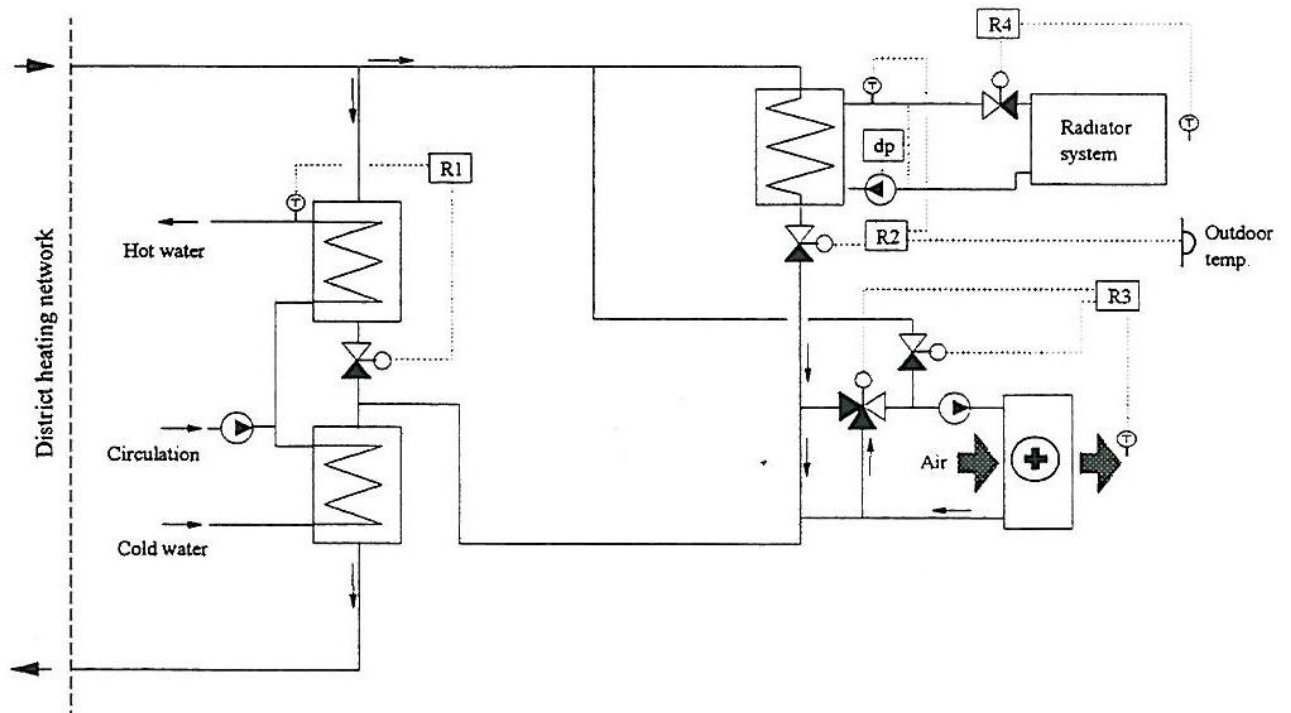
Figur 7 System 1: Radiatorsystem og oppvarming av ventilasjonsluft koblet i parallell. (Volla, 1996)

En løsning som vil være bedre med tanke på nedkjøling av primærvannet er å koble radiatorkretsen og ventilasjonskretsen i serie, slik at returvannet fra radiatorene forsyner ventilasjonen (system 2). Dette er mulig å gjøre fordi varmebatteriet ikke har like høyt temperaturkrav som radiatorene. Varmebatteriet må dog designes med større varmevekslingsareal enn i system 1. Prinsippskisse sees i fig 8.



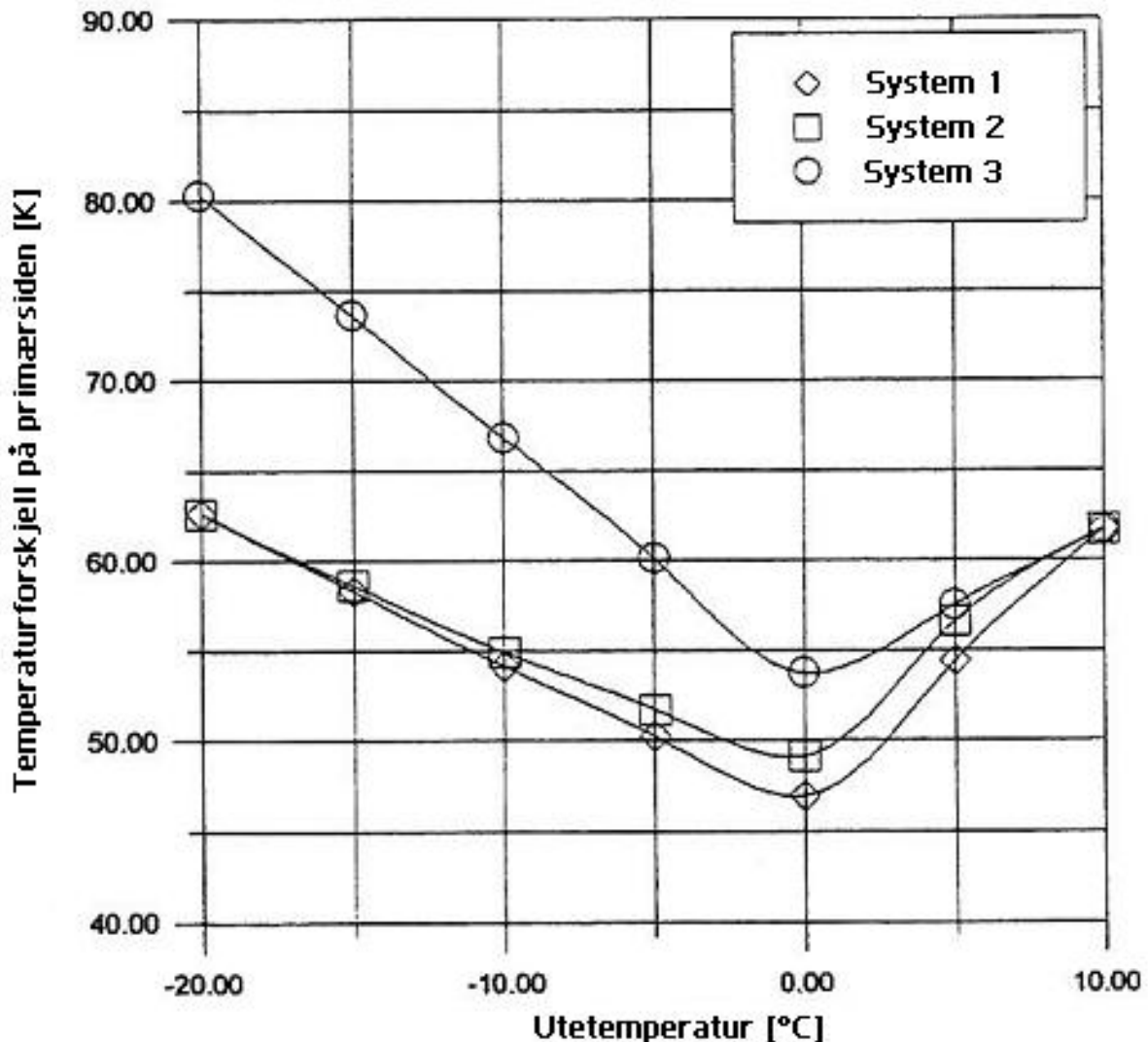
Figur 8 System 2: Radiatorsystem koblet i serie med oppvarming av ventilasjonsluft. (Volla, 1996)

I system 3 er også radiatorsystemet og ventilasjonssystemet koblet i serie, men her går fjernvarmevannet direkte inn i varmebatteriet. Man slipper dermed et ledd med varmeveksling. Det medfører dog et større usikkerhetsmoment for eieren av fjernvarmenettet i tillegg til at trykkkravene i sekundærsystemet blir høyere. Systemskisse ses i figur 9.



Figur 9 System 3: Radiatorvarmeveksler koblet i serie med oppvarming av ventilasjonsluft på primærsiden. (Volla, 1996)

De tre systemene er blitt sammenlignet med simuleringer i Vollas doktorgrad av 1996 med hensyn på nedkjøling av primærvann. Resultatene er vist i figur 10.



Figur 10 Resultater av simulering, temperaturforskjell på primærsiden av radiator/ventilasjons- varmeveksleren i system 1,2 og 3 (Volla, 1996)

Resultatene fra simuleringen viser at system 3 er vesentlig bedre enn system 2, som igjen er bedre enn system 1 med tanke på å oppnå høy ΔT på primærsiden. Ved lave utetemperaturer er system 1 og 2 ca like gode.

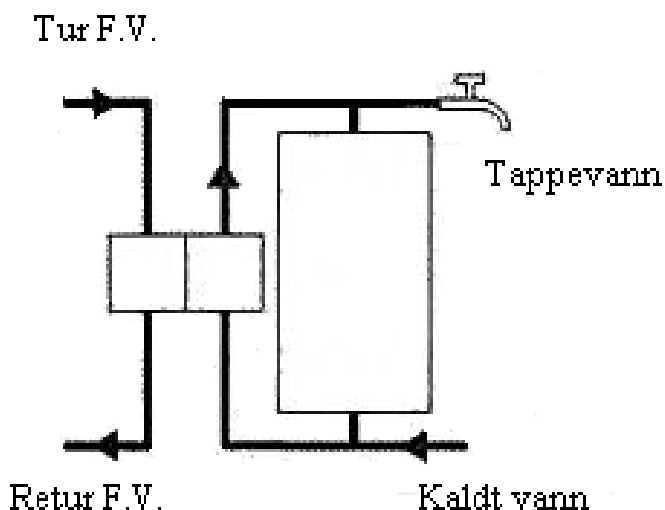
2.1.4 Akkumulator for tappevann

Det fins ulike måter å dekke tappevannsbehovet på. Det vanligste i nye abonnentsentraler er gjennomstrømningsbereder, det vil si at tappevannet varmes opp idet behovet inntreffer. Når mengden tappevann gjennom veksleren øker blir fremledningstemperaturen lavere. Dette registrerer regulatoren, og slipper gjennom mer primærvann slik at ønsket temperaturnivå oppnås.

Alternativet til dette systemet er bruk av en eller annen form for akkumulatortank. Prinsippet her er å varme opp en større mengde tappevann som det kan brukes av når lasten øker. Tappevannslasten kan svinge voldsomt fra minutt til minutt, spesielt i mindre bygg (pga. høyere sammenlagingsfaktor), og en akkumulatortank vil føre til at slike effektsvingninger ikke merkes i samme grad i varmeveksleren.

Av akkumulatorsystem er det to hovedtyper, intern varmeveksling og ekstern varmeveksling.

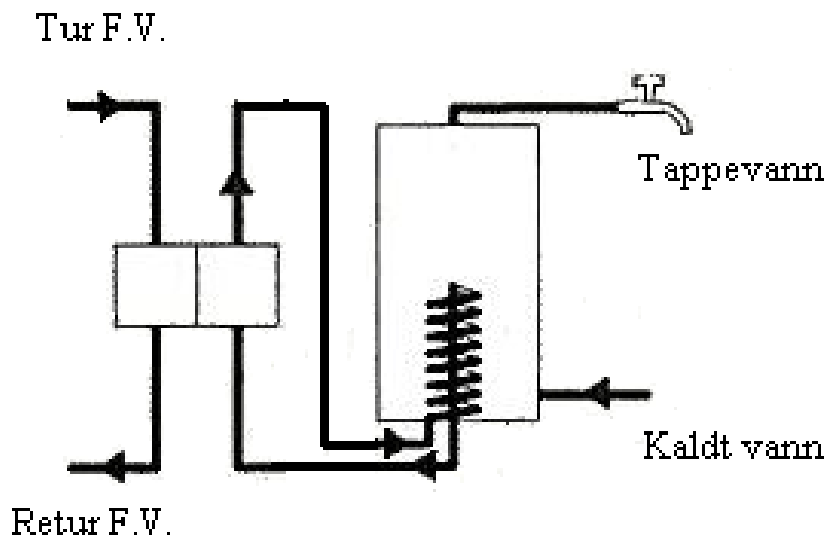
I ekstern varmeveksling varmes tappevannet mot primærvannet og føres videre til en akkumulatortank. En vanlig type akkumuleringsløsning med ekstern varmeveksling er et såkalt ladningsvekslersystem, se figur 11. Kaldt vann fra vannkilden og fra bunnen av akkumulatortanken blir varmet opp i varmeveksleren og ført videre til toppen av akkumulatortanken. Ved tapping hentes varmt vann fra toppen av tanken mens kaldt vann strømmer inn på bunnen. I perioder med mindre tapping "lades" tanken opp igjen med varmt vann som føres inn på toppen og gradvis fortrenger det kalde vannet på bunnen. For at et slikt system skal fungere bra er man avhengig av god sjiktning i tanken. Det er derfor viktig at vann føres inn i tanken på en måte som ikke skaper stor miksing av vannmassene. Miksing fører til varmere vann på bunnen av tanken og kaldere vann på toppen. Dermed får man både varmere sekundærvann inn på varmeveksleren og i tillegg risikerer man og ikke kunne dekke temperaturbehovet for tappevannet. For å minske miksing kan man benytte en diffusor i innløpene til tanken som reduserer farten på vannet.



Figur 11 Ladningsvekslersystem (Winberg, 1993)

Selv om man har bra sjikting vil det alltid foregå en viss konduksjon mellom vannmassene. Dermed vil det kalde vannet i bunnen av tanken bli noe oppvarmet før det blir sendt til varmeveksleren. Dette fører igjen til mindre nedkjøling av primærvannet enn hvis man hadde brukt en gjennomstrømningsbereder (dvs. uten akkumulering). Ved maksimal tappevannslast vil dog ladningsvekslersystemet prestere like bra som en gjennomstrømningsbereder med tanke på nedkjøling av primærvannet (Winberg, 1993). I tillegg kreves det av Folkehelseinstituttet en vanntemperatur på 70 °C ut fra en akkumuleringstank, kontra ca 61-65 °C ved gjennomstrømningsbereder (Pettersen, 2010). Dette trekker også i negativ retning for total ΔT over abonnentsentralen.

Ved intern varmeveksling (figur 12) foregår oppvarmingen av tappevannet inni akkumulatortanken. I fjernvarmesystemer med indirekte kobling vil dette bety at man har et ekstra ledd med varmeveksling i forhold til et ladningsvekslersystem. Dette medfører at akkumulatortanker med intern varmeveksling gir lavere nedkjøling av primærvannet enn ladningsvekslersystem (Winberg, 1993). I akkumulatortanker med intern varmeveksling er det også viktig med god sjikting i tanken.



Figur 12 Eksempel på intern varmeveksling (Winberg, 1993)

For å minske konduksjonen mellom kald og varm side av akkumulatortanken er det ønskelig å bruke tanker med liten diameter-til-høyde rate. Av samme grunn er det gunstigst å koble tanker i serie istedenfor parallell når man har behov for flere tanker (Stene, 2009).

Når det videre i oppgaven er snakk om akkumulatortanker er det fokusert på ladningsvekslersystemet da dette er det som vil oppnå høyest ΔT over abonnentsentralen.

2.2 Feilaktig innstilte parameterverdier

For at nedkjølingen av fjernvarmevannet i ett gitt system skal bli størst mulig må de relevante parameterverdiene være riktig innstilt. Dette er ikke alltid tilfelle.

2.2.1 Blandeventil

Temperaturen ut fra blandeventilen i tappevannskretsen er en av parametrene som har betydning for ΔT i abonnentsentralen. Det er et vanlig problem at denne temperaturen er stilt lavere enn børverdien for temperaturen ut fra sekundærsiden av varmeveksleren (Gummèrus, 1989). Blandeventilen vil da hele tiden ta inn kaldt vann for å få riktig temperatur på tappevannet. Gummèrus anbefaler at børverdien til temperaturen ut fra blandeventilen stilles høyere enn børverdien til sekundærvannet ut fra varmeveksleren. Dette fører til at tilnærmet alt kaldvannet blir ført gjennom

varmeveksleren og primærvannet vil følgelig bli mer avkjølt. Blandeventilen vil da kun fungere som en sikkerhetsmekanisme mot overtemperatur i vannrørene.

Det er visse temperaturkrav for tappevannssystem som har påvirkning på valg av temperatur ut fra blandeventilen. Folkehelseinstituttets krav (for sikring mot legionella) sier at varmtvannstemperatur i tappepunkt skal være minimum 60 °C etter 1 minutt tapping, og minimum 60 °C i returen på sirkulasjonsledningen (Pettersen, 2010). På grunn av varmetap i fremledningsrør og sirkulasjonsledning må temperaturen ut fra blandeventilen være høyere, rundt 65 °C, litt avhengig av type bygg og isolasjon av rør.

Minimum temperatur på tappevann ut fra bereder er 70 °C (Pettersen, 2010). Når man har en bereder er det derfor nødvendig å ha en viss mengde kaldt vann inn på blandeventilen, for å få riktig temperatur ut i tappevannsrørene.

Kravene til temperatur har blitt skjerpet de siste årene. I 2003 anbefalte folkehelseinstituttet en temperatur på 55 °C i tappepunktene og 65 °C i beredere (Folkehelseinstituttet, 2003). I en rapport av Ljunggren og Wollerstrand fra 2005 sies det at en temperatur på 50 °C i returen på sirkulasjonsledningen er tilstrekkelig (Ljunggren et al., 2005).

2.2.2 Sirkulasjonspumpe tappevann

Det er vanlig å ha en sirkulasjonspumpe i tappevannssystemet i større bygg. Hensikten med dette er å sikre at det hele tiden er varmt vann i rørene, også når det er lenge siden forrige tapping. Dermed slipper man å vente på at vannet skal bli varmt når man åpner kranen. Varmtvannet taper varme til omgivelsene når det føres gjennom rørnett, derfor må det sirkulerte vannet føres tilbake til en varmeveksler slik at det kan bli varmet opp igjen. Med sirkulasjon får varmeveksleren da en konstant tilførsel av tappevann som må varmes opp fra allerede relativt høy temperatur. Den prosentvise andelen av varmeoverføringen som skjer ved lave temperaturer går følgelig ned. På grunn av dette vil systemer med sirkulasjon av tappevann alltid trekke ned den totale ΔT over abonnentsentralen, kontra ett system uten sirkulasjon.

I de tilfellene man har to seriekoblede varmevekslere for tappevann er det vanlig å føre inn sirkulasjonsledningen mellom disse. Da får man fremdeles kaldt vann inn på sekundærsiden av forvarmeren. Hvis man kun har en varmeveksler er man nødt til å blande sirkulasjonsvannet med det kalde vannet som skal inn på varmeveksleren, noe som fører til et større eksergitap og at avkjølingspotensialet til primærvannet senkes. Unntaket her er varmevekslere med fem porter, slik at sirkulasjonsledningen kan føres inn midt i varmeveksleren og man unngår utblandingen av det kalde vannet.

Sirkulasjonspumpen er som regel stilt inn til å gå med et konstant turtall. Volumstrømmen i sirkulasjonsledningen bør være tilstrekkelig stort til at sirkulasjonsvannet har en returtemperatur på 60 °C (Pettersen, 2010). Hvis returtemperaturen er høyere enn dette er det et potensial for å redusere vannstrømmen i sirkulasjonsledningen til returtemperaturen i sirkulasjonsledningen synker til 60 °C. Å sette ned vannstrømmen i sirkulasjonsledningen vil redusere de negative virkningene den har på total ΔT over abonnentsentralen.

2.2.3 Vannstrøm i radiatorsystemet

Klassiske radiatorsystem er designet med en konstant vannstrøm og en varierende sekundær turtemperatur for ulike lastforhold. Men Frederiksen og Wollerstrand (Frederiksen et al., 1987) har vist at det for hver kombinasjon av radiatorsystem og abonnentsentral, ved hvert lasttilfelle og fremledningstemperatur, finns en optimal vannstrøm i radiatorkretsen som gir lavest mulig primær returtemperatur. Ved å innføre mengdestyring av vannet i radiatorsystemet kan derfor den primære returtemperaturen senkes. Man optimerer da massestrømmen og den sekundære turtemperaturren med hensyn til å få lavest mulig primær returtemperatur. I praksis vil dette si å redusere mengden vann i radiatorsystemet når det er mulig. For å få overført nok effekt må turtemperaturen i radiatorsystemet, T_{rt} , holdes litt høyere enn den ville vært ved standard program. Ved lavere massestrøm vil vannet passere saktere gjennom radiatorene, og dermed få mer tid til å avkjøles.

I tillegg har vi at i praksis er alle radiatorsystem overdimensjonert. Dette kan ha mange mulige årsaker. Blant annet er det mange bygg som har fått ett mindre

varmebehov etter radiatorsystemet ble designet. Dette kan komme av at man har fått mer gratisvarme(fra elektrisk utstyr) eller har isolert bygget bedre.

En annen årsak er at man sjelden får tak i komponenter som har akkurat riktig størrelse, og for å være sikker på unngå underdimensjonering kjøper man isteden en komponent som er hakket for stor. Det kan her nevnes at radiatorer normalt selges i størrelser med intervall på 20 til 25 %. Overdimensjoneringen kan variere fra 10 % til over 100 % (Ljunggren et al, 2005).

Når overdimensjoneringen er stor kan man kompensere med å senke temperaturene eller massestrømmen i radiatorsystemet og likevel få overført nok effekt. Man oppnår med dette større nedkjøling av sekundærvannet og dermed også primærvannet. Ofte vil dog dette potensialet allerede være hentet ut fordi beboere vil merke at det blir for varmt hvis radiatorsystemet er overdimensjonert. De vil da gjøre tiltak som å sette på termostatventiler på radiatorene (slik at man får lav massestrøm) eller stille på fyringskurven (slik at man får lavere T_{rf}).

I studien til Wollerstrand, Ljunggren og Johansson (Wollerstrand et al, 2007) er virkningen av å optimalisere mengde og temperatur i radiatorsystemet beregnet. Dette er gjort for system med riktig dimensjonering og for overdimensjonerte system. Det er også skilt mellom overdimensjonerte system der temperaturene i radiatorsystemet er redusert(f. eks ved å stille ned fyringskurven), og overdimensjonerte system der massestrømmen er blitt redusert. I tillegg er gevinsten av å forlenge varmeveksleren til dobbel lengde undersøkt. Årlig vektet primær returtemperatur fra radiatorvarmeveksleren for referansetilfellet (0 % overdimensjonert radiatorsystem, standardprogram 80/60) er vist med fet skrift i tabell 1. De andre tallene i tabellen viser hvor mye denne returtemperaturen kan senkes ved forskjellige tilfeller. Relativ massestrømmen i radiatorsystemet er også vist for de ulike tilfellene.

	Massestrøm relativt til korrekt dimensjonert 80/60 system	Returtemperatur- senkning sammenlignet med referansetilfellet	Returtemperatursenkning hvis varmeveksleren er forlenget 100 %
0 % overdim. Radiatorsystem. Standardprogram 80/60 (referansetilfelle)	1	44,9	-0,8
0 % overdim. radiatorsystem. Optimert program	Lastavhengig (0,2-1)	-1,8	-5,8
100 % overdim. radiatorsystem. Normal massestrøm, 60/40	1	-12,2	-12,3
100 % overdim. radiatorsystem. Lav massestrøm, 80/32	0,4	-13,4	-14,6
100 % overdim. radiatorsystem. Optimert program	Lastavhengig (0,2-1)	-16,1	-18,1

**Tabell 1 Forskjell i årlig vektet primær returtemperatur for radiatorvarmeveksleren relativt til referansetilfellet(fet skrift).
Overdimensjonert system betyr at både radiatorer og radiatorvarmeveksleren er overdimensjonert (Wollerstrand et al, 2007)**

Man kan se at gevinsten av å optimere radiatorprogrammet er 1,8 °C bedre avkjøling av primærvann når man ikke har noe overdimensjonering. Ved 100 % overdimensjonert radiatorsystem er gevinsten større, 2,7 °C til 3,9 °C avhengig av om utgangspunktet var normal massestrøm/lav temperatur eller lav massestrøm/normal temperatur.

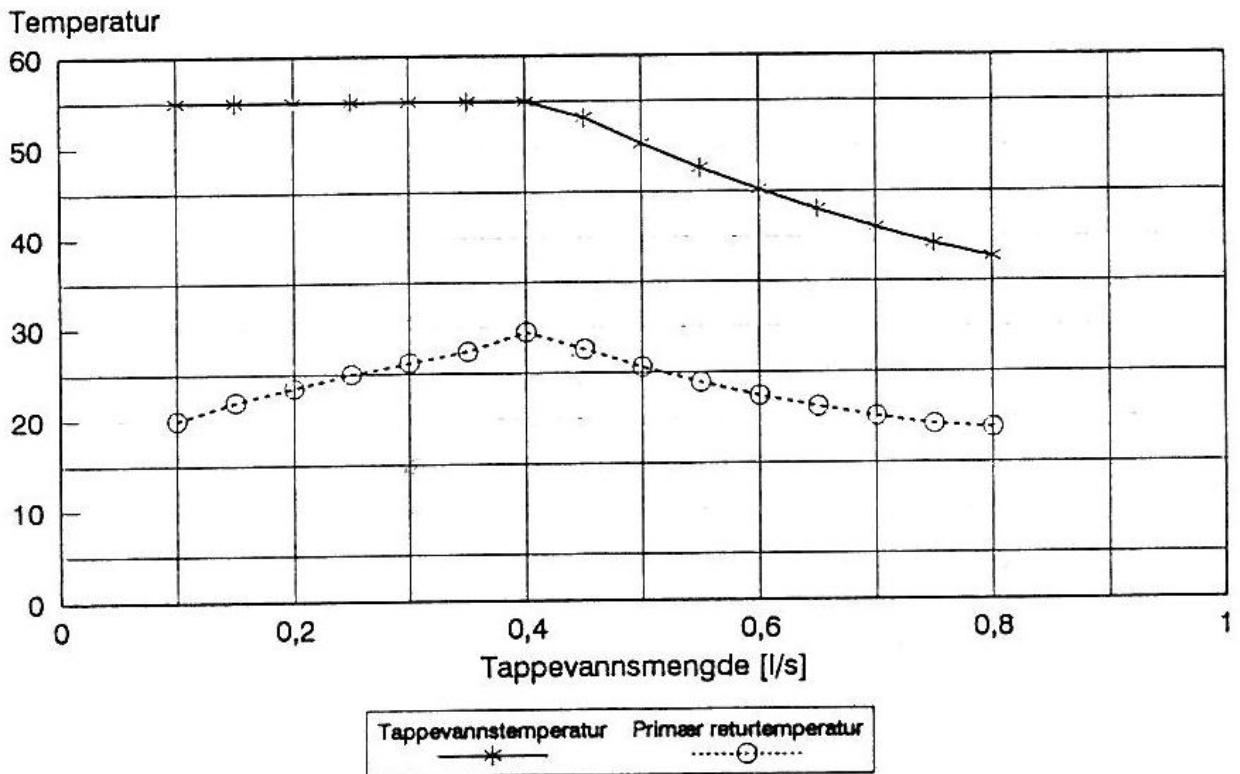
Ved 100 % overdimensjonert varmeveksler er gevinsten større. 5 °C bedre avkjøling ved riktig dimensjonert radiatorsystem og 3,5 °C til 5,8 °C ved 100 % overdimensjonerte radiatorsystem.

2.3 Underdimensjonering av varmeklatter

For et energisystem forsynt med fjernvarme har man flere varmeklatter som det er viktig at ikke er underdimensjonerte. Vanligvis er det da snakk om varmevekslerne mellom primær- og sekundærsiden, og radiatorne.

Ved lav last i romoppvarmingssystemet vil den primære returtemperaturen og den sekundære returtemperaturen i en riktig dimensjonert veksler være ca like. Ved økende last vil primærvannet strømme fortere gjennom veksleren, og temperaturforskjellen vil begynne å øke fordi primærvannet ikke rekke å bli helt avkjølt før det er ute av veksleren. Den gjennomsnittlige temperaturen på primærvannet i veksleren blir altså høyere slik at man får større overført effekt. Underdimensjonerte varmevekslere forsterker og fremskynder disse mekanismene og fører dermed til en lavere total primær ΔT , kontra et system med større dimensjonert varmeveksler. Hvis varmeveksleren er veldig underdimensjonert kan det føre til at romoppvarmingssystemet ikke får tilført nok varme og temperaturen i bygget blir lavere enn ønsket.

For tappevannsvexlere er bildet litt annerledes. Økt last betyr her økt gjennomstrømning på sekundærsiden av varmeveksleren. Mengden tappevann som kreves til enhver tid er naturlig nok vanskeligere å forutsi enn radiator-effekten, og lasten svinger mye kraftigere. Et tappevannsbehov som er større enn dimensjonert effekt kan derfor oppstå. Figur 13 viser hvordan temperaturforløpet for tappevann og primær returtemperatur blir ved ulike tappevannsmengder.



Figur 13 Tappevannstemperatur og primær returtemperatur som funksjon av tappevannsmengde (Hjorthol, 1993)

Man kan observere at primærvannsmengden øker ved økende tappevannsmengde, og dermed får en høyere primær returtemperatur. Ved et visst punkt vil mengden primærvann ikke kunne bli større. En ytterligere økning av tappevannsmengden vil da føre til at varmeveksleren ikke klarer å holde tappevannet på tilstrekkelig høy temperatur. Dette fører også til den heldige virkningen at man får redusert primær returtemperatur. Noen grader redusert tappevannstemperatur kan også aksepteres, men er ikke ønskelig. Uansett vil man for det meste av tiden ligge til venstre for punktet der reguleringsventilen går i metning (0,4 l/s i figur 13) og en underdimensjonert varmeveksler vil flytte dette toppunktet mot venstre. Underdimensjonert varmeveksler for tappevann vil altså føre til en gjennomsnittlig høyere primær returtemperatur.

Den primære returtemperaturen fra en varmeveksler kan ikke bli lavere enn den sekundære returtemperaturen. Temperaturforskjellen mellom disse to temperaturene betegnes her med det tyske låneordet "grädigkeit". I en ideell varmeveksler vil grädigkeiten være lik 0, i praksis vil den være høyere. Høyere last fører til høyere

grädigheit. Radiatorvarmevekslere dimensjoneres for en grädigheit på 5 °C ved laveste utetemperatur, mens tappevannsvekslere dimensjoneres for en grädigheit på 20 °C (Frederiksen, 1993)

I et tilfelle der radiatorene er underdimensjonert vil konsekvensene være litt forskjellig avhengig av hvordan systemet i den aktuelle bygningen er. Hvis radiatorene har termostatventiler vil det føre til at de slipper gjennom mer vann enn ved riktig dimensjonerte radiatorsystemer. Vannet går da forttere gjennom radiatorene og rekker ikke å bli like mye nedkjølt. Siden vannet da i gjennomsnitt er varmere vil effektoverføringen fra radiatorene øke til ønsket nivå, men ΔT over radiatoren vil altså bli mindre enn planlagt.

Hvis systemet ikke har termostatventiler, men kun en fast vannstrøm gjennom radiatorene vil man bli nødt til å stille fyringskurven høyere når man har underdimensjonerte radiatorsystemer. Da kan man eksempelvis få et radiatorsystem med temperaturprogram 85/65 istedenfor 80/60. Med høyere temperaturforskjell mellom radiator og luften i rommet vil overført effekt øke og varmebehovet bli tilfredstilt. Primærvannet vil da forlate varmeveksleren ved å varmeveksle mot 65 grader istedenfor 60 grader, og vil følgelig ikke bli like mye nedkjølt.

Hvis radiatorsystemet har for stor underdimensjonering vil ikke nok varme bli levert til brukerne.

2.4 Tilsmussing av varmeflater

Det er i hovedsak tre typer tilsmussing som gjerne skjer i abonnentsentraler for fjernvarme: Kalkutfelling, partikkeldeponering og mikrobiell tilsmussing.

2.4.1 Kalkutfelling

Kalkutfelling er først og fremst aktuelt på varmtvannssiden i varmtvannsberedere, men kan også i enkelte tilfeller opptre på sekundærsiden i radiatorsystemer. Dette forekommer kun når vannet i radiatorsystemet blir byttet ut ofte, ved lekkasjer og lignende. I varmtvannssystem tilføres det hele tiden nytt vann med oppløste salter.

Utfellingen foregår fordi ulike tungt løselige salter, først og fremst CaCO_3 (kalk), har minskende løselighet i vann ved høyere temperaturer. Man sier da at de har negativ løsningskoeffisient. Mange mer lettløselige salter har en positiv løsningskoeffisient.

Andre salter som kan skape utfellingsproblemer er Mg(OH)_2 , MgCO_3 , $\text{Mg}_2(\text{OH})_2\text{CO}_3$, CaSO_4 , SiO_2 og CaSiO_3 . Hvilke salter som løses ut i et gitt tilfelle avhenger av konsentrasjonen av de ulike positive og negative ionene, og løseligheten for de ulike saltene ved aktuell temperatur og pH.

Sammenhengen mellom kalkutfelling og pH er at økende pH gir mer tilsmussing. Når man ser på sammenhengen med vannhastighet er bildet mer komplisert. Grunnen til dette er at CaCO_3 kan krystalliseres i tre ulike former, og dette har stor betydning for hvor solide utfellingsformasjoner er. I tillegg har vannstrømmene, bobledannelser og partikler i vannet også innvirkning på formasjonene som dannes.

På generelt grunnlag vil det være en fordel med høye vannhastigheter, da dette i større grad vil være med å bryte ned kalkformasjoner. Men kalk som utfelles under høye hastigheter har også en tendens til å danne mer solide formasjoner og i enkelte tilfeller kan dette medføre at høye vannhastigheter gir raskere tilsmussing enn lave vannhastigheter (Wollerstrand, 1997).

Tre-trinns abonnentsentraler har større fare for kalkutfelling enn ett- og to-trinnsentraler fordi tappevannet her risikerer å bli overopphetet. Dette fører til større kalkutfelling på grunn av lavere løselighet ved høye temperaturer.

2.4.2 Partikkeldeponering

Den partikkeldeponeringen som er mest aktuell i fjernvarme abonnentsentraler er magnetitt-tilsmussing på primærsiden av varmevekslere og på sekundærsiden i radiatorvarmevekslere. Magnetitt, Fe_2O_3 , er i syre- og kullsyre- fattig vann den vanligste formen av oksidert jern. Den grunnleggende mekanismen er at syre oksiderer stål i rørnett til magnetitt som blir med videre i vannstrømmen.

Tappevann kan også inneholde litt jern, men i mye mindre grad enn lukkede vannkretser.

Løseligheten av magnetitt i vann er avhengig av pH og temperatur. Ved pH= 9-10 er løseligheten på et minimum ved 60 °C (Wollerstrand, 1997). Det vil si at utfelling i

varmevekslerne kan skje både fra fjernvarmevann som blir avkjølt på primærsiden og fra vann som blir varmet opp på sekundærsiden i radiatorkretsen.

Partikkeltransporten fra vannstrømmen til varmevekslerflatene kan ses på som en diffusjonsprosess der drivkraften er lavere konsentrasjon av partikler i vannet nært veggene (fordi de fester seg til veggen). For store partikler i vannstrømmen kan det også forekomme sedimentering, der gravitasjonskreftene er de dominerende. Dette har vanligvis liten betydning for varmeoverføringen fordi de fleste platevarmevekslere er montert vertikalt.

pH har en innvirkning på om utfelling av magnetitt skjer eller ikke, men i tillegg påvirker den hvor lett magnetitten fester seg til varmeplatene. Det viser seg at deponeringen synker med økende pH, så å tilsette base til de utsatte vannkretsene er et bra tiltak. I tillegg minsker dette faren for korrosjonsskader.

2.4.3 Mikrobiell tilsmussing

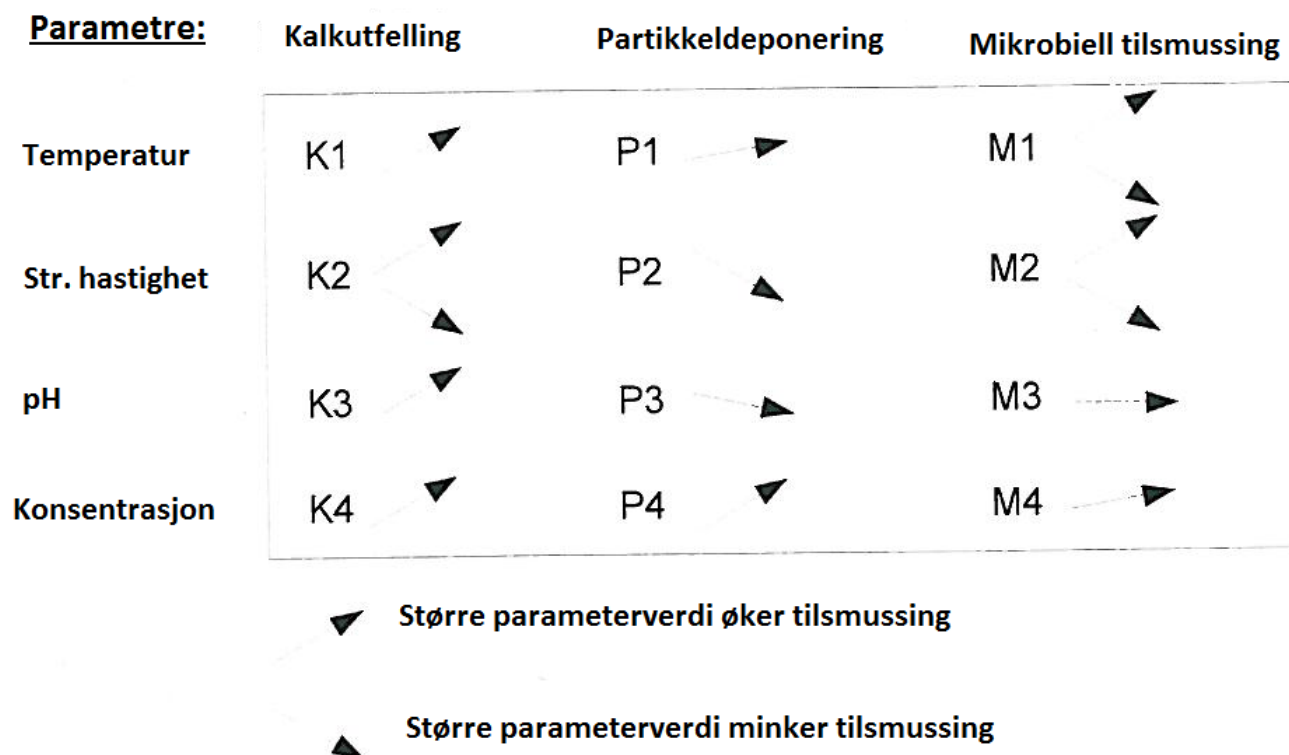
Det kan oppstå bakterievekst i vannsystemer, med bakterier som ernærer seg av partikler i vannet og også enkelte typer gummipakninger. Den mest omtalte bakterien er Legionella-bakterien som kan gjøre folk syke gjennom drikkevannet. Det fins også andre typer bakterier som kan infisere drikkevannet og være sykdoms- eller allergifremkallende. Noen bakterietyper kan feste seg til varmeflater og danne hinner som vanskeliggjør varmeoverføring. De mest aktuelle her er Termus (ca. 40-85 °C) og Pseudomonas aeruginosa (ca. 5-42 °C) (Wollerstrand, 1997).

2.4.4 Tiltak mot tilsmussing

Tilsmussing er noe som til en viss grad kan unngås, men som man i praksis aldri kommer helt utenom. For å ta hensyn til dette er det vanlig å designe varmevekslere med et tilsmussingstillegg, k_s [W/m²°C], som man legger til det reelle varmeovergangstallet. Tilsmussingstillegget bør tilsvare 10 % av dimensjonerende effekt (Trondheim Energi, 2008)

Når varmeveksleren har samlet opp mye smuss gjennom flere år er det vanlig å åpne og spyle den ren, eller bytte den ut med en ny. I tabell 2 oppsummeres ulike parametres virkning på de forskjellige typene tilsmussing. Pilene som peker flatt betyr at det ikke er en entydig sammenheng.

Tilsmussingmekanisme:



Tabell 2 Sammenheng mellom ulike tilsmussingsmekanismer og parametre (Wollerstrand, 1997)

3 Systemvirkningsgraden

Systemvirkningsgraden forteller hvor mye energi som blir nyttegjort sammenlignet med hvor mye primær energi som blir ført inn i et system. Dette inkluderer også energi brukt til innsamling, foredling og transport av energibærere til fjernvarmesystemer. For beregning av virkningsgraden for systemer til oppvarming av rom og tappevann brukes metoden som er beskrevet i standardserien NS-EN 15316. Ifølge standarden selv kan metoden brukes til å:

- undersøke samsvar med regelverk som omhandler energimål.
- optimere energiytelsen i et planlagt bygg ved å bruke metoden på ulike alternativer.
- vise energiytelsen til eksisterende bygninger.
- evaluere effekten av energisparende tiltak i en eksisterende bygning.

- forutsi fremtidig energibehov, nasjonalt eller internasjonalt, ved å beregne energibehov i representative bygninger.

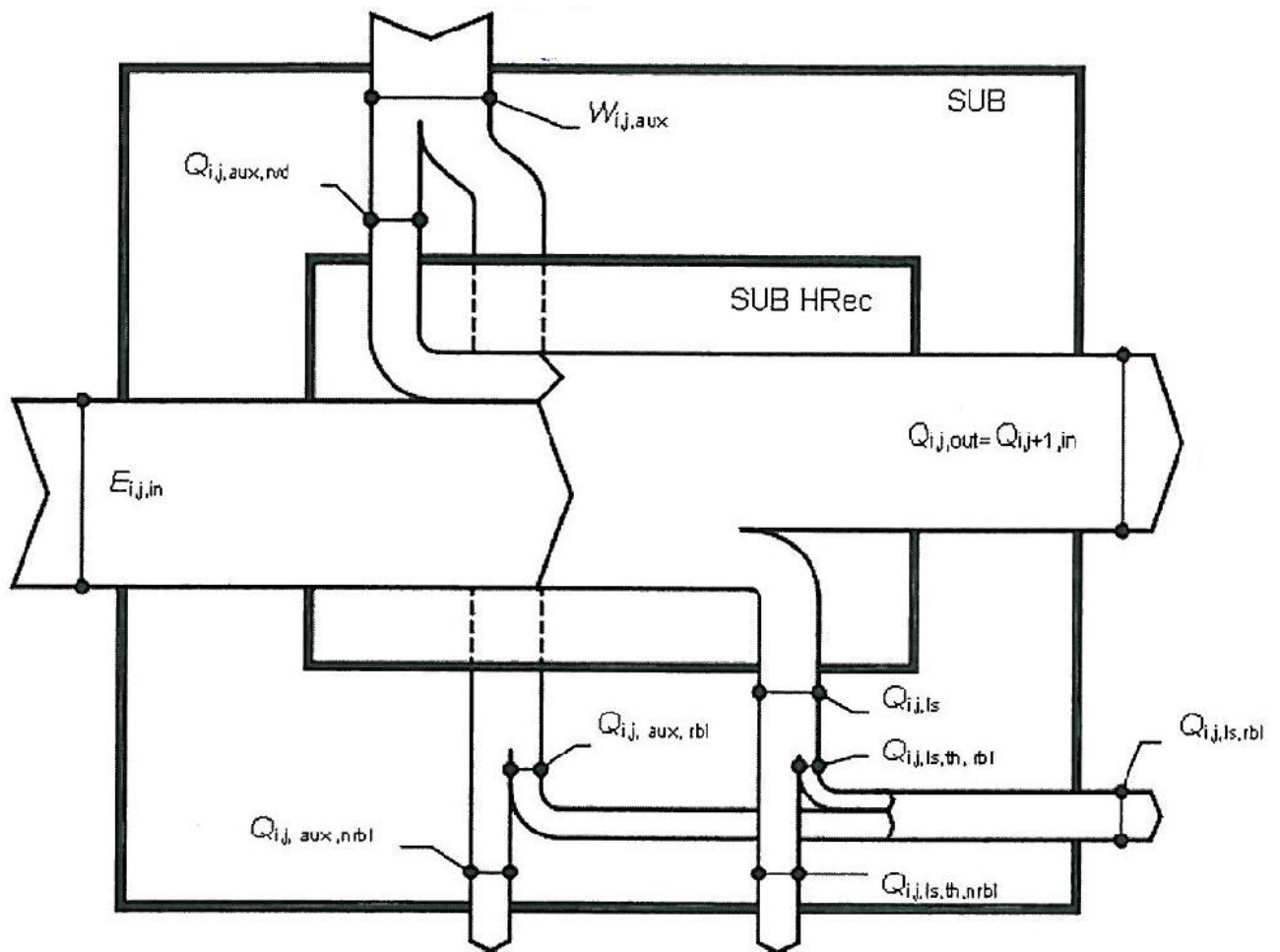
Det skal i denne oppgaven fokuseres på hvordan man finner systemvirkningsgraden til tappevann- og romoppvarmings- systemer som drives med fjernvarme.

3.1 Generelt om metoden

Når man benytter metoden i NS-EN 15316 deler man opp varmesystemet i flere undersystemer. Man har da en rekke undersystemer helt fra primærenergienergikilden og til energibehovet. Det skilles mellom termisk energi og elektrisk energi. Figur 14 viser energibalansen for et undersystem. Som man kan se i figuren er $Q_{i,j,out}$ det samme som den termiske energien inn i neste undersystem.

Av den elektriske energien som kommer inn i systemet, $W_{i,j,aux}$, går noe inn i systemet som nyttbar termisk energi, mens noe går tapt. Av tapet kan en partisjon være nyttbar til romoppvarming, mens resten er rent tap.

Noe av den termiske energien i systemet går også tapt. Noe av dette tapet kan benyttes til romoppvarming mens resten er rent tap.



Figur 14 Skjematisk skisse av energiflyt i et undersystem (NS-EN 15316-1:2007)

I figur 14 er: SUB- Kontrollgrense for undersystem j

SUB Hrec- Kontrollgrense for varmegjenvinning i undersystem j

$Q_{i,j,out}$ - Varme ut av undersystem j ($=Q_{i,j+1,in}$, varme inn i det neste undersystemet)

$E_{i,j,in}$ - Energi fra energibærer, inn i undersystem j

$W_{i,j,aux}$ - Elektrisk energi inn i undersystem j

$Q_{i,j,aux,rnd}$ - Elektrisk energi gjenvunnet i undersystem j

$Q_{i,j,ls}$ - Termiske tap fra undersystem j

$Q_{i,j,ls,rbl}$ - Termiske tap fra undersystem j som kan brukes til romoppvarming

$Q_{i,j,ls,th,rbl}$ - Termiske tap(termisk del) fra undersystem j som kan brukes til romoppvarming

$Q_{i,j,aux,rbl}$ - Elektrisk energi i undersystem j som kan brukes til romoppvarming

$Q_{i,j,ls,th,nrbl}$ - Termiske tap(termisk del) fra undersystem j som er rent tap

$Q_{i,j,aux,nrbl}$ - Elektrisk energi i undersystem j som er rent tap

Systemvirkningsgraden undersystem i er da

$$\eta_i = \frac{Q_{i,out} + f_j \cdot E_{el,i,out}}{f_y \cdot Q_{i,in} + f_z \cdot W_{i,aux}} \quad [-] \quad [1]$$

Der: $f_{j,y,z}$ – Primærenergifaktor

$E_{el,i,out}$ – Elektrisk energi ut av systemet

$Q_{i,in}$ – Termisk energi inn i systemet

$Q_{i,out}$ – Termisk energi ut av systemet

$W_{i,aux}$ – Elektrisk energi inn i systemet

I et fjernvarmesystem vil det ikke være noe elektrisk energi ut av de ulike undersystemene, så dette leddet kan strykes.

Retningen man regner seg fram i er den motsatte av energistrømmen. Det vil si fra energibehovet, mot energikilden. For hvert undersystem blir det termiske tapet beregnet og lagt sammen med $Q_{i,j,out}$ for å finne nødvendig energi inn, $E_{i,j,in}$. Den elektriske energien blir beregnet separat og medvirker til energitapene fra undersystemet. Noe av den elektriske energien vil gå inn i systemet som termisk energi. Denne mengden skal da trekkes fra $E_{i,j,in}$ fordi behovet for termisk energi inn i systemet blir mindre.

Et eksempel på en utregning av et system med romoppvarming og tappevann er vist i tabell 3.

			SPACE HEATING			DOMESTIC HOT WATER			
			A	B	C	D	E	F	
NEEDS			Energy need for space heating Q_H				Energy need for domestic hot water Q_W		
L1		kWh/period	100				20		
System losses			system thermal loss $Q_{H,i,ls}$	auxiliary energy $W_{H,i,aux}$	recoverable system thermal loss $Q_{H,i,ls,rbl}$	system thermal loss $Q_{W,i,ls}$	auxiliary energy $W_{W,i,aux}$	recoverable system thermal loss $Q_{W,i,ls,rbl}$	
L2	Emission sub-system (i=em)	kWh/period	10	2	2	0	0	0	
L3	Input emission (L1+L2)	kWh/period	110	2	2	20	0	0	
L4	Distribution sub-system (i=dis)	kWh/period	15	4	10	10	2	5	
L5	Input distribution (L3+L4)	kWh/period	125	6	12	30	2	5	
L6	Storage sub-system (i=sl)	kWh/period	-	0	0	10	1	6	
L7	Input storage (L5+L6)	kWh/period	125	6	12	40	3	11	
L8	Generation sub-system (i=gen)	kWh/period	25	1	16	0	0	0	
L9	Input generation (L7+L8)	kWh/period	150	7	28	40	3	11	

Tabell 3 Eksempel på utregning av verdier som brukes til å finne systemvirkningsgraden(NS-EN 15316-1:2007)

3.2 Beregning av systemvirkningsgraden for romoppvarming

3.2.1 Systemer for varmeavgivelse til romoppvarming

Standarden som fokuserer på dette punktet er NS-EN 15316-2-1:2007. Den omfatter romoppvarming både ved hjelp av ventilasjonsluft og vannbårne løsninger. Som utgangspunkt har vi ligningen for nødvendig termisk energi levert til systemet for varmeavgivelse, $Q_{em,in}$.

$$Q_{em,in} = Q_{em,out} - k \cdot W_{em,aux} + Q_{em,ls} \quad [J] \quad [2]$$

Der: $Q_{em,out}$ - Termisk energi levert fra systemet. Det er det samme som netto oppvarming i bygningen, Q_H [J]

k - Den fraksjonen av brukt elektrisk energi som går inn i systemet som nyttbar termisk energi [-]

$W_{em,aux}$ – Tilført elektrisk energi [J]

$Q_{em,ls}$ – Termiske tap fra systemet for varmeavgivelse [J].

$Q_{em,out}$ er oppvarmingsbehovet i bygningen og kan regnes ut ved hjelp av EN ISO 13790. $W_{em,aux}$, den elektriske energien som trengs går blant annet til vifter, pumper og styring av ventiler. En fraksjon k av den brukte elektriske energien vil bli omdannet til nyttbar termisk energi. $W_{em,aux}$ kan finnes ved å lese av effektbehovet på de aktuelle komponentene.

For å beregne de termiske tapene, $Q_{em,ls}$, presenteres det i standarden en metode som baserer seg på virkningsgrader. Den fundamentale formelen er som følger:

$$Q_{em,ls} = \left(\frac{f_{hydr} \cdot f_{im} \cdot f_{rad}}{\eta_{em}} - 1 \right) \cdot Q_H \quad [J] \quad [3]$$

Der: Q_H – Netto oppvarming av bygningen i den aktuelle perioden [J]

f_{hydr} – Faktor for hydraulisk likevekt

f_{im} – Faktor for periodisk drift

f_{rad} – Faktor for strålingseffekten (bare relevant ved varmesystemer basert på stråling)

η_{em} – Total virkningsgrad for oppvarmingssystemet i rommet

f_{hydr} varierer mellom 1,03 for ubalansert system til 1 for varmesystemer som er i henhold til NS EN 14336. Det skilles også mellom systemer som har mer eller mindre enn 8 varmeavgiverenheter per differansetrykk kontrollenhet, der høyt forhold gir høyere f_{hydr} og dermed større tap.

$f_{im} = 1$ ved kontinuerlig drift. Hvis enkelte rom kan tolerere tidvis små temperaturreduksjoner vil f_{im} bli lavere og tapet bli mindre.

f_{rad} er gitt av hvilken løsning som er valgt for varmeavgivelse ved stråling.

η_{em} er videre gitt av ligningen

$$\eta_{em} = \frac{1}{(4 - (\eta_{str} + \eta_{ctr} + \eta_{emb}))} \quad [-] \quad [4]$$

Der: η_{str} - Delvirkningsgraden som konsekvens av vertikal temperaturprofil i luften

η_{ctr} – Delvirkningsgraden som konsekvens av rommets temperaturkontroll

η_{emb} - Delvirkningsgraden som tar hensyn til tap i eksterne komponenter

Størrelsen på η_{str} er i hovedsak avhengig av type oppvarmingssystem og høyde under taket. Innen noen av de enkelte oppvarmingssystemene er det faktorer som har innvirkning på virkningsgraden.

Hvis oppvarmingssystemet er radiatorer er temperaturforskjellen mellom heteflaten og luften i rommet av betydning for η_{str} . Også plasseringen av radiatorene i rommet er viktig (mot en yttervegg eller en skillevegg). Hvis radiatorene er plassert på ytterveggen skilles det i tillegg mellom hvilken type yttervegg det er. Grunnen til dette er at veggen bak en radiator vil bli ekstra varm, og hvis veggen er en yttervegg blir varmetapet fra denne delen av veggen større. Fordelen ved å ha radiatorer på ytterveggene er at de i mindre grad "ser" vinduene derfra, og dermed vil mindre energi stråle ut vinduet.

For oppvarming ved varmluft er det av betydning hvordan luften strømmer gjennom rommet og hvordan luftuttak og –inntak er utformet

Når det gjelder oppvarming som er integrert i tak, vegger eller gulv har valg av plassering betydning for η_{str} . For denne faktoren er det best å ha oppvarmingen i gulvet og dårligst å ha det i taket. For andre faktorer kan det i midlertidig være motsatt.

Størrelsen på η_{ctr} er avhengig av hvilken type regulering som er brukt på romtemperaturen.

$\eta_{emb} = 1$ for alle oppvarmingsmetoder unntatt varmepaneler. For varmepaneler er størrelsen på η_{emb} avhengig av om oppvarmingen skjer gjennom tak, vegger eller gulv. Det avhenger også av om det er våtsystem eller tørrsystem og hvor god isolasjon det er bak varmeelementene.

3.2.2 Systemer for fordeling av varme til romoppvarming

Standarden man benytter når man skal regne på fordelingssystemer for varme til romoppvarming er NS-EN 15316-2-3:2007. Standarden kan brukes til utregning av termiske systemtap og behov for elektrisk energi i vannbårne varmfordelingssystemer. Den brukes også til å regne ut gjenvinnbare termiske tap og gjenvinnbar termisk energi fra elektrisiteten som er brukt. Hvis varmesystemet i bygningen har flere kretser (soner) må verdiene for de ulike kretsene regnes ut separat.

3.2.2.1 Hydraulisk effekt

For alle utregninger er hydraulisk effekt og trykktapet i fordelingssystemet ved designtilstand viktig. Hydraulisk effekt er gitt av

$$P_{hydr,des} = 0,2778 \cdot \Delta p_{des} \cdot V_{des} \quad [W] \quad [5]$$

Der V_{des} - Volumstrøm ved designtilstand [m^3/h]

Δp_{des} - Trykktapet ved designtilstand [kPa]

Volumstrømmen kalkuleres ut ifra varmelasten, $\Phi_{H,em,out}$, i den aktuelle sonen (varmelasten ved designtilstand skal regnes ut i henhold til NS-EN 12831) og temperaturforskjellen ved designtilstand, $\Delta T_{dis,des}$, i varmesystemet.

$$V_{des} = \frac{3600 \cdot \Phi_{H,em,out}}{c \cdot \rho \cdot \Delta T_{dis,des}} \quad [m^3/h] \quad [6]$$

Der: c - Spesifikk varmekapasitet [kJ/kg K]

ρ - Tetthet [kg/m³]

$\Delta T_{dis,des}$ - Temperaturforskjell ved designtilstand [K]

Trykktapet i fordelingsystemet ved designtilstand er gitt av motstanden i rør og komponenter.

$$\Delta p_{des} = (1 + f_{comp}) \cdot R \cdot L_{max} + \Delta p_{HS} + \Delta p_{CV} + \Delta p_{ZV} + \Delta p_G + \Delta p_{ADD} \text{ [kPa]} \quad [7]$$

Der: f_{comp} - Motstandsrate av komponenter [-]

R- Trykktap per meter [kPa/m]

L_{max} - Maksimum rørlengde i varmekretsen [m]

Δp_{HS} - Trykkforskjellen over heteflaten [kPa]

Δp_{CV} - Trykkforskjellen over reguleringsventiler for heteflatene [kPa]

Δp_{ZV} - Trykkforskjellen over ventiler i fordelingskretsen [kPa]

Δp_G - Trykkforskjellen over varmekilden [kPa]

Δp_{ADD} – Trykkforskjellen over eventuelle andre motstander [kPa]

Disse faktorene spiller alle inn på hvor stor den totale trykkforskjellen blir. Den totale trykkforskjellen, sammen med nødvendig volumstrøm bestemmer hvor stor den hydrauliske effekten blir.

3.2.2.2 Elektrisk energi

Årlig behov for elektrisk energi er gitt av

$$W_{H,dis,aux,an} = W_{H,dis,hydr,an} \cdot e_{dis} \text{ [kWh/år]} \quad [8]$$

Der: $W_{H,dis,hydr,an}$ – Årlig behov for hydraulisk energi [kWh/år]

e_{dis} – Faktor for utgifter til drift av sirkulasjonspumpe [-]

Behovet for hydraulisk energi til sirkulasjonspumpene er bestemt ut fra hydraulisk effekt ved design- tilstand ($P_{hydr,des}$), midlere delast ved distribusjon (B_{dis}) og antall timer med oppvarmingsbehov per år.

$$W_{H,dis,hydr,an} = \frac{P_{hydr,des}}{1000} \cdot \beta_{dis} \cdot t_{op,an} \cdot f_S \cdot f_{NET} \cdot f_{SD} \cdot f_{HB} \cdot f_{G,PM} \text{ [kWh/år]} \quad [9]$$

Der: $P_{hydr,des}$ – Hydraulisk effekt ved designtilstand[W]

β_{dis} – Gjennomsnittlig dellast ved distribusjon[-]

$t_{op,an}$ – Antall timer med varmelast per år[h/år]

f_S – Korreksjonsfaktor for temperaturregulering av det sirkulerende vannet[-]

f_{NET} – Korreksjonsfaktor for hydrauliske nettverk[-]

f_{SD} – Korreksjonsfaktor for dimensjonering av heteflate[-]

f_{HB} – Korreksjonsfaktor for hydraulisk balanse[-]

$f_{G,PM}$ – Korreksjonsfaktor for varmegenerasjon med integrert pumpesystem[-]

$P_{hydr,des}$ kalkuleres slik det er beskrevet i kapittel 3.3.2.1, $t_{op,an}$ er gitt av byggets egenskaper og geografiske plassering.

β_{dis} bestemmes ut ifra formelen

$$\beta_{dis} = \frac{Q_{H,dis,out}}{\Phi_{em} \cdot t_{op}} [-] \quad [10]$$

Der: $Q_{H,dis,out}$ –Varmeytelse ut av distribusjonssystemet per tidsintervall

Φ_{em} – Nominell effekt hos de installerte varmeavgivende enhetene i den aktuelle sonen

t_{op} – Antall timer med varmelast i det aktuelle tidsintervallet

Korreksjonsfaktorene er basert på antakelser ut ifra en rekke simuleringer i forskjellige varmekretser.

$f_S = 1$ for systemer med utetemperatur- kompensering. For systemer uten utetemperatur- kompensering (f. eks konstant temperatur vannet i varmesystemet) varierer f_S mellom 0,99 og 0,79 avhengig av grunnplanarealet som skal varmes opp. Stort areal gir lav f_S .

Størrelsen på f_{NET} avhenger av hvordan distribusjonsrørene er lagt, og kan leses ut ifra tabell. Det skilles mellom enebolig og blokkleiligheter. Faktoren avhenger også av om man har ett ett- eller to- rørs radiatorsystem.

$f_{SD}=1$ når heteflatene er riktig dimensjonert, mens den har verdi 0,96 hvis heteflatene er overdimensjonert.

$f_{HB}=1$ for hydraulisk balanserte systemer, mens den er 1,15 når dette ikke er tilfelle.

Størrelsen på $f_{G,PM}$ avhenger av pumpesystemet, og hvordan det kontrolleres.

Faktor for utgifter til drift av sirkulasjonspumpe, e_{dis} , tar for seg dellast- forhold og sirkulasjonspumpens ytelse. Faktoren er gitt av formelen

$$e_{dis} = f_{\eta} \cdot f_{PL} \cdot f_{PSP} \cdot f_C \quad [11]$$

Der: f_{η} - Korreksjonsfaktor for virkningsgrad

f_{PL} - Korreksjonsfaktor for dellast

f_{PSP} - Korreksjonsfaktor for valg av designpunkt

f_C - Korreksjonsfaktoren for regulering av pumpen

f_{η} er gitt av forholdet mellom referanse- effektbruk i pumpen ($P_{el,pmp,ref}$) og hydraulisk effekt ($P_{hydr,des}$).

$$f_{\eta} = \frac{P_{el,pmp,ref}}{P_{hydr,des}} \quad [-] \quad [12]$$

$P_{el,pmp,ref}$ kalkuleres fra ligningen

$$P_{el,pmp,ref} = P_{hydr,des} \cdot \left(1,25 + \left(\frac{200}{P_{hydr,des}} \right)^{0,5} \right) \quad [W] \quad [13]$$

f_{PL} skal korrigerer for lavere virkningsgrad i pumpen ved dellast. Den omfatter også hydrauliske karakteristikk hos uregulerte pumper. Korreksjonsfaktoren avhenger av β_{dis} , og synker ved stigende β_{dis} .

f_{PSP} er gitt av forholdet mellom reelt effektbruk og referanse- effektbruk ved designpunkt.

$$f_{PSP} = \frac{P_{el, pmp}}{P_{el, pmp, ref}} [-] \quad [14]$$

f_C er korreksjonsfaktoren for regulering av pumpen, og har verdi lik 1 hvis pumpen er uregulert. Hvis pumpen er regulert er f_C mindre og avhenger av to faktorer: forholdet mellom maksimal effekt og reell effekt i pumpen, og hvordan pumpen er regulert. Den kan være regulert til å gi konstant eller variabel trykkforskjell.

En partisjon, $Q_{H,dis,aux,rvd}$, av den brukte elektriske energien vil gå inn i distribusjonssystemet som termisk energi.

$$Q_{H,dis,aux,rvd} = f_{aux,rbl} \cdot W_{H,dis,aux,an} \text{ [kWh/år]} \quad [15]$$

Der $f_{aux,rbl}$ – Faktor for videre utnyttelse av den elektriske energien

Den resterende energien,

$$Q_{H,dis,aux,rbl} = (1 - f_{aux,rbl}) \cdot W_{H,dis,aux,an} \text{ [kWh/år]}, \quad [16]$$

går tapt som termisk energi i omgivelsene, men hvis pumpen ligger plassert slik at den tapte energien kan benyttes til nyttig romoppvarming må dette også tas hensyn til i utregningen av systemvirkningsgrad.

$f_{aux,rbl}$ settes lik 0,9 på isolerte pumper og 0,75 på uisolerte pumper

3.2.2.3 Termiske tap i distribusjonssystemet

Termiske tap fra et distribusjonssystem avhenger av middeltemperaturen i tur- og returledningen og temperaturen i omgivelsene. Der rørene passerer gjennom rom med varmebehov regnes hele tapet som utvinnbart for oppvarming. Der rørene passerer i uoppvarmede rom regnes hele tapet som ikke nyttbart.

De termiske tapene fra alle rør j i et tidsintervall er gitt av

$$Q_{H,dis,ls,an} = \sum_j \Psi_{L,j} \cdot (\theta_m - \theta_{i,j}) \cdot L_j \cdot t_{op,an} \text{ [kWh/år]} \quad [17]$$

Der: $\Psi_{L,j}$ – Lineær varmegjennomgang [W/mK]

θ_m – Gjennomsnittlig temperatur på det sirkulerende vannet [°C]

θ_i – Omgivelsestemperatur rundt røret [°C]

L – Lengden på røret [m]

j – Indeks for rør med samme grensebetingelser

$t_{op,an}$ – Antall timer varmelast per år [h/år]

Det lineære varmegjennomgangstallet $\Psi_{L,j}$ for isolerte rør i luft er gitt av formelen

$$\Psi_{L,j} = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{2 \cdot \lambda_D} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{h_a \cdot d_a}\right)} \text{ [W/mK]} \quad [18]$$

Der d_i – Indre diameter i røret [m]

d_a – Ytre diameter av isolasjonen [m]

h_a – Varmeovergangskoeffisienten for overflaten av isolasjonen [W/m²K]

λ_D – Termisk konduktivitet for isolasjonen [W/mK]

For uisolerte rør bruker man ytre diameter av røret og termisk konduktivitet for røret istedenfor.

Det termiske tapet er ikke bare fra rørene, også ventiler og oppheng for rørene gir tap. For å kompensere for røroppheng skal 15 % av rørlengden legges på ekstra når man gjør utregningen. For hver ventil legges også til en ekvivalent rørlengde, hvor mye som legges til avhenger av type og størrelse på ventilen.

Standarden presenterer også en forenklet metode der man bruker målene på bygningen som grunnlag istedenfor å regne ut tapene fra hvert enkelt rørstrekk.

Der rørene passerer gjennom oppvarmede rom regnes varmetapet som nyttbar energi til oppvarming. Passerer rørene gjennom ikke oppvarmede rom regnes varmetapet som rent tap.

3.3 Beregning av systemvirkningsgraden tappevannssystem

Det er mulig å regne med et tap fra selve tappingen. Dette kan for eksempel være fra forsinkelse før tappevannet oppnår ønsket temperatur. Utregningen av et slikt tap skal eventuelt beskrives i nasjonale vedlegg. I denne oppgaven antas det med null tap fra systemet for avgivelse av tappevann.

3.3.1 Systemer for fordeling av varmtvann

Standarden som ligger til grunn for å finne systemvirkningsgraden i fordelingsystemer for varmtvann er NS-EN 15316-3-2:2007. De termiske tapene fra fordelingsystemet kommer fra varmetap fra rørene. Elektrisk energi trengs kun i systemer der pumper er nødvendig. Vanligvis er det bare systemer med sirkulasjonsledning som trenger pumpe.

3.3.1.1 Termiske tap fra systemer uten sirkulasjonsledning

Bygg som ikke har sirkulasjonsledning på tappevannet er gjerne små bygg. Man beregner det termiske tapet ut ifra dimensjonene på røret og antall varmtvannstappinger per dag.

$$Q_{W,dis,ls,ind} = \frac{\rho_w \cdot c_w}{1000} \cdot V_{W,dis} \cdot (\theta_{W,dis,nom} - \theta_{amb}) \cdot n_{tap} \text{ [MJ/dag]} \quad [19]$$

Der: $Q_{W,dis,ls,ind}$ – Termisk tap [MJ/dag]

ρ_w – Densitet, vann [kg/m³]

c_w – Spesifikk varmekapasitet, vann [kJ/kgK]

$V_{W,dis}$ – Volum av vann som ligger i rørene [m³]

θ_{amb} – Gjennomsnittlig temperatur på omgivelsene [°C]

$\theta_{W,dis,nom}$ – Nominell varmtvannstemperatur i rørene [°C]

n_{tap} – Antall varmtvannstappinger [1/dag]

Ved oppsett av denne formelen antar man at alt varmtvannet som ligger igjen i rørene etter en tapping vil bli avkjølt til omgivelsestemperaturen. Dette er riktig hvis varmtvannstappingene har så mye tid mellom seg at vannet i rørene rekker å

avkjøles. Ved korte mellomrom mellom tappingene vil det varme vannet som ligger i rørene bli utnyttet, og man får et prosentvis mindre tap. Ved slike tilfeller vil også isolasjonstykkelsen på rørene ha en innvirkning. En metode for å ta hensyn til korte mellomrom mellom varmtvannstappinger er presentert i standarden.

3.3.1.2 Termiske tap fra systemer med sirkulasjonsledning

Når man har sirkulasjonsledning vil sirkulasjonspumpen dra varmt vann gjennom rørnett kontinuerlig mens den er slått på. Derfor vil man også ha et kontinuerlig varmetap fra rørnett. Varmetapet fra de forskjellige rørstrekene i er gitt av formelen:

$$Q_{W,dis,ls,col,on} = \sum_i Q_{W,dis,ls,col,on,i} = \sum_i \frac{3,6}{1000} \cdot U_{W,i} \cdot L_{W,i} (\theta_{W,dis,avg,i} - \theta_{amb,i}) \cdot t_W \text{ [MJ/dag]} [20]$$

Der: $Q_{W,dis,ls,col,on,i}$ – Termisk tap fra rørstrekk i [MJ/dag]

$U_{W,i}$ – Lineær varmegjennomgang i rørstrekk i [W/mK]

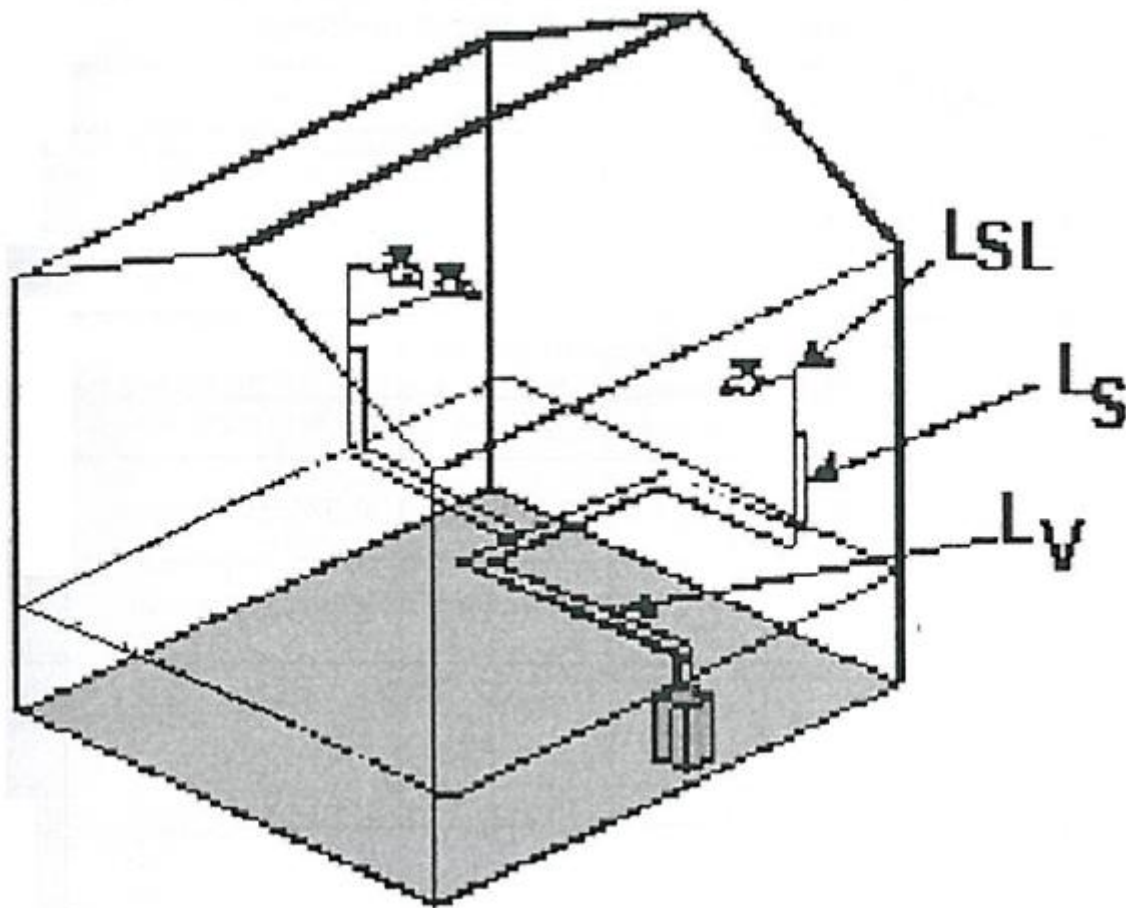
$L_{W,i}$ – Lengden av rørstrekk i [m]

$\theta_{W,dis,avg,i}$ – Gjennomsnittlig varmtvannstemperatur i rørstrekk i [°C]

$\theta_{amb,i}$ – Gjennomsnittlig omgivelsestemperatur rundt rør i [°C]

t_W – Brukstid per dag ved de aktuelle temperaturene [h/dag]

Hvis det ikke er mulig å finne de faktiske rørlengdene i et bygg, kan disse estimeres ut ifra størrelsen på bygget. Rørnettets deles da inn i ulike segmenter som vist i figur 15.



Figur 15 Ulike røreseksjoner i et fordelingsystem for tappevann (NS-EN 15316-3-2:2007)

Rørene i seksjon L_V kan ligge i uoppvarmede rom i kjelleren eller de kan ligge innenfor de oppvarmede delene av bygget.

Rørene i seksjon L_S kan være horisontale eller vertikale, og ligger vanligvis innenfor de oppvarmede delene av bygget.

Rørene i seksjon L_V og L_S inneholder både distribusjon- og sirkulasjonsledning. Rør i seksjon L_{SL} er den siste biten før tappepunktet, og har ikke noen sirkulasjonskrets koblet til seg.

Tabellen som brukes til å finne lengden av rørene i de ulike seksjonene er presentert under (tabell 4).

Parameters	Symbol	Unit	Section L _V	Section L _S	Section L _{SL}
Ambient temperature outside the heating period	$\theta_{amb,nhp}$	°C	22 °C		
Ambient temperature	θ_{amb}	°C	13 °C in an unheated space and 20 °C in a heated space	20 °C in a heated space	
Length of circulation loop	L	m	$2 \times L_B + 0,0125 \times L_B \times B_B$	$0,075 \times L_B \times B_B \times n_f \times h_f$	—
Length of main distribution pipe	L	m	$L_B + 0,0625 \times L_B \times B_B$	$0,038 \times L_B \times B_B \times n_f \times h_f$	—
Length of individual branching pipe, only for transfer into adjacent rooms with a common installation wall	L	m	—	—	$0,05 \times L_B \times B_B \times n_f$
Length of individual branching pipe, for all other cases	L	m	—	—	$0,075 \times L_B \times B_B \times n_f$

Tabell 4 Standardverdier for beregning av termiske tap fra rørseksjoner i bygg (NS-EN 15316-3-2:2007)

I tabell 4 er: n_f - Antall oppvarmede etasjer

h_f - Høyden av hver etasje[m]

$U_{w,i}$ kan enten estimeres ved å lese av verdier fra tabellene i standarden, eller den kan kalkuleres med formelen

$$U_{w,i} = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{2 \cdot \lambda_D} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{h_a \cdot d_a} \right)} \quad [\text{W/mK}] \quad [21]$$

Der d_i – Indre diameter i røret [m]

d_a – Ytre diameter av isolasjonen [m]

h_a – Varmeovergangskoeffisienten for overflaten av isolasjonen [W/m²K]

λ_D – Termisk konduktivitet for isolasjonen [W/mK]

Hvis man ikke har mulighet til å finne alle verdiene som trengs i formel 21, bruker man en tabell fra standarden for å estimere $U_{W,i}$ (Tabell 5).

Age/class of building	U [W/mK]		
	Section L _v	Section L _s	Section L _{sL}
From 1995 – assumed that insulation thickness is approximately equal to the pipe external diameter	0,2	0,3	0,3
1980 to 1995 – assumed that insulation thickness is approximately equal to half of the pipe external diameter	0,3	0,4	0,4
Up to 1980	0,4	0,4	0,4
Non-insulated pipes exposed			
A ≤ 200 m ²	1,0	1,0	1,0
200 m ² < A ≤ 500 m ²	2,0	2,0	2,0
A > 500 m ²	3,0	3,0	3,0
Non-insulated pipes installed in external walls			
External wall non-insulated		1,35 / 0,80	
External wall with external insulation		1,00 / 0,90	
External wall without insulation but characterized by a low thermal transmittance (U = 0,4 W/m ² K)		0,75 / 0,55	
^a (total = total thermal losses of the pipe, usable = recoverable thermal losses).			

Tabell 5 Typiske verdier for lineær varmegjennomgang for rør i nye og eksisterende bygg (NS-EN 15316-3-2:2007)

Deler av varmetapet fra rør for distribusjon av tappevann i seksjon L_S og L_{SL} vil i mange tilfeller være nyttbar som varme til romoppvarming. Men standarden NS-EN 15316-3-2:2007 sier at med mindre det finnes nasjonale vedlegg for utregning av dette, skal bidraget regnes å være lik null.

I en rapport fra Statens bygningsforskningsinstitutt i Danmark (Bøhm, 2009) anslås det imidlertid at på generelt grunnlag vil ca 25 % av varmetap fra tappevannsrør være nyttbart til romoppvarming, avhengig av konstruksjon av bygget.

3.3.1.3 Elektrisk energi i systemer med sirkulasjonsledning

Den elektriske energien som trengs i slike systemer er den som brukes til å drive sirkulasjonspumpen. Pumper i sirkulasjonsledningen går gjerne ved konstant turtall, og dermed tilnærmet konstant effektforbruk. Noe forenklet kan derfor energibehovet kalkuleres ved å bruke formelen

$$W_{W,dis,pmp} = 3,6 \cdot P_{pmp} \cdot t_{pmp} \text{ [MJ/dag]} \quad [22]$$

Der: P_{pmp} - Effektbehov for pumpa[kW]

t_{pmp} - Antall driftstimer per dag[h/dag]

Ifølge standarden er det riktig å anta at 80 % av den elektriske energien som brukes i sirkulasjonspumpa vil gå inn i distribusjonssystemet som nyttbar termisk energi.

3.4 Beregning av systemvirkningsgrad for abonnentsentralen

I fjernvarmesammenheng vil det være varmetap fra varmevekslerne, samt eventuelle andre installasjoner i abonnentsentralen som for eksempel akkumuleringstanker for tappevann.

Standarden NS-EN 15316-4-5:2007 beskriver metoden for å finne systemvirkningsgraden av en fjernvarme abonnentsentral.

Termiske tap fra abonnentsentralen er gitt av formelen

$$Q_{dh,gen,ls} = H_{dh,gen} \cdot (\theta_{dh,gen} - \theta_{amb}) \text{ [kWh/år]} \quad [23]$$

Der: $Q_{dh,gen,ls}$ - Termiske tap fra abonnentsentralen [kWh/år]

$H_{dh,gen}$ - Varvevekslingskoeffisienten for abonnentsentralen [kWh/K·år]

$\theta_{dh,gen}$ - Gjennomsnittlig temperatur på abonnentsentralen[°C]

θ_{amb} - Omgivelsestemperatur der abonnentsentralen står[°C]

Varvevekslingskoeffisienten $H_{dh,gen}$ beregnes ut fra formelen

$$H_{dh,gen}=B_{dh,gen}\cdot\varphi_{dh,gen}^{1/3} \text{ [kWh/K}\cdot\text{år]} \quad [24]$$

Der: $B_{dh,gen}$ - Koeffisient for type abonnentsentral og isoleringsgrad [-]

$\varphi_{dh,gen}$ - Nominell varveeffekt i abonnentsentralen [kW]

Verdien på $B_{dh,gen}$ bestemmes ut ifra tabellerte verdier i standarden. $\varphi_{dh,gen}$ kan finnes ved estimer, målinger eller avlesing på varvevekslerne.

Gjennomsnittlig temperatur på abonnentsentralen, $\theta_{dh,gen}$, gis av formelen

$$\theta_{dh,gen}=D_{dh,gen}\cdot\theta_{dh,gen,in}+(1-D_{dh,gen})\cdot\theta_{dh,gen,out} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad [25]$$

Der: $D_{dh,gen}$ - Koeffisient avhengig av type abonnentsentral og dens regulering[-]

$\theta_{dh,gen,in}$ - Gjennomsnittlig vanntemperatur på primærsiden av abonnentsentralen [°C]

$\theta_{dh,gen,out}$ – Gjennomsnittlig vanntemperatur på sekundærsiden [°C]

Verdien på $D_{dh,gen}$ bestemmes fra tabellerte verdier i standarden.

Behov for elektrisk energi i abonnentsentralen neglisjeres.

Hvis abonnentsentralen er plassert i en oppvarmet del av bygget kan deler av varmetapet nyttegjøres til romoppvarming. Hvis abonnentsentralen er plassert i en uoppvarmet del av bygget regnes hele varmetapet som rent tap.

3.4.1 Varmetap fra akkumuleringstank

Noen abonnentsentraler har en eller flere akkumuleringstanker, som gjør at varmetapet fra sentralen blir større. Varmetap fra akkumuleringstank kan finnes ved å benytte metoden som er beskrevet i NS-EN 12897.

Man kan også gjøre beregninger for å finne varmetapet. I denne rapporten er det benyttet et beregningsverktøy(SGP, 2011) for å estimere varmetapet fra en akkumuleringstank. Størrelse på tanken og valg av isolasjonstype og –tykkelse er viktige parametre her.

Ved å benytte akkumulatortank i bygg tilknyttet fjernvarme vil man kunne ha mindre dimensjoner på varmevekslere for oppvarming av tappevann. Faktoren $\phi_{dh,gen}$ i formel 24 vil derfor bli lavere, og man vil få et lavere varmetap fra abonnentsentralen. Denne faktoren har imidlertid en potens på 1/3 slik at utslaget ikke vil bli veldig stort.

Teoretisk vil et system med akkumulering på størrelse med 10 % av det daglige behovet trenge en varmetilførsel i størrelsen 5-25 % av tilfellet uten akkumulering (Volla,1996).

3.5 Beregning av systemvirkningsgraden for fjernvarmerør

Det er vanlig at fjernvarmerør legges i bakken med et relativt tykt lag med isolasjon. Likevel er det ikke til å unngå at en del varme går tapt fra fjernvarmenettet. Dette varmetapet vil være i størrelsesorden 10 % av den årlige varmeproduksjonen med $t_{maks}=120$ °C (Ulseth, 2010). Denne prosentstørrelsen er i midlertidig avhengig av det enkelte fjernvarmenettets utforming, varmetetthet, temperaturnivå osv.

I Trondheim går hele 13 % av varmeproduksjonen tapt i form av varmetap fra fjernvarmenettet(Utne, 2011). Grunnen til dette noe høye tallet er at Statkraft(tidligere Trondheim Energi) de siste årene har bygd ut nye lange rørstrekk (blant annet en 12 km lang DN 500 ledning over Byåsen), slik at varmetapet har økt uten at energisalget har økt tilsvarende. Dette varmetapet forventes å synke ned til 10 % igjen etter hvert som flere kunder tilknyttes de nye ledningene. Det er derfor 10 % som vil bli brukt i beregningene i denne rapporten.

For å få fjernvarmevannet i Trondheim til å sirkulere brukes det elektriske pumper. Disse har en årlig energibruk på ca 12-15 GWh (Utne, 2011). I beregningene brukes derfor 13,5 GWh som vil si 2,47 % av varmeenergien levert til fjernvarmenettet. Ca 70 % av tilført elektrisk energi går inn i fjernvarmesystemet som nyttbar termisk energi(Utne, 2011).

3.6 Beregning av systemvirkningsgraden for fjernvarmeproduksjon

Produksjon av fjernvarme i et fjernvarmenett foregår gjerne i flere forskjellige varmeproduksjonsanlegg og med ulike energikilder. Kjelene som produserer varme av de ulike energikildene har også ulike virkningsgrader. I fjernvarmenettet i Trondheim har avfallskjelene virkningsgrad på 82 %, biobrenselkjeler på 87 %, olje- og gass- kjeler på 91 % og el- kjeler på 99 % (Utne, 2011).

Når man da har en gitt mengde fjernvarme som er produsert fra for eksempel oljekjel vet man at dette kun er 91 % av innfyrt energi. Slik finner man det reelle forbruket av fyringsolje.

3.7 Primærenergifaktorer

Primærenergifaktoren inngår i formelen for den totale systemvirkningsgraden (formel 1). Den forteller hvor mye energi som er brukt for å produsere en energienhet i forhold til hvor mye energi den gir. Som et eksempel har fyringsolje en total primærenergifaktor på 1,35. Det vil si at når man brenner en mengde fyringsolje som tilsvarer 1 kWh, er det totalt blitt brukt 1,35 kWh primær energi. Dette inkluderer hele energikjeden med utvinning, foredling, transport med mer.

Standarden NS-EN 15603:2008 tar for seg metoden for å kalkulere primærenergifaktorer. Det kreves her at det tas hensyn til energi brukt i utvinning og transport av energibæreren. Det skal også tas hensyn til prosessering, lagring, generering, overføring og distribusjon. I tillegg kan primærenergifaktoren omfatte energi brukt til å bygge systemene for omforming og transport, og energi brukt opprydding av restprodukter. Tabell 6 er hentet fra standarden og viser total primærenergifaktor for en rekke energibærere. I disse faktorene er energi for bygging av systemer for omforming og transport tatt med i beregningen.

	Primary energy factors f_P		CO ₂ production coefficient K
	Non-renewable	Total	kg/MWh
Fuel oil	1,35	1,35	330
Gas	1,36	1,36	277
Anthracite	1,19	1,19	394
Lignite	1,40	1,40	433
Coke	1,53	1,53	467
Wood shavings	0,06	1,06	4
Log	0,09	1,09	14
Beech log	0,07	1,07	13
Fir log	0,10	1,10	20
Electricity from hydraulic power plant	0,50	1,50	7
Electricity from nuclear power plant	2,80	2,80	16
Electricity from coal power plant	4,05	4,05	1340
Electricity Mix UCPTÉ	3,14	3,31	617

Tabell 6 Primærenergifaktorer og CO₂ produksjonskoeffisienter (NS-EN 15603:2008)

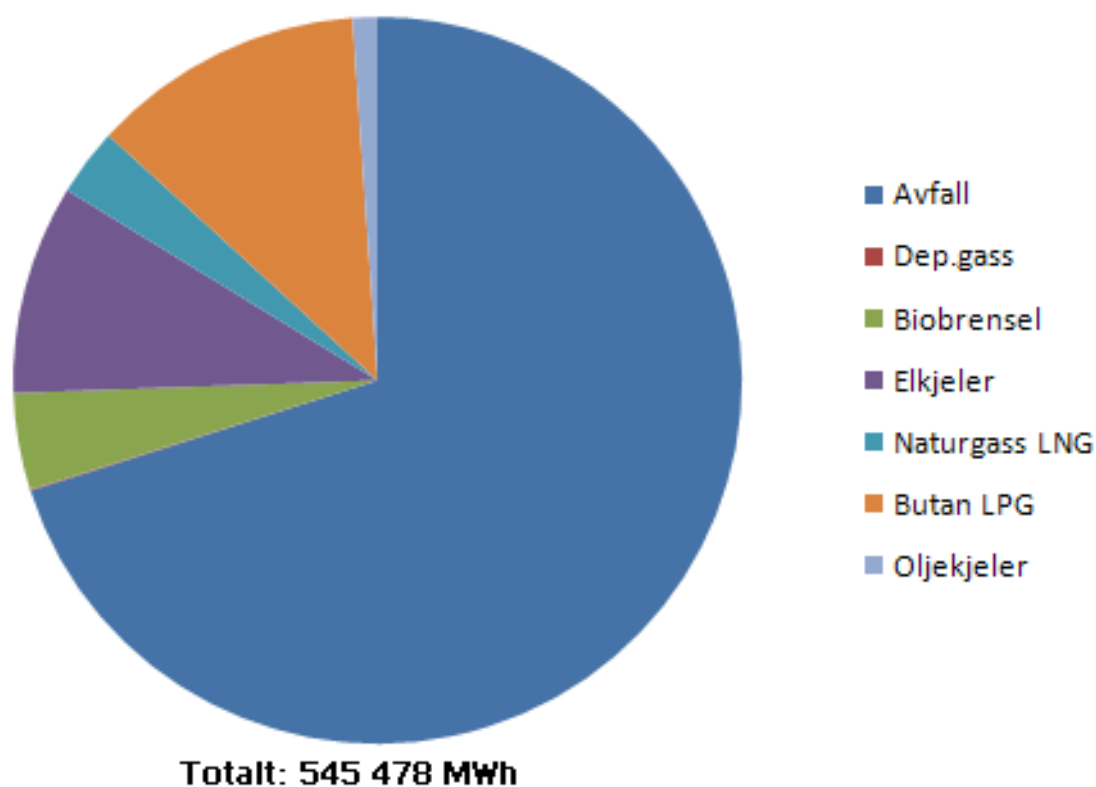
Tabellen viser også koeffisient for CO₂-produksjon og den ikke-fornybare primærenergifaktoren.

Den energibæreren som er aktuell her, men som ikke er nevnt i tabellen er søppel. Det har utvilsomt krevd mye primærenergi å produsere de tingene som ligger i søppeldeponiene. Samtidig "er det jo bare søppel" som man helst vil bli kvitt uansett. På grunn av at det er forskjellige måter å se på søppel på er det enda ikke bestemt en endelig primærenergifaktor for det. I denne rapporten regnes det med at søppel har en total primærenergifaktor på 1. Det impliserer en ikke-fornybar primærenergifaktor på 0. Altså ses søppel på som noe som uansett ville blitt brent, og derfor er ingen primærenergi gått tapt.

Figur 16 viser total varme levert til fjernvarmenettet i Trondheim i 2009, fordelt på ulike energikilder. Data finns også for 2010, men ifølge Statkraft (Utne, 2011) var 2010 et utypisk år med lange kuldeperioder og rekordhøy varmeproduksjon. Dette førte til at fornybarandelen (avfall, biobrensel, varmepumpe og deponigass) gikk ned til 66 % fra 75 % i 2009. Den totale varmemengden levert til fjernvarmenettet var 642 GWh i 2010 kontra 548,6 GWh i 2009. Denne forskjellen skyldes ikke bare klimatiske

svingninger men også en stadig økende kundemasse. Siden 2009 var et mer typisk år er det tallene herfra som er brukt i utregningen av primærenergifaktoren for fjernvarme. I tillegg til å illustreres i figur 16 presenteres også varmeproduksjonen ved tall her.

Avfall:	382 401 MWh
Deponigass:	345 MWh
Biobrensel:	23 362 MWh
Elkjeler:	50 708 MWh
Naturgass LNG:	16 402 MWh
Butan LPG:	66 224 MWh
Oljekjeler:	6 036 MWh

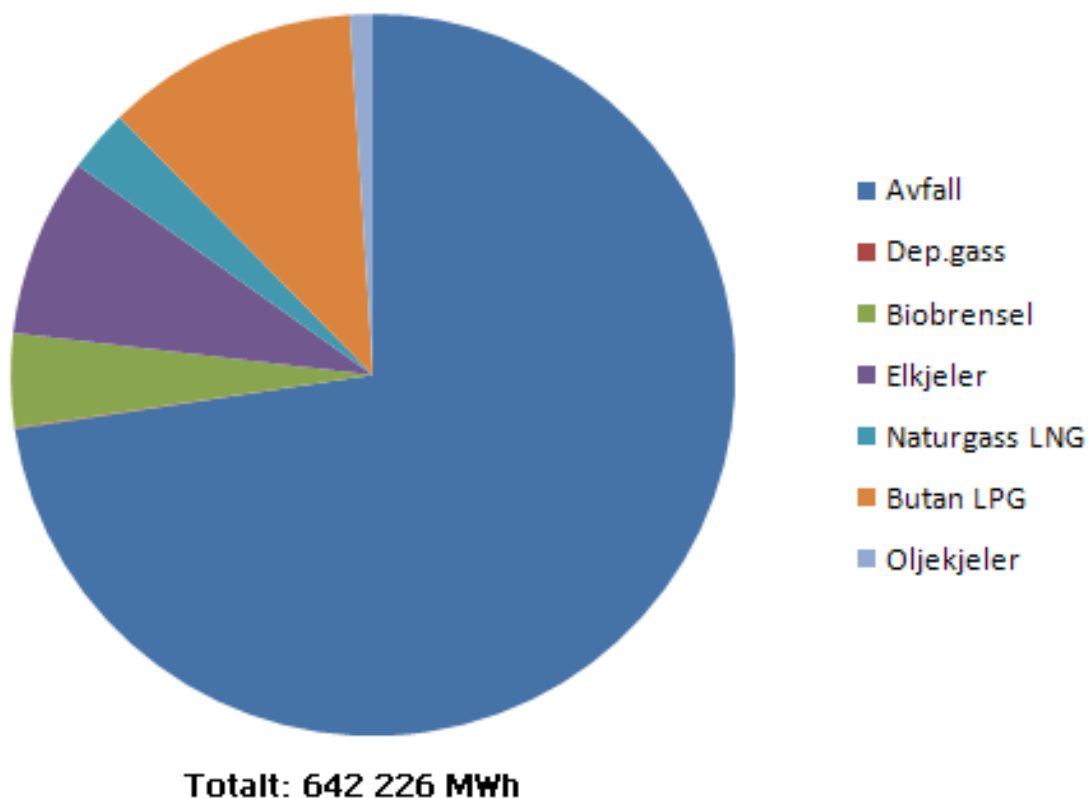


Figur 16 Lvert energi til fjernvarmenettet i Trondheim 2009 (Utne, 2011)

Deponigass sto kun for 345 MWh, og er derfor nesten usynlig i figuren. I tillegg til de 545 476 MWh som er vist i figur 16 ble det også levert 3 159 MWh fra varmpumper. Grunnen til at dette ikke inngår i figuren er at varmpumpen kun leverer varme til Pirbadet og ikke noe til fjernvarmenettet. Pirbadet blir altså forsynt med varme delvis fra varmpumpen og delvis fra fjernvarmenettet.

På grunn av at virkningsgradene til varmeproduksjonsenhetene er under 1 vil det reelle forbruket av energibærerne være større enn levert energi til fjernvarmenettet. Ved å bruke virkningsgradene presentert i kapittel 3.6 får man det reelle forbruket. Det vises her i tall og figur 17.

Avfall:	466 343 MWh
Deponigass:	379 MWh
Biobrensel:	26 852 MWh
Elkjeler:	51 220 MWh
Naturgass LNG:	18 024 MWh
Butan LPG:	77 733 MWh
Oljekjeler:	6 633 MWh



Figur 17 Innfyrt energi varmeproduksjonssentraler i Trondheim 2009 (Jens Jæger)

Dette gir en prosentvis fordeling som følger:

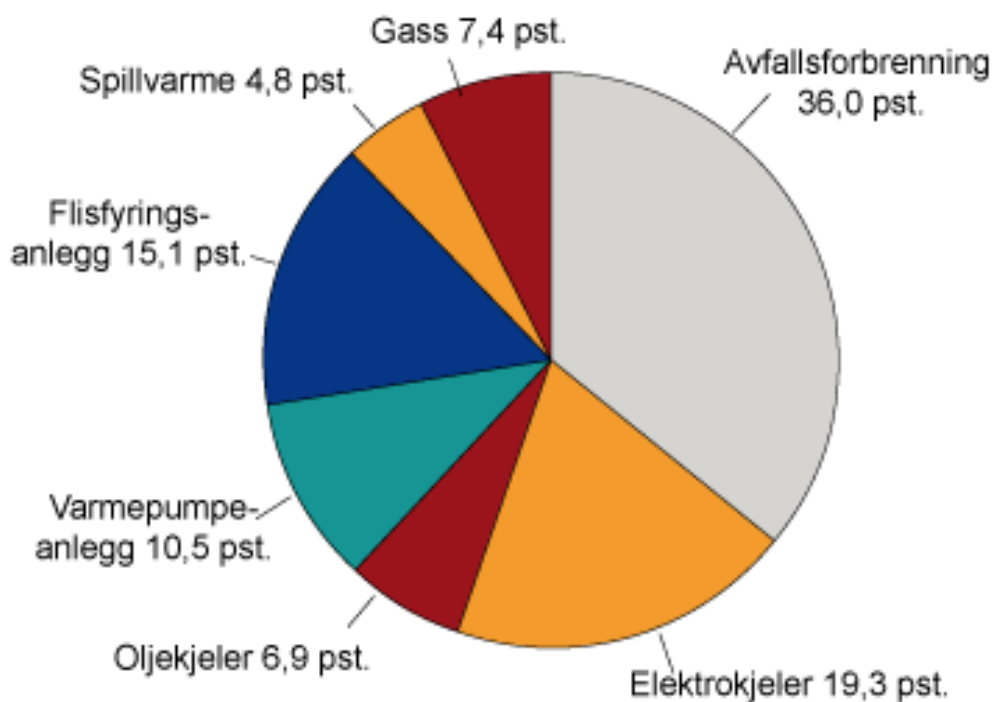
Avfall:	72,6 %
Deponigass:	0,059 %
Biobrensel:	4,18 %
Elkjeler:	7,98 %
Naturgass LNG:	2,81 %
Butan LPG:	11,33 %
Oljekjeler:	1,03 %

Ved å bruke disse prosentstørrelsene og data fra tabell 6 kan man finne den samlede primærenergifaktoren for brenselet. Ved bruk av total primærenergifaktor for avfall og deponigass lik 1, biobrensel(flis) lik 1,06, naturgass og butan lik 1,36, fyringsolje lik

1,35 og elektrisitet lik 3,31 får man en samlet total primærenergifaktor på 1,24 og en ikke-fornybar primærenergifaktor på 0,46.

For å finne den totale primærenergifaktoren for varme levert til fjernvarmerørene må man ta hensyn til tapet i varmeproduksjonsenhetene, altså multiplisere med forholdet mellom innfyrt energi og levert energi. Dette gir en total primærenergifaktor for fjernvarme levert til rørnettet på 1,46.

Fjernvarmenettet i Trondheim får levert en meget høy andel av energien fra avfallsforbrenning sammenlignet med Norge sett under ett. Dette ser man tydelig når man sammenligner figur 16 og figur 18. Det vil si at fjernvarme i Norge generelt har en høyere total primærenergifaktor enn Trondheim alene.



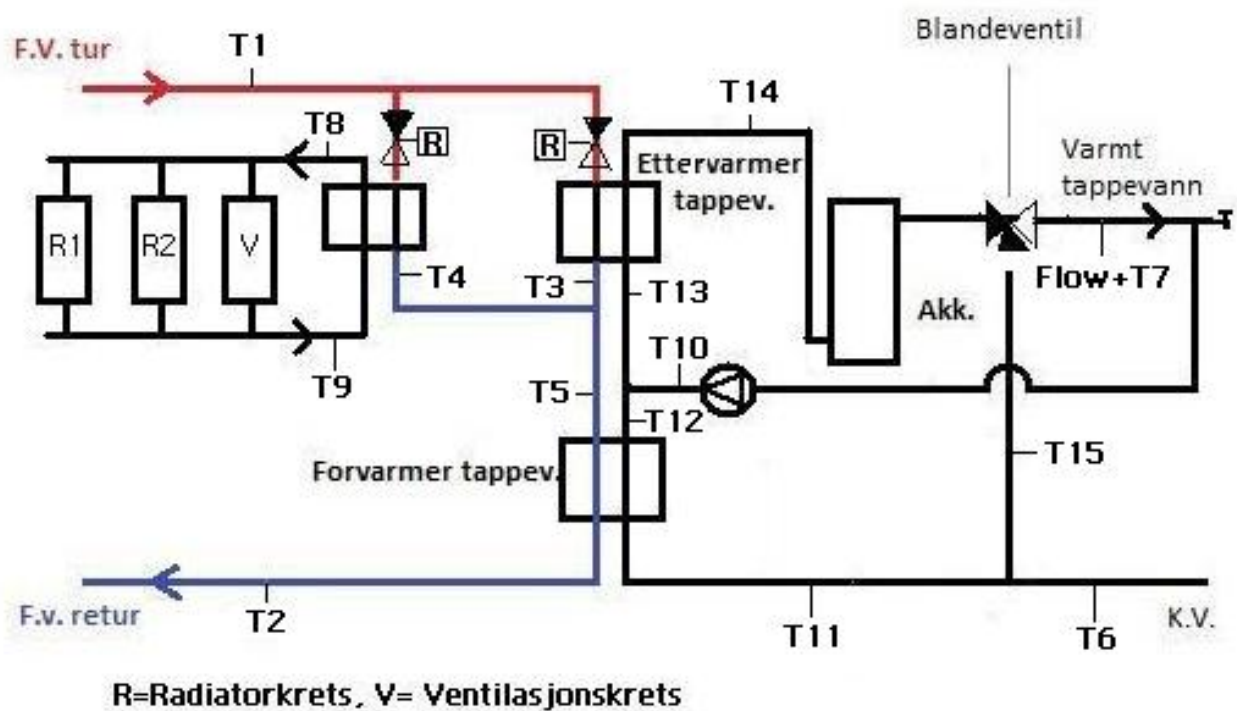
Figur 18 Nettoproduksjon av fjernvarme fordelt på ulike typer varmesentraler, hele Norge 2009 (Statistisk Sentralbyrå, 2011)

4 Målinger

4.1 Beskrivelse

Målinger er utført i abonnentsentralen i Klostergata 29 i Trondheim. Dette bygget er et studentboligkompleks med 88 leiligheter og totalt 141 beboere. Bygget er satt opp i 2004. Prinsippskisse av abonnentsentralen vises i figur 19.

Målingene har som formål å dokumentere feil i abonnentsentralen og å være grunnlag for estimering av sannsynlig ΔT ved dimensjonerende vinterforhold. Målingene skal også brukes i utregning av systemvirkningsgraden for tappevannssystemet.



Figur 19 Systemskisse abonnentsentral Klostergata 29 (Jens Jæger)

Som man kan se er abonnentsentralen en to-trinns-kobling med en varmeveksler for ventilasjon og radiatorer, og to varmevekslere for tappevannet. Det er to radiatorkretser og en ventilasjonkrets, og de er alle koblet i parallell. Tappevannet varmes opp gjennom to varmevekslere. Vannet fra sirkulasjonsledningen føres inn mellom de to varmevekslerne. Før det oppvarmede tappevannet kommer til blandeventilen går det gjennom en tank. Ifølge driftspersonalet er dette for å dempe

temperatursvingninger som oppstår når effekten forandres og regulatorventilen jobber med å finne nytt driftspunkt.

Som vist i kapittel 2.1.1 har denne typen abonnentsentraler gode forutsetninger for å gi en høy ΔT på fjernvarmevannet. Likevel er det forbedringspotensial i utformingen, blant annet ved å seriekoble radiator- og ventilasjons- kretsene istedenfor å parallellkoble dem (omtalt i kapittel 2.1.3). Det bør også stilles spørsmålsteget ved behovet av å ha en tank mellom ettervarmeren og blandeventilen, da denne trekker opp temperaturbehovet for T14 (på grunn av kravet fra Folkehelseinstituttet om temperatur på 70 °C på tappevann ut fra bereder (Pettersen, 2010)).

Målingene er utført mellom 20.04.2011 og 07.05.2011, og verdier er logget med ett minuts intervall. Det er målt 15 temperaturer og en volumstrøm, og de er markert i figur 19. Det er målt volumstrøm på røret som leverer varmt vann til tappevannskretsen. Temperaturene som er målt er tur(T1) og retur (T2) fjernvarme, primær returtemperatur fra romoppvarmingsveksler(T4), primær returtemperatur fra ettervarmeren for tappevann (T3) og primær temperatur inn på forvarmeren for tappevann(T5), sekundær tur(T8) og sekundær retur(T9) i romoppvarmingssystemet. I tappevannsdelen av abonnentsentralen ble åtte temperaturer målt: kaldt tappevann inn i sentralen (T6), varmt tappevann ut i fordelingsnett(T7), kaldt tappevann inn på blandeventilen (T15), kaldt tappevann inn til forvarmer(T11), tappevann ut fra forvarmer (T12), sirkulasjonsvann inn mellom varmevekslerne(T10), tappevann inn på ettervarmer(T13) og varmt tappevann ut fra ettervarmeren(T14).

Det er dermed mulig å måle temperaturforskjellen over de fleste komponenter i abonnentsentralen som gir gode indikasjoner på hvor eventuelle feil ligger. Den eneste plassen man får målt tilført effekt er i tappevannssystemet, der volumstrømmåleren står. Sirkulasjonspumpen trekker kontinuerlig vann fra fordelingsnett for tappevann tilbake til varmevekslerne. Man må derfor huske på å trekke fra denne volumstrømmen før man regner ut effektforbruk for tappevann.

I tillegg er det videre brukt målinger som ble gjort mellom 29.10.2010 og 10.11.2010 i forbindelse med det foregående fordypningsprosjektet. Grunnen til det er at det i denne perioden var kaldere, og disse måleverdiene vil derfor være bedre å bruke når ΔT ved dimensjonerende forhold skal estimeres. Verdier for energibruk i

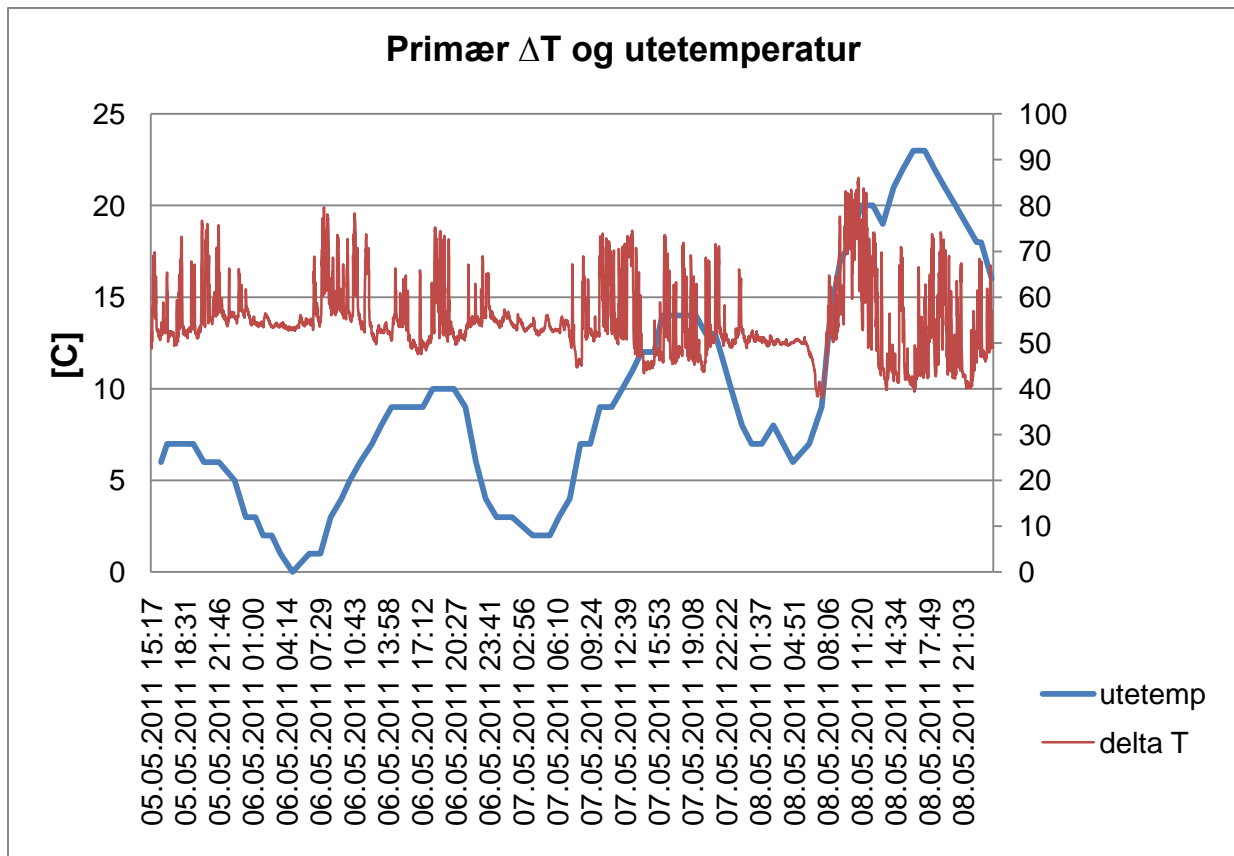
tappevannskretsen er også hentet fra denne perioden, fordi vannmengdemålingene fra april/mai var noe upålitelige. Ifølge driftspersonalet er det ikke gjort noen forandringer i varmesystemet i bygget mellom de to måleperiodene, så data kan fritt sammenlignes og kombineres. De korresponderende utetemperaturene som er brukt er hentet fra internettsiden Freemeteo.com (Freemeteo.com, 2010).

5 Resultater

5.1 ΔT ved dimensjonerende forhold

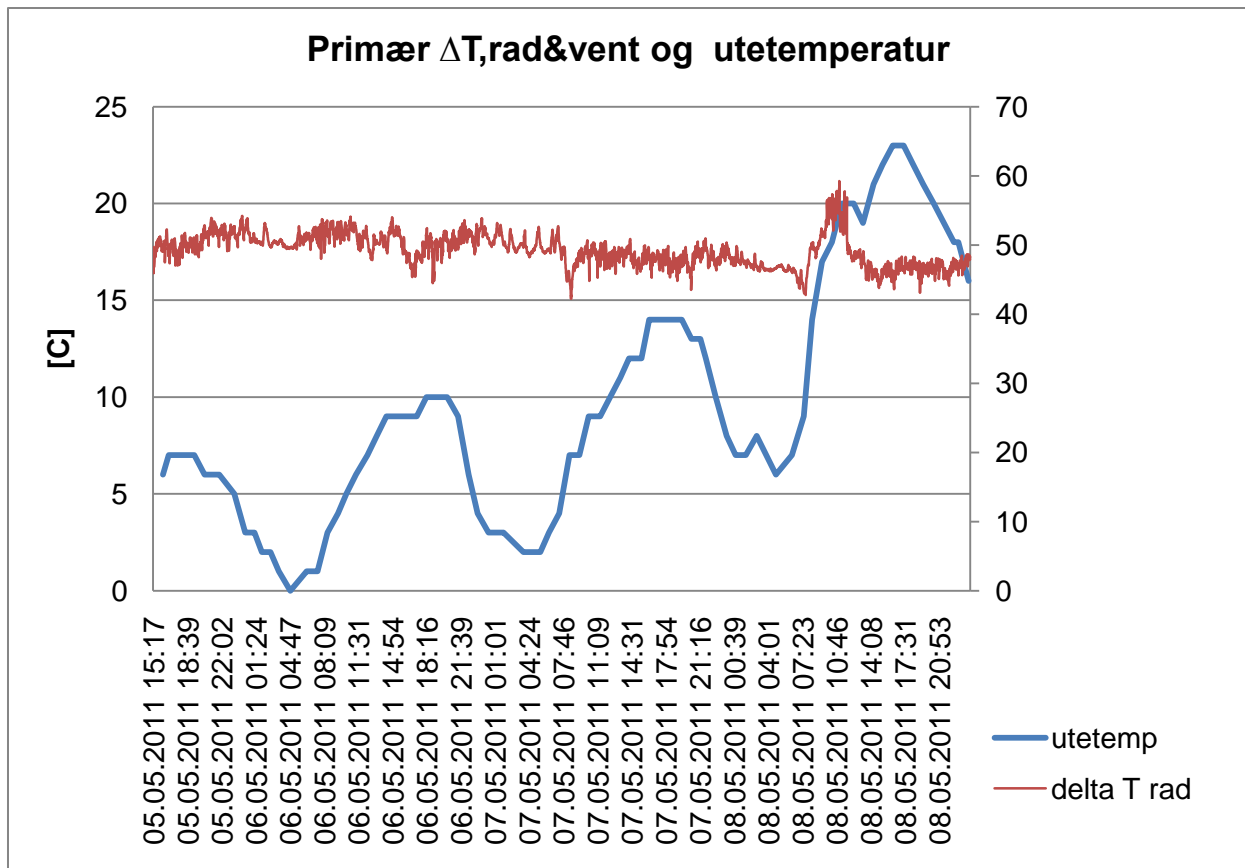
I perioden 5.mai til 8.mai 2011 varierte utemperaturen i Trondheim mellom 0 °C og 23 °C. I figur 20, 21 og 22 kan man se hvordan dette påvirker ulike temperaturforskjeller.

I figur 20 er utetemperatur plottet sammen med den primære temperaturforskjellen over abonnentsentralen ($T_1 - T_2$). De kraftige svingningene i ΔT skyldes tapping av varmtvann hos beboerne. Legg merke til at lavest ΔT i perioden inntreffer tidlig på morgenen den varmeste dagen. Dette skyldes at både tappevannsbehovet og romoppvarmingsbehovet er lavt her slik at det eneste behovet man har er gjenoppvarming av tappevann i sirkulasjonskretsen ved høy temperatur.



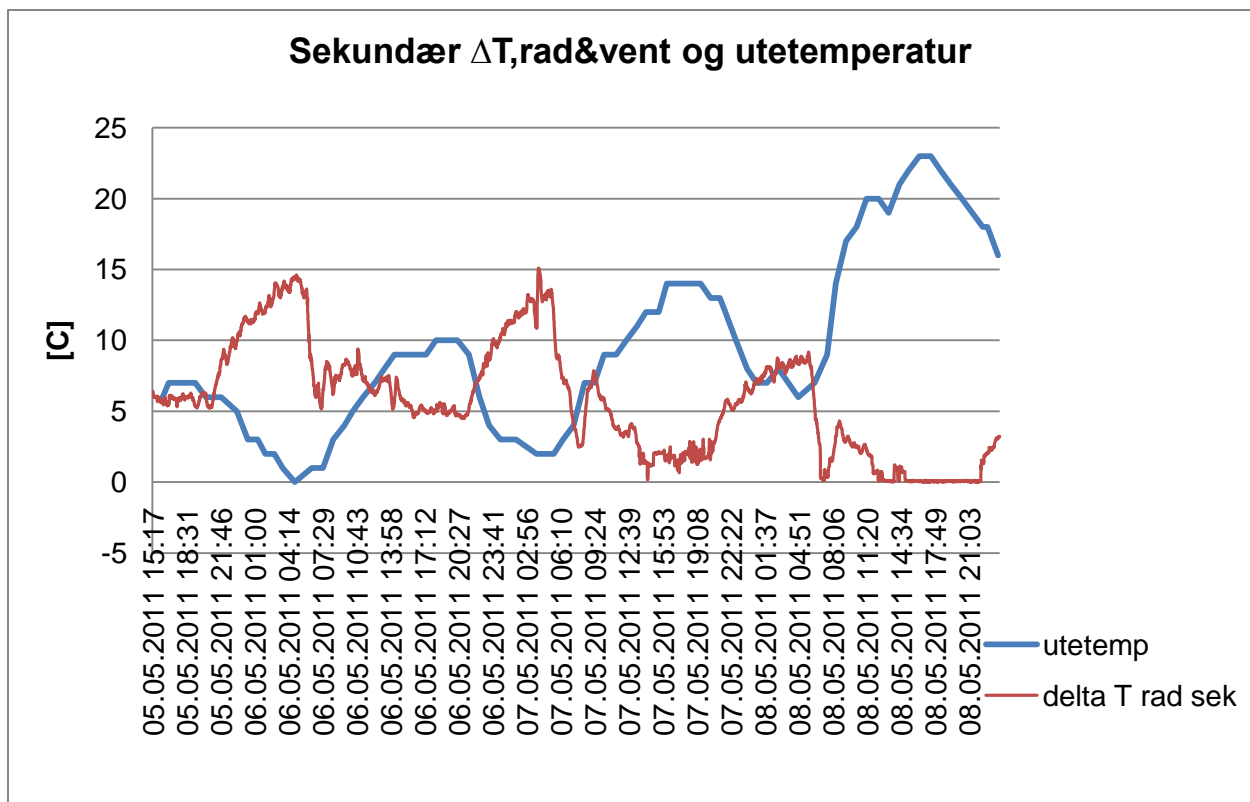
Figur 20 Primær ΔT (høyre akse) og utetemperatur (venstre akse)

I figur 21 er utetempeaturen plottet sammen med den primære temperaturforskjellen over varmeveksler for radiator- og ventilasjonssystem (T1-T4). Man kan se at temperaturforskjellen holder seg ganske jevnt og faktisk synker litt ved økende utetemperatur. Dette skyldes lavere turtemperatur i fjernvarmenette ved høye utetemperaturer. Den siste dagen i figuren (8.mai) er utetemperaturen så høy at romoppvarmingssystemet i perioder ikke trenger noe tilførsel av varme(se figur 22). Dette fører til at primærvannstrømmen gjennom varmeveksleren stopper opp. Derfor er toppunktet på grafen for ΔT_{rad} (ca kl 10.00 den 8. mai) ikke et resultat av det som foregår i romoppvarmingssystemet, men heller at temperaturen mellom de to varmevekslerne for tappevann har forplantet seg bort til føler T4 i et tidsintervall med mye tappevannslast.



Figur 21 Primær ΔT over romoppvarmingsveksleren(høyre akse) og utetemperatur(venstre akse)

Figur 22 viser utetemperatur plottet sammen med den sekundære temperaturforskjellen over varmeveksler for radiator- og ventilasjonssystem (T8-T9). Man kan se at temperaturforskjellen, og dermed effektbehovet, er størst ved kaldere utetemperaturer. Den 8.mai er utetemperaturen høy og temperaturforskjellen er i lange perioder 0 °C som betyr ingen effektbehov.



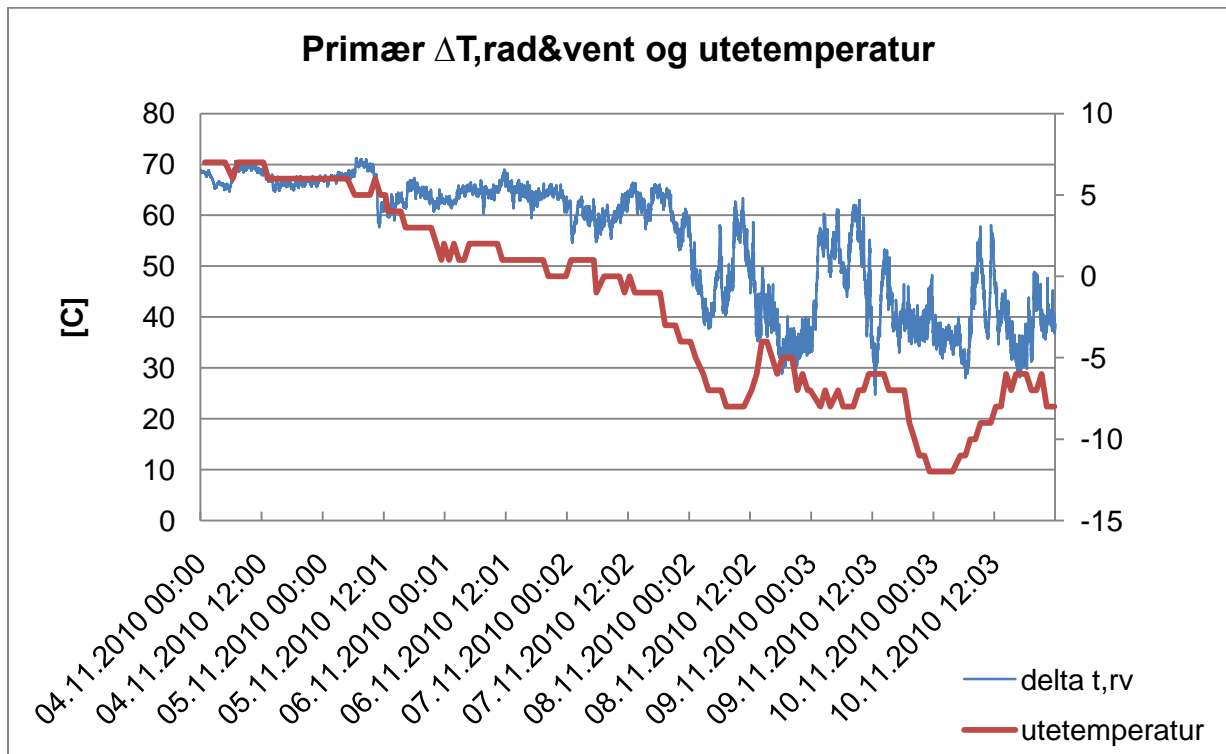
Figur 22 Sekundær ΔT over romoppvarmingsveksleren og utetemperatur

I "Tekniske forskrifter - Fjernvarmeforsyning til boliger" av Statkraft (Trondheim Energi, 2008) stilles det krav til varmeanleggene som inngår i fjernvarmenettet i Trondheim. Det står her at varmeanlegget (vanligvis radiator- og ventilasjonssystem) skal gi en primær returtemperatur på 65 °C eller lavere ved dimensjonerende forhold. Dimensjonerende utetemperatur i Trondheim er -19 °C. Temperaturen i turledningen skal da være 115 °C ifølge samme dokument. Dette gir et krav om minimum ΔT på 50 °C ved dimensjonerende forhold.

I dataene som er samlet inn fra mai 2011 er det ikke lett å se noen sammenheng mellom ΔT og utetemperatur som peker mot hva ΔT ville vært ved dimensjonerende forhold. Ved også å ta i bruk dataene som ble logget i starten av november 2010 får man et mye bedre grunnlag for å estimere ΔT ved dimensjonerende forhold over varmeveksleren for romoppvarming.

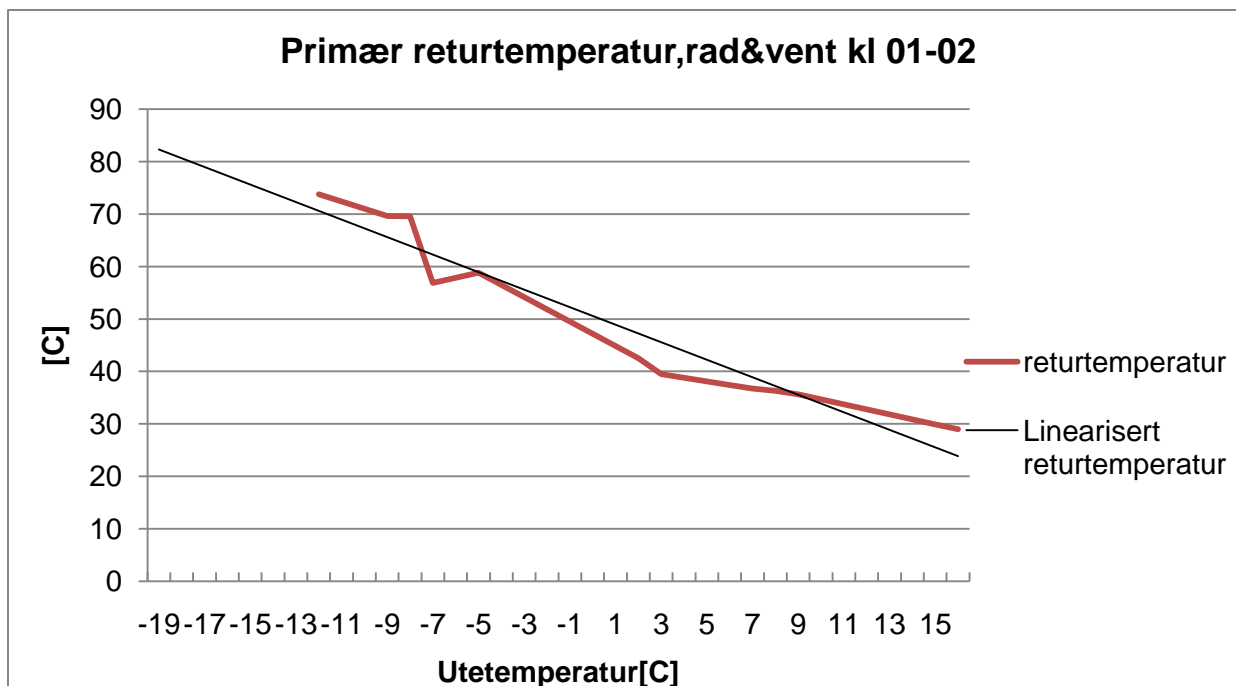
I figur 23 vises det hvordan primær ΔT over romoppvarmingsveksleren varierer med utetemperatur i perioden 4. november til 10. november. Utetemperaturen i denne perioden varierer mellom 7 °C og -12 °C. Man kan se at synkende utetemperaturer

fører til en betydelig nedgang i temperaturforskjell over veksleren. Kravet om ΔT på minst 50 °C oppfylles ikke når temperaturen synker under ca -5 °C. Ved dimensjonerende utetemperatur ville ΔT for radiator/ventilasjons- varmeveksleren vært enda mindre grunnet større effektbehov og dermed raskere gjennomstrømning av primærvann i veksleren.

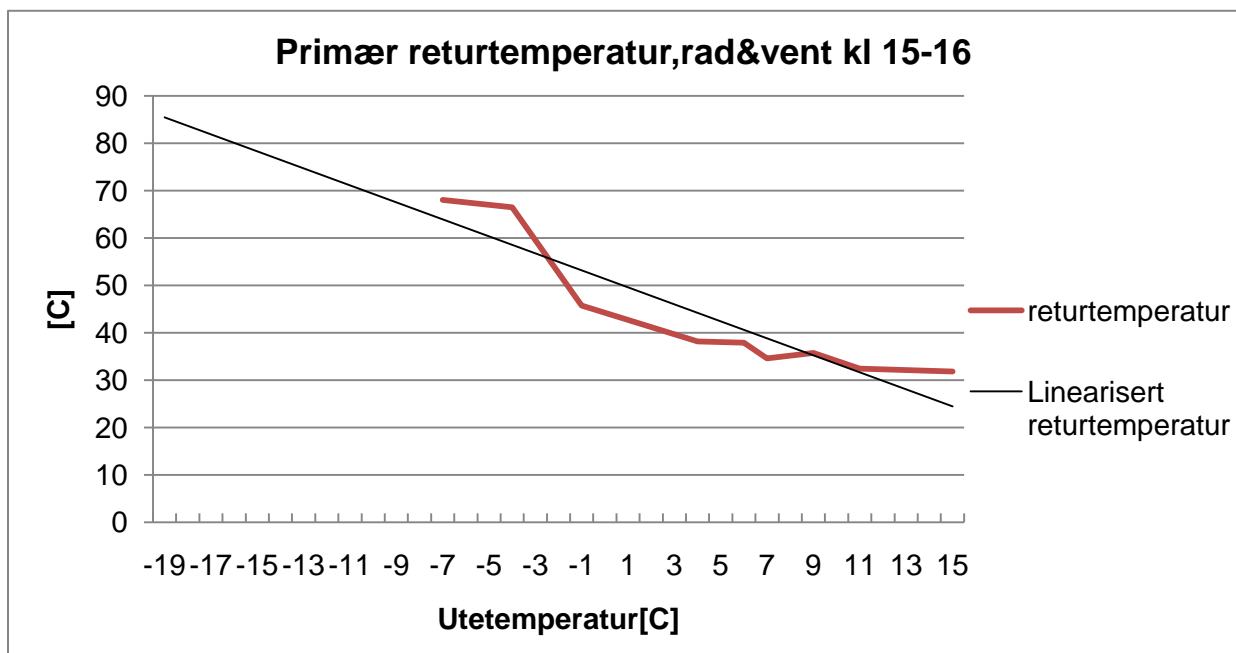


Figur 23 Primær ΔT over romoppvarmingsveksleren(venstre akse) og utetemperatur(høyre akse)

For å anslå hva returtemperaturen fra romoppvarmingsveksleren ville vært ved dimensjonerende forhold er gjennomsnittsverdier over en gitt time av dagen blitt plottet mot utetemperatur på forskjellige dager. Data er blitt samlet inn for to ulike tidsrom: mellom kl. 01-02 (figur 24) og kl 15-16 (figur 25). Data fra både november og april/mai er kombinert for å få flest mulig datapunkter. I tillegg til å vise de målte returtemperaturene for ulike utetemperaturer er også punktene blitt linearisert for å anslå ΔT ved dimensjonerende forhold.



Figur 24 Gjennomsnittlige returtemperaturer fra varmeveksler for ventilasjon/radiatorer mellom kl. 01 og 02 ved ulike utetemperaturer, reelt og linearisert



Figur 25 Gjennomsnittlige returtemperaturer fra varmeveksler for ventilasjon/radiatorer(T4) mellom kl. 15 og 16 ved ulike utetemperaturer, reelt og linearisert

For tidsrommet 01-02 viser lineariseringen en returtemperatur på 82 °C ved dimensjonerende forhold, mens for tidsrommet 15-16 er verdien 85 °C. De to

forskjellige datasettene gir altså et noenlunde likt svar, noe som peker mot at antall datapunkter er tilstrekkelig. I praksis vil returtemperaturen antakeligvis være noe lavere enn det som figurene viser da slike returtemperaturkurver ofte bøyes av nedover nært dimensjonerende utetemperatur. Dette kommer blant annet av at det gjerne er vindstilt ved veldig lave utetemperaturer.

På grunn av et noe begrenset antall døgn med måledata og fravær av dimensjonerende utetemperaturer skal man ikke dra for sikre konklusjoner ut fra disse figurene. Siden målingene mellom kl 01 og 02 inneholder kaldere utetemperaturer (ned til -12 °C) vil det være naturlig å tro at den korresponderende lineariseringen er noe mer pålitelig.

Uansett er det ingen tvil om at en eller flere deler av romoppvarmingssystemet er underdimensjonert. Med en turtemperatur i fjernvarmenettet på 115 °C ved dimensjonerende forhold tilsvarer resultatene en ΔT over romoppvarmingsveksleren på 30-33 °C. Kravet fra Statkraft er som nevnt minimum 50 °C, så denne abonnentsentralen er ikke i henhold til dette. Dette kan man også observere i figur 23 der man ser at ΔT over veksleren er periodisk lavere enn 50 °C allerede ved utetemperaturer på -5 °C og nedover.

5.2 Forbedringspotensial

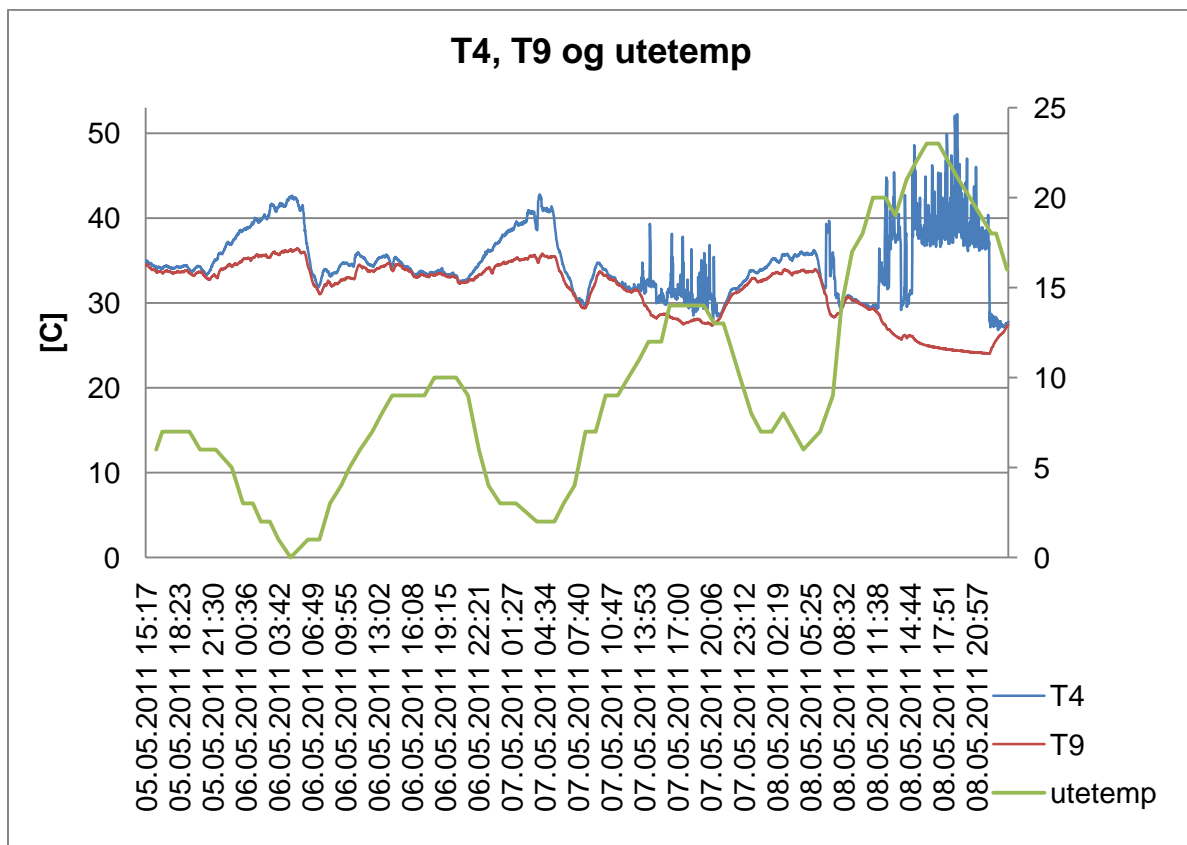
5.2.1 Underdimensjonering/tilsmussing av varmeveksler

En underdimensjonert varmeveksler vil oppføre seg på samme vis som en tilsmusset varmeveksler (såfremt den ikke er blitt tettet igjen av smuss). I begge tilfeller vil varmeovergangstallet være nedsatt, og det vil være fare for at varmeveksleren ikke klarer å levere nok effekt og samtidig ha tilfredsstillende primær returtemperatur.

Temperaturen ut av varmeveksleren på primærsiden (primær returtemperatur) kan aldri bli lavere enn temperaturen inn på varmeveksleren på sekundærsiden (sekundær returtemperatur). Temperaturforskjellen mellom disse kalles grådighet. Radiatorvarmevekslere skal dimensjoneres for en grådighet på 5 °C ved laveste utetemperatur, mens tappevannsvekslere dimensjoneres for en grådighet på 20 °C (Frederiksen, 1993).

I kapittel 5.1 ble det vist at primær ΔT over varmeveksleren for romoppvarming var for liten ved lave utetemperaturer. Det er ikke dermed gitt at varmeveksleren er for liten, det kan også være radiatorflatene som er underdimensjonert eller en kombinasjon av disse to.

Figur 26 viser sammenhengen mellom primær returtemperatur fra romoppvarmingsveksleren (T4), sekundær returtemperatur fra romoppvarmingssystemet (T9) og utetemperatur.



Figur 26 Primær returtemperatur fra romoppvarmingsveksleren, T4 (venstre akse); sekundær returtemperatur fra romoppvarmingssystemet, T9(venstre akse); utetemperatur(høyre akse)

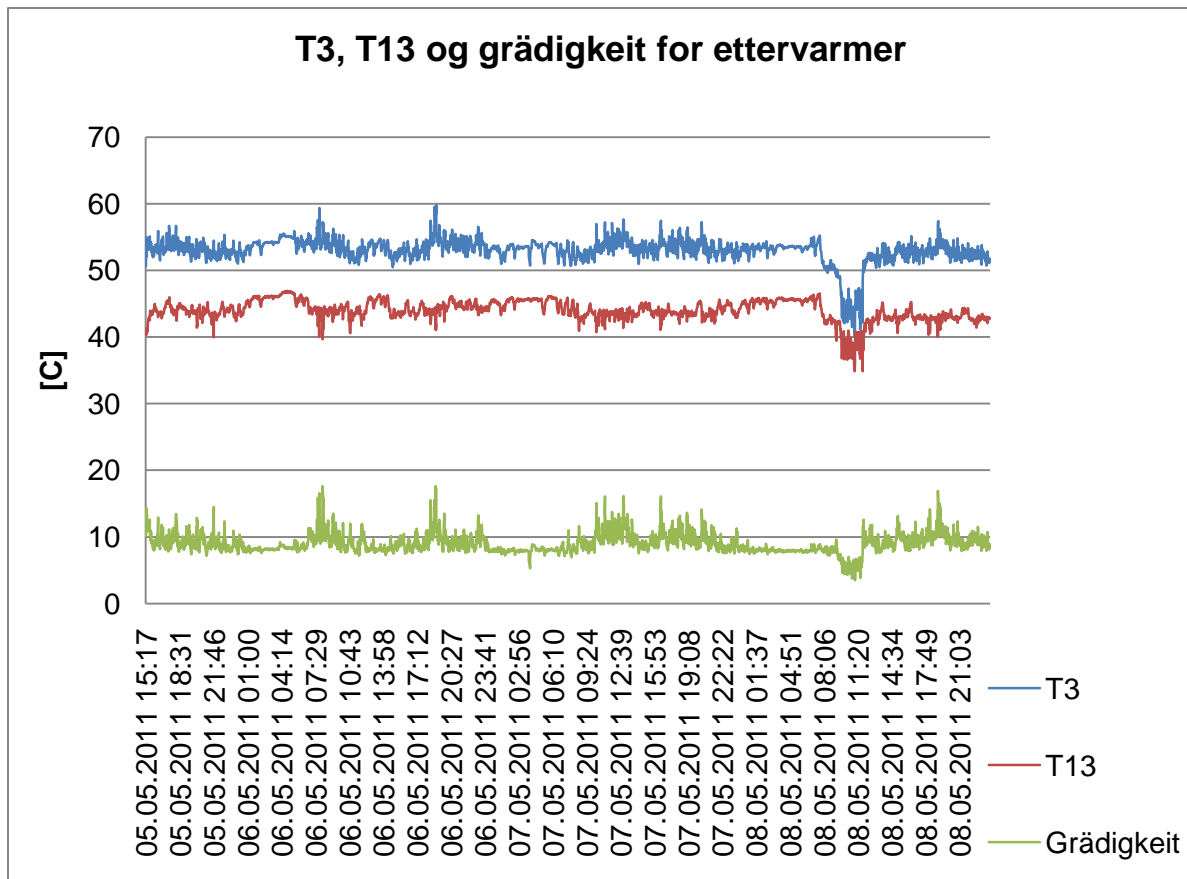
Man kan se at grädigkeiten i romoppvarmingsveksleren(T4-T9) er lav når utetemperaturen er høyere enn ca 8 °C. Ved lavere utetemperaturer øker grädigkeiten og er oppe i en størrelse på ca 6 °C ved utetemperaturer lik 0 °C. Allerede her er altså grädigkeiten for stor, og ved dimensjonerende utetemperatur kan det forventes at den er atskillig større. Dessverre ble det ikke foretatt målinger i sekundærkretsen i november 2010. Det var da utetemperaturer ned mot -12 °C, og

det ville vært nyttig å se hvor stor grädigkeiten ville vært da. Det ville også vært mulig og sett om turtemperaturen i sekundærsystemet klarte å holde børverdien.

Årsaken til den høye grädigkeiten som oppstår ved høye utetemperaturer i figur 26 er, som nevnt tidligere, at varmelasten er null og at det dermed er varme fra tappevannsvexlerne som forplanter seg bort til føler T4.

Romoppvarmingsvexleren er altså underdimensjonert. Dette utelukker ikke at radiator/ventilasjons- systemet også er underdimensjonert, men det fins ingen målinger som kan underbygge dette. Det kan opplyses om at driftspersonalet har informert om at særlig ventilasjonskretsen får tilført for lite effekt ved lave utetemperaturer.

Grädigkeiten i tappevannsvexlere skal være maksimalt 20 °C. Figur 27 viser primær og sekundær returtemperatur(T3 og T13) samt grädigkeiten for ettervarmeren i tappevannssystemet. Som man kan se er grädigkeiten tilfredsstillende lav hele tiden, så denne varmevexleren er ikke underdimensjonert.



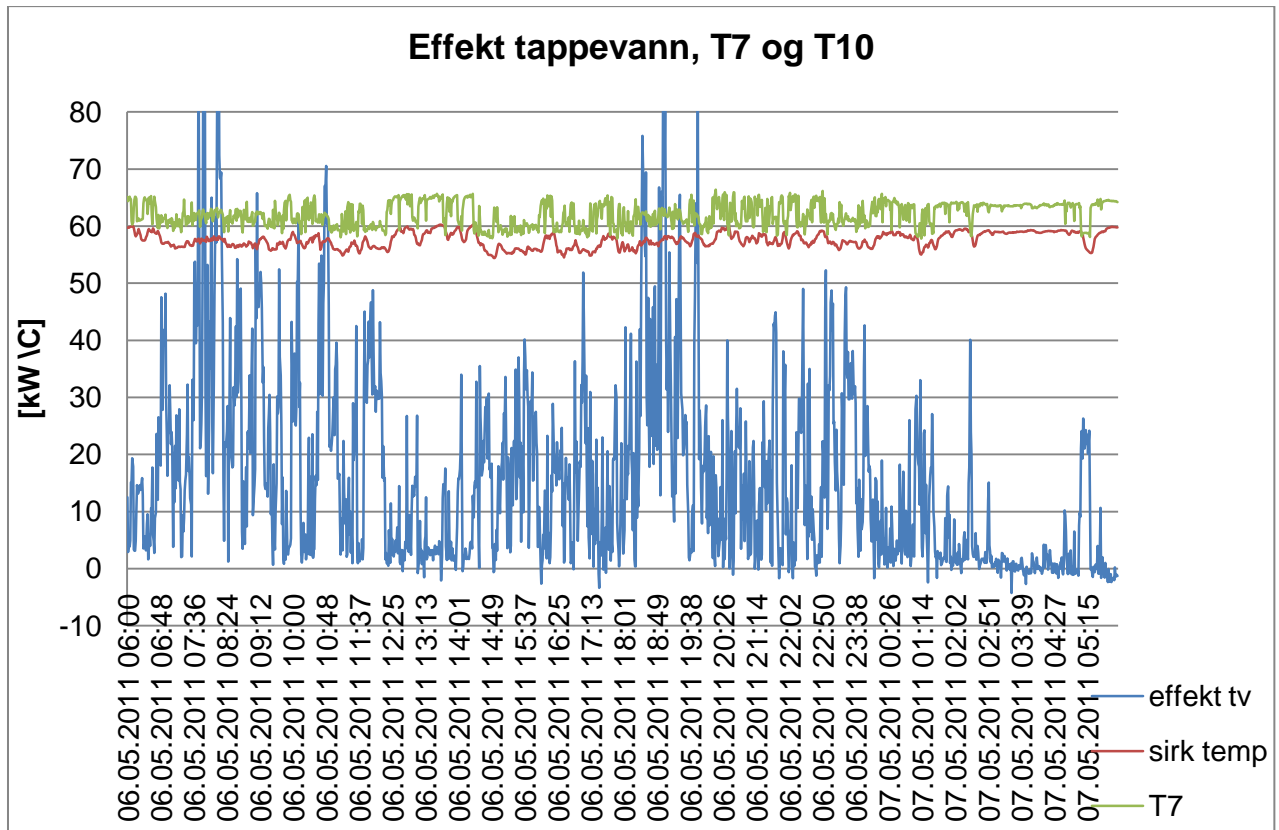
Figur 27 Primær returtemperatur(T3), sekundær returtemperatur(T13) og grädigkeit(T3-T13) for ettervarmeren

Grädigkeiten for forvarmeren i tappevannsystemet er ikke undersøkt, da primærvannsstrømmen gjennom den er bestemt av de to andre varmevekslerne. Man vil derfor kunne ha en høy grädigkeit uten at varmeveksleren er underdimensjonert

5.2.2 Volumstrøm i sirkulasjonsledning

Som omtalt i kapittel 2.2.2 bør vannet i sirkulasjonsledningen holde en temperatur på 60 °C når det føres inn på varmeveksleren igjen, av hensyn til legionellafare. Av samme grunn anbefales det at man også har den samme temperaturen i tappepunktene etter ett minutt tapping. (Pettersen, 2010). Figur 28 viser temperaturen i sirkulasjonsledningen (T10) plottet sammen med fremledningstemperatur tappevann (T7) og effektforbruk til tappevann. Merk at det er en viss transportforsinkelse mellom T7 og T10 siden vannet bruker tid på å forflyttes fra T7 til T10. En temperaturforskjell i et gitt tidspunkt betyr derfor ikke nødvendigvis

at den reelle avkjølingen av vannet er det samme. Transportforsinkelsen blir mindre ved høy last.



Figur 28 Effekt tappevann, returtemperatur sirkulasjonsledning(T10) og fremledningstemperatur tappevann(T7)

Returtemperaturen i sirkulasjonsledningen (T10) varierer som man kan se mellom 55 °C og 60 °C. Lav last gir stabil, høy T7 som igjen fører til høy T10. Det er en mindre temperaturredifferanse mellom T7 og T10 ved høy last. Dette fordi tappevannet ledes fortere frem til tappepunkter i kretsen ved høy last, slik at det ikke "rekker" å avkjøles like mye. Vannstrømmen tilbake til abonnentsentralen gjennom sirkulasjonsledningen er konstant, så her er temperaturløstapet omtrent det samme ved alle lastmengder.

Som man kan se oppfyller ikke temperaturen i sirkulasjonsledningen kravet fra folkehelseinstituttet. Det er derfor ikke noe potensial for å senke vannstrømmen i sirkulasjonsledningen slik temperaturforholdene er her. Det er ikke dermed gitt at vannstrømmen bør økes, man bør nok heller starte med å øke fremledningstemperaturen for tappevann(T7).

Med de kravene som gjaldt da bygget ble oppført, 55 °C i tappepunkt (Folkehelseinstituttet, 2003) og 50 °C i sirkulasjonsledning (Ljunggren et. al. ,2005) ville det derimot vært et potensial for å senke vannstrømmen noe. Som man kan se hadde det da vært mulig å senke vannstrømmen til returtemperaturen i sirkulasjonsledningen slik at den akkurat var over 50 °C til enhver tid. Dette ville ikke medført lavere temperatur enn 55 °C i tappepunktene med den viste temperaturprofil for T7.

Et eventuelt potensial for å senke børverdien på T7 ville redusert potensialet for å senke vannmengden i sirkulasjonsledningen.

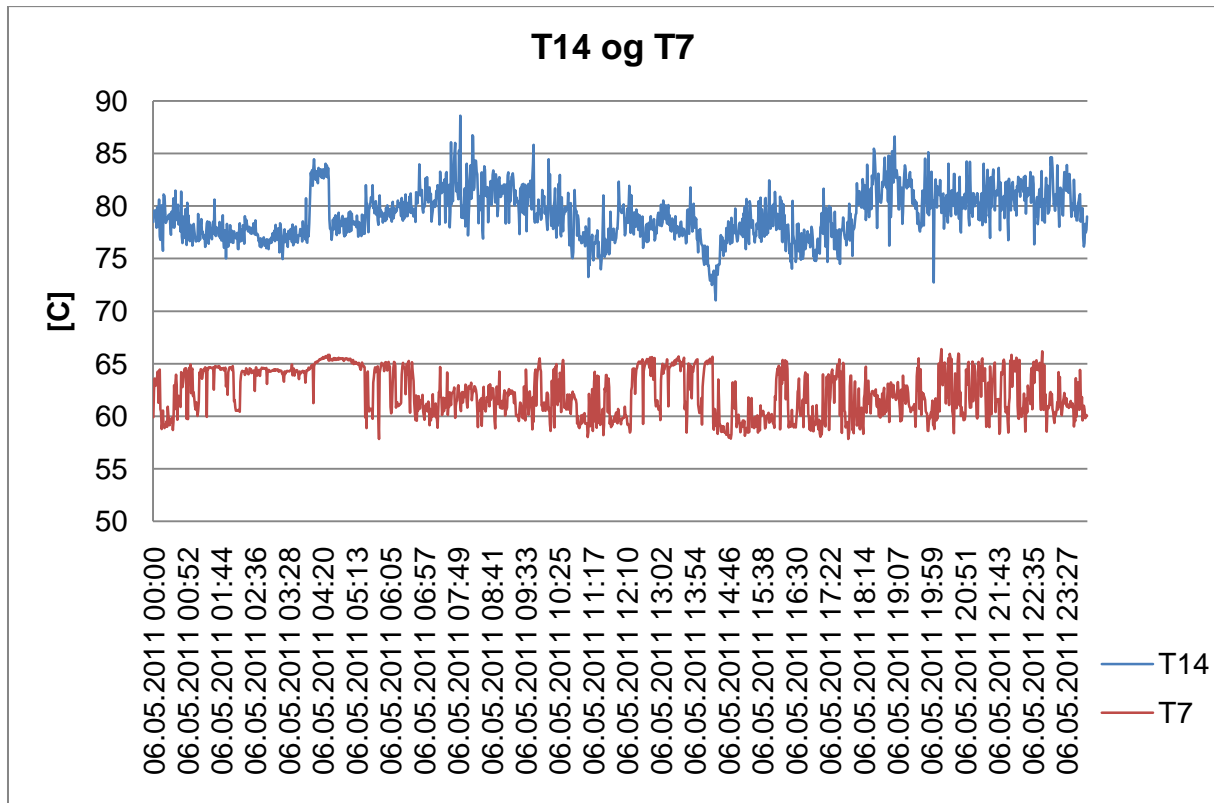
5.2.3 Feilaktig innstilling av børverdier i tappevannssystemet

På grunn av fare for legionella er det visse temperaturkrav i tappevannssystem. Folkehelseinstituttet anbefaler at man har en temperatur på minimum 70 °C ut av beredere og minimum 60 °C i tappepunktene og sirkulasjonsledningen (Pettersen, 2010).

Som man kan se fra figur 28 er temperaturnivåene i fordelingskretsen nært tilfredsstillende ved lav tappevannslast (60 °C i retur sirkulasjonsledning(T10)). Men på grunn av svingninger i tempertur ut fra blandeventilen (T7) er T10 noen ganger nede i 55 °C. For å overholde kravet om 60 °C i sirkulasjonsledningen må børverdien ut fra blandeventilen(T7) heves noe, rundt 5 °C.

Tanken som er plassert mellom ettervarmeren og blandeventilen i tappevannskretsen er ikke en bereder i vanlig forstand, men må behandles som det med tanke på legionellafare. Temperaturforskjellen over tanken er i gjennomsnitt 2,53 °C, så man bør ha en gjennomsnittlig temperatur inn på beholderen(T14) på minst 72,5 °C. Som man kan se av figur 29 svinger T14 ganske mye over et døgn, og mesteparten av tiden er den betydelig høyere enn 72,5 °C. Gjennomsnittsverdien for T14 er 79,18 °C. Det er altså et teoretisk potensial for å senke børverdien til T14 med 6,7 °C. På grunn av lengre perioder av dagen med lavere gjennomsnittstemperatur for T14 bør man dog ikke senke børverdien fullt så mye hvis man vil være sikker på alltid å ha 70 °C ut av tanken. Med en mer stabil regulering av T14 kunne denne sikkerhetsmarginen vært redusert. Figur 29 viser også fremledningstemperatur for

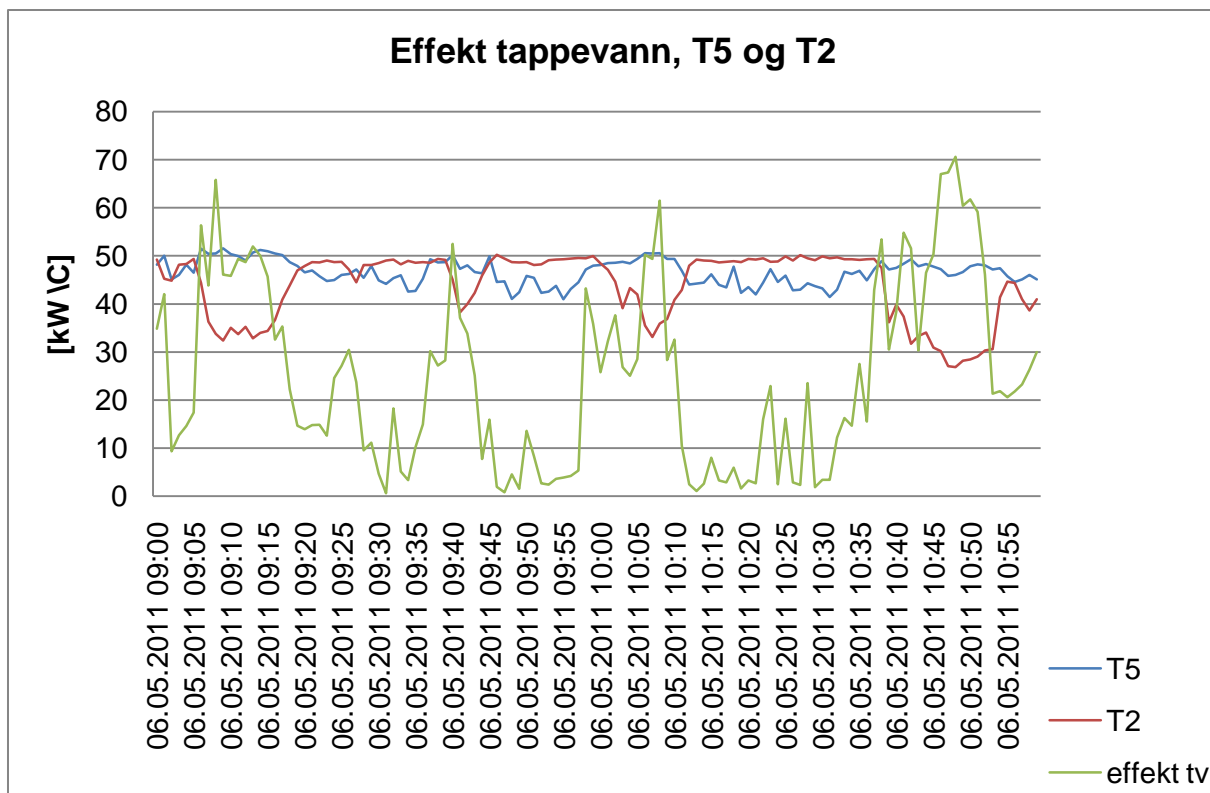
tappevann(T7). Det er en betydelig transportforsinkelse mellom de to temperatuene på grunn av tanken som vannet må gjennom.



Figur 29 Temperatur ut fra ettervarmeren(T14) og fremledningstemperatur tappevann(T7)

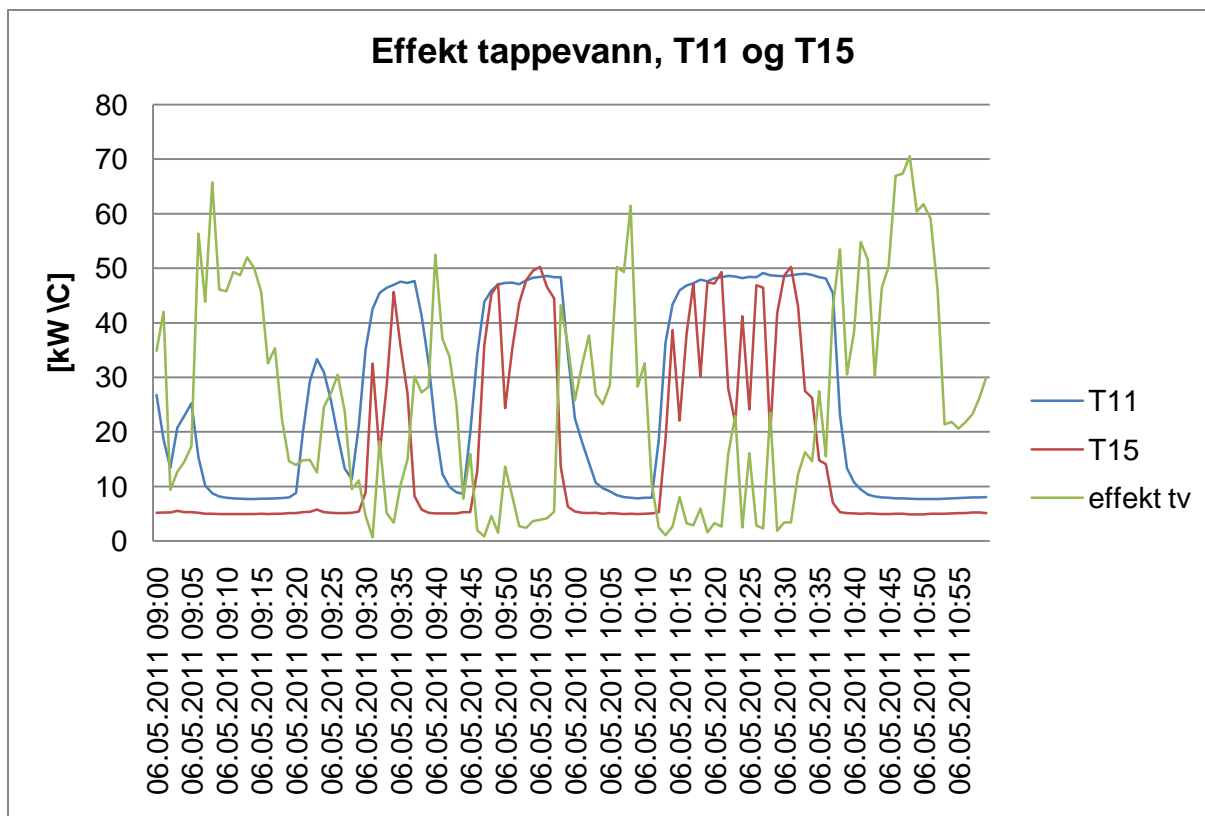
Verdiene for T14 varierer ganske mye i løpet av døgnet, og det er ikke helt enkelt å si hva børverdiene egentlig er satt til. T7 ser ut til å ha en børverdi på 65 °C, som den holder i perioder med lav last. Ved høy last synker T7 noe, og er tidvis nede i en minimumsverdi på 58 °C.

Børverdien for T14 er altså stilt for høyt, mens børverdien for T7 er stilt noe lavt med de gjeldende reguleringsforholdene. Dette resulterer i en gjennomsnittlig temperaturforskjell mellom de to målepunktene på hele 17 °C. At temperaturforskjellen er så stor fører til at blandeventilen må ta inn en relativt stor mengde kaldt vann for å få riktig fremledningstemperatur på tappevannet. Noen av konsekvensene av dette presenteres i figur 30.



Figur 30 Effekt tappevann, primær returtemperatur(T2) og primær temperatur inn på forvarmer(T5)

Figur 30 viser forløpet av temperatur på primærvann inn på forvarmeren (T5), primær returtemperatur(T2) og effektbehov tappevann over to timer. Man kan se at i perioder med lav tappevannlast stiger T2 opp og blir høyere enn T5. Det vil si at i disse periodene foregår det faktisk en varmeoverføring *fra* tappevannskretsen *til* fjernvarmevannet i forvarmeren. Grunnen til dette er at ved lave tappevannslaster fører sirkulasjonsledningen mer vann inn i abonnentsentralen enn det som behøves gjennom ettervarmeren. Vannet tvinges da til å gå gjennom forvarmeren, motsatt vei av det som er meningen. Siden sirkulasjonsvannet er noe varmere enn primærvannet vil varmeoverføring foregå fra sekundærsiden til primærsiden. Vann med høy temperatur skyves så videre til målepunkt T11("kaldt vann inn" på forvarmeren) og T15 ("kaldt vann" inn i blandeventilen). Forløpet sees i figur 31.



Figur 31 Effekt tappevann, "kaldt tappevann inn" på forvarmeren(T11) og "kaldt vann" inn i blandeventilen(T15)

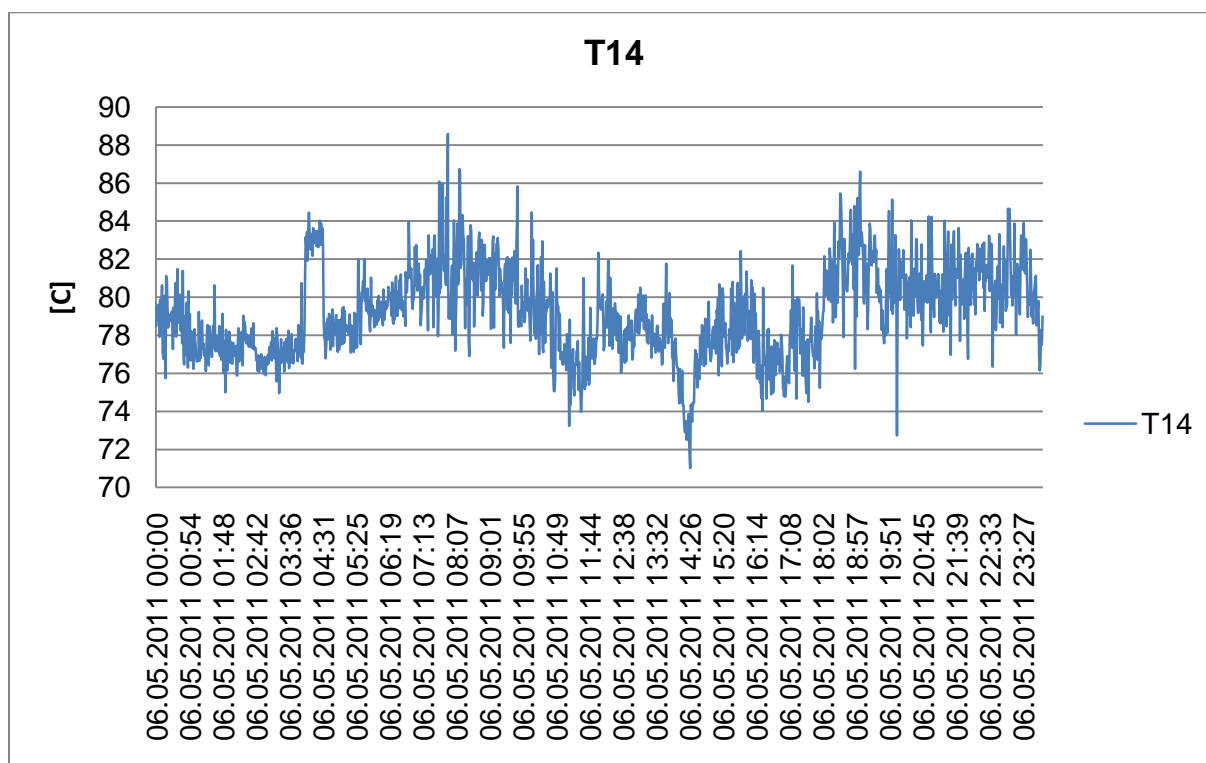
Man ser her at T11 raskt øker ved lav tappevannslast mens T15 følger etter. Når tapping på ny foregår synker T15 først, mens det må noe større/lengre tappinger til for å senke T11 og dermed få kaldt vann helt inn til forvarmeren.

For stor temperaturforskjell mellom børverdi ut av ettervarmeren og ut av blandeventilen, er årsakene til dette fenomenet. Hvis man hadde hatt en høyere vannstrøm enn nødvendig i sirkulasjonsledningen ville dette forsterket effekten. Det er selvsagt ikke gunstig for total ΔT over abonnentsentralen at en høyere andel av energioverføringen foregår ved høye temperaturer, som blir tilfellet her.

5.2.4 Fjerne tank mellom varmeveksler og blandeventil

Hensikten med tanken er ifølge driftspersonalet å dempe temperatursvingningene som oppstår i tappevannsrøret ut fra ettervarmeren(T14). Inne i tanken vil det foregå varmeoverføring mellom vannmassene slik at vannet som kommer ut har en mye jevnere temperatur. Ulempen med å ha en slik tank er at den har et varmetap, og dermed et temperaturfall over seg(i gjennomsnitt 2,53 °C). Derfor vil man i teorien

måtte ha en høyere T14 for å dekke temperaturkravene i tappevannskretsen, enn om man ikke hadde hatt en tank mellom varmeveksleren og blandeventilen. Figur 32 viser disse svingningene over et typisk døgn.



Figur 32 Sekundær temperatur ut fra ettervarmeren (T14)

Figur 32 avslører at T14 varierer ganske mye, mellom 71 °C og 89 °C i løpet av dette døgnet. Av hensyn til regulering i blandeventilen er det nok derfor en fordel å ha denne tanken. Med så store svingninger vil antakeligvis stabiliteten man oppnår "være verdt" temperaturfallet man får over tanken. Man bør likevel spørre seg hvorfor T14 har så store svingninger, har det noe sammenheng med problematikken diskutert i kapittel 5.2.3? Ved på ett vis å gjøre T14 mer stabil ville det vært mer aktuelt å fjerne tanken, og dermed unngå temperaturfallet over den. Man ville også i teorien kunne senket børverdien for tappevann ut av varmeveksleren noe på grunn av kravet om 70 °C ut fra beredere og 60 °C i retur sirkulasjonsledning. Det vil i dette bygget holde med 65 °C ut fra blandeventilen for å dekke dette kravet. I så fall vil man teoretisk kunne senke børverdi for temperaturen ut fra ettervarmeren(T14) med 7,5 °C hvis man hadde fjernet tanken.

5.3 Systemvirkningsgraden for tappevann

Systemvirkningsgraden forteller hvor mye energi som er levert til sluttbruket sammenlignet med mengde primærenergi som er brukt underveis. Her brukes metodene som er beskrevet i kapittel 3 til å beregne systemvirkningsgraden for tappevannssystemet.

5.3.1 Systemvirkningsgrad for tappevann i Klostergata 29

5.3.1.1 Energibehov

Det skal her benyttes to separate metoder for å beregne energibehovet for tappevann, målt ved tappepunktene. Den ene metoden er å bruke tabellerte verdier fra standarden NS-EN 15316-3-1:2007. Med 141 sengeplasser gir standarden et behov for varmt tappevann (60 °C) på 3,948 m³/døgn. Med en temperatur på 7 °C for kaldt tappevann tilsvarer dette 243,30 kWh/døgn.

Den andre metoden er å bruke målingene som er gjort for å finne målt mengde tappevann ut i fordelingsnettet, og deretter trekke fra vannmengden som går tilbake gjennom sirkulasjonsledningen. Målinger fra fire døgn, 07.11.2010- 10.11.2010, gir en gjennomsnittlig tappevannsmengde på 4,955 m³/døgn. Dette tilsvarer 305,36 kWh ved de samme temperaturene for varmt og kaldt tappevann.

Man kan se at den målte mengden varmt tappevann er noe større enn den estimerte. Videre i beregningene benyttes den målte verdien.

5.3.1.2 Fordelingsnett

Varmetap i fordelingsnett beregnes med formel 19 og 20.

Som vist i kapittel 3.3.1.2 kan distribusjonsnettet for tappevann i et bygg deles opp i tre seksjoner, L_V , L_S og L_{SL} . Lengden av disse seksjonene regnes ut fra tabell 4.

Bygget har en avlang, bøyd form, men hvis man hadde rettet det ut ville lengden vært 81m. Bredden av bygget er 17m hele veien, det er 5 oppvarmede etasjer og hver etasje er 2,7m høy.

L_V og L_S har sirkulasjon og dette gir en $L_V = 179,2\text{m}$, $L_S = 1394,2\text{m}$. L_{SL} får en lengde på 516,38m. Vannets temperatur inn i fordelingsnettet (T_7) er i gjennomsnitt 62,23 °C,

mens returen fra sirkulasjonsvannet(T10) har en gjennomsnittlig temperatur på 57,73 °C. Dette gir en gjennomsnittlig temperatur på vannet i fordelingsrørene på 60 °C. Denne verdien brukes i utregningen av varmetapet fra rørseksjonene L_V og L_S . Det er ikke foretatt temperaturmålinger ute i fordelingsnettet, men for enkelthets skyld brukes her en temperatur på 60 °C i tappepunktene. U-verdier som trengs i utregningen finnes i tabell 5.

På grunn av sirkulasjon av tappevann foregår det hele tiden varmetap fra rørseksjon L_V . Rørene går gjennom ikke oppvarmet areal, som ifølge tabell 4 gir en omgivelsestemperatur på 13 °C. Med en U-verdi på 0,2 W/mK blir varmetapet 40,43 kWh/døgn.

Også rørseksjon L_S har sirkulasjon og konstant varmetap. Rørene går gjennom oppvarmet areal, som gir en omgivelsestemperatur på 20 °C (Tabell 4). Med en U-verdi på 0,3 får varmetapet størrelsen 401,53 kWh/døgn.

I seksjon L_{SL} er det ikke sirkulasjon, og man vil bare ha varmetap når det har vært en tapping. Man antar da at alt det varme tappevannet i røret blir avkjølt til omgivelsestemperatur etter hver tapping. Det er tre tappepunkter for varmt vann i hver av de 88 leilighetene, noe som gir hver gren av L_{SL} en lengde på 2,02m. Rørene antas å ha en indre diameter på 8 mm (NS-EN 15316-3-2:2007) som gir et volum på ca 0,1 liter i hver rørgren. Hver tiende liter varmt tappevann regnes å bestå av 1*8 liter på badet og 2*1 liter på kjøkkenet (NS-EN 15316- 3-2:2007). Dette gir totalt 1486 tappinger i bygget per døgn. Resultatet blir 150,8 liter varmt vann i L_{SL} som blir avkjølt til omgivelsestemperatur. Med 20 °C omgivelsestemperatur tilsvarer dette 7 kWh/døgn.

Sirkulasjonspumpa går kontinuerlig døgnet rundt med en effekt på 71 W. Det gir altså et behov for elektrisk energi på 1,7kWh/døgn. 80 % av denne energien går inn i tappevannssystemet som termisk energi, mens de resterende 20 % går tapt.

Til sammen er det et termisk tap på 448,97 kWh/døgn. Av dette er 408,54kWh tapt i rørseksjonene L_S og L_{SL} som går innenfor det termiske skallet i bygget. Noe av dette tapet vil nok være nyttbart til romoppvarming, men standarden NS-EN 15316-3-

2:2007 sier at dette bidraget skal settes lik 0 med mindre det fins nasjonale vedlegg som omhandler dette.

Rapporten fra Statens bygningsforskningsinstitutt i Danmark (Bøhm, 2009) anslår at ca 25 % av varmetap fra tappevannsrør vil være nyttbart til romoppvarming. I så fall har man her et bidrag til romoppvarmingen på 112,24 kWh/døgn.

Av den brukte elektriske energien i sirkulasjonspumpa går 1,36 kWh/døgn inn i systemet som termisk energi. Totalt blir da behovet for energi inn i fordelingssystemet på 752,97 kWh/døgn.

5.3.1.3 Tank

Tanken som er plassert mellom ettervarmeren og blandeventilen i abonnentsentralen er der for å dempe sterke svingninger i temperaturen på tappevannet. For å finne energitap fra denne brukes beregningsmodellen fra SGP varmeteknikk (SGP varmeteknikk AS, 2011) for varmetap fra akkumulatortanker. Tanken har en høyde på 2 meter og en diameter på 0,6 m. Det antas at tanken har 4 cm tykk mineralullisolasjon (0,065 W/m·K). Det er målt en gjennomsnittlig temperatur på 78 °C i tanken og 27 °C i rommet der abonnentsentralen står. Dette gir et varmetap fra tanken på 307 W eller 7,37 kWh/døgn.

Totalt blir da behovet for energi inn i tanken på 760,34 kWh/døgn.

Tanken er plassert i uoppvarmet areal i kjelleren, og varmetapet herfra kan følgelig ikke nyttes til romoppvarming.

5.3.1.4 Abonnentsentral

Det vil være et varmetap fra varmevekslere og ventiler og rør i abonnentsentralen. Dette varmetapet kan finnes ved hjelp av formel 23, 24 og 25 som er hentet fra NS-EN 15316-4-5:2007.

Gjennomsnittlig lufttemperatur i abonnentsentralen er målt til å være 27,08 °C.

Gjennomsnittlig temperatur på abonnentsentralen $\theta_{dh,gen}$, er gitt av formel 25. Her er inputfaktorene $D_{dh,gen}$, $\theta_{dh,gen,in}$ og $\theta_{dh,gen,out}$. $D_{dh,gen}$ er en koeffisient som finnes til å være 0,6 fra tabell i NS-EN 15316-4-5:2007.

$\theta_{dh,gen,in}$, gjennomsnittstemperatur på primærsiden av abonnentsentralen finnes ved hjelp av målinger på tur (T1) og retur (T2) fjernvarme fra både november 2010 og mai 2011. Disse fire gjennomsnittsmålingene har en gjennomsnittsverdi på 75,73 °C.

Tilnærmet den samme prosedyren følges for å finne $\theta_{dh,gen,out}$, gjennomsnittlig temperatur på sekundærsiden av abonnentsentralen. For tappevannsdelen brukes målinger, kun fra mai 2011, av vann ut fra ettervarmeren(T14) og retur sirkulasjonsvann (T10). For romoppvarmingsdelen brukes gjennomsnittsverdier for november 2010 og mai 2011 av tur-(T8) og returtemperatur(T9) på sekundærsiden. T8 og T9 ble ikke målt i november 2010, men estimeres her til 70 og 50 °C. Dette gir en $\theta_{dh,gen,out}$ på 57,14 °C.

Totalt gir disse resultatene en $\theta_{dh,gen}$ på 68,3 °C.

For å finne varmevekslingskoeffisienten, $H_{dh,gen}$, trengs $B_{dh,gen}$, og $\varphi_{dh,gen} \cdot B_{dh,gen}$ finnes fra tabell i NS-EN 15316-4-5:2007. Abonnentsentralen har isolering av alle varmevekslere og rør og har derfor en lav koeffisient. $B_{dh,gen}$ settes her til 3,5.

For å finne effektkapasiteten, $\varphi_{dh,gen}$, tas det utgangspunkt i normtall for effektbehov for oppvarming og ventilasjon i bygg (Enova, 2004). For boligblokker bygd etter 1997 ved kysten i Midt-Norge gis et effektbehov på 23 W/m² for oppvarming og 7 W/m² for ventilasjon. Disse tallene refererer til brutto oppvarmet areal i bygget. Med et brutto oppvarmet areal på 4684m² i bygget(Tro, 2011) gir dette et dimensjonerende effektbehov til romoppvarming på 140,5 kW. Ved avlesing av volum på varmevekslerne viser det seg at de to varmevekslerne for tappevann har et samlet volum 10 ganger større enn varmeveksleren for romoppvarming. Det antas derfor at varmeoverføringseffekten i disse også er 10 ganger større. Dermed har man en samlet effektkapasitet på 1545,5kW i abonnentsentralen. Dette gir en $H_{dh,gen}$ på 40,37 kWh/K·år, og dermed en $Q_{dh,gen,ls}$ på 1663,69 kWh/år. Dette tilsvarer et varmetap fra abonnentsentralen på 4,56 kWh/døgn.

Abonnentsentralen leverer varme til både romoppvarming og tappevann. Siden det her kun er systemvirkningsgraden til tappevannssystemet man er ute etter regnes kun halvparten av det totale varmetapet fra abonnentsentralen som tap fra

tappevannssystemet. Dermed har man et tap på 2,28 kWh/døgn fra tappevannsdelen i abonnentsentralen.

For å levere 305,36 kWh/døgn til tappevann i tappepunktene må man da altså levere 762,62 kWh/døgn til abonnentsentralen.

Abonnentsentralen er plassert i uoppvarmet areal i kjelleren, og varmetapet kan ikke nyttes til romoppvarming. Elektrisk energi brukt i abonnentsentralen neglisjeres i henhold til NS-EN 15316-4-5:2007.

5.3.1.5 Fjernvarmenett

Som vist i kapittel 3.5 går 10 % av den produserte varmen i varmesentralene tapt i fjernvarmenettet. Det trengs elektrisk energi tilsvarende 2,47 % av varmeproduksjonen for å drive sirkulasjonspumpene i nettet. Samtidig vil 70 % av denne elektriske energien gå inn i fjernvarmenettet som nyttbar termisk energi. Siden disse tre verdiene er sirkulært avhengig av hverandre må man bruke iterasjon for å finne de korrekte verdiene. Dette gir en levert termisk energi inn i fjernvarmenettet lik 832,95 kWh/døgn. 10 % av dette, 83,3 kWh, går bort som varmetap. Det kreves 20,57 kWh elektrisk energi for å transportere denne mengden fjernvarmevann. Av dette blir 14,4 kWh ført inn i systemet som nyttbar termisk energi.

5.3.1.6 Konklusjon

Oversikt over utregningen vises i tabell 7.

Energibehov tappevann	305,36		
	Termiske tap	Elektrisk energi	Rec. El. energi
Fordeling	448,9777138	1,704	1,3632
Input fordeling	752,9745138		
Tank	7,368	0	0
Input tank	760,3425138		
Abonnentsentral	2,279036349	0	0
Input abonnentsentral	762,6215502		
Fjernvarmerør	83,29554778	20,5740003	14,4018
Input Fjernvarmerør	832,9554778		
	Sum elektrisk energi	22,2780003	

Tabell 7 Oversikt over tap i tappevannssystemet, alle tall i kWh/døgn

Alle verdiene som skal inn i formel 1 er nå funnet, slik at systemvirkningsgraden for tappevannssystemet kan beregnes. Levert mengde tappevann tilsvarer 305,36 kWh/døgn. Dette krever 832,95 kWh levert fra varmesentralene til fjernvarmenettet pluss totalt 22,7 kWh elektrisk energi. Primærenergifaktor for elektrisitet er 3,31, og for fjernvarme levert til fjernvarmenettet i Trondheim 1,46. Ved å fylle inn i formel 1 får man da en total systemvirkningsgrad på 0,2367 for tappevannssystemet i Klostergata 29. Dette er altså forholdet mellom mengde energi levert som tappevann i tappepunktene og mengde primær energi som kreves for å få det til. Dette tallet forutsetter at ingen varmetap kan nyttes til romoppvarming.

Det største relative varmetapet foregår fra rørene i fordelingsystemet i bygget. Tapet fra fordelingsrørene pluss tanken utgjør ca 59 % av energien levert fra abonnentsentralen. Ifølge rapporten fra Statens Byggeforskningsinstitutt i Danmark (Bøhm, 2009) er normal sirkulasjonstap i boligblokker på 30-75 %, så det beregnede tallet fra Klostergata 29 virker troverdig.

Den samme rapporten estimerer at 25 % av varmetap fra fordelingsrør kan nyttes til romoppvarming (kontra 0 % i henhold til NS-EN 15316-4-5:2007). Hvis man tar med dette i beregningene får man et bidrag på 112,24 kWh/døgn til romoppvarming, noe som vil øke den totale systemvirkningsgraden til 0,3238, en betraktelig forbedring.

5.3.2 Systemvirkningsgrad for tappevannssystem med akkumuleringstank

Det skal her beregnes systemvirkningsgraden for et tappevannssystem med akkumulatortank. Dette for å se hvor stort utslag det gir på den totale systemvirkningsgraden. Det tas utgangspunkt i abonnentsentralen i Klostergata 29, og den eneste forskjellen fra det faktiske systemet er at man har et ladningsvekslersystem for akkumulering av tappevann. Ved å ha akkumulering kan man tillate seg å dimensjonere varmevekslerne for tappevann mindre enn ellers.

For å finne varmetapet fra akkumulatortanken(e) må man først bestemme nødvendig akkumulatorvolum. Til dette benyttes dimensjoneringstabellen fra akkumulatortank-leverandøren OSO Hotwater. Denne er vist i tabell 8.

Boligbygg		VP		El / kjel	Kjel
Norm. leil.	Hybler	Forv.-kW	+etterv.-kW	Volum-kW	Volum-kW
5 stk	8 stk	300-	2 + 300-	400 - 5	300 - 15
10	17	600-	5 + 600-	800 - 10	300 - 30
20	33	900-10 +	900- 5	1200 - 15	400 - 50
35	60	1200-10 +	1200- 5	1600 - 20	600 - 70
45	75	2400-15 +	2400-15	2400 - 30	800 - 80
70	115	3000-25 +	3000-25	3000 - 45	1000 - 120

1 normaleilighet m/badekar bebodd av 3 personer.

1 hybelleilighet m/dusj bebodd av 1 person.

Tabell 8 Dimensjoneringstabell for akkumulatortank (OSO Hotwater, 2011)

I det undersøkte bygget er det 141 beboere fordelt på 47 hybler og 47 parleiligheter. Det antas her at dette kan tilsvare 75 hybler og 20 leiligheter fra tabellen, totalt 135 beboere. Siden høy effekt ikke er noe spesielt problem å fremskaffe i fjernvarmesystem velges verdier fra kolonnen for kjel, der de høyeste effektene og minste akkumulatorvolumene er. Dette gir et nødvendig akkumulatorvolum på 800+400 liter og et effektbehov på 80+50 kW.

Det som ofte avgjør hvor stor akkumulatortank man kan ha, er bredden på dørene som tanken må fraktes inn gjennom. Døren inn til abonnentsentralen i Klostergata 29 er 89 cm bred. Den største tanken fra OSO som går inn en slik dør er en 600 liters tank som er 1,86m høy og har en diameter på 78 cm. Isolasjonen har en tykkelse på

0,065 m og består av mineralull (0,065 W/m·K). Det trengs to slike tanker for å få nødvendig volum.

De to akkumulatortankene bør kobles i serie. I utregningen av varmetapet fra dem antas det at alt vannet i den varmeste tanken holder en temperatur på 70 °C, mens vannet i den "kalde" tanken er lineært fordelt mellom 20 °C og 70 °C fra bunn til topp. Omgivelsestemperaturen antas å være lik, 27 °C.

Beregningsmetoden for varmetap fra akkumuleringstank (SGP, 2011) gir da et varmetap på 230W fra den varme tanken og 134W fra den kalde tanken. Dette blir til sammen 8,5 kWh/døgn.

Varmetapet fra abonnentsentralen blir mindre på grunn av at varmevekslerne for tappevann kan være mye mindre. En samlet effekt på 130kW er tilstrekkelig ifølge tabell 7. Dette er veldig lite i forhold til det som er estimert i det reelle anlegget. Teoretisk vil et system med akkumulering på størrelse med 10 % av det daglige behovet trenge en varmetilførsel i størrelsen 5-25 % av tilfellet uten akkumulering (Volla, 1996). Her har man akkumulert 24,21 % av det daglige varmtvannsbehovet med 9,25 % av den opprinnelige varmeeffekten, så disse tallene høres ikke urimelige ut.

Beregningene gir et varmetap på 1,28 kWh/døgn fra tappevannsdelen av abonnentsentralen.

Varmetapet fra fjernvarmerør og elektrisk energi til sirkulasjonspumper er prosentstørrelser av energi levert til fjernvarmenettet, og blir naturlig nok noe større her. Tapene fra hele rekken av undersystemer sees i tabell 9.

Energibehov tappevann		305,36	
	Termiske tap	Elektrisk energi	Rec. El. Energi
Fordeling	448,9777138	1,704	1,3632
Input fordeling	752,9745138		
akkumulator	8,496	0	0
Input akkumulator	761,4705138		
Tank	7,368	0	0
Input tank	768,8385138		
Abonnentsentral	1,275519626	0	0
Input abonnentsentral	770,1140334		
Fjernvarmerør	84,11389667	20,77613	14,54329
Input Fjernvarmerør	841,1389667		
	Sum elektrisk energi	22,48013	

Tabell 9 Oversikt over tap i tappevannssystem med akkumulatortank, alle tall i kWh/døgn

Systemvirkningsgraden for tappevannssystem med akkumulatortank blir 0,2344 eller 0,3206 hvis man regner med at 25 % av tapet fra fordelingsnettet kan nyttes til romoppvarming. Dette er kun henholdsvis 0,0023 og 0,0031 dårligere enn systemvirkningsgradene uten akkumulering av tappevann. Varmetapet fra akkumulatortanker er altså en forsvinnende liten faktor for den totale virkningsgraden for tappevannssystemet.

5.4 Feilkilder

Når man gjør feltmålinger er det alltid en mulighet for at man får større eller mindre målefeil.

En åpenbar feilkilde er at temperaturmålerne ble plassert utenpå rørene, slik at målingene ikke alltid nødvendigvis representerte de eksakte forholdene inne i rørene. Spesielt var dette tydelig under målingene av temperaturer før og etter tanken. Det ble her målt en temperaturforskjell på 2,53 °C. Dette gir et varmetap i størrelsesorden 8 ganger større enn det estimerte tapet. Det er derfor god grunn til å tro at den reelle temperaturforskjellen over tanken er atskillig mindre enn den målte. Resultatene bør derfor sees i lys av dette. Målefeilen kom antakeligvis av at røret inn i tanken var

isolert, mens røret ut var ikke. Selv om begge målepunktene var isolert, kan det større varmetapet på baksiden av tanken gjort at temperaturmålingen her ble merkbart lavere enn temperaturen på vannet inne i røret.

Vannmengden i tappevannsrøret har blitt målt både i november 2010 og mai 2011 ved hjelp av en clamp-on måler. Målingen fra mai var nyttige for å se variasjoner i korte tidsrom, men en feil gjorde at vannmengden ble målt til å ha en synkende tendens over flere dager som ikke hadde forankring i virkeligheten. Dette var dog ikke et problem i målingene fra november, så det er disse som er brukt for å finne korrekt varmtvannsforbruk per døgn i bygget.

6 Konklusjon

Gevinstene ved høy ΔT i fjernvarmenettet er velkjente; lavere varmetap, høyere virkningsgrad i varmeproduksjonsenheter, mindre pumpearbeid og større kapasitet i nettet.

Hvor stor ΔT man oppnår i fjernvarmenettet avhenger i stor grad av utformingen av abonnentsentralene og reguleringen av dem. En avhandling av Gummèrus fra 1989 viser at tre-trinns abonnentsentraler gir best nedkjøling av primærvannet ved høye utetemperaturer, mens to-trinns-sentraler er bedre når det er minusgrader ute. Andre studier har imidlertid kommet fram til at det teoretiske potensialet for to- og tre-trinns-sentraler er likt. Siden to-trinns-sentralen er enklere i oppbygning og er mindre utsatt for kalkutfelling er denne den mest brukte av de to. Ett-trinns-sentralen gir en noe lavere ΔT , hovedsaklig på grunn av at returvannet fra sirkulasjonsledningen blandes rett inn på det kalde tappevannet.

Underdimensjonering av varmevekslere fører til lav primær ΔT , både for tappevannsvekslere og romoppvarmingsvekslere. Tilsmussing av varmevekslere gir dårligere varmegjennomgangstall, og virkningen vil i praksis være det samme som å ha en underdimensjonert veksler. For å opprettholde tilfredsstillende varmeoverføring/ ΔT over varmeveksleren ved tilsmussing designes systemene med et tilsmussingstillegg på 10 % av dimensjonerende effekt. Det er tre hovedtyper tilsmussing i fjernvarme abonnentsentraler; kalkutfelling, partikkeldeponering og mikrobiell tilsmussing.

Hvis ventilasjon i bygget blir forsynt fra fjernvarme vil det være en god ide å seriekoble denne kretsen med radiatorkretsen. Det vil kreve større varmeplate i varmebatteriet, men man oppnår høyere ΔT i sekundærkretsen. Akkumulatortanker i tappevannssystemet kan ha praktiske fordeler, men vil alltid redusere total ΔT over abonnentsentralen.

Etter en abonnentsentral er ferdig designet vil også innstilling av parameterverdier kunne ha stor innvirkning på hvor stor ΔT man oppnår. Det er blant annet viktig å stille børverdien for temperatur ut fra varmeveksleren så lik mulig som børverdien for temperatur ut fra blandeventilen. Slik vil minst mulig kaldt vann bli ført inn på blandeventilen. Det kan også være et potensial å hente ved å redusere

vannstrømmen i sirkulasjonsledningen. Ved innstilling av begge disse parametrene må man passe på å overholde temperaturkravene fra Folkehelseinstituttet i forhold til legionella (70 °C ut bereder og 60 °C i tappepunkter og retur sirkulasjonsledning).

I radiatorsystem er potensialet for å øke primær ΔT ved å optimere forholdet mellom temperatur og vannstrøm blitt undersøkt (Wollerstrand, 2007). Potensialet ved riktig dimensjonert system er 1,8 °C. For 100 % overdimensjonert radiatorsystem er potensialet 2,7 °C til 3,9 °C. Om varmeveksleren forlenges med 100 % er potensialet henholdsvis 5 °C og 3,5 °C til 5,8 °C.

Målinger er utført i abonnentsentralen i Klostergata 29 i Trondheim. Dette er en tottrinns abonnentsentral med parallellkobling av radiatorkrets og ventilasjonskrets. Det er installert en tank mellom ettervarmeren og blandeventilen i tappevannssystemet for å dempe svingninger i temperatur ut fra varmeveksleren. Med de gjeldende temperaturforløpene er det god grunn til å anbefale å beholde denne tanken fordi temperaturen ut fra varmeveksleren varierer opptil 18° i løpet av et døgn.

Temperaturen ut fra blandeventilen burde være 65 °C for å holde temperaturen over 60 °C i hele sirkulasjonsledningen. Den sekundære temperaturen ut fra ettervarmeren bør være 72,5 °C for å holde 70 °C ut fra tanken. Dette gir en temperaturforskjell på 7,5 °C. Den målte temperaturen mellom disse målepunktene er hele 17 °C i gjennomsnitt. Dette fører til en større innblanding av kaldt vann i blandeventilen, og lavere total ΔT over sentralen.

Statkraft(tidligere Trondheim Energi) krever en primær ΔT på 50 °C over varmeveksleren for romoppvarming ved dimensjonerende utetemperatur. Målinger viser at dette kravet brytes allerede ved utetemperaturen rundt -5 °C og estimerer peker mot en ΔT på 30-33 °C ved dimensjonerende utetemperatur. Dette skyldes at varmeveksleren for romoppvarming er underdimensjonert.

Systemvirkningsgraden er forholdet mellom levert energi og den primære energien som trengs for å få det til. Primærenergifaktor for elektrisk energi er 3,31 mens den for varmeenergi levert til fjernvarmenettet er 1,46. Det er da antatt at søppel har en primærenergifaktor på 1.

Systemvirkningsgraden for tappevannssystemet i Klostergata 29 er undersøkt. Det er varmetap i alle undersystemer. Elektrisk energi trengs til å drive sirkulasjonspumper i fjernvarmenettet og sirkulasjonspumpen i fordelingsnettet i bygget. Noe av den elektriske energien går inn i systemet som varmeenergi. Ifølge NS-EN 15316-3-2:2007 kan ingenting av varmetapet fra tappevannsrør nyttes til romoppvarming. Man ender da opp med en systemvirkningsgrad på 0,2367. Det største varmetapet foregår i fordelingsnettet i bygget. 59 % av varmeenergien levert til abonnentsentralen går tapt her.

Noe av varmetapet vil antakeligvis kunne nyttes til romoppvarming, i gjennomsnitt ca 25 % (Bøhm, 2009). Om man tar dette med i beregningene ender man opp med en systemvirkningsgrad på 0,3238.

Det er også gjort beregninger for hva systemvirkningsgraden ville vært om man hadde hatt akkumulering av tappevann i systemet. Varmetapet fra tankene kommer i tillegg til de andre varmetapene, men varmetapet fra abonnentsentralen blir noe mindre på grunn av mindre effektbehov. Forskjellen i varmetap fra et system uten akkumulering er svært liten, og forskjellen i systemvirkningsgraden blir marginal.

I en abonnentsentral uten en tank mellom ettervarmeren og blandeventilen ville nok innføring av akkumulatortank gitt en større negativ virkning, både på ΔT og systemvirkningsgraden. Dette fordi temperaturen ut fra ettervarmeren måtte blitt hevet, noe som ville resultert i mer innblanding av kaldt vann i blandeventilen og noe større varmetap i abonnentsentralen. I det undersøkte bygget må temperaturen ut fra ettervarmeren allerede være så høy på grunn av tanken.

6 Kilder

Bøhm, B., Schrøder, F. og Bergsøe, N.C (2009). "Varmt Brugsvand- Måling af forbrug og varmetab fra cirkulationsledninger". SBI 2009:10, Statens Byggeforskningsinstitut, Aalborg Universitet.

Enova (2004). "Manual for ENØK normtall-Enova håndbok 2004:2"

Folkehelseinstituttet (2003). Data lastet ned 19.05.2011 fra:

http://www.fhi.no/eway/default.aspx?pid=233&trg=MainLeft_5619&MainArea_5661=5619:0:15,1343:1:0:0:::0:0&MainLeft_5619=5544:27359::1:5625:51:::0:0

Frederiksen, S. og Wollerstrand, J. (1987). "Driftskaraktistikor för parallell- och 2-stegskopplade fjärrvärme-abonnentcentraler", National Swedish Building Research, R68:1987, Stockholm.

Frederiksen, S., Nikolic, D., Wollerstrand, J. (1991). "District Heating House Stations for Optimum Operation", Proceedings of the 25th UNICHAL-Congress, Report 4.7, Budapest.

Frederiksen, S. og Werner, S. (1993). "Fjärrvarme- Teori, teknikk och funktion", Svend Frederiksen, Sven Werner och Studentlitteratur, Studentlitteratur AB, Lund.

Freemeteo.com (2010). Data lastet ned 03.12.2010 og 15.05.2011 fra:

<http://freemeteo.com/default.asp?pid=20&gid=3151917&sid=12710&la=9&lc=1&nDate=1/11/2010>

Gummèrus, P. (1989). "Analys Av Konventionella Abonnentcentraler I Fjärrvärmesystem", Chalmers Tekniska Högskola, Institutionen för Energiteknik.

Hjorthol, E. M. (1993). "Valg av systemløsning for abonnentsentraler", SINTEF Varmeteknikk, SINTEF STF15 A93004.

Ljunggren, P og Wollerstrand, J. (2005). "Optimal radiatorreglering för att nå låg fjärrvärme- returtemperatur", Svensk Fjärrvärme AB.

NS-EN 15316-1:2007. "Varmesystemer i bygninger- Metode for beregning av systemets energikrav og systemvirkningsgrader- Generelt"

NS-EN 15316-2-1:2007. "Varmesystemer i bygninger- Metode for beregning av systemets energikrav og systemvirkningsgrader- Systemer for varmeavgivelse til romoppvarming"

NS-EN 15316-2-3:2007. "Varmesystemer i bygninger- Metode for beregning av systemets energikrav og systemvirkningsgrader- Systemer for fordeling av varme til romoppvarming"

NS-EN 15316-3-1:2007. "Heating systems in buildings- Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies. Domestic hot water systems, characterization of needs (tapping requirements)"

NS-EN 15316-3-2:2007. "Varmesystemer i bygninger- Metode for beregning av systemets energikrav og systemvirkningsgrader- Varmtvannssystemer, fordeling"

NS-EN 15316-4-5:2007. "Varmesystemer i bygninger- Metode for beregning av systemets energikrav og systemvirkningsgrader-Systemer for varmeproduksjon til romoppvarming, ytelsen og kvalitet ved fjernvarme og systemer med stort volum"

NS-EN 15603:2008. "Bygningers energiytelse- Bestemmelse av total energibruk og energiytelse"

OSO Hotwater(2011). Data lastet ned 28.05.2011 fra http://www.osohotwater.no/images/stories/oso-files/pdf/Generell_produktinformasjon/OSO_Dimensjoneringstabell_for_Industriprodukter.pdf

Pettersen, J.E. (2010). "Forebygging av legionellasmitte- en veiledning", Nasjonalt folkehelseinstitutt, Divisjon for miljømedisin, Avdeling for vannhygiene.

SGP varmeteknikk AS (2011). Excelark for beregning av varmetap fra akkumulatortank. Lastet ned 16.05.2011 fra http://www.sgp.no/sgp_varme.asp?meny=1,155&act=read&RecNo=611

Statistisk Sentralbyrå (2011). Data lastet ned 29.04.2011: <http://www.ssb.no/fjernvarme/>

Stene, J. (2009). "Master Module 7- CO₂ heat pumps", SINTEF.

Tro, M (2011). (magnus.tro@sit.no) Epost sendt til Jens Jæger den 23.05.2011.

Trondheim Energi (2008). "Tekniske forskrifter- Fjernvarmeforsyning til boliger".
Lastet ned 09.12.2010 fra Trondheim Energi:

<http://www.trondheimenergi.no/pdf/tekniske%20forskrifter%20bolig%2008.pdf>

Ulseth, R. (2010). TEP13 Bygningers Energiforsyning, Institutt for energi- og prosessteknikk, NTNU.

Utne, Å. (2011). (amund.utne@statkraft.com)E-post sendt til Jens Jæger den 09.05.2011, 11.05.2011 og 23.05.2011.

Volla, R. (1994). "Gevinster ved økt temperaturredifferanse i fjernvarmeanlegg", SINTEF Vameteknikk, SINTEF STF15 A94065.

Volla, R. (1996). "Consumer heating systems for district heating- development by system simulations and service hot water measurements", Doktor Ingeniøravhandling, Institutt for Klima- og Kuldeteknikk, NTH.

Winberg, J. (1993). "Tappvarmvatten- ackumulering", Byggforskningsrådet, Stockholm.

Wollerstrand, J. (1997). "District Heating Substations- Performance, operation and design". Doctoral thesis, Department of Heat and Power Engineering, Lund Institute of Technology, Sweden.

Wollerstrand, J og Ljunggren, P og Johansson, P-O. (2007). "Optimal reglering av radiatorsystem", Svensk Fjärrvärme AB.