

Lavtemperatur-varmenett

Elise Kristine Løve Nielsen

Master i energi og miljø

Innlevert: februar 2017

Hovedveileder: Natasa Nord, EPT

Medveileder: Hanne Kauko, SINTEF Energi

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2016-91

MASTEROPPGAVE

for

Elise Kristine Løve Nielsen

Høst 2016

Lavtemperatur-varmenett

*Low-temperature district heating grid***Bakgrunn og målsetting**

Det nåværende fjernvarmenettet med høytemperaturdistribusjon står foran store forandringer. I nåtidens lavenergibygninger er det ikke behov for fjernvarme på høye temperaturnivåer, og videre er en høy temperatur ugunstig med tanke på utnyttelse av fornybare energikilder og spillvarme, og fører til høye distribusjonstap. I et lavtemperaturnett har man bedre muligheter til utnyttelse av spillvarme og fornybare varmekilder, samt lavere distribusjonstap; og i tillegg blir investeringskostnadene lavere grunnet muligheten til å bruke rimeligere rørkvaliteter. Prosjektet "Development of Smart Thermal Grids – DSTG" har målet å utvikle et beslutningsstøtteverktøy for planlegging av lokale lavtemperatur-varmenett. Studenten har vært engasjert i forskningsprosjektet både gjennom sommerjobb og prosjektoppgave. Studenten skal jobbe videre med modeller og metodikk som var utviklet under prosjektoppgave. Energibehovet for et område koblet til lavtemperaturfjernvarme skal defineres på basis av målt varmebehov i relevante bygninger som ligger i det observerte området. Studenten skal benytte MATLAB for å modellere lavtemperaturnett. Modell av lavtemperaturnett skal omfatte både varme- og trykktap. Ulike nettstruktur skal foreslås og analyseres. En av de første trinnene for å komme til lavtemperatur-varmenett er å muliggjøre lav returtemperatur. Dessverre i dag har vi problem med høy returtemperatur og lav temperaturdifferanse mellom tur- og returtemperatur i nettet. Derfor skal problem og årsak til høy returtemperatur analyseres. Nøkkeltall som spesifikk varme- og trykktap avhengig av nettstruktur skal beregnes for å finne ut fordeler og ulemper ved overgang til lavtemperatur-varmenett.

Målet med oppgaven er å vurdere energisparingspotensialet i forhold til høytemperatur fjernvarme ved å benytte et lavtemperaturnett på et gitt område. Videre er målet å definere utfordringer og potensialer ved bruk av lavtemperaturnetter.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Litteraturstudium av følgende temaer: varmebehov i bygninger i Norge, smarte termiske netter/lavtemperaturnett (komponentene, måling, styring, osv), utfordringer i drift, osv.
2. Definere et område med boliger og andre typer av bygninger som skal være knyttet til det termiske nettet. Hvis relevant, kan et virkelig område analyseres.
3. Organiser og analyser målt varmebehov de typiske bygninger som ligger i det definerte området. Definer typiske timesprofiler og varighetskurver for området.
4. Utvikle modell for et lavtemperaturnett med hensyn til både varme- og trykktap. Modellen skal vise klart trykk- og temperatur distribusjon i nettet. Presenter metodikken klart.

5. Definere ulike scenarier for problem i drift, brukeroppførsel og ulike feil i varmenett.
6. Definere og beregne nøkkeltall som kan benyttes for å promotere lavtemperatur-varmenett. For eksempel, varmetap per år per levert kWh, strømførbuk per levert kWh varme, osv.
7. Utføre dimensjonsanalyse for å vise hvordan hovedresultatene kan benyttes for energiplanlegging, økonomi, eller ved beslutningstaking.
8. Oppsummere og presentere resultater. Lage et utkast for konferanse eller journal artikkel.

” - ”

Senest 14 dager etter utlevering av oppgaven skal kandidaten levere/sende instituttet en detaljert fremdrift- og eventuelt forsøksplan for oppgaven til evaluering og eventuelt diskusjon med faglig ansvarlig/veiledere. Detaljer ved eventuell 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 eventuelt 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 prosesssteknikk.

Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del av besvarelsen. Hvis dokumentasjonen på risikovurderingen utgjør veldig mange sider, leveres den fulle versjonen elektronisk til veileder og et utdrag inkluderes i besvarelsen.

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

Besvarelsen leveres digitalt i DAIM. Et faglig sammendrag med oppgavens tittel, kandidatens navn, veileders navn, årstall, instituttnavn, og NTNUs logo og navn, leveres til instituttet som en separat pdf-fil. Etter avtale leveres besvarelse og evt. annet materiale til veileder i digitalt format.

- Arbeid i laboratorium (vannkraftlaboratoriet, strømningssteknisk, varmeteknisk)
- Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 20. september 2016.



Natasa Nord

Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder: Hanne Kauko, SINTEF Energi AS, hanne.kauko@sintef.no

Forord

Denne masteroppgaven er skrevet høsten 2016 og deler av våren 2017, i mitt tiende semester ved insitutt for energi og prosessteknikk ved Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet (NTNU). Masteroppgaven utgjør 30 studiepoeng, og bygger videre på prosjektoppgaven *Lavtemperaturvarmenett* skrevet våren 2016.

Jeg vil rette stor takk til hovedveileder Natasa Nord for god hjelp og veiledning. Hun har skapt motivasjon og engasjement under arbeidet, og bidratt med relevante kildehenvisninger og kommet med innspill til oppgavens oppbygging og innhold. Jeg vil også takke medveileder Hanne Kauko fra SINTEF Energi og Åmund Utne fra Statkraft Varme for god hjelp og utlevering av nødvendige data som er brukt i oppgaven.

Elise Løve Nielsen

Elise Kristine Løve Nielsen
Trondheim, 13. februar 2017

Sammendrag

Hensikten med oppgaven er å vurdere energisparingspotensialet ved overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme. Lavtemperatur fjernvarme er et virkemiddel for å nå målene om fleksibel og energieffektiv varmforsyning. Dette innebærer å møte framtidens lavere energi- og effektbehov i bygg og muligheten til å utnytte lavverdige energikilder som spillvarme og fornybar energi. Lavere temperaturer vil i tillegg gi mindre varmetap og lavere investeringskostnader til rør.

Det er utviklet to fiktive varmenett med ulike nettstrukturer, der varmenett A representerer spredt bebyggelse og varmenett B representerer tett bebyggelse. Kundemassen er basert på reelle forbruksdata fra Trondheim i 2013, og er utlevert av Statkraft Varme. Bygningene er av TEK10-, lavenergi- og passivhusstandard med vannbåren varme, og antas å kunne tilpasses lave temperaturer, der radiatorer er benyttet som oppvarmingsenhet. Maksimalt sammenlagret effektbehov i varmenettene er 791 kW, og totalt årlig varmebehov er 9,1 GWh.

Resultatene viser at varmetapet kan reduseres med 25 % ved å redusere turtemperatur fra 80°C til 55 °C for varmenett A og B ved å beholde på rørdimensjonene. Derimot vil maksimal pumpeeffekt øke 107 % og årlig elektrisitetsforbruk til pumpe vil øke 58 % for varmenett A. Tilsvarende for varmenett B er økningen på 92 % og 54 %. Varmenettene er små i størrelse, som forårsaker liten forskjell i redusert varmetap mellom varmenett A og B.

For at lavtemperaturnett skal være energieffektivt og lønnsomt er det viktig at varmetapet holdes lavt. Dette oppnås ved bruk av god isolering og små rørdimensjoner. Dette møter imidlertid utfordringer med trykktap grunnet lavere ΔT . Lav ΔT gir høy volumstrøm og trykktapet vil øke. Tillatelse av høyt trykkfall per meter rørlengde (Pa/m) har større betydning på elektrisitetsforbruk til pumpe i områder med lav linjetetthet, som tilsvarer varmebehov per total meter rørlengde (MWh/m). Dette kommer fram i resultatene ved at pumpeeffekt øker med 105 % for varmenett A og 53 % for varmenett B ved å øke dimensjonerende trykkfall per meter rørlengde fra 200-800 Pa/m for stikkledninger og 150-600 Pa/m for hovedledninger. Pumpeenergi i MWh vil øke med 20 % for varmenett A og 7,65% for varmenett B.

Høy nedkjøling av fjernvarmevann i kundesentraler er et resultat av god drift. Dette er imidlertid ofte ikke tilfelle, og returtemperaturer kan bli for høye. Feil i styring er hovedårsaken til for høy returtemperatur. Resultatene i oppgaven viser at omløp, bruksvaner og fyringskurve i varmesystem kan ha stor innflytelse på returtemperatur.

Lavtemperaturnettene som er simulert, er basert på en rekke antakelser. Det er derfor viktig å ha et kritisk blikk på resultatene. Resultatene vil likevel gi et bilde på hvordan bedre energieffektivitet i varmenett kan oppnås ved å senke temperaturnivået, og hvilke potensialer og utfordringer som er knyttet til lavtemperaturnett.

Abstract

The purpose of the exercise is to assess the energy savings potential in the transition from high temperature to low temperature heating. Low-temperature district heating is a mechanism for achieving flexible and energy efficient heat supply. To meet future energy demand in buildings, improved ability to utilize low-grade energy sources such as waste heat and renewable energy is required. Lower temperatures will ensure less distribution heat loss, and lower investment costs for piping.

Two fictitious thermal networks are developed with different network structures, where network A represents a sparsely populated building area while network B represents a densely populated building area. The customer profiles are based on real consumption data from Trondheim in 2013, delivered by Statkraft Varme. The buildings are of TEK10-, low-energy and passive houses standard with hydronic heating systems, and are assumed to be adaptable to low temperatures, where radiators are used as heating device. Maximum total power demand in the heating networks is 791 kW, and the total annual heat demand is 9.1 GWh.

Results show that the heat loss can be reduced by 25 % by lowering the supply temperature from 80°C to 55°C for network A and B, by retaining the pipe dimensions. The maximum pumping power increase 107 % and annual electricity consumption of the pump will increase 58 % for network A. Similarly, for network B, the increase is 92 % and 54 %.

For low temperature district heating to be energy efficient and productive, it is important that the heat loss is kept at a minimal level. This is achieved by using proper insulation and small pipe dimensions. These will be a challenge for dimensioning of pipes due to lower temperature difference. Low temperature difference provides high volume flow and causes pressure loss to increase. Permission of the high pressure drop per meter pipeline (Pa/m) is more significant on electricity consumption for pumping in areas with low line density, corresponding to heating per total meter pipeline (MWh/m). This comes from the results where the pump power increases by 105 % for network A and 53 % for network B by increasing the design pressure drop per meter pipe length from 200-800 Pa/m for branch lines and 150-600 Pa/m for main lines. Annual electricity consumption in MWh will increase by 20% for network A and 7.65% for network B.

High cooling of district heating water in substations is a result of error-free substations. However, this is often not the case and return temperatures may be too high. Most errors originate in the control chain with set point errors. Results show that bypass and user habits also can have a significant influence on the return temperature.

The low-temperature district heating grids are simulated based on a number of assumptions and results should therefore be reviewed with caution. The results still indicate that improved energy efficiency in the heating network can be achieved by lowering the temperature level.

Innhold

Forord	i
Sammendrag	iii
Abstract	iv
Figurer	viii
Tabeller	xii
Forkortelser og definisjoner	xiv
Symboler	xvi
1 Introduksjon	1
1.1 Bakgrunn og motivasjon	1
1.2 Mål	1
1.3 Struktur	2
1.4 Begrensninger av oppgaven	2
2 Litteraturstudie	3
2.1 Generelt om fjernvarme	3
2.1.1 Utviklingen av fjernvarme	3
2.1.2 Lavtemperatur fjernvarme	4
2.1.3 Fjernvarmesystemet i Norge	5
2.1.4 Potensiale og utfordringer for lavtemperatur fjernvarme i Norge	7
2.2 Varmebehov i bygninger	8
2.3 Radiator som varmeavgiver	10
2.3.1 Varmeytelse	10
2.3.2 Lav returtemperatur fra radiatorer	12
2.3.3 Overdimensjonering av radiatorer	13
2.4 Varmtvannssystem i bygninger	14
2.4.1 Forekomst av legionella	14
2.4.2 Varmeveksler til varmt tappevann	15
2.4.3 Akkumuleringstank	16
2.5 Kundesentraler	17

2.5.1	Varmeveksler	17
2.5.2	Styring og regulering	19
2.5.3	Direkte og indirekte tilkobling	20
2.6	Lavtemperatur fjernvarmenett	22
2.6.1	Temperaturnivå i fjernvarmenett	22
2.6.2	Årsaker til høy returtemperatur i varmenettet	26
2.6.3	Overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme	31
2.6.4	Rør tilpasset lavtemperatur	32
2.6.5	Varmeoverføring i twinrør og påvirkning på returtemperatur	33
2.6.6	Varmetap i distribusjonsnett	34
2.6.7	Temperaturfall i distribusjonsnett	35
2.6.8	Trykktap og pumpeeffekt i distribusjonsnett	36
2.6.9	Varmetetthet og nettverksstruktur	41
2.7	Eksempler på lavtemperatur fjernvarmenett	43
2.7.1	Lavtemperatur varmenett i Lystrup, Danmark	43
2.7.2	Nærvarmenett i Østre Hageby, Stavanger	45
3	Eksempelområde for modellert fjernvarmenett	47
3.1	Planlegging av lavtemperatur fjernvarme	47
3.2	Referanseområde	48
3.2.1	Innhenting av forbruksdata	48
3.2.2	Tilknyttede kunder	49
3.2.3	Nettstruktur	49
3.3	Eksisterende varmenett	51
3.4	Nytt varmenett basert på lavtemperatur	54
3.5	Scenarier for problemer med returtemperatur	56
4	Metodikk for modellering av fjernvarmenett ved overgang til lavtemperatur	57
4.1	Programvarer	57
4.2	Modell av kundesentral	58
4.2.1	Oppbygging av kundesentral	58
4.2.2	Varmeveksler for varmt tappevann	59
4.2.3	Varmeveksler for romoppvarming	62
4.2.4	Resulterende temperatur og massestrøm fra kundesentral på primærsiden	64
4.3	Dimensjonering av rør	64
4.4	Driftsforhold i varmenettet	67
4.4.1	Beregning av varmetap	68
4.4.2	Beregning av trykkforløp og pumpeeffekt	73
4.4.3	Fremgangsmåte for å beregne driftsforhold i varmenettet	75
5	Resultater	78
5.1	Varme- og effektbehov i referanseområdet	78
5.1.1	Varmebehov til kundene	79
5.1.2	Total fjernvarmeleveranse fra varmesentral	81
5.1.3	Varighetskurver	84
5.1.4	Lastprofiler	85
5.2	Analyse av varme- og effektbehov på kundeside	86

5.2.1	Oppvarming av varmt tappevann	86
5.2.2	Romppvarming	88
5.3	Overgang fra høy- til lavtemperatur fjernvarme i eksisterende varmenett	90
5.3.1	Motivasjon for overgang til lavere temperaturnivå	90
5.3.2	Temperaturdistribusjon	91
5.3.3	Trykkforløp og pumpeeffekt	94
5.3.4	Varmetap	99
5.4	Utvikling av nytt varmenett	102
5.4.1	Betydning av R-verdi for trykkforløp og pumpeeffekt	102
5.4.2	Betydning av R-verdi for varmetap	106
5.5	Problemer med returtemperatur i varmenettet	108
5.5.1	Problem med omløp i primærnettet	108
5.5.2	Problem med utmatting av varmeveksler	111
5.5.3	Problem med returtemperatur som følge av brukeratferd	112
5.5.4	Problem med fyringskurve hos kunde	117
5.6	Overdimensjonering av radiator og påvirkning på returtemperatur	120
5.7	Utfordringer med varmetetthet for lavtemperatur varmenett	125
5.8	Dimensjonsanalyse av lavtemperaturnett	128
5.8.1	Proporsjonalitet av variable	128
5.8.2	Eksisterende varmenett	130
5.8.3	Nytt varmenett	132
5.9	Helhetlig analyse av varmenettene	134
5.9.1	Eksisterende varmenett	134
5.9.2	Nytt varmenett	136
6	Diskusjon	137
6.1	Usikkerhet i modellene	137
6.2	Utvikling i varmebehov over årene	139
7	Konklusjon	141
8	Videre arbeid	145
A	Forbruksdata til kundene i det simulerte varmenettet	150

Figurer

2.1	Fleksibilitet i energisystemet (Dalla Rosa).	4
2.2	Eksempel på økt COP ved lavere temperatur ut av kondensator.	5
2.3	Fordeling mellom de mest brukte termiske energibærerne i 2013 [12].	7
2.4	Prinsippskisse av radiator.	10
2.5	Returtemperatur <u>uten</u> overdimensjonering [54].	12
2.6	Returtemperatur <u>med</u> overdimensjonering [54].	14
2.7	Vekststopp av legionella ved ulike temperaturer [49].	15
2.8	Systemløsning med direkte oppvarming av varmtvann [38].	16
2.9	Systemløsning ved bruk av akkumuleringstank [38].	16
2.10	Prinsippskisse for varmeveksler.	17
2.11	Parallellkoblet kundesentral med styre- og kontrollenheter [20].	20
2.12	Direkte tilkobling av kundesentral.	21
2.13	Indirekte tilkobling av kundesentral.	21
2.14	Temperaturnivå i et typisk eksisterende fjernvarmenett. Inspirasjon fra [18].	22
2.15	Gjennomsnittlig årlig tur- og returtemperatur i 142 svenske fjernvarmesystem fra 2004-2010 [25].	23
2.16	Gjennomsnittlig årlig tur- og returtemperatur i 207 danske fjernvarmesystem fra 2010/2011 [25].	24
2.17	Tur- og returtemperatur som funksjon av utetemperatur ved et av Statkraft sine fjernvarmeanlegg i Sverige [1].	25
2.18	Årsaker til for høy returtemperatur i fjernvarmenett [14, 16, 18, 25, 55].	26
2.19	Omløp i kundesentral.	27
2.20	Defekt reguleringsventil skjult av en blandingskrets [14].	28
2.21	Ventilkaraktistikk som viser forholdet mellom k_v -verdi og ventilåpningen.	28
2.22	Prinsippskisse for tilfelle av for høy settpunkttemperatur i sekundærsystemet [14].	29
2.23	Illustrasjon av twinrør og enkeltrør. AluFlextra-rør med PUR-skum isolasjon.	32
2.24	Horisontal og vertikal posisjon til twinrør.	33
2.25	Varmeoverføring mellom tur- og returledning [40].	34
2.26	Trykkforløp i distribusjonsnett.	39
2.27	Pumpe- og systemkaraktistikk.	40
2.28	Eksempel på sammenheng mellom varmetetthet, linjetetthet og termisk bredde [57].	42
2.29	Lavtemperatur fjernvarmenett i Lystrup, Danmark [11].	45
2.30	Nærvarmenett i Østre Hageby, Stavanger [31].	46
3.1	Planlegging av lavtemperatur fjernvarme for lavenergibygg.	47
3.2	Nettstruktur for varmenett A og B.	50

3.3	Eksempel på gradvis reduksjon av dimensjonerte turtemperatur for overgang fra høytemperatur til lavtemperatur varmenett.	51
3.4	Utetemperaturkompenseringskurver av turtemperatur i primærnettet og i varmeanlegget.	53
4.1	Oppbygging av kundesentral, med parallellkoblede varmevekslere.	58
4.2	Fremgangsmåte for dimensjonering av rør.	66
4.3	Prinsippskisse for beregning av temperaturnivå og massestrøm i varmenettet.	68
4.4	Prinsippskisse for temperaturfall i rør.	69
4.5	Skisse av varmeoverføring i twinrør plassert under bakkenivå [53].	70
4.6	Prinsippet om superposisjon [53].	71
4.7	Fremgangsmåte for beregning av varmetapskoeffisienter.	75
4.8	Fremgangsmåte for beregning av trykkfall og varmetap i distribusjonsnettet.	76
5.1	Spesifikt årlig varmebehov og maksimalt spesifikt effektbehov til kundene tilknyttet varmenettet, med forbruksdata fra 2013.	80
5.2	Sammenlagret effektbehov for bygningene, 2013.	81
5.3	Antall timer i referanseåret 2013 med ulik belastning [kW].	82
5.4	Lastfaktor i varmenettet og jordtemperatur.	82
5.5	Totalt varmebehov i varmenettet fordelt etter utetemperatur, 2013.	83
5.6	Varighetskurve for spesifikt effektbehov for de ulike kundene, 2013.	84
5.7	Varighetskurve for referanseområdet, 2013.	85
5.8	Gjennomsnittlige timesverdier for belastning i varmenettet over en uke fordelt på ulike måneder, 2013.	85
5.9	Spesifikt effektbehov til oppvarming av varmt tappevann for boligblokker.	87
5.10	Spesifikt effektbehov til oppvarming av varmt tappevann for yrkesbygg.	87
5.11	Spesifikt effektbehov til romoppvarming av boligblokker.	88
5.12	Spesifikt effektbehov til romoppvarming av yrkesbygg.	89
5.13	Timesverdier for tur- og returtemperaturer ved varmesentral (vs) for referansecase (80°C).	91
5.14	Timesverdier for tur- og returtemperaturer ved varmesentral (vs) for case 1 (70°C).	92
5.15	Timesverdier for tur- og returtemperaturer ved varmesentral (vs) for case 2 (60°C).	93
5.16	Timesverdier for tur- og returtemperaturer ved varmesentral (vs) for case 3 (55°C).	93
5.17	Nettstruktur med pumpestyring for varmenett A og B.	96
5.18	Trykkforløp til mest ugunstige kundesentral ved maksimalt trykkfall i varmenett A for eksisterende varmenett.	96
5.19	Trykkforløp til mest ugunstige kundesentral ved maksimalt trykkfall i varmenett B for eksisterende varmenett.	97
5.20	Pumpeeffekt for eksisterende varmenett med ulike temperaturnivåer.	98
5.21	Årlig pumpeenergi og maksimal pumpeeffekt for ulike temperaturercaser for eksisterende varmenett.	99
5.22	Månedlig varmetap (MWh) i varmenett A og B ved ulike temperaturnivåer.	101
5.23	Gjennomsnittlig varmetap (kWh) per varme levert (kWh) per måned i varmenett A og B ved ulike temperaturnivåer i eksisterende varmenett.	101
5.24	R-verdi som funksjon av varmebehov og rørdiameter for hovedledninger.	103
5.25	Trykkforløp til mest ugunstige kundesentral ved maksimalt trykkfall i varmenett A for utvikling av nytt varmenett.	104

5.26	Trykkforløp til mest ugunstige kundesentral ved maksimalt trykkfall i varmenett B for utvikling av nytt varmenett.	104
5.27	Pumpeeffekt for utvikling av nytt varmenett med ulike trykkfallsbetingelser.	105
5.28	Årlig pumpeenergi og maksimal pumpeeffekt ved ulike betingelser for trykkfall for nytt varmenett.	106
5.29	Gjennomsnittlig varmetap (kWh) per varme levert (kWh) per måned i varmenett A og B for utvikling av nytt varmenett.	107
5.30	Returtemperatur ved varmesentral som følge av omløp i eksisterende varmenett, case 3 (55°C).	109
5.31	Returtemperatur ved varmesentral som følge av omløp i eksisterende varmenett, referansecase (80°C).	110
5.32	Gjennomsnittlig årlig temperaturdifferanse som funksjon av temperaturvirkningsgrad i varmeveksler. $\eta_{vv,oppv}$: Temperaturvirkningsgrad på varmeveksler til romoppvarming. $\eta_{vv,tv}$: Temperaturvirkningsgrad på varmeveksler til oppvarming av varmt tappevann.	111
5.33	Returtemperatur på primærsiden av kundesentral 1 ved varierende innetemperaturer for case 3 (55°C).	113
5.34	Returtemperatur på primærsiden av kundesentral 1 ved varierende innetemperaturer for referansecase (80°C).	113
5.35	Temperaturdifferanse på primærsiden av kundesentral 1 ved ulike innetemperaturer for case 3 (55°C).	114
5.36	Temperaturdifferanse på primærsiden av kundesentral 1 ved ulike innetemperaturer for referansecase (80°C).	114
5.37	Alternativer til fyringskurver for radiatorsystem.	117
5.38	Returtemperatur på primærsiden av kundesentral 1 for ulike valg av fyringskurver.	118
5.39	Temperaturdifferanse på primærsiden av kundesentral 1 gjennom året for de ulike alternativene til fyringskurve.	119
5.40	Returtemperatur og massestrøm på primærsiden av kundesentral som funksjon av utetemperatur ved overdimensjonering av radiator for case 3 (55°C).	121
5.41	Returtemperatur og massestrøm på primærsiden av kundesentral som funksjon av utetemperatur ved overdimensjonering av radiator, for referansecase (80°C).	122
5.42	Temperaturdifferanse i sekundærnettet ved ulike grader av overdimensjonering av radiator for case 3 (55°C).	123
5.43	Temperaturdifferanse i sekundærnettet ved ulike grader av overdimensjonering av radiator for referansecase (80°C).	123
5.44	Varmetap som funksjon av linjetetthet for varmenett A.	125
5.45	Varmetap som funksjon av linjetetthet for varmenett B.	126
5.46	Pumpeenergi som funksjon av linjetetthet for varmenett A.	127
5.47	Pumpeenergi som funksjon av linjetetthet for varmenett B.	127
5.48	Rørdiameter som funksjon av varmebehov ved R lik 200 Pa/m.	129
5.49	Reduksjon av varmetap og pumpeeffekt ved overgang til lavere temperaturnivå.	130
5.50	Pumpeeffekt som funksjon av maksimalt effektbehov for eksisterende varmenett.	131
5.51	Pumpeenergi som funksjon av totalt årlig varmebehov for eksisterende varmenett.	132
5.52	Pumpeeffekt som funksjon av maksimalt effektbehov for nytt varmenett.	133
5.53	Pumpeenergi som funksjon av totalt årlig varmebehov for nytt varmenett.	133
5.54	Påvirkning på varmetap og pumpeenergi ved overgang til lavere temperaturnivå i primærnettet.	134

6.1	Framskrivning av byggeareal for alle byggesektorer fram til 2030 [23].	140
A.1	Boligblokk A.	150
A.2	Boligblokk B.	151
A.3	Boligblokk C.	151
A.4	Boligblokk D.	152
A.5	Ungdomsskole.	152
A.6	Idrettshall.	153
A.7	Barnehage.	153
A.8	Helse- og velferdssenter.	154
A.9	Kontor-/forretningbygg	154

Tabeller

2.1	Prosentandel årlig varmebehov til oppvarming av varmt tappevann av totalt årlig varmebehov for ulike typer bygninger med forskjellig bygningsstandard [48].	9
2.2	Effekten av å redusere temperaturnivået i et eksisterende varmenett.	31
2.3	Spesifikasjoner for lavtemperatur fjernvarmenettet i Lystrup [11][40].	44
2.4	Spesifikasjoner for nærvarmenettet i Østre Hageby i Stavanger [31].	46
3.1	Spesifikasjoner for byggene tilknyttet varmenettet.	49
3.2	Rørdimensjoner for hovedledninger og stikkledninger i eksisterende varmenett.	52
3.3	Temperaturnivå sommer og vinter i primærnett og radiatorsystem hos kundene for ulike temperaturcaser.	53
3.4	Betingelser for trykktap i hovedledninger og stikkledninger.	54
3.5	Rørdimensjoner av hovedledninger for varmenett A og B ved utvikling av nytt rørnett.	55
3.6	Rørdimensjoner av stikkledninger ved utvikling av nytt rørnett.	55
4.1	Turtemperaturer i varmtvannssystemet ved ulike temperaturer i primærnett.	60
4.2	Maksimalt effektbehov og volumstrøm i sirkulasjonsvannet i varmtvannssystemet.	61
4.3	Dimensjonerende tur- og returtemperatur i radiatorer for ulike dimensjonerende turtemperaturer i primærnett.	62
4.4	Rørspekifikasjoner for twinrør i stål og AluFlextra.	72
5.1	Spesifikasjoner for de ulike byggene tilknyttet varmenettet, med forbruksdata fra 2013.	79
5.2	Maksimalt spesifikt effektbehov og totalt årlig varmebehov til varmtvann sammenliknet med standardverdier fra NS3031.	86
5.3	Maksimalt spesifikt effektbehov og totalt årlig varmebehov til romoppvarming.	88
5.4	Volumstrøm, pumpeeffekt og varmetap ved ulike nivåer for tur-/returtemperatur.	90
5.5	Endringer ved redusert temperaturnivå fra 80°C til 55°C	91
5.6	R-verdier ved dimensjonerende forhold, $\Delta T = 45$ K for referansecase (80°C).	94
5.7	Maksimalt trykkfall fra varmesentral til hver kundesentral for referansecase (80°C) og case 3 (55°C).	95
5.8	Dimensjonerende effektbehov og årlig elektrisitetsforbruk til pumpe.	98
5.9	Varmetapskoeffisienter for stålrør med isolasjonsserie 1 ved 55/25°C tur- og returtemperatur i stasjonær tilstand ved $T_{jord} = 2^\circ\text{C}$	100
5.10	Varmetap for varmenett A og B i eksisterende varmenett.	100
5.11	Betingelser for trykktap per meter rørlengde ved utvikling av nytt varmenett.	102
5.12	Maksimal pumpeeffekt og totalt årlig pumpeenergi for ulike trykkfallsbetingelser.	105
5.13	Varmetapskoeffisienter i AluFlextra og stålrør med isolasjonsserie 3 ved 55/25°C tur-/returtemperatur i stasjonær tilstand ved $T_{jord} = 2^\circ\text{C}$	106

5.14	Varmetap ved ulike trykkfallsbetingelser.	107
5.15	Gjennomsnittlig økning i returtemperatur ved varmesentralen som følge av omløp på primærsiden av kundesentralene.	108
5.16	Påvirkning på totalt varmetap som følge av omløp.	110
5.17	Påvirkning på totalt årlig varmetap, pumpeenergi og maksimal volumstrøm i varmenettet som følge av endret innetemperatur hos samtlige kunder i varmenett A.	115
5.18	Påvirkning på totalt årlig varmetap, pumpeenergi og maksimal volumstrøm i varmenettet som følge av endret innetemperatur hos samtlige kunder i varmenett B.	115
5.19	Volumpris for sirkulert vannmengde gjennom kundesentral 9 for varmenett A med case 3 (55°C)	117
5.20	Varmetap og pumpeenergi per fjernvarme levert for varmenett A og B ved bruk av ulike fyringskurver.	118
5.21	Gjennomsnittlig ΔT på primærsiden av kundesentral 1 ved ulike fyringskurver.	119
5.22	Volumpris for sirkulert vannmengde gjennom kundesentral 1.	120
5.23	Påvirkning på totalt årlig varmetap, pumpeenergi og maksimal volumstrøm i varmenettet som følge av overdimensjonering av radiatorer hos samtlige kunder i varmenett A.	124
5.24	Påvirkning på totalt årlig varmetap, pumpeenergi og maksimal volumstrøm i varmenettet som følge av overdimensjonering av radiatorer hos samtlige kunder i varmenett B.	124
5.25	Sammenheng mellom økning i kapasitet, pumpeeffekt og rørdiameter.	130
5.26	Hovedresultater for eksisterende varmenett.	135
5.27	Endringer ved redusert temperaturnivå fra 80°C til 55°C i primærnettet.	135
5.28	Hovedresultater for utvikling av nytt varmenett.	136

Forkortelser og definisjoner

Forkortelse/uttrykk	Forklaring
LTFV	L avtemperatur fj ern v arme
DUT	D imensjonerende u tetemperatur
ks	K undesentral
vs	V armesentral
Brukstid	Forholdet mellom årlig produksjon (kWh) og maksimal ytelse (kW)
Peakshaving	Effekttopper forskyves til perioder med lavere effektbehov
Varmesentral	Anlegg for produksjon av varme
Kundesentral	Grensesnitt mellom sekundær- og primærnett. Også kalt abonnentsentral
Primærnett	Distribusjonsnett mellom varmesentral og forbrukere
Sekundærnett	Rørnett mellom kundesentral og kundens varmesystem i bygget
Distribusjonsnett	Rørnett som distribuerer varme fra varmesentral til kundesentral
Fyringskurve	Viser utetemperaturkompensering av turtemperatur
Omløp	Direkte kontakt mellom tur- og returledning. Kalles også bypass.
Blandingskrets	Krets mellom tur- og returledning
Twinrør	Tur- og returledning er innkapslet innenfor en felles isolasjonskappe.
Manometer	Måleinstrument for måling av trykk

Differansetemperatur	Temperaturforskjell mellom tur- og returledning. Også benevt ΔT
Last	Summen av samtidig effektuttak til forbrukere i et fjernvarmenett
Lineær varmetetthet [MWh/m ²]	Forholdet mellom den årlige varmen som leveres til forbrukere og de totale rørlengdene i varmenettet
Varmesystem	Omfatter romoppvarming og oppvarming til varmt tappevann
Stikkledning	Rørstrekning mellom hovedledning til kundesentral
Hovedledning	Rørstrekning mellom varmesentral og stikkledninger
Turledning	Distribusjonsrør for oppvarmet fjernvarmevann
Returledning	Distribusjonsrør for brukt fjernvarmevann
Lavenergihus	Har lavere varmebehov enn et standard bygg, og oppnås gjennom godt isolert bygningskropp, superisolerte vinduer og høy varmegjenvinningsvirkningsgrad.
Passivhus	Konsept som tar i bruk passive tiltak for å holde mest mulig på varmen, ved superisolerte vinduer, tett bygningskropp og utnyttelse av solvarme. Passivhus kun trenger rundt halvparten av energien sammenliknet med en bolig med TEK10-standard.
Nullhus	Produserer like mye energi som det forbruker hvert år, og er karbonnøytralt fra produksjon til ferdigstillelse.
Plusshus	Produserer mer energi enn det forbruker gjennom hele sin levetid.
Index	Forklaring

<i>i</i>	Rørstrekning
<i>k</i>	Node
<i>j</i>	Kundesentral

Symboler

Symbol	Forklaring	Enhet
\dot{Q}	Effekt	kW
Q	Energi	kWh
\dot{V}	Volumstrøm	l/s
\dot{m}	Massestrøm	kg/s
R	R-verdi. Trykktap per rørlengde	Pa/m
c_p	Spesifikk varmekapasitet	kJ/kg·K
p	Trykk	Pa
ρ	Tetthet	kg/m ³
H	Pumpens løftehøyde	m
v	Væskens hastighet	m/s
T_{tur}	Temperatur i turledning	°C
T_{retur}	Temperatur i returledning	°C
T_g	Temperatur i jorden	°C
f	Friksjonsfaktor	-
d	Indre rørdiameter	mm
L	Rørlengde	m
U	Varmetapskoeffisient	W/mK
P	Trykk	Pa
ΔP	Trykkdifferanse	Pa

Kapittel 1

Introduksjon

1.1 Bakgrunn og motivasjon

Økt fokus på energieffektive bygg vil gi behov for økt samspill mellom eksisterende varmforsyning og bygg der det ikke er behov for høye temperaturnivåer. Flexibiliteten i lavtemperatur varmenett gjør det mulig å utnytte fornybare energikilder og overskuddsvarme fra bygninger og industri. Dette bidrar til effektiv ressursutnyttelse og er viktig for å oppnå et energisystem med høyere grad av fleksibilitet. Lavtemperatur fjernvarme kan være et viktig satsingsområde for å nå målene om redusert klimagassutslipp. Lavtemperatur fjernvarme vil i tillegg redusere varmetap og kan bidra til å fase ut fossilt brensel og frigjøre elektrisitet slik at det kan brukes til andre formål enn oppvarming av bygg.

Lavtemperatur fjernvarme har som mål å håndtere framtidens utfordring med lavere varmebehov og strengere krav til energieffektivisering i varmforsyning. Fjernvarme ser bort fra individuelle løsninger for hvert bygg og binder sammen flere bygg ved bruk av en felles varmesentral ved å se på et område som helhet. Å gjøre fjernvarme konkurransedyktig mot varmepumper, vil i tillegg være vanskelig med mindre det skjer endringer i dagens fjernvarmesystem.

1.2 Mål

Målet med oppgaven er å vurdere energisparingspotensialet ved bruk av lavtemperatur varmenett i forhold til høytemperatur varmenett. Dette er gjort ved å modellere ulike lavtemperaturnett i MATLAB. Forbruksprofiler til tilknyttede kunder er basert på reelle kundedata fra Trondheim 2013, der tilgang kundedata er fått av Statkraft Varme. En del av oppgaven er å analysere utfordringer og potensiale knyttet til lavtemperaturnett.

For å besvare oppgaven er det satt opp delmål som listet opp under.

- Litteraturstudie om potensiale til lavtemperaturnett i Norge
- Finne typiske årsaker til høy returtemperatur i primærnettet
- Definere område med kundemasse og ulike nettstrukturer
- Utvikle modell for kundesentral og beregne returtemperatur i sekundær- og primærnett i MATLAB
- Utvikle modell for lavtemperaturnett i MATLAB for simulering av varmetap og trykktap
- Analysere utfordringer og potensialer ved bruk av lavtemperatur fjernvarme

1.3 Struktur

Oppgaven er delt inn i åtte kapitler. Kapittel 1 er en introduksjon til oppgaven, og vil gi leseren innsikt i hvorfor oppgavens tema er aktuell i dag. Litteraturstudie blir gjennomgått i kapittel 2. Dette er en sentral del av besvarelsen ved at den består av grunnlaget for utvikling og modellering av lavtemperaturnett. Det definerte området som modelleringen baseres på er presentert i kapittel 3, og metoder som er brukt for å utvikle og modellere kundesentral og varmenett er beskrevet i kapittel 4. Resultater blir presentert i kapittel 5. I kapittel 6 fremlegges diskusjon rundt resultater og usikkerhet i modellene, mens konklusjon blir presentert kapittel 7. Kapittel 8 tar opp forslag til videre arbeid.

1.4 Begrensninger av oppgaven

Varmenettene som er modellert i oppgaven er basert på et fiktivt område, men reelle kundedata. Forbruksdata til kundene er oppgitt som samlet varmebehov, og formålsdeling av varmebehovet er dermed ukjent. Det er utarbeidet en aggregert ukesprofil for tappevannsforbruket, som i mest mulig grad skal tilsvare en reell ukesprofil for hvert enkelt bygg tilknyttet varmenettet.

Simuleringer er gjort med konstante friksjonskoeffisienter, varmekapasiteter og vanntetthet. Det er i tillegg antatt konstante virkningsgrader for varmevekslerne i kundesentralene. Dette gir at estimert returtemperatur fra kundesentralene kan være noe annerledes enn en reell. Trykktap over kunde- og varmesentral og pumpevirkningsgrad til pumpen i distribusjonsnettet er satt til faste verdier. Det er ikke tatt hensyn til kontrollventiler, sikkerhetsventiler, måleutstyr og liknende. På bakgrunn av nevnte begrensninger, vil varmenettet likevel gi en indikasjon på energisparingspotensialet ved å benytte et lavtemperaturnett sammenliknet med et høytemperaturnett.

Kapittel 2

Litteraturstudie

2.1 Generelt om fjernvarme

Fjernvarme er et energisystem der en rekke bygninger eller boliger får tilført varme i form av vann fra en eller flere varmesentraler. Vannet distribueres gjennom et dobbelt rørnettverk bestående av tur- og returledning, og blir overført til bygninger for oppvarming av tappevann, romoppvarming eller kjøling. Kapasiteten i fjernvarmenettet avhenger av volumstrøm i rørene og temperaturdifferansen mellom tur- og returvannet.

Et fjernvarmesystem består av tre hovedelementer: varmekilde, distribusjonsnett og kundesentraler. Som oftest dekker fjernvarmesystemet et større område, der nettstrukturen og fjernvarmesystemet er svært komplekse ved at en rekke varmesentraler og tusenvis av kunder er tilkoblet. Et fjernvarmenett kan også bestå av flere produksjonsanlegg for varme.

2.1.1 Utviklingen av fjernvarme

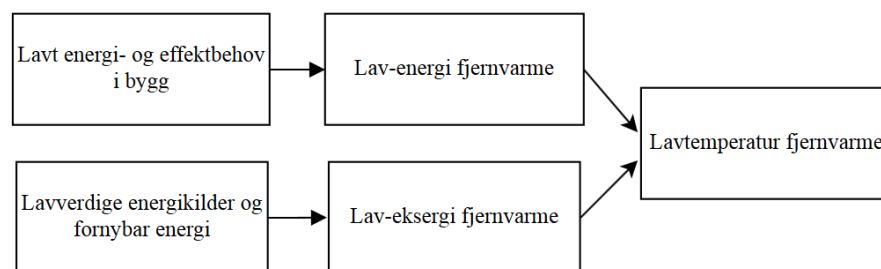
Fjernvarme har vært i utvikling helt fra det ble etablert, og det deles inn i fire ulike generasjoner kategorisert etter medie og temperaturnivå [16]. Første generasjons fjernvarme er basert på damp som energibærer, og ble først etablert i New York på 1880-tallet. I dag blir dette ansett som en utdatert teknologi på grunn av høye temperaturer, lav energieffektivitet og lite hensyn til sikkerhet. Denne formen for fjernvarme kan finnes i storbyer som København, Hamburg, München, Paris og New York, men blir i stor grad faset ut. Andre generasjons fjernvarme ble utviklet på 1930-tallet og dominerte fram til 1970-tallet. For å holde mediet i flytende form, benyttes det høyt trykk med temperaturer over 100°C. Tredje generasjons fjernvarme ble introdusert i Skandinavia på 1980-tallet, og benytter vann med temperaturer hovedsakelig under 100°C. Dagens fjernvarmesystem består av andre, men for det meste tredje generasjons fjernvarme. Utviklingen av fjernvarme viser en trend med fokus på lavere temperaturer.

For å skape samspill i infrastruktur mellom lavenergibygg og smarte varmenett, er fjerdegenerasjons fjernvarme under utvikling i dag, såkalt lavtemperatur fjernvarme. Det forventes å kunne benytte et betydelig lavere temperaturnivå enn det som brukes i dag, muligens helt ned til 40-50°C [25].

2.1.2 Lavtemperatur fjernvarme

Lavtemperatur fjernvarme åpner opp muligheten for bedre utnyttelse av spillvarme fra industri og andre fornybare varmekilder. Varmeutnyttelsen kan være overskuddsvarme fra bygg, geotermisk energi, solvarme og omgivelsesvarme i form av varmpumper fra blant annet berggrunn, hav, sjø og jord. For allerede installerte varmeanlegg i bygninger, vil dette gjøre dem konkurransedyktige med andre oppvarmingsmetoder basert på elektrisitet, og bidra til å nå målet om å gjøre fjernvarme 100% fornybar. Lavtemperatur fjernvarme skaper et godt samspill mellom ressursutnyttelse, energiforsyning og bygg, og er viktig for å oppnå et energisystem med høyere grad av fleksibilitet og effektiv energiflyt.

Fjernvarmeforbrukere i null- og pluss hus vil kunne sende overskuddsvarme i retur til fjernvarmenettet i tilfeller med overproduksjon av varme ved overgang til lavtemperatur fjernvarme i form av smarte varmenett. Dette skaper et dynamisk og fleksibelt energisystem som kan tilpasses både eldre og nyere bygninger. Samspillet mellom lavt energibehov i bygg og lavverdige energikilder vil utgjøre lavtemperatur fjernvarme, og er vist i figur 2.1. Lavverdige energikilder har lavt temperaturnivå og liten andel av eksergi.

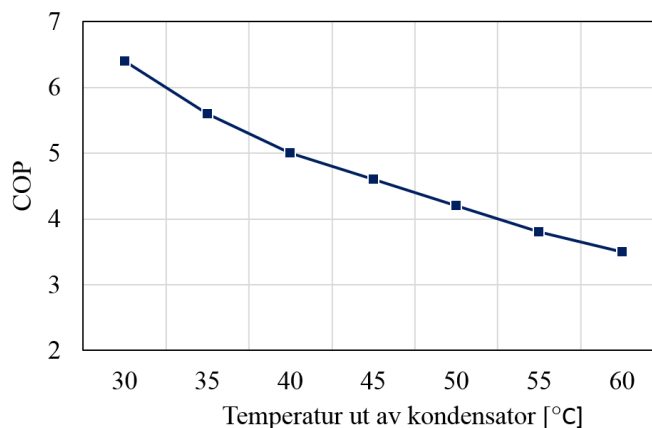


FIGUR 2.1: Fleksibilitet i energisystemet (Dalla Rosa).

Fordelene med å redusere temperaturnivået i fjernvarmenettet er i tillegg lavere varmetap i varmenettet og i varmelagring [40]. Termisk lagring i et fjervarmesystem kan være store sesongbaserte beholdere til små beholdere hos forbruker. Lavere temperatur i fjernvarmenettet vil redusere varmetapet i beholderne. Lavtemperatur fjernvarme åpner opp muligheten for bruk av plastrør og rimeligere rørkvaliteter, og vil redusere investeringskostnadene til rør.

Ytterligere fordeler med lavtemperatur fjernvarme er økt COP (effektfaktor) i varmpumper [24]. Uavhengig av varmekilde, vil effektiviteten til varmpumper være høyere desto lavere temperaturnivået i fjernvarmenettet er. COP vil øke med lavere temperatur ut av kondensatoren,

som vist i figur 2.2. Lavtemperatur fjernvarme gir dermed et bredere utvalg av varmepumpe-teknologi [38].



FIGUR 2.2: Eksempel på økt COP ved lavere temperatur ut av kondensator.

Lavere temperaturdifferanse i fjernvarmenettet vil redusere termiske spenninger i rørene [16], som vist i likning 2.1. Den ujevnt fordelte temperaturgradienten langs rørledningene reduseres, noe som vil føre til redusert lekkasje og dermed reduserte vedlikeholdskostnader.

$$\sigma = E\alpha\Delta T \quad [N/m^2] \quad (2.1)$$

der E er elastisitetsmodul [N/m^2] som beskriver motstandsevne mot elastisk deformasjon. α er koeffisient til termisk ekspansjon [$^{\circ}C^{-1}$] og ΔT er temperaturøkning [K].

2.1.3 Fjernvarmesystemet i Norge

Tradisjonelt har etableringen av fjernvarme hovedsakelig vært i byer og tettsteder som følge av at lav varmetetthet har vært begrensende faktor for lønnsomheten. Blant de største fjernvarmeaktørene i Norge i dag er Statkraft Varme AS i Trondheim, BKK Varme AS i Bergen, Hafslund Fjernvarme AS i Oslo og Agder Energi Varme AS i Kristiansand.

Utbredelse

Mesteparten av fjernvarmen i Norge produseres på Østlandet. I 2015 produserte Hafslund 1,6 TWh fjernvarme i Oslo. Dette tilsvarer rundt 20% av oppvarmingsbehovet i Oslo. I Trondheim leverer Statkraft Varme årlig rundt 530 GWh fjernvarme, mens BKK Varme AS leverer årlig rundt 224 GWh fjernvarme i Bergen.

Fjernvarme i Norge er lite utbredt blant husholdninger. Årsaken til dette er at tilknytningskostnadene er høye sammenliknet med årsforbruket til kundene [36]. Likevel er fjernvarme i

vekst, der fjernvarmeforbruket har fordoblet seg i løpet av de siste ti årene [58]. Også andel fjernvarme til husholdninger har vokst. I 2015 lå fjernvarmeforbruket på 4,8 TWh, der omtrent to tredjedeler ble levert til tjenesteytende næringer, 11% ble levert til industri, og 22% ble levert til husholdninger [58][47].

Energikilder

Produksjonen av fjernvarme i Norge er basert på flere ulike energikilder og teknologier. Over-skuddsvarme ved forbrenning av avfall står for omtrent halvparten av fjernvarmeproduksjonen i Norge, og flisfyringsanlegg står for omtrent 20 % [47]. Andre energikilder i fjernvarmeproduksjonen er elektrisitet, fyringsolje, biolje, spillvarme og gass.

Temperaturnivåer

De største fjernvarmeanleggene i Norge har normalt en dimensjonerende turtemperatur på 120°C. Basert på utetemperatur, vil turtemperaturen reduseres ned til 70-80°C på sommeren. I Trondheim kan tur- og returtemperaturen være på rundt 115/75°C, tilsvarende temperaturdifferanse ΔT lik 40 K [1]. Dette er ikke spesielt bra ΔT , da beste temperaturdifferanse er på 45 K. Statkraft Varme oppgir at deres fjernvarmesystemer kan ha tur-/ returtemperaturer alt fra 95/80°C til 95/55°C. Varmetapet i distribusjonsnettene i Norge var totalt på 9,13 % i 2015 [47]. Statkraft Varme oppgir at varmetapet i distribusjonsnettet per år av produsert varme varierer mellom 8-15 % [1], og avhenger blant annet av temperaturnivå, rørkvaliteter og tetthet for kundemassen.

Tilknytningplikt

I Norge ble tilknytningsplikten innført i 1986 og er gjeldene i plan- og bygningsloven § 27-5. Den forteller at bygg som oppføres innenfor et konsesjonsområde skal tilknyttes fjernvarme. Formålet med tilknytningsplikten er å sikre et økonomisk grunnlag for fjernvarmeutbyggere i Norge. Unntak av tilknytningsplikten gjelder dersom alternative energiløsninger vil være mer miljøvennlig enn tilknytning til fjernvarme. For kunder med tilknytningsplikt er kraftprisene satt som pristak for prisen av fjernvarme, og er regulert etter energilovens § 5-5. Økning av kraftprisen kommer fjernvarmeselskapene til gode ved at fjernvarmen kan selges til en høyere pris ved å levere samme mengde varme. Statistikker viser likevel lavere kraftpriser de siste årene, og dette forventer å fortsette [1, 47].

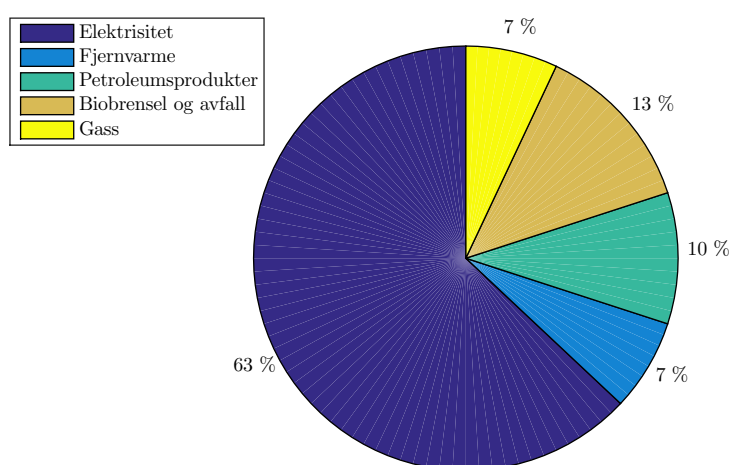
2.1.4 Potensiale og utfordringer for lavtemperatur fjernvarme i Norge

Økte krav til energieffektivisering av bygg vil føre til lavere energibehov og dermed lavere varmetetthet i Norge. Energieffektiviteten i bygg blir stadig strengere for å nå Norges klimamål, og bygg oppføres med bedre bygningsstandarder med vesentlig lavere varmebehov enn tradisjonelle eksisterende bygg.

Trenden går mot passivhus, nullhus og pluss hus. Disse bygningene vil kunne tilpasses lavtemperatur fjernvarme, siden de ikke vil ha behov for like høyt temperaturnivå som det er i tradisjonelle fjernvarmenett. Lavere varmebehov i bygg kan derimot være en utfordring for fjernvarmeselskaper ved at investeringene er omtrent like store siden kundene fortsatt har behov for høy effekt ved dimensjonerende forhold [1]. Det forventes i tillegg et kraftoverskudd som vil gi lavere strømpriser. Dette gjør at fjernvarmeselskapene taper ved lavere inntekt per salgsvolum. Planlegging av framtidens fjernvarme bør derfor baseres på framtidig bygningsmasse. Dette gjøres ved å utnytte den fordelen at fjernvarme er et fleksibelt energisystem, som kan motta og distribuere energi fra kunder som har varmeoverskudd. I tillegg forventes det økt kjølebehov i yrkesbygg og industri som bidrar til mer overskuddsvarme. Ved å redusere temperaturnivået i fjernvarmenettet, vil det være mulig å utnytte varmeoverskuddet og spillvarmen. Her blir lavtemperatur fjernvarme aktuelt.

Utnytte elektrisitet til andre formål enn til oppvarming

Den samlede termiske varmforsyningen i Norge er på rundt 81,7 TWh, der omtrent 40% forsynes husholdninger [12]. Fjernvarme tilsvarende 7 % av det termiske varmemarkedet mens elektrisitet er dominerende med hele 63 %, se figur 2.3.



FIGUR 2.3: Fordeling mellom de mest brukte termiske energibærerne i 2013 [12].

Kraftproduksjonen i Norge består av 99% vannkraft. Fokuset rettes stadig mot bedre ressursutnyttelse av elektrisiteten der kraft kan eksporteres til Norden og kraftkrevende industri i land der tilgang til fornybar energi er liten. Dette innebærer å bruke elektrisitet til andre formål enn oppvarming i bygg, og er blant satsingsområdene til regjeringen. Målet om økt andel fornybar energi i fjernvarme og overgang til 100% fossilfri fjernvarme, vil bidra til økt fokus på spillvarme og andre lavverdige energikilder. Lavtemperatur fjernvarme vil da spille en viktig rolle.

Nybygg og bosettingsmønster

Antall husholdninger øker raskere enn befolkningsveksten, og blokkleiligheter er den boligtypen som øker raskest [46]. Blokkleiligheter har lavere varmebehov per bruksareal enn eneboliger grunnet mindre overflateareal mot omgivelsene. Sammen med strengere energikrav, økt urbanisering og færre personer per husholdning enn tidligere, bidrar dette til redusert varmebehov per bruksareal i boliger. I følge [46] og [45] har norske boligblokker økt med 45% og eneboliger med omtrent 6% fra 2002 til 2015. Flermannsboliger viser tydelig størst økning. Selv om flermannsboliger generelt har lavere varmebehov enn andre bygninger, kan økt utbygning være gunstig ved lavtemperatur fjernvarmenett, som er mest lønnsomt ved tett bebyggelse. Eksisterende bygningsmasse kan imidlertid møte problemer med tilpasning av varmesystemene til lavere temperaturer.

Økt konkurranse med individuelle varmeløsninger som varmepumper kan være en utfordring for fjernvarmeselskaper ved overgang til lavtemperatur fjernvarme. En utfordring kan være der fjernvarmekunder som benytter komfortkjøling ved bruk av varmepumper, også benytter disse som luft-vann varmepumper deler av året. Dette gir redusert fjernvarmeforbruk og er dermed uheldig for fjernvarmeselskaper.

Energimerkeordningen vil også være en utfordring som møter fjernvarmeutbyggere [1]. Dagens ordning sier at der energi leveres til kunden, vektlegges et dårlige energimerke enn ved lokal energiproduksjon, som varmepumpe. Økt fokus på god energikarakter hos utbyggere gjør at fjernvarme av den grunn velges bort.

2.2 Varmebehov i bygninger

I arbeidet med å redusere de globale utslippene, har Norge gjennom klimaforliket satt et mål om å kutte 30 % av Norges utslipp slik de var i 1990 innen 2020. I følge IEA (International Energy Agency), vil energieffektivisering være det viktigste tiltaket [21]. Dette innebærer gradvis skjerpede krav i byggeteknisk forskrift, TEK. TEK10 er gjeldende byggeforskrift i Norge, og revidert form trådte i kraft 1.januar 2016 og består av enda skjerpede energikrav enn opprinnelig TEK10.

Som følge av strenge energikrav til romoppvarming, vil fordelingen mellom varmeformålene endres. Varmtvannsbehovet kan forventes å utgjøre en større andel av totalt årlig varmebehov. Temperaturavhengig varmebehov vil da reduseres og varmebehovet påvirkes i mindre grad av utetemperaturen. Effektbehovet til romoppvarming og oppvarming av ventilasjonsluft avtar ikke i like stor grad som årlig varmebehov ved overgang fra TEK10-standard til passivhus-standard [1, 48]. Dette gir kortere brukstid, mindre varmebehov og større behov for spisslast. Peakshaving og bedre flyt i varmeoverføring mellom bygg er dermed faktorer som vil være viktig å fokusere på ved lavtemperatur fjernvarme. Samtidig kan det ta mange år før virkningen av nye energi-effektive hus vil påvirke og dominere varmforsyningssystemet. Selv om bygg føres opp med passivhusstandard, er det ikke sikkert at varmebehov tilfredsstillende kravene til passivhus etter at byggene er ført opp. Dette kan skyldes brukere, bruksmønster og dårlig drift av bygget.

De største variasjonene i effektbehovet for oppvarming av varmt tappevann skyldes forbrukernes ønskende tappevannsmengde. På natten er tappevannsforbruket lavt, mens det største forbruket vil være på morgen og ettermiddag. En typisk beboer bruker normalt varmt tappevann i tilsammen 15 minutter per dag, som tilsvarer rundt 1 % av en dag [16].

En studie som omhandler energibruk i bygg tilknyttet fjernvarme [22], viser at variasjonene i tappevannsforbruket over året i leiligheter nesten er ubetydelige og uavhengige av utetemperatur og årstid. I [16] blir derimot variasjoner for tappevannsforbruket over året i leiligheter presentert, og viser til at tappevannsforbruket er høyest på vinteren da personbelastningen er høyere enn på sommeren, siden flere tilbringer mer tid utendørs eller ferierer.

Tabell 2.1 presenterer hvor stor prosentandel varmebehov til oppvarming av varmt tappevann utgjør av totalt varmebehov fra en studie av målte forbruksdata fra i underkant av 80 bygninger [48].

Ulike klimasoner og bygg	Normalhusstandard	TEK10-standard	Passivhusstandard
Enebolig	10-20 %	25-40 %	45-60 %
Boligblokk	20-25 %	30-50 %	55-75 %
Sykehjem	15-20 %	25-45 %	40-65 %

TABELL 2.1: Prosentandel årlig varmebehov til oppvarming av varmt tappevann av totalt årlig varmebehov for ulike typer bygninger med forskjellig bygningsstandard [48].

Målt energiforbruk til tappevannsoppvarming viser at for bygningene med normalhusstandard utgjør andelen mellom 10-25 %. For passivhusstandard utgjør andelen av varmebehov til varmtvann mellom 40-75 %. Det må merkes at prosentandelen er avhengig av klimaet der bygningen er plassert. Dette viser at varmtvannssystem ved implementering av lavtemperatur fjernvarme må rettes stor oppmerksomhet til, da trenden viser økt andel av varmebehov til oppvarming av varmtvann av totalt varmebehov ved strengere bygningsstandarder.

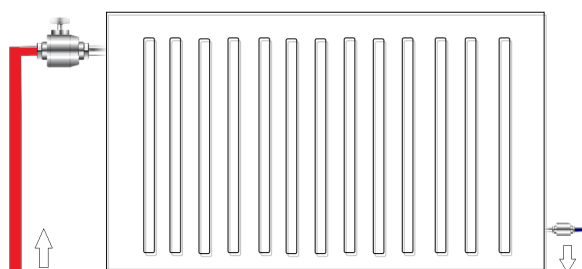
2.3 Radiator som varmeavgiver

Det er valgt å kun se på radiatorer som romoppvarmingsmetode da dette er den mest utbredte løsningen ved vannbårne varmesystemer i norske bygg. Radiatorer har relativt rask temperaturrespons og gir en komfortabel varmfordeling, men er plasskrevende.

I dag installeres radiatorer med dimensjonerende tur- og returtemperatur på 60/40°C. Ytterligere reduisering av turtemperatur, f.eks. ned til 50°C, kan føre til problemer med å garantere samme varmekomfort. Evnen til å levere ønsket varmekomfort avhenger blant annet av bygningsstandarden, der lavenergihus er godt egnet til lavtemperatur varmesystem og kan benytte lave temperaturer for å levere tilstrekkelig varmekomfort hele året. Utfordringen er å tilpasse eksisterende bygningsmasse med installert vannbåret varmesystem for anvendelse av lave temperaturer, uten at det blir for høye investeringskostnader dersom utskiftning av teknisk utstyr er nødvendig.

2.3.1 Varmeytelse

Varmeavgivelsen fra radiatorene skal balansere varmetapet i rommet, slik at en komfortabel innetemperatur kan holdes ved alle utetemperaturer. Figur 2.4 viser en prinsippskisse av radiator, med tur- og returledning og reguleringsventil. Varmeavgivelsen fra radiatoren er proporsjonal med radiatorens overflateareal og temperaturdifferansen mellom middeltemperaturen i radiatoren og omgivelsestemperaturen, se likning 2.2. Lav returtemperatur er ønsket, ettersom dette gir lavere returtemperatur på primærsiden av kundesentralen.



FIGUR 2.4: Prinsippskisse av radiator.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad [W] \quad (2.2)$$

der,

- U - Varmeoverføringskoeffisient [W/m^2K]
- A - Overflateareal [m^2]

- ΔT_m - temperaturdifferanse mellom radiatorens overflate og omgivelsestemperatur [K]

Middeltemperaturdifferansen kan enten beregnes aritmetisk ΔT_{am} eller logaritmisk ΔT_{lm} :

$$\Delta T_{am} = \frac{T_{tur} + T_{retur}}{2} - T_{rom} \quad [K] \quad (2.3a)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_{tur} - T_{retur}}{\ln\left(\frac{T_{tur} - T_{rom}}{T_{retur} - T_{rom}}\right)} \quad [K] \quad (2.3b)$$

der,

- T_{tur} - Temperatur i turledning [°C]
- T_{retur} - Temperatur i returledning [°C]
- T_{rom} - Romtemperatur [°C]

Videre i oppgaven benyttes ΔT_m som uttrykk for å angi middeltemperaturdifferansen uavhengig av om aritmetisk eller logaritmisk metode er brukt. Middeltemperaturen mellom tur- og returledning er en avgjørende parameter for nødvendig radiatorstørrelse. Ved lavtemperatur varmesystem er middeltemperaturen i radiatoren redusert, og nærmere romtemperaturen slik at ΔT_m er redusert. Dette gjør det nødvendig med større overflateareal på radiatoren. Samtidig som at radiatorer ofte er overdimensjonerte i størrelse, forventes det et lavere varmebehov i framtidens bygg, slik at radiatorer ikke nødvendigvis trenger å øke i størrelse for å avgi ønsket mengde varme ved overgang til lavtemperatur varmesystem.

Høy temperaturdifferanse, ΔT , mellom tur- og returtemperatur i radiatorer kan gi for lave massestrømmer, som videre kan føre til problemer med regulering. Dersom reguleringsystemet ikke er raskt nok, kan lav massestrøm gi problemer med å holde settpunkttemperaturen [27]. Likning 2.4 viser sammenhengen mellom varmeytelse, massestrøm og tur- og returtemperatur i radiatoren.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad [W] \quad (2.4)$$

der,

- ΔT - Temperaturdifferanse mellom tur- og returledning [K]
- \dot{m} - Massestrøm [kg/s]
- c_p - Spesifikk varmekapasitet [kJ/kgK]

Varmeytelse angitt i forhold til dimensjonerende tilstand kan uttrykkes som følgende [35]:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_d} = \left(\frac{\Delta T_m}{\Delta T_{m,d}}\right)^{n_1} \quad [-] \quad (2.5)$$

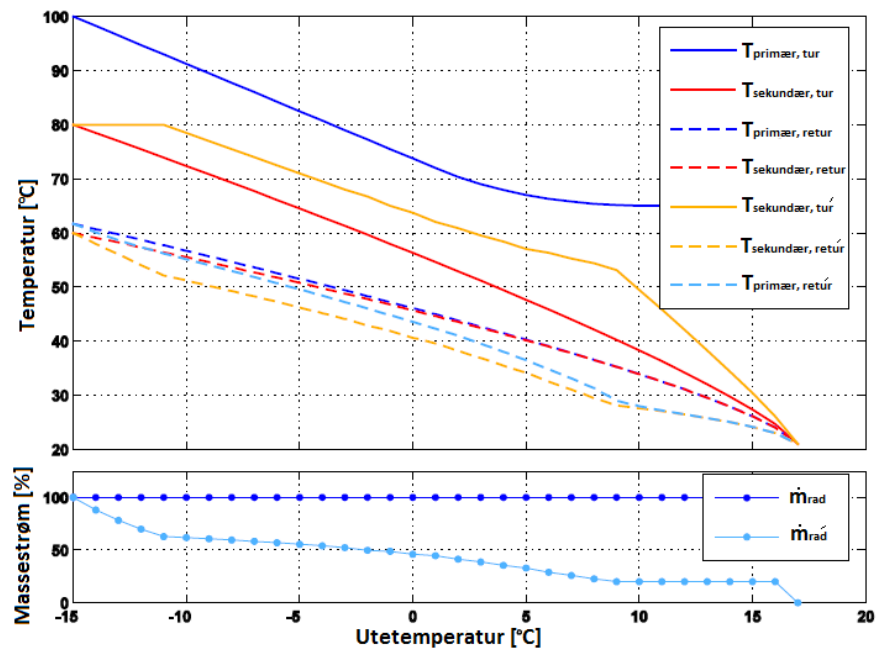
der,

- \dot{Q}_d - Varmeytelse ved dimensjonerende forhold [W]
- $\Delta T_{m,d}$ = Midlere temperaturdifferanse ved dimensjonerende forhold [K]
- n_1 : Radiatoreksponenten ved standard volumstrøm [-]

Radiatoreksponenten n_1 avhenger av radiatorens størrelse og form. Normalt settes den til 1,3 [35].

2.3.2 Lav returtemperatur fra radiatorer

Med en gitt turtemperatur inn på radiatoren, vil returtemperaturen variere med volumstrøm, romtemperatur og størrelsen på radiatoren. Wollerstrand og Ljunggren [54], har gjort et studie på optimalisering av temperaturnivå og massestrøm i radiatorer for å oppnå lavest mulig returtemperatur. Diagrammet i figur 2.5 er hentet fra deres rapport, og viser turtemperatur i en radiatorvarmeveksler som funksjon av utetemperaturen. Figur 2.5 tar utgangspunkt i tur- og returtemperatur på 100/63 °C i primærsystemet og 80/60°C i sekundærsystemet ved dimensjonerende utetemperatur. Dette er et høytemperatursystem, men prinsippet antas å være det samme for et lavtemperatursystem.



FIGUR 2.5: Returtemperatur uten overdimensjonering [54].

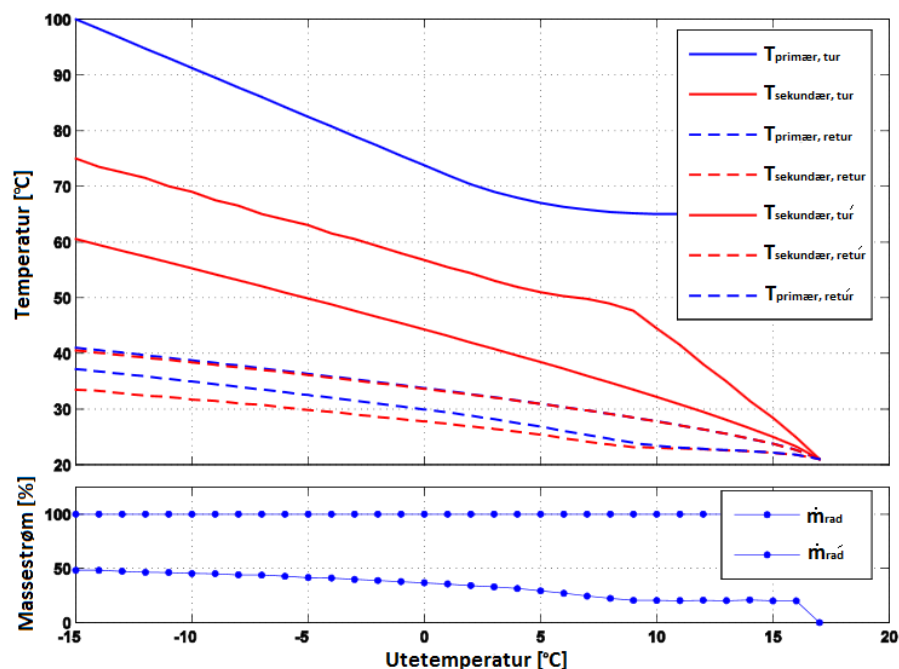
De heltrukkede linjene viser turtemperatur, mens de stiplede linjene viser returtemperatur. Temperaturene som er merket med apostrof, illustrerer temperaturforløp ved varierende massestrøm i regulatoren, mens de uten apostrof er basert på konstant massestrøm.

Ved delast vil radiatoren ha en overkapasitet. Dette gjør at avkjølingen vil være best dersom turtemperaturen i sekundærsystemet økes noe dersom systemet driftes med variabel massestrøm. Dette er vist ved den heltrukkede gule linjen. Den heltrukkede røde linjen illustrerer opprinnelig turtemperatur i sekundærnett. Nederst i diagrammet er det vist hvordan massestrømmen reduseres ved delast på grunn av økt avkjøling, ΔT , se \dot{m}_{rad} . Optimaliseringen vil gi en moderat reduksjon av returtemperaturen på primær og sekundærsiden, som er vist ved den gule og lyseblå stiplede linjen. Reduksjonen av returtemperaturen er moderat fordi økt turtemperatur i sekundærsystemet, som resulterer i lavere returtemperatur i sekundær- og primærsystemet, gir redusert temperaturvirkningsgrad i varmeveksleren på samme tid. Returtemperaturen kan altså reduseres ved kombinasjon av variabel massestrøm og ved å holde høyere turtemperatur ved delast.

2.3.3 Overdimensjonering av radiatorer

Radiatorer er svært ofte overdimensjonert i størrelse. Typisk er overdimensjoneringen minst 10%, men er ofte opptil 100% overdimensjonert [32][18]. Dette er for å ta høyde for varierende bruksmønster hos forbrukere, samt å forsikre at effekttoppene vil dekkes. Ved å redusere turtemperaturen i primærnett, kan dermed varmesystemet være i stand til å forsyne nok varme for å tilfredsstille komfortabel innetemperatur. Radiatorer leveres med bestemte størrelser og varmekapasiteter, og derfor blir det ofte installert større radiatorer enn det som er nødvendig for å sikre at varmebehovet dekkes. Ytterligere overdimensjonering kan oppstå dersom det gjøres energisparende tiltak på bygget som resulterer i mindre varmebehov [32], for eksempel utskiftning til bedre isolerte vinduer, økt isolasjon i vegger, tak og gulv, eller installasjon av varmegjenvinning i ventilasjonssystemet.

Figur 2.6 viser et tilfelle med overdimensjonerte radiatorer. De heltrukkede linjene viser turtemperatur, mens de stiplede viser returtemperatur. Linjene med apostrof er basert på variabel massestrøm. Dersom turtemperatur ved overdimensjonering er lik turtemperaturen som ved normal dimensjonering, kan romtemperaturen bli for høy. For å oppnå en bedre avkjøling på primær og sekundærsiden, kan massestrømmen reduseres. Ved å halvere massestrømmen, vil temperaturnivået i figur 2.6 resultere i et 60/40 °C- system. Turtemperaturen er da illustrert ved den nederste heltrukkede røde linjen. Den røde og blå stiplede linjen nederst i figur 2.6 viser returtemperaturene for sekundær og primærsiden. Nevnte forhold vil da resultere i en betydelig lavere primær returtemperatur enn dersom systemet ikke hadde vært overdimensjonert. Dette er grunnet større varmeavgivelsesflate og lavere temperaturnivåer.



FIGUR 2.6: Returtemperatur med overdimensjonering [54].

Hvor store besparelser det vil være ved å kompensere massestrømmen for å unngå for høye romtemperaturer, er individuelt fra system til system [54]. I noen tilfeller kan det hende at brukere justerer manuelt på radiatorventilene for å senke romtemperaturen. Høy overdimensjonering kan i tillegg gi høye investeringskostnader, og radiatorene kan bli vanskeligere å regulere for det faktiske effektbehovet dersom massestrømmen blir for lav.

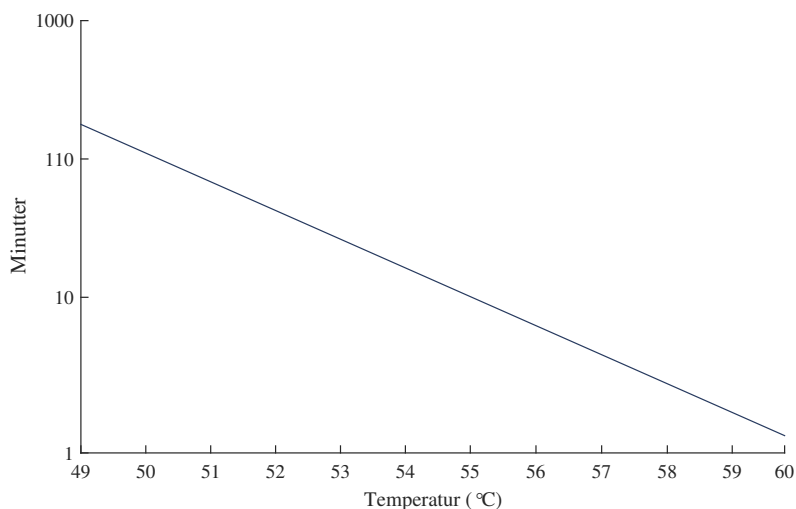
2.4 Varmtvannssystem i bygninger

Forsyning av varmtvann kan enten være ved bruk av akkumuleringstank eller varmevekslere for direkte oppvarming av varmt tappevann. Kapittelet ser på fordeler og ulemper knyttet til disse. Først blir legionellaproblematikk gjennomgått, som er en utfordring ved lavtemperatur fjernvarme grunnet lave temperaturer.

2.4.1 Forekomst av legionella

Ifølge veiledning til forskrift om tekniske krav til byggverk (TEK10) kapittel § 15-5 *Generelle krav til innvendige vann- og avløpsinstallasjoner*, bør varmtvann i sirkulerende vannkrets holde minimum 65°C . Folkehelseinstituttet anbefaler at en temperatur på 60°C oppnås på alle tappepunkter innen ett minutt etter at kranen er åpnet [13]. Anbefalingene er satt for å hindre vekst og spredning av legionella. Legionella har optimal veksttemperatur på rundt 37°C , men

formerer seg også bra ved temperaturer mellom 20 og 50°C [49]. Erfaringer viser at vekst av legionella stopper ved temperaturer høyere enn 60°C [13]. Figur 2.7 viser hvor mange minutter det tar før legionella dør ved ulike temperaturer.



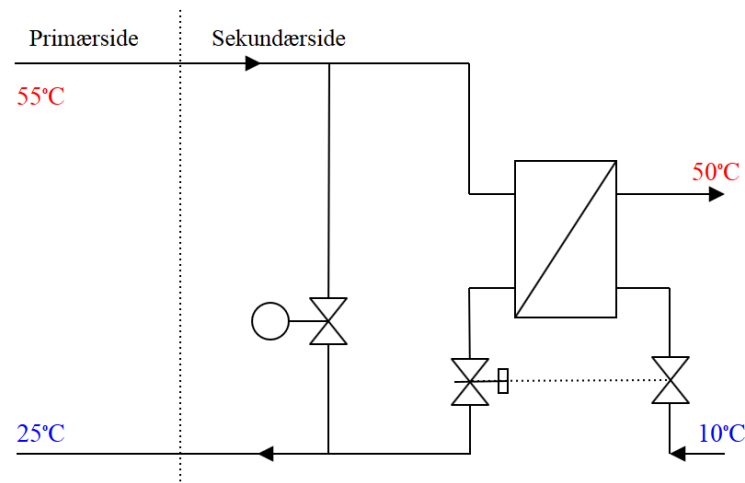
FIGUR 2.7: Vekststopp av legionella ved ulike temperaturer [49].

En utfordring ved lavenergi fjernvarme er å unngå utbredelse av legionella. Temperaturnivået i varmtvannsystemet er gjerne 50°C. Det jobbes med å finne alternative løsninger til å hindre utbredelse av legionella og rense vannet. Nærmere informasjon om alternative løsninger blir det ikke sett på i oppgaven, da dette går utover oppgavens omfang.

2.4.2 Varmeveksler til varmt tappevann

Ved bruk av varmeveksler til varmt tappevann blir vannet varmet direkte opp uten bruk av akkumuleringstank. En temperaturmåler er plassert i varmtvannsforsyningen, og vil være koblet til en reguleringsventil som vil regulere varmtvannstemperaturen. Reguleringsventilen lukkes når det ikke er tappevannsbehov. Dersom omløp er integrert, kan omløpet tillate en liten vannmengde å returnere direkte til returledningen uten å passere varmeveksleren [38], som kan sees i figur 2.8.

Ved direkte oppvarming er det viktig at reguleringsventilen koblet til varmeveksleren driftes med så stor nøyaktighet som mulig for å opprettholde lav ΔT . Ved litt for høy massestrøm gjennom veksleren på primærsiden, kan returtemperaturen økes til et uakseptabelt høyt nivå. 1 K høyere temperatur på varmtvannet, kan også føre til 1-2 K høyere returtemperatur på primærsiden [38]. Dersom massestrømmen på primærsiden er litt for lav, kan konsekvensen derimot være at tappevannet ikke varmes opp til ønsket nivå [38]. Sammenliknet med akkumuleringstank, vil varmevekslere generelt gi lavere returtemperatur til primærnett [28]. En ulempe ved bruk av varmeveksler, er at tapping kun skjer i korte perioder og har relativt høy belastning. I tilfeller der

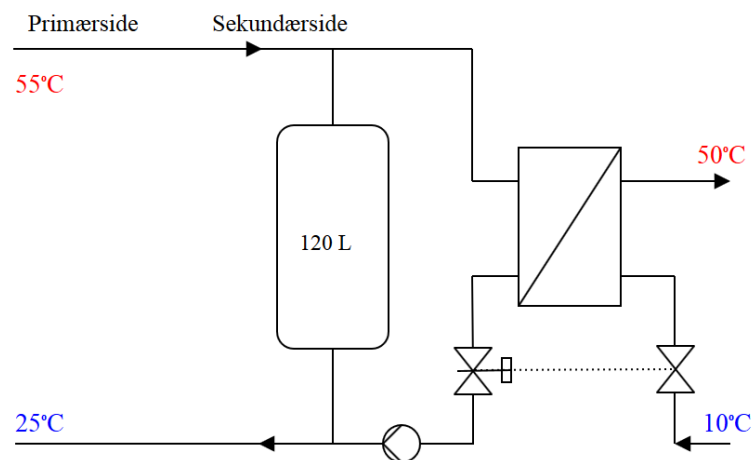


FIGUR 2.8: Systemløsning med direkte oppvarming av varmtvann [38].

flere kunder er tilkoblet, vil samtidighetsfaktor redusere svært høye effekttopper. Varmetapet vil derimot være lavere enn ved bruk av akkumuleringstank, og risikoen for legionella vil være lavere.

2.4.3 Akkumuleringstank

Akkumuleringstank er en beholder for lagring av varmt tappevann, og er et gunstig valg ved høye effektbehov (over 250 kW) for å redusere høye effekttopper [3]. En akkumuleringstank er imidlertid plasskrevende. Det finnes forskjellige typer løsninger ved bruk av akkumuleringstanker, men dette vil ikke utdypes i oppgaven. Generelt består systemløsningen av akkumuleringstank, varmeveksler, pumpe og en reguleringsventil med temperatursensor, se figur 2.9.



FIGUR 2.9: Systemløsning ved bruk av akkumuleringstank [38].

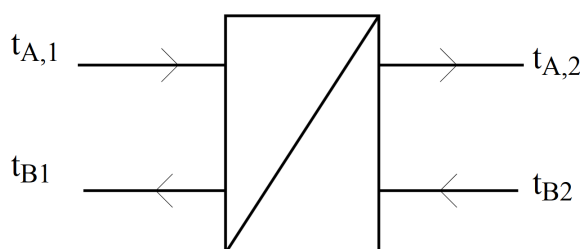
Akkumuleringstanker bør være dimensjonert for forventet varmtvannsbehov basert på nasjonale standarder. Norske myndigheter har satt krav til at akkumuleringstanker må holde en temperatur på minst 70°C for å hindre vekst av legionella. For å unngå uønsket høy returtemperatur på primærsiden, er det viktig at innregulering av sirkulert vannmengde og settpunkter blir fulgt godt opp [3]. Akkumuleringstanken må være godt isolert siden varmtvannsystem med lav temperaturdifferanse er mer sensitiv til varmetap, selv om varmetapene er små. Det er også viktig at vannforsyningen til beholderen er plassert på toppen, og at utløpet er plassert på bunnen for å sikre god lagdeling av temperaturen i beholderen [38]. Sammenliknet med direkte oppvarming av varmtvann, trekker et varmtvannsystem med akkumuleringstank fram fordelene med lavere rørdimensjoner [28].

2.5 Kundesentraler

Kundesentraler utgjør grensesnittet mellom primær- og sekundærnett. De fleste kundesentraler i Norge er indirekte koblet ved bruk av separate varmevekslere for varmtvann og romoppvarming. Hovedkomponentene i en kundesentral er varmevekslere og reguleringsutstyr i form av regulator og reguleringsventil [51] og blir gjennomgått i det følgende. Kapitlet vil kun gi leseren en generell innsikt i hovedprinsippet med en kundesentral, og det vil ikke bli gjennomgått i detaljnivå.

2.5.1 Varmeveksler

Varmevekslere overfører varme fra primær- til sekundærnett. Det mest vanlige i kundesentraler er bruk av platevarmevekslere med motstrøm, der vann på primær- og sekundærsiden strømmer mot hverandre i motsatt retning [16]. En prinsippskisse for varmeveksler er vist i figur 2.10.



FIGUR 2.10: Prinsippskisse for varmeveksler.

Den ene siden av varmeveksleren representerer primærsiden, mens den andre siden representerer sekundærsiden. NTU-metoden (eng. The Number of Transfer Units) er en metode for å beregne varmeoverføringen i en varmeveksler, og brukes spesielt når varmeoverføring og

utløpstemperaturer ikke er tilgjengelige. NTU er en dimensjonsløs parameter, og defineres som vist i likning 2.6a:

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}_1 \cdot c_p} = \frac{\Delta t_A}{LMTD} \quad [-] \quad (2.6a)$$

$$LMTD = \frac{\Delta t_A - \Delta t_B}{\ln \frac{\Delta t_A}{\Delta t_B}} \quad [K] \quad (2.6b)$$

der,

- U = Varmeoverføringskoeffisient til varmeveksleren [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
- A - Varmeoverføringsflate til varmeveksler [m^2]
- \dot{m}_1 - Massestrøm på primærside [kg/s]
- Δt_A - Temperaturdifferansen mellom turtemperatur på primær og sekundærsiden ($t_{A,1} - t_{A,2}$) [K]
- Δt_B - Temperaturdifferansen mellom returtemperaturen på primærsiden og sekundærsiden ($t_{B,1} - t_{B,2}$) [K]

Forutsetninger ved bruk av NTU-metoden:

- Intet varmetap til omgivelsene
- Konstant varmetransmisjonskoeffisient gjennom varmeveksleren
- Konstante kapasitetsstrømmer

Temperaturvirkningsgraden til en motstrømsvarmeveksler kan beregnes ved likning 2.7:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1 - R))}{1 - R \cdot \exp(-NTU(1 - R))} \quad [-] \quad (\text{for } 0 \leq R \leq 1) \quad (2.7)$$

der,

- $R = \frac{\dot{m}_1 \cdot c_p}{\dot{m}_2 \cdot c_p} \quad [-]$

Temperaturvirkningsgraden kan også defineres ved bruk av likning 2.8. Temperaturvirkningsgrad avhenger av størrelsen, designet og materialet til varmeveksleren, samt av strømmingen gjennom varmeveksleren [16].

$$\varepsilon = \frac{t_{A,1} - t_{B,1}}{t_{A,1} - t_{B,2}} \quad [-] \quad (2.8)$$

I nyere varmevekslere vil temperaturforskjellen mellom returtemperatur i primær- og sekundærnett være marginalt liten, vanligvis én til to grader [51]. Varmevekslere dimensjoneres vanligvis for å sikre at den minste temperaturdifferansen, Δt_B , holdes under en bestemt verdi ved maksimal last [16].

2.5.2 Styring og regulering

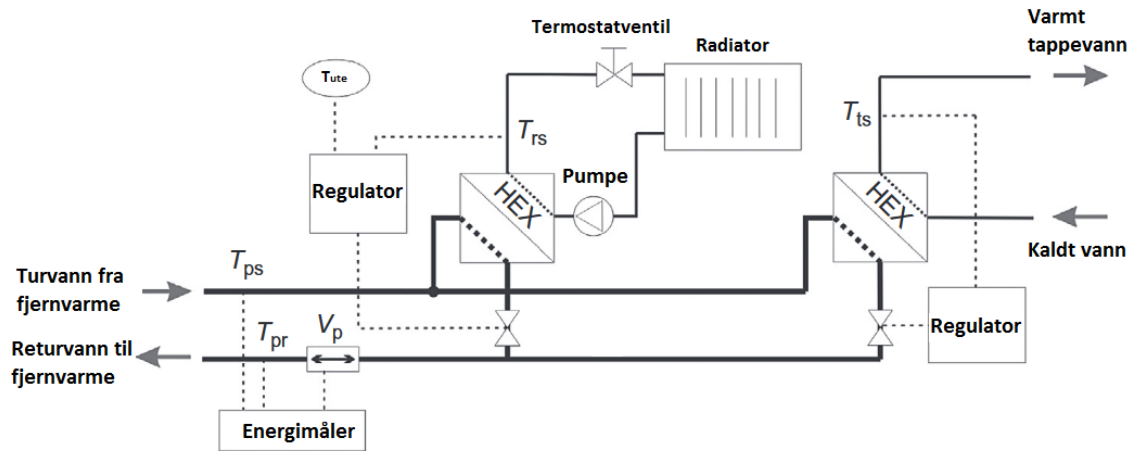
Et annet hovedelement i en kundesentral i tillegg til varmevekslere, er kontrollsystem for styring og regulering. Kontrollsystemet har som oppgave å holde settpunkter. Hvilken styring- og reguleringsmetode som gjelder for en bestemt kundesentral, avhenger av hvordan kundesentralen er satt sammen. Kapittelet fokuserer på indirekte systemer, der regulering av radiatorer vil være i fokus.

Varmeavgivelsen i et varmesystem kan endres enten ved å regulere mengden vann inn i systemet (mengderegulering) eller ved å endre på temperaturen på turvannet i varmesystemet (temperaturkompensering). Varmeavgivelsen kan også endres som en kombinasjon av dette [44]. Mengderegulering er vanlig i Norge i dag, og er viktig for å oppnå lav returtemperatur. Tradisjonelt har man i Norge benyttet konstant sirkulerende vannmengde i vannbårne varmeanlegg og er fortsatt installert i enkelte eldre bygninger [52]. I varmeanlegg med konstant volumstrøm sirkulerer den samme vannmengden uansett varmebehov. I mengderegulerte varmeanlegg varierer den sirkulerte vannmengden avhengig av varmebehov. Dette gjør at returtemperaturen vil være lavere enn ved konstant vannmengde, som ble forklart i kapittel 2.3.2.

Følgende måleenheter og reguleringsutstyr er vanligvis installert i en kundesentral [20]:

- Energimåler
 - Volumstrømsensor
 - Temperatursensor
- Reguleringsystem for romoppvarming
 - Temperatursensor
 - Reguleringsventil

Figur 2.11 viser hvor energimåler, temperatursensor, pumpe og reguleringsventiler kan være plassert. HEX illustrerer varmeveksler (eng. Heat exchanger). T_{rs} er turtemperatur til radiator, T_{ts} er turtemperatur til tappevann, T_{ps} og T_{pr} er tur- og returtemperatur på primærsiden.



FIGUR 2.11: Parallellkoblet kundesentral med styre- og kontrollenheter [20].

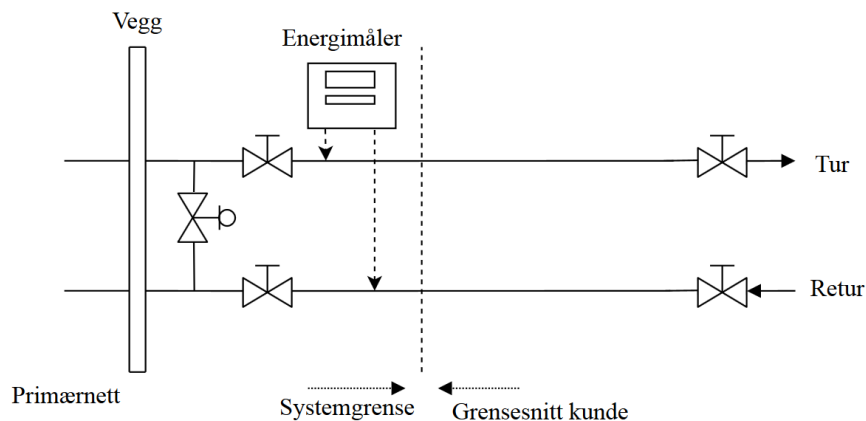
Kontrollsystemet for romoppvarming måler utetemperaturen, og justerer turtemperaturen, T_{rs} , ved å regulere ventilen som begrenser strømmingen gjennom varmeveksleren på primærsiden. Figur 2.11 viser at energimåleren ikke deler informasjon med regulatorene. Hovedgrunnen til dette er ofte koblet til eierskap av kundesentralen, der forbrukeren vanligvis står som eier, mens fjernvarmeleverandøren eier energimålere. I dag fokuseres det på smarte energimålere, som innebærer automatisk kommunikasjon mellom energimåleren og en sentral database. En slik måler kan enklere oppdage avvik og defekte reguleringsventiler som fører til dårlig avkjøling av fjernvarmevannet og dermed høye returtemperaturer.

2.5.3 Direkte og indirekte tilkobling

Kundesentraler kan enten være direkte eller indirekte tilkoblet til primærnett. Vanligvis består kundesentralen av indirekte tilkobling til både oppvarming av varmtvann og romoppvarming, eller av indirekte tilkobling til varmtvann og direkte tilkobling til romoppvarming [16]. I det følgende blir forskjeller mellom direkte og indirekte tilkobling gjennomgått.

Direkte tilkobling

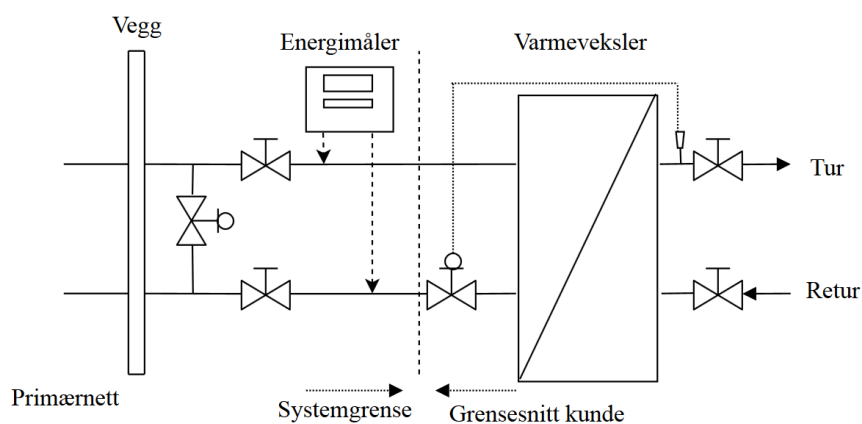
Ved direkte tilkobling benyttes primærvannet også i sekundærnett. I flate områder kan direkte tilkobling være fordelaktig som følge av lave statiske trykk i fjernvarmenettet. I Danmark og Tyskland er direkte tilkobling av romoppvarming derfor vanlig [16]. Direkte tilkobling der det er mulig velges vanligvis når fokuset er rettet mot reduserte investeringskostnader, når temperaturen i varmenettet kan driftes med like temperaturer som i radiatorene, og for å hindre temperaturfall i varmevekslerene [16]. Figur 2.12 viser prinsippskisse for direkte tilkobling av kundesentral.



FIGUR 2.12: Direkte tilkobling av kundesentral.

Indirekte tilkobling

Ved indirekte tilkobling er kundesentralene hydraulisk adskilt fra primærnettet ved bruk av varmevekslere. Denne løsningen er vanlig i Norge, Sverige og Finland [16]. Løsningen velges når driftsikkerheten er høyt prioritert, og der noe høyere investeringskostnader er akseptert [16]. Fordeler ved bruk av indirekte tilkobling er mange. Radiatorer er dimensjonert for et lavere maksimalt trykk (typisk 6-10 bar) enn fjernvarmenett [16]. Indirekte tilkobling gjør det derfor mulig med større variasjon i statisk trykk i fjernvarmenettet. Dette er spesielt en fordel i områder med store variasjoner i høydenivå. I tillegg er systemet beskyttet mot eventuelle trykkstøt som kan oppstå i primærnettet. Mengden vann som kan forårsake skader i en bygning som følge av lekkasje i en radiator er begrenset som følge av relativt små vannmengder. Figur 2.13 viser en skisse for indirekte tilkobling av kundesentral.



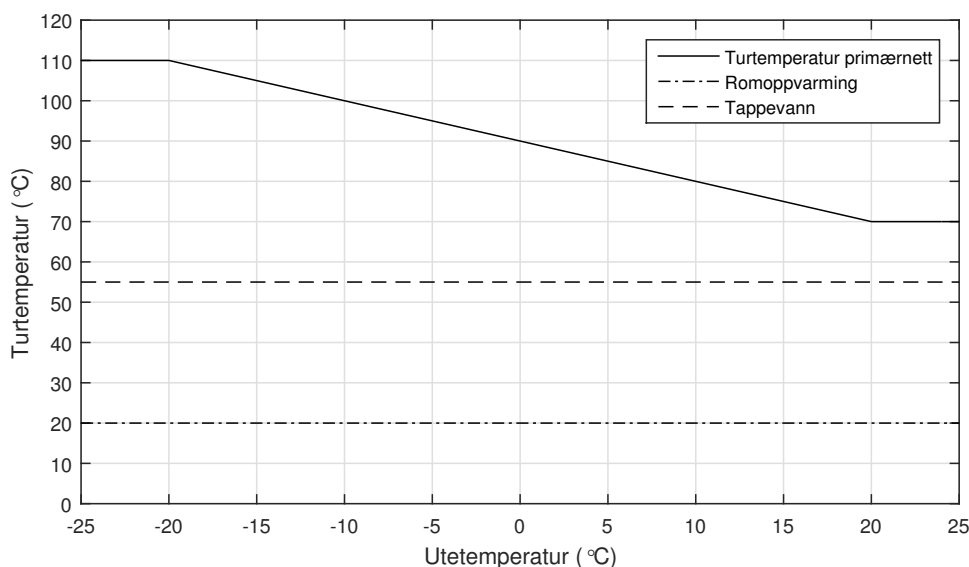
FIGUR 2.13: Indirekte tilkobling av kundesentral.

2.6 Lavtemperatur fjernvarmenett

Dette kapittelet omhandler litteraturstudie om de viktigste faktorene for overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme. Fjernvarmenettet skal sørge for at samtlige kunder får dekket sitt varmebehov til enhver tid. Det blir sett på temperaturnivå, problemer med høy returtemperatur, varmetap og varmetapskoeffisienter, trykktap og pumpekobling, som alle har innflytelse på energieffektivitet i fjernvarmenett. For å sikre høy forsyningseffektivitet i et lavtemperaturnett er det anbefalt å fokusere på mindre rørdimensjoner, twinrør og korte rørstrekninger [38]. Kapittelet avsluttes med å se på varmetetthet og nettstruktur.

2.6.1 Temperaturnivå i fjernvarmenett

Lavt temperaturnivå i fjernvarmenett er nøkkelen til et energieffektivt distribusjonssystem ved fjerde generasjons fjernvarme [29]. Mens eksisterende tredjegerasjons fjernvarmenett leverer varme på rundt 80°C , vil fjerdegenerasjons fjernvarme muligens ha så lav temperatur som 50°C [25]. Figur 2.14 viser typisk turtemperatur i et tradisjonelt fjernvarmesystem, og temperaturnivåer for romtemperatur og varmt tappevann.



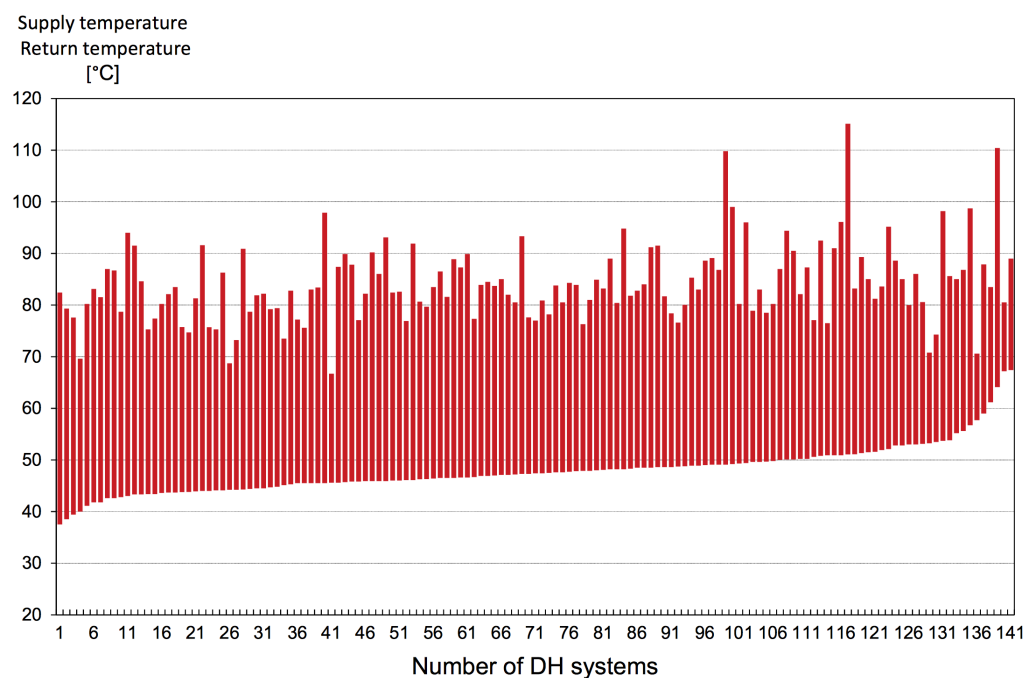
FIGUR 2.14: Temperaturnivå i et typisk eksisterende fjernvarmenett. Inspirasjon fra [18].

Som det framgår av figur 2.14, er den primære turtemperaturen $15\text{--}90^{\circ}\text{C}$ høyere enn temperaturreterspørselen for romoppvarming og varmt tappevann. Det er to årsaker til at det brukes temperaturnivå på $80\text{--}110^{\circ}\text{C}$ for å varme opp et rom til 20°C og varmtvann til 55°C . Den ene årsaken er at varmesystemet i eksisterende bygningsmasse er dimensjonert for høye temperaturer [18]. Den andre årsaken er for å ta hensyn til feil som kan oppstå i kundesentraler og sekundærnettet. For å kunne opprettholde tilstrekkelig varmforsyning, er det dermed nødvendig

for alle kundene å heve turtemperaturen i primærnett [18]. I framtidens fjernvarme med tur- og returtemperaturer omkring 55/25°C i primærnett, vil feil i systemet føre til at en mindre margin skal til før det gir innvirkning på kundens komfort [18]. Dette er en av de viktigste konklusjonene i en dansk rapport der ulike demonstrasjonsprosjekter er evaluert, se [38]. Dette gjør overvåkning av kundesentraler spesielt viktig, for raskt å avdekke feil. Dette blir diskutert nærmere i kapittel 2.6.2.

Mens turtemperaturen i fjernvarmenett bestemmes av fjernvarmeoperatør ved varmeproduksjonen, er returtemperaturen et resultat av hvor godt kundesentralene er driftet og dimensjonert, og dermed av kundesentralenes nedkjølningsvevne av fjernvarmevannet. Tariffer for å regulere returtemperatur er derfor innført hos enkelte fjernvarmeleverandører for å motivere kunder til lavere returtemperatur. Lav returtemperatur er ønskelig fordi det gir bedre utnyttelse av varmen levert. Ved bedre utnyttelse av fjernvarmevannet kan flere kunder kobles til nettet uten å måtte øke kapasiteten i varmenettet.

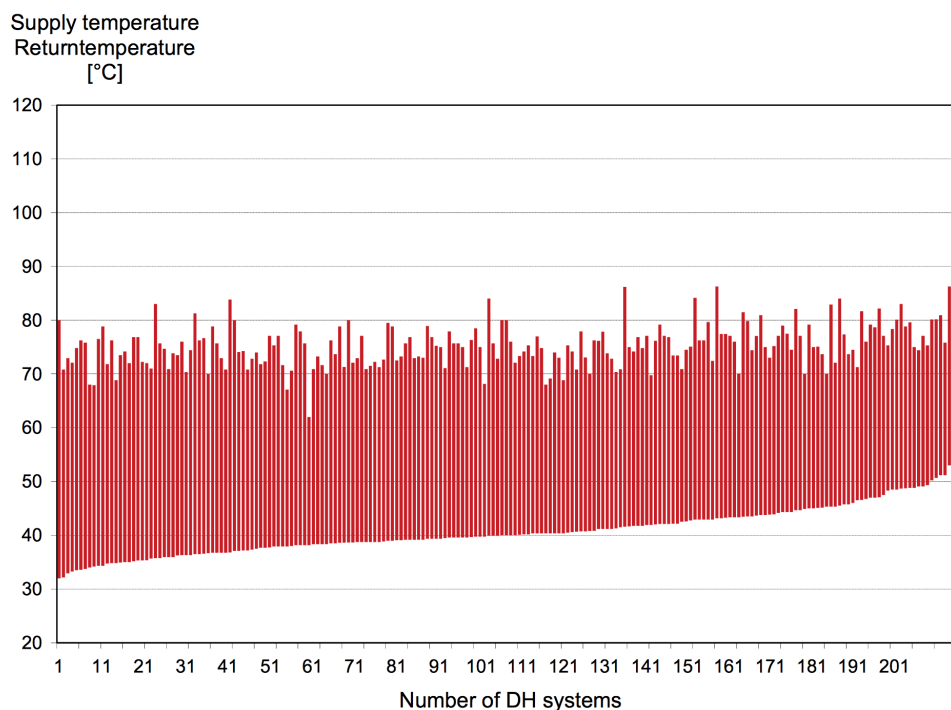
Fjernvarmesystem driftes ofte med forskjellige prinsipper for temperaturnivå. Noen system er foretrukket å drifte med høy ΔT og lav volumstrøm, mens andre fjernvarmesystem driftes med lav ΔT og høy volumstrøm [16]. Figur 2.15 presenterer en samling av gjennomsnittlige årlige tur- og returtemperaturer i svenske fjernvarmenett, og er sortert i stigende rekkefølge basert på gjennomsnittlig årlig returtemperatur.



FIGUR 2.15: Gjennomsnittlig årlig tur- og returtemperatur i 142 svenske fjernvarmesystem fra 2004-2010 [25].

Av figur 2.15 kommer det tydelig fram hvordan ΔT varierer i fjernvarmesystemene. Systemet med høyest ΔT er målt til omtrent 65 K. Her driftes turtemperaturen på et svært høyt nivå,

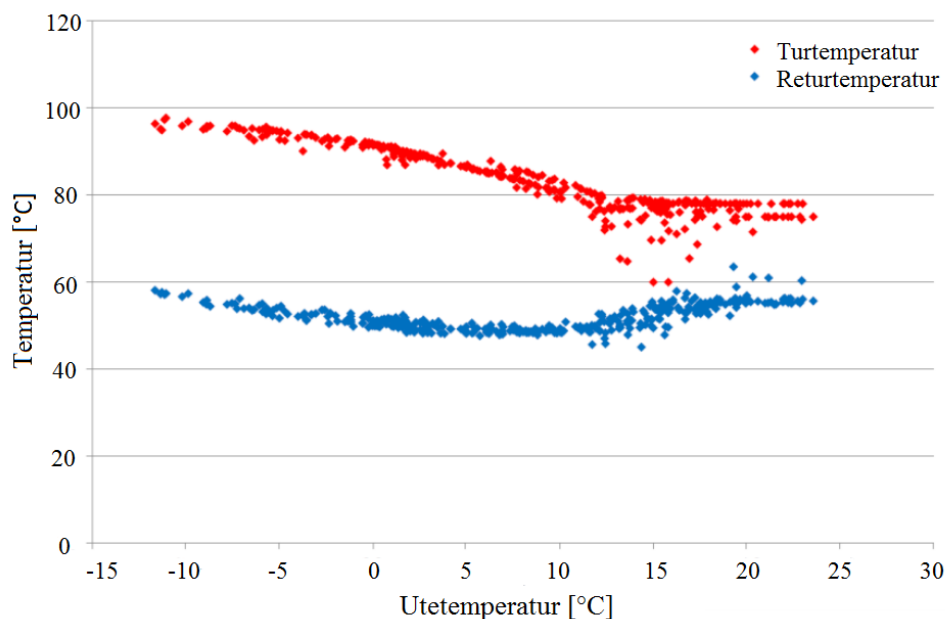
som kan indikere smale rør eller at store kunder krever høye temperaturer [16]. Enkelte kunder ønsker også å øke turtemperaturen for å oppnå lavere returtemperatur til røykgasskondensering, slik at mer varme kan gjenvinnes. Lavere turtemperatur er vanlig i systemer med varmpumper eller kraftvarmeverk, som produserer både elektrisitet og varme, da dette gir høyere ytelse. En samling av gjennomsnittlige årlige tur- og returtemperaturer i danske fjernvarmenett er presentert i figur 2.16.



FIGUR 2.16: Gjennomsnittlig årlig tur- og returtemperatur i 207 danske fjernvarmesystem fra 2010/2011 [25].

I figur 2.16 er også gjennomsnittlig årlig returtemperatur sortert i stigende rekkefølge. Det kommer fram i både figur 2.15 og 2.16 at fjernvarmesystemene til høyre i figurene driftes med svært høye returtemperaturer. Dette skyldes typisk feil i kundesentraler, og der problemer knyttet til returtemperatur muligens ble oversett ved konstruksjon av kundesentralene [16]. Resultatene fra svenske fjernvarmenett viser at ΔT er målt helt ned til omtrent 12 K, mens resultatene i danske fjernvarmenett viser at ΔT er målt ned til omtrent 20 K. ΔT på disse nivåene indikerer feil i kundesentralene.

Det er lagt fram en figur som illustrerer typiske forhold for tur- og returtemperaturer som funksjon av utetemperatur i et fjernvarmenett i Sverige, se figur 2.17.



FIGUR 2.17: Tur- og returtemperatur som funksjon av utetemperatur ved et av Statkraft sine fjernvarmeanlegg i Sverige [1].

Som det kommer fram av figur 2.17, driftes ofte fjernvarmeanlegg med lavere turtemperatur på sommeren enn på vinteren. Samtidig vil returtemperaturen økes noe på sommeren, som samlet gir lavere ΔT . På sommeren er det målt returtemperatur som overstiger 60°C , og kan bety lav nedkjøling av fjernvarmevannet.

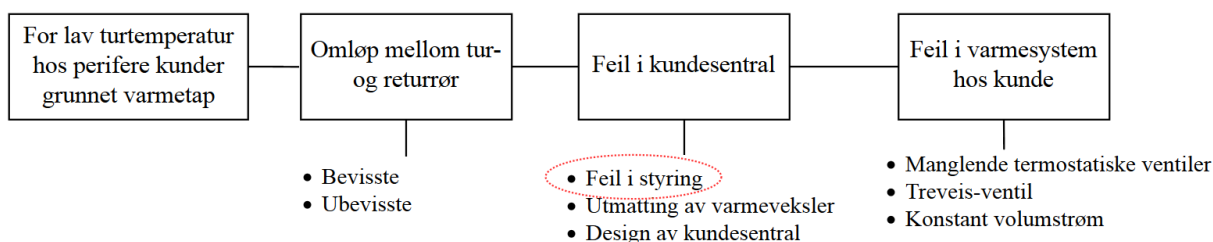
Ved innføring av lavtemperatur fjernvarme blir det forsøkt å presse grensen for lavest mulig tur- og returtemperaturer. Lave returtemperaturer gir økt ΔT , og dermed redusert massestrøm. Ved høy temperaturforskjell utnytter man vannet som pumpes rundt i bygget, slik at det kreves mindre pumpekraft. Ved lav returtemperatur unngås unødvendig varmetap på steder som ikke ønskes varmes opp. Redusert massestrøm bidrar også til økt kapasitet i fjernvarmenettet, som er en avgjørende faktor for å muliggjøre tilknytning av flere kunder til fjernvarmenettet. For høy returtemperatur er imidlertid et problem i fjernvarmeanlegg, og blir diskutert nærmere i neste kapittel.

2.6.2 Årsaker til høy returtemperatur i varmenettet

En forutsetning for å redusere temperaturnivået i fjernvarmenett, er å holde returtemperaturen lav for å oppnå tilstrekkelig temperaturredifferanse. En av barrierene for å drifte fjernvarmenett med lave temperaturer er feil i kundesentral og varmesystem hos kunden [30]. Test av returtemperatur kan dermed avgjøre om reguleringen fungerer som den skal. Gjennomsnittlig returtemperatur ut fra kundesentraler i et bestemt område basert på samme type komponenter, skal i prinsippet være tilnærmet lik. En fullstendig reduksjon av aktuelle feil tilsvarer ca. halvparten av nødvendig reduksjon av dagens temperaturnivå i arbeidet mot fremtidens lavtemperatur varmenett [18]. Kapitlet tar for seg de vanligste feilene som oppstår i en kundesentral som fører til uønsket høy returtemperatur.

Feil og problemer som oppstår på sekundærsiden vil overføres gjennom kundesentralen og til primærnettet og varmesentralen, og dermed redusere fjernvarmenettets virkningsgrad. En forutsetning for å oppnå lavtemperatur fjernvarme er derfor at temperaturfeil og avvik avdekkes raskt gjennom overvåking av varme- og kundesentraler. Flest havari oppstår der nettet driftes med høyest trykk, differansetrykk og temperaturer, og der disse parameterne varierer mest over året [5]. Utfordringen er når kundene eier og vedlikeholder kundesentralen, som ofte fører til at fjernvarmeselskapene blir tilfeldig informert og involvert i vedlikehold og utskiftning av kundesentraler.

De vanligste årsakene til høy returtemperatur i fjernvarmenett er oppsummert i figur 2.18.



FIGUR 2.18: Årsaker til for høy returtemperatur i fjernvarmenett [14, 16, 18, 25, 55].

Feil i styring i kundesentral er markert med rød ring siden dette er den klart hyppigste årsaken til for høy returtemperatur [16, 14]. Dette er påvist gjennom en rekke undersøkelser blant annet i [55, 18], og er nærmere forklart under avsnitt om feil i kundesentral. I det følgende blir typiske feil som fører til høy returtemperatur gjennomgått, av det som er presentert i figur 2.18.

Lav turtemperatur hos perifere kunder

Ved lavt varmebehov om sommeren, kan temperaturen på turvannet falle under minimumsnivået for turtemperaturen som følge av høyt varmetap [16]. Dette kompenseres med at volumstrømmen økes, som videre bidrar til økt returtemperatur.

Omløp mellom tur- og returledning

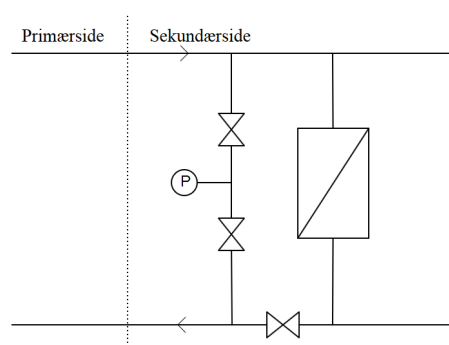
Omløp (bypass) betyr direkte kontakt mellom tur- og returledning uten at vannstrømmingen passerer varmeveksler i kundesentralen. Disse strømmingene kan være både bevisste og ubevisste. Omløp brukes i områder med lav varmetetthet med høye varmetap for å kunne opprettholde turtemperaturen på et minimumsnivå [16]. Dette gjelder typisk om sommeren når varmebehovet til romoppvarming er lavt, og det kan oppstå for høy avkjøling av stikkledningene slik at temperaturen på tappevannet ikke er tilstrekkelig. Omløp blir da montert i kundesentraler mellom tur- og returledning for å unngå at turtemperaturen går under minimumsnivået [25]. Dette resulterer i at returtemperaturen økes.

Omløp brukes også i stikkledninger for å unngå frysing av rør om vinteren [25]. Disse vannstrømmingene bør kontrolleres ved bruk av termostatventiler som lukkes om vinteren når turtemperaturen har nådd et minimumsnivå. Det hender at termostatventiler mangler, og dette kan føre til en økning av returtemperaturen gjennom året. Gjennom en studie har det kommet fram at dersom 10% av det sirkulerende vannet ikke passerer en varmeveksler i kundesentralen før det når returledningen, kan gjennomsnittlig årlig returtemperatur øke med 4°C i et typisk svensk fjernvarmenett [16].

Omløp kan også være montert for måling av trykkdifferanse som kostnadsbesparelse [1]. Dette kan være tilfelle dersom det velges ett manometer som måler trykkdifferanse over tur- og returledning i omløpet, i stedet for å ha to manometre der hvert er plassert i tur- og returledning. Figur 2.19 viser prinsippskisse med omløp.

Feil i kundesentral

Det kan være mange årsaker til feil i kundesentral som fører til utilstrekkelig nedkjøling av fjernvarmevannet. De vanligste årsakene til styringsfeil i kundesentralen er defekte reguleringsventiler, overdimensjonerte reguleringsventiler og utilstrekkelig turtemperatur grunnet feil i settpunktverdier. Noen av de mest vanlige årsakene blir nevnt i det følgende.



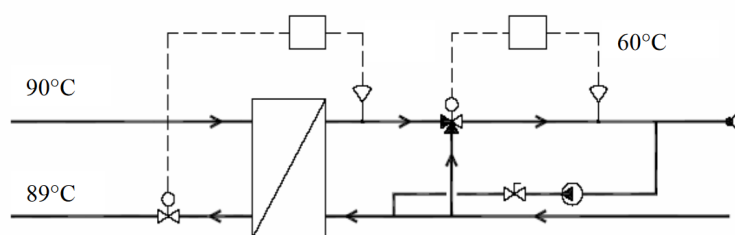
FIGUR 2.19: Omløp i kundesentral.

Defekt reguleringsventil

Bevegelige deler som reguleringsventiler er spesielt utsatt for slitasje som følge av korrosjon. I perioden 2001-2004 ble det utført en undersøkelse på 308 kundesentraler tilhørende Göteborg Energi AB i Sverige [14] for å avdekke årsaker til for høy returtemperatur. Undersøkelsen viste at 20,3% av kundesentralene hadde en defekt reguleringsventil på primærsiden.

Dersom en reguleringsventil svikter kan dette føre til at ventilen settes i åpen stilling over lengre tid. Avkjølingen av fjernvarmevannet vil da bli svært lav, og turtemperaturen på sekundærsiden kan bli overopphetet. Problemet kan bli oppdaget dersom kundene klager på for høy temperatur på radiatorene, men vanligvis blir det ikke rapportert [14].

I tilfeller der det er plassert en egen blandingskrets mellom tur- og returledningen på sekundærsiden som kontinuerlig kjøler ned det overopphetedde vannet, kan det være vanskelig å oppdage en defekt reguleringsventil på primærsiden da det ikke nødvendigvis oppdages av kunden. Figur 2.20 viser en prinsippskisse for et slikt tilfelle.

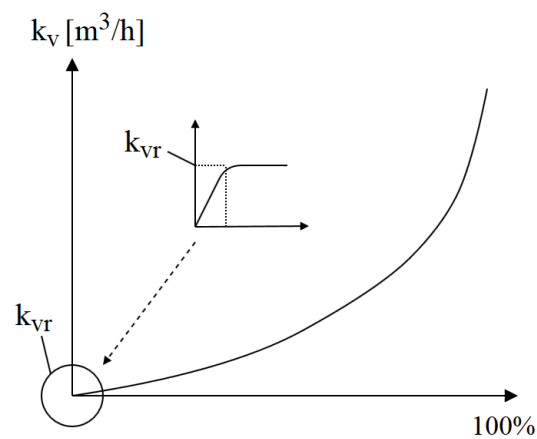


FIGUR 2.20: Defekt reguleringsventil skjult av en blandingskrets [14].

Figur 2.20 viser at kunden kan oppnå ønsket varmekomfort selv om turtemperaturen på primærsiden på 90°C kun blir kjølt ned 1 K. Resultatet er høyt forbruk av dårlig avkjølt fjernvarmevann.

Overdimensjonerte reguleringsventiler

Riktig dimensjonering av reguleringsventiler er viktig for å oppnå gode driftsforhold i kundesentralen. Dersom reguleringsventilen er overdimensjonert kan små volumstrømmer føre til at ventilen ikke klarer å kontrollere volumstrømmene og ventilen vil fungere som en av/på-bryter [55]. Prinsippet er vist i figur 2.21, som presenterer en logaritmisk ventilkarakteristikk som viser forholdet mellom vannstrøm gjennom en ventil, k_v -verdi, ved et differensialtrykk på 1 bar, og ventils åpening. Den minste volumstrømmen gjennom



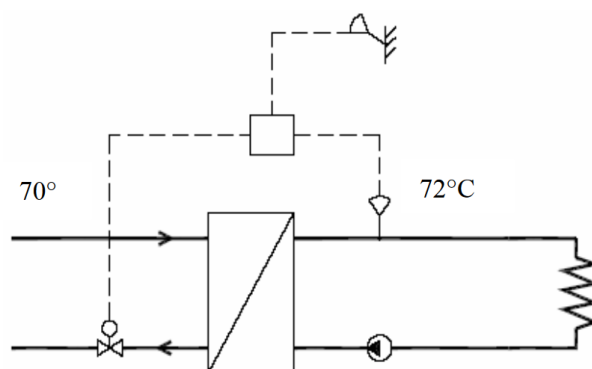
FIGUR 2.21: Ventilkarakteristikk som viser forholdet mellom k_v -verdi og ventilåpningen.

ventilåpningen ved tilfredsstillende regulering er definert som k_{vr} . Figuren viser at i området mellom k_{vr} og fullstendig lukket ventil, vil reguleringsområdet avvike fra ventilkarakteristikken. Dette kan føre til betydelige temperatursvingninger i varmenettet.

Dersom ventilen derimot er underdimensjonert, vil det ikke være mulig å åpne opp ventilen for de større volumstrømmene. Tiltak for å hindre dette kan være å installere flere reguleringsventiler i parallell [55]. Ved lave volumstrømmer kan da den minste reguleringsventilen være i drift, mens ved større ventiler kan begge være i drift.

Feil i settpunktverdier

Feil innstilling av settpunktverdier er blant de største årsakene til høy returtemperatur [16]. Feil innstilling kan for eksempel være dersom settpunktverdien til turtemperaturen i sekundærnettet settes høyere enn turtemperaturen i primærnettet, se figur 2.22. Dette kan føre til at reguleringsventilen på primærsiden vil stå i fullt åpen posisjon, og resultatet blir et høyt forbruk av fjernvarme og høye returtemperaturer [16].



FIGUR 2.22: Prinsippkisse for tilfelle av for høy settpunkttemperatur i sekundærsystemet [14].

Utmatting av varmeveksler

Over tid kan det oppstå beleggdannelse i varmevekslere dersom kontinuerlig vedlikehold ikke opprettholdes [55]. Beleggdannelse fører til at varmeoverføringskoeffisienten reduseres, og returtemperaturen vil være høyere enn dersom varmeveksleren fungerer som normalt. Lekkasje kan oppstå, og skyldes typisk overdimensjonerte reguleringsventiler, dårlig innregulering eller trykkvariasjoner i nett som gir pendlene temperaturregulering [5]. Krefter og spenninger i varmenettet kan videre føre til mekaniske brudd i varmeveksleren.

Statkraft Varme utførte en kartlegging av kundesentraler i perioden 2011-2012 [5]. 22 av 43 havarete varmevekslere hadde interne lekkasjer mellom platene i varmevekslerne. For å hindre utmatting av varmeveksler, er viktige tiltak økt fokus på dimensjonering av reguleringsventiler, installere to eller flere reguleringsventiler i parallell, arbeide mot mer stabilitet i varmenettet og

oppfølging av reguleringsparametre [5]. Ifølge undersøkelser av kundesentraler i Sverige og Danmark [16, 14], er imidlertid varmevekslere en sjelden årsak til problemer med returtemperatur.

Design av kundesentral

En kundesentral som har store avvik fra anbefalte konfigurasjoner, indikerer normalt dårlig design og konstruksjon [16]. Dette er typisk tilfelle der kundesentralene konstrueres og ferdigstilles der de skal monteres. Økende antall prefabrikkerte kundesentraler vil derimot redusere disse feilene. Varmtvannsberedere kan føre til høy returtemperatur, og direkteveksling av tappevann bør brukes der det er mulig.

Feil i varmesystem hos kunde

Treveis-ventiler

En treveis-ventil har ett innløp og to utløp. Det ene utløpet fører volumstrømmen til varmesystemet, mens det andre utløpet fører volumstrømmen direkte til returledningen, og bidrar dermed til økt returtemperatur. Treveis-ventiler har tradisjonelt vært installert der oljekjeler har vært brukt, for å hindre kondensering av svovelsyre, men fases mer og mer ut i dag [16].

Konstant volumstrøm

Fjernvarmeleverandører vil normalt kreve mengderegulerte varmesystemer hos kunden. Konstant volumstrøm vil gi høyere sirkulert vannmengde enn dersom det reguleres i forhold til effektbehovet. Dette vil føre til dårligere avkjøling av fjernvarmenettet. Mengderegulering som regulerer volumstrømmen etter effektbehov er derfor viktig for å oppnå lav returtemperatur. Dette krever at sirkulasjonspumper er turtallsstyrt for å opprettholde et gitt differansetrykk over varmeanlegget [3]. Utfordringen ligger i eldre eksisterende bygg med konstant volumstrøm, der ombygging til mengderegulert varmesystem vil være for kostbart. Videre bør turtemperaturen utetemperaturkorrigeres for å oppnå lav returtemperatur.

Termostatventiler

Ofte misforstås bruken av termostatventiler ved at de blir brukt som av/på-ventiler [30]. Et typisk problem er når driftsansvarlige stiller på termostatventilene til åpen posisjon for å kunne levere ønsket varmeleveranse til brukerne av bygget, men glemmer å stille ventilen tilbake. Dette medfører høyere fjernvarmeforbruk enn nødvendig, og resulterer i høy returtemperatur. Korrekt styring av turtemperatur og volumstrøm gjennom radiator er viktig for å nå lav returtemperatur i sekundærnettet. For å justere rommets termiske komfort og samtidig sikre lav returtemperatur, bør forinnstilt termostatventil brukes. Hensikten med forinnstilt termostatventil er å begrense maksimal gjennomstrømning [30]. For å forsikre lav returtemperatur, kan en termostatisk returbegrenser installeres på radiatoren. Ventilen stenger gjennomstrømmingen dersom returtemperaturen er høyere enn settpunktverdien [30]. På denne måten kan minimum avkjøling av turvannet oppnås til enhver tid.

2.6.3 Overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme

Ved reduksjon av temperaturnivå følger også reduksjon i temperaturdifferanse i varmenettet. Ved å redusere temperaturnivået i eksisterende fjernvarmenett, må dermed volumstrømmen økes for å avgi tilstrekkelig varmebelastning. Økning av volumstrømmen fører til at trykktapet vil øke proporsjonalt med volumstrømmen i andre potens.

O. Gudmundsson, A. Nielsen og J. Iversen har i sin artikkel [19], lagt fram et eksempel som overordnet viser effekten av å redusere temperaturnivået i et eksisterende varmenett. Det blir sett på å senke tur-/returtemperatur fra 80/40°C til 50/25°C. Som vist i tabell 2.2 vil temperaturreduksjonen ved bruk av enkle beregninger føre til 33 % økt volumstrøm 38 % redusert varmetap.

	\dot{V}	ΔT	T_{jord}	$T_{\text{m,rør}}$
80/40°C	6 l/s	40 K	8°C	52°C
55/25°C	8 l/s	30 K	8°C	32°C
Økt volumstrøm: 33 %				
Redusert varmetap: 38 %				

TABELL 2.2: Effekten av å redusere temperaturnivået i et eksisterende varmenett.

Ved å bruke affinitetslover er det mulig å beregne faktor for økt trykktap og økt pumpeeffekt som følge av økt volumstrøm. Tas det utgangspunkt i eksempelet til O. Gudmundsson, A. Nielsen og J. Iversen [19], blir trykktapet økt med en faktor som vist i likning 2.9:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^2 = \left(\frac{1}{1,33}\right)^2 = \frac{1}{1,77} \quad (2.9)$$

Pumpeeffekten blir økt med en faktor som vist i likning 2.10:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3 = \left(\frac{1}{1,33}\right)^3 = \frac{1}{2,35} \quad (2.10)$$

Økningen i trykktap og pumpeeffekten kan tas hensyn til ved enten å øke trykkløftet i pumpe, eller installere flere distribusjonspumper for å øke trykket ved kritiske områder i fjernvarmenettet. Reduksjon av temperaturnivået kan likevel føre til at effektivitetsgevinsten ikke vil kompenseres nok for økte pumpekostnader, vannmengde og større rørdimensjoner grunnet økt volumstrøm [19]. Fokus på å holde høy temperaturdifferanse, lav massestrøm og små rørdimensjoner er derfor blant hovedkonseptene til lavtemperatur fjernvarme.

2.6.4 Rør tilpasset lavtemperatur

Fjernvarmerør kan enten føres som enkeltrør eller twinrør, se figur 2.23. I enkeltrør er tur- og returledning separert. I twinrør er tur- og returledning av samme dimensjon og plassert i et felles rør innenfor en felles isolasjonsskappe. Idéen bak twinrør er at returledningen skal være plassert nært temperaturfeltet til turledningen. Da vil varmemotstanden være større som følge av sammenfallende temperaturer mellom tur og returledning, og varmetapet fra returledningen vil være lavere [16]. Twinrør er mest egnet for rør med lave dimensjoner (mindre enn 200mm), og i områder med lav varmetetthet. Teknologien er relativ ny, men likevel godt etablert i markedet og like tilgjengelig som enkeltrør [57].

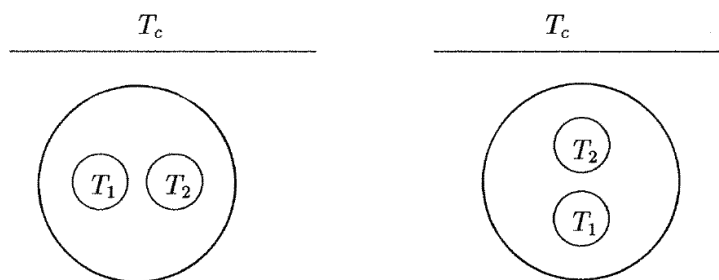
Logstor er en rørprodusent og leverer rør med forskjellige isolasjonstykkelser som er gradert fra 1 til 3, der 3 har størst isoleringstykkelser. Rørkostnadene øker med høyere isoleringsgrad. Selv om isolasjonsserie 2 og 3 gir høyere energibesparelse, vil ikke nødvendigvis den økonomiske verdien av energibesparelsen kompensere med investeringskostnadene for økt isolasjonsgrad.

Logstor har kontinuerlig forbedret sine rørkvaliteter, og leverer nå rør med varmekonduktivitet ned mot 0,022 W/mK. Dette gjelder PexFlextra [33] og AluFlextra-rør [34]. Rør med PUR-skum isolasjon som vist på figur 2.23 har som hensikt å minimere varmetap, samtidig som det skal overføre aksiale friksjonskrefter fra bakken for å begrense termisk bevegelse av røret. For å oppnå dette, bør varmeledningsevnen være lav. Mellom kapperøret og isolasjonen ligger en diffusjonssperre som vil hindre diffusjon. Dette bidrar til å bevare rørens isolasjonsevne gjennom hele levetiden. Logstor er blant de største rørleverandørene for rør i fjernvarmenettet i Norge. De leverer fjernvarmerør i plast og stål. Rør i AluFlextra leveres kun med rørdimensjon opp til 32 mm [34].



FIGUR 2.23: Illustrasjon av twinrør og enkeltrør. AluFlextra-rør med PUR-skum isolasjon.

Twinrør kan plasseres vertikalt eller horisontalt i forhold til hverandre, som vist i figur 2.24. For å redusere det totale varmetapet fra twinrørene, er det fordelaktig å plassere dem vertikalt, med turledningen øverst og returledningen nederst [53]. Ved fjernvarme er det i rapporten til Wallentén [53] likevel konkludert med at reduksjonen av totalt varmetap ved bruk av vertikale twinrør i forhold til horisontale, kun er rundt 0,2 %, og tilnærmet neglisjerbar. Videre i oppgaven er det basert på horisontale twinrør.



FIGUR 2.24: Horisontal og vertikal posisjon til twinrør.

I et demonstrasjonsprosjekt i Canada [42], ble twinrør markert overlegent over enkeltrør som beste rørløsning sett ut fra energiytelse og kostnader. Det ble konkludert med at twinrør bør brukes der det er mulig, mens enkeltrør bør brukes der det kreves større rørdimensjoner enn 200 mm [42]. Installasjonskostnader for twinrør er lavere, og er av spesiell betydning i områder med lav varmetetthet der installasjonskostnader er avgjørende for et konkurransedyktig fjernvarmesystem.

2.6.5 Varmeroverføring i twinrør og påvirkning på returtemperatur

I twinrør er tur- og returledning innkapslet i samme rør, og det vil derfor foregå varmeoverføring mellom dem. Det er omdiskutert om twinrør vil føre til at returvannet i returledningen varmes opp til et nivå som er uønsket [6]. Varmeroverføringen mellom tur- og returledningen er avhengig av avstanden mellom dem. For liten avstand kan føre til varmeoverføring fra turledningen til returledningen slik at turtemperaturen vil falle, og returtemperaturen øke [6].

Varmeratap i returledning er gitt av følgende likning:

$$q_2 = U_{22} (T_2 - T_g) - U_{21} (T_1 - T_g) \text{ [W/m]} \quad (2.11)$$

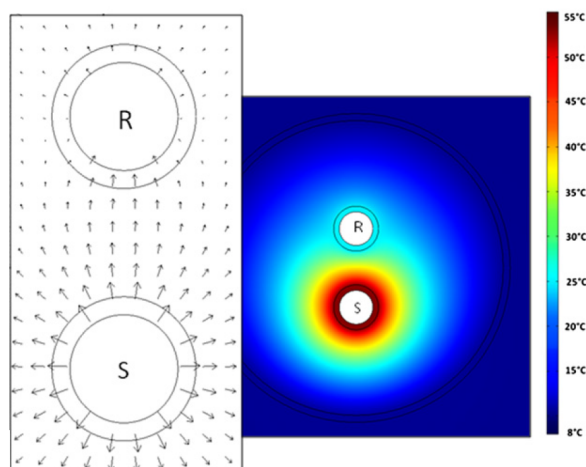
Der U_{22} uttrykker varmeoverføring mellom returledning og omgivelsene, og U_{21} uttrykker varmeoverføring mellom tur- og returledningen. T_1 er turtemperatur, T_2 er returtemperatur og T_g er jordtemperatur. U_{21} avhenger av avstanden mellom tur- og returledningen samt konduktiviteten til isoleringen [6]. Figur 2.25 viser hvordan returledningen påvirkes av temperaturgradienten i turledningen.

Som en estimering, kan følgende sammenheng brukes [6]:

- Twinrør i kobber: $U_{21}/U_{22} \approx 45\text{-}50 \%$
- Pex twinrør: $U_{21}/U_{22} \approx 25 \%$
- Enkeltrør: $U_{21}/U_{22} \approx 3 \%$

Dette viser at varmeoverføringen fra turledningen til returledningen kan forventes å være høyere ved twinrør enn ved enkeltrør. Ved bruk av twinrør er det derfor viktig at avstanden mellom tur- og returledningen er mest mulig optimalt plassert i forhold til hverandre. Dette for å hindre at returledningen blir varmet opp av turledningen.

Dersom returtemperaturen faller under en bestemt temperatur vil bidraget fra turledningen være større enn varmetapet til omgivelsene [6]. Er temperaturen over den bestemte temperaturen vil bidraget fra turledningen være mindre enn varmetapet og returtemperaturen vil ikke øke. Temperaturgrensen varierer fra rør til rør, men kan ligge rundt 20°C [6].



FIGUR 2.25: Varmeoverføring mellom tur- og returledning [40].

2.6.6 Varmetap i distribusjonsnett

For at fjernvarme skal være konkurransedyktig i områder med lav varmetetthet og lavenergi-bygninger, er det avgjørende med lavt varmetap for å holde høy effektivitet i fjernvarmenettet. Gjennomsnittlig varmetap i distribusjonsnett i Norge kan ligge mellom 8 - 15 % av varmen produsert [1]. En fordel med lavtemperatur er at temperaturredifferansen mellom rør og jord er mindre enn ved høytemperatur. Dette gjør at varmetapet til jord er mindre, og behovet for isolasjon kan muligens reduseres i enkelte områder.

For varmetap i twinrør, er det nødvendig å se på varmetap fra rørene hver for seg. Varmetapene kan uttrykkes ved følgende likninger [6, 40]:

For turledning:

$$q_1 = U_{11} (T_1 - T_g) - U_{12} (T_2 - T_g) \quad [W/m] \quad (2.12)$$

For returledning:

$$q_2 = U_{22} (T_2 - T_g) - U_{21} (T_1 - T_g) \quad [W/m] \quad (2.13)$$

der,

- U_{11} - Varmetapskoeffisient i turledningen uten påvirkning av returledningen [W/mK]
- U_{22} - Varmetapskoeffisient i returledningen uten påvirkning av turledningen [W/mK]
- U_{12} - Varmetapskoeffisient som følge av påvirkning fra returledningen [W/mK]

- U_{21} - Varmetapskoeffisient som følge av påvirkning fra turledningen [W/mK]
- T_1 - Temperatur i turledning [$^{\circ}\text{C}$]
- T_2 - Temperatur i returledning [$^{\circ}\text{C}$]

Ved twinrør, der rørene er identiske og plassert horisontalt i forhold til hverandre, vil $U_{12} = U_{21}$ og $U_{11} = U_{22}$. Dette gir følgende varmetapsuttrykk for twinrør:

$$q_{tot} = q_1 + q_2 = 2 (U_{11} - U_{12}) (T_m - T_g) \quad [\text{W}/\text{m}] \quad (2.14)$$

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (2.15)$$

For å uttrykke varmetapet med kun to varmetapskoeffisienter, kan likningene omorganiseres til å uttrykkes som følgende:

For turledning:

$$q_1 = [U_{11} - U_{12} \frac{(T_2 - T_g)}{(T_1 - T_g)}] (T_1 - T_g) \quad [\text{W}/\text{m}] \quad (2.16a)$$

$$q_1 = U_1 (T_1 - T_g) \quad [\text{W}/\text{m}] \quad (2.16b)$$

For returledning:

$$q_2 = [U_{22} - U_{21} \frac{(T_1 - T_g)}{(T_2 - T_g)}] (T_2 - T_g) \quad [\text{W}/\text{m}] \quad (2.17a)$$

$$q_2 = U_2 (T_2 - T_g) \quad [\text{W}/\text{m}] \quad (2.17b)$$

U-verdiene kan beregnes med utgangspunkt i Wallentén sine eksplisitte likninger [53], der metoden er vist ved metodikk for modellering av fjernvarmenett, kapittel 4.4.1.

2.6.7 Temperaturfall i distribusjonsnett

Som følge av varmetap i distribusjonsnettet, vil det forekomme temperaturfall langs røرنettet. Temperaturfallet er vanligvis størst hos kundesentralen som er plassert lengst borte fra varmesentralen. For å kunne opprettholde tilstrekkelig turtemperatur til mest ugunstige kundesentral, er det derfor nødvendig å gjøre så korrekte beregninger som mulig av varmetapet i distribusjonsnettet for å sikre at kunden får levert den varmen som er etterspurt. Siden temperaturfall

er en direkte virkning av varmetap, vil alle faktorer som påvirker varmetap, også påvirke temperaturvariasjonen i vannet [29]. Formel 2.18 viser temperaturfall i rør. Formelen neglisjerer temperaturøkningen fra rørfriksjon.

$$T_{ut} = \begin{cases} T_g + (T_{inn} - T_g) \exp(-\frac{UL}{\dot{m}c_p}) & [^{\circ}\text{C}], & \exp(-\frac{UL}{\dot{m}c_p}) \geq 0 \\ T_g & [^{\circ}\text{C}], & \exp(-\frac{UL}{\dot{m}c_p}) \leq 0 \end{cases} \quad (2.18)$$

der,

- T_{ut} - Temperaturen ved utløpet av røret [$^{\circ}\text{C}$]
- T_{inn} - Temperaturen ved innløpet av røret [$^{\circ}\text{C}$]
- T_g - Temperaturen i jorden [$^{\circ}\text{C}$]
- U - Varmetapskoeffisient i røret [W/mK]

Temperaturfallet i turledningen er alltid større enn i returledningen siden høyere temperaturnivå gir større varmetap. Typisk temperaturfall for turledning om vinteren vil være på 1-2 $^{\circ}\text{C}$, som vil være forskjellen mellom turtemperatur ved varmesentralen og temperatur ved en gjennomsnittlig kundesentral [16]. Tilsvarende temperaturfall om sommeren kan være mellom 5 - 10 $^{\circ}\text{C}$. I twinrør kan varmeoverføring fra turledningen føre til en temperaturøkning på rundt 2 $^{\circ}\text{C}$ i returledningen [38].

2.6.8 Trykktap og pumpeeffekt i distribusjonsnett

For å sirkulere vann i et distribusjonssystem kreves et nødvendig trykkløft for å oppveie trykktap som følge av:

- Friksjonskrefter i rør
- Støtkrefter i bend og enkeltkomponenter
- Differansetrykk over kundesentral og varmesentral

Trykkløftet gjøres ved hjelp av en sirkulasjonspumpe, og pumpeeffekten som kreves for å løfte trykket introduseres mot slutten av kapittelet.

Friksjonskrefter i rør

Trykket til en strømning vil avta når den føres gjennom rør som følge av friksjonskrefter mellom vannet og rørveggen. Friksjonen virker som en skjærkraft i motsatt retning av strømningen, og vannhastigheten vil være null helt inntil rørveggen. Fra rørveggen utvikles en hastighetsprofil,

der hastigheten øker med avstanden til rørveggen. Vannhastigheten er dermed høyest i midten av røret. For å beregne trykktap grunnet friksjon, kan Darcy-Weisbach likningen brukes [37]:

$$\Delta p_{\text{friksjon}} = f \frac{1}{d_i} \frac{\rho \cdot v^2 \cdot L}{2} \quad [Pa] \quad (2.19a)$$

$$\Delta p_{\text{friksjon}} = \frac{8 \cdot f \cdot L}{d_i^5 \cdot \pi^2 \cdot \rho} \dot{m}^2 \quad [Pa] \quad (2.19b)$$

der,

- f - Friksjonskoeffisient [-]
- ρ - Tetthet til vann [kg/m³]
- v - Vannets hastighet [m/s]
- d_i - Diameter på røret [m]
- L - Lengde på røret [m]

Bruk av likning 2.19a og 2.19b forutsetter konstant rørdiameter, samt fullt utviklet og stasjonær strømning. Den kan brukes både for laminær og turbulent strømning.

Darcy-Weisbach likningen viser at trykktapet har sterk sammenheng med rørdiameteren, der trykktapet er omvendt proporsjonalt med diameteren i femte potens. Små økninger i trykktapet i distribusjonsnett vil dermed gi mulighet for bruk av mindre rørdimensjoner. Differansetrykket som pumpen må driftes etter vil derimot øke, som fører til økte pumpeutgifter. Likningen viser også at trykktapet er proporsjonalt med kvadratet av vannhastigheten. Dersom det ønskes å doble vannhastigheten, er det nødvendig med firedobling av trykkdifferansen mellom tur- og returledningen.

Friksjonskoeffisienten f ligger vanligvis mellom 0,015 og 0,04 i fjernvarmerør [16]. Ved økende overflateruhet på innsiden av røret, vil friksjonskoeffisienten øke. Påvirkningen av overflateruhet på friksjonskoeffisienten er imidlertid svært vanskelig å finne siden det avhenger av hvor mye korrosjon og beleggdannelse som vil oppstå i røret [16]. Friksjonskoeffisienten er i tillegg avhengig av Reynoldstallet. Størrelsen på Reynoldstallet avgjør om strømningen er laminær eller turbulent, og kan finnes ved følgende formel:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_i}{\mu} \quad [-] \quad (2.20)$$

der,

- μ - Viskositeten til vannet [Pa · s]

Laminær strømning har Reynoldstall lavere enn 2300. Friksjonskoeffisienten ved laminær strømning kan finnes ved hjelp av følgende formel:

$$f_L = \frac{64}{Re} = \frac{64\nu}{vd_i} \quad [-] \quad (2.21)$$

For turbulent strømning er friksjonskoeffisienten også avhengig av ruheten til røret, og den vil derfor være mer komplisert å finne. Den bestemmes vanligvis eksperimentelt, men kan også finnes ved bruk av Colebrook og White sin formel:

$$\frac{1}{\sqrt{f_T}} = -2 \log\left(\frac{2,51}{Re\sqrt{f_T}} + \frac{\varepsilon/d_i}{3,72}\right) \quad [-] \quad (2.22)$$

der,

- ε - Ruheten til røret

Friksjonskoeffisienter blir normalt identifisert ved sammenlikning av eksperimentelle verdier og beregninger ved bruk av dataprogrammer [16]. Friksjonskoeffisienten tilsvarer da den friksjonskoeffisienten i dataprogrammet som gir beregnet trykktap lik målt trykktap.

Støtkrefter i rør

Støttap oppstår på grunn av retningsendringer i bend, ventiler og varmeavgivere. Støttapskoeffisienten ζ avhenger av rørdiameter, krumningsradius og vannhastighet, og varierer for ulike rørdeler. Trykktap ved støt beregnes ved følgende formel [56]:

$$\Delta p_{stot} = \frac{\zeta \cdot \rho \cdot v^2}{2} \quad [Pa] \quad (2.23)$$

der,

- ζ - støttapskoeffisient [-]
- ρ - tettheten til vannet [kg/m³]
- v - vannets hastighet [m/s]

Totalt trykkfall i distribusjonsnett

Samlet trykktap grunnet friksjons- og støtkrefter er:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \left(4 \cdot f \cdot \frac{L}{d_i} + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \cdot \rho \cdot v^2 \quad [Pa] \quad (2.24)$$

Ofte benttes trykktap per rørlengde, referert som R-verdi:

$$R = \frac{\Delta p}{L} \quad [Pa/m] \quad (2.25)$$

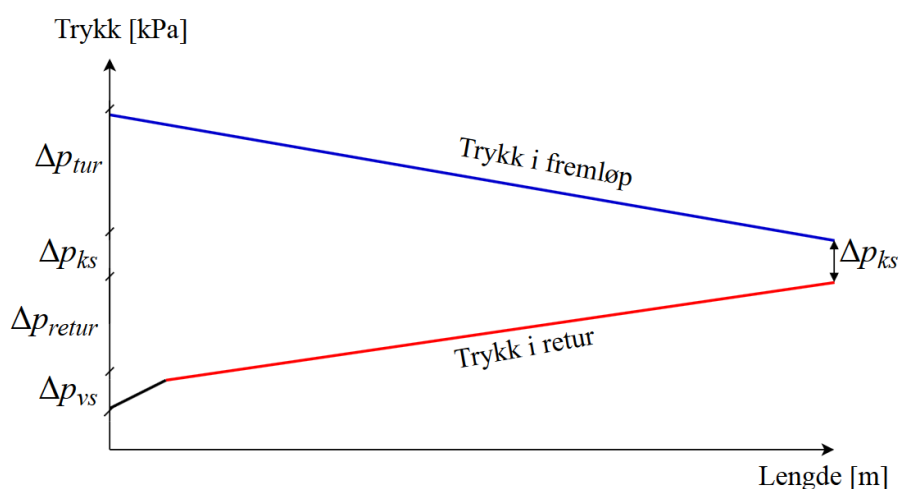
Totalt trykkfall i et distribusjonsnett inkluderer trykkfall som følge av friksjons- og støtkefer i rør, samt trykkfall over kundesentral og varmesentral. Oppsummert kan pumpens trykkløft uttrykkes som følgende:

$$\Delta p = 2RL + \Delta p_{ks} + \Delta p_{vs} \quad [Pa] \quad (2.26)$$

der,

- Δp_{ks} - Trykkfall over kundesentral [Pa]
- Δp_{vs} - Trykkfall over varmesentral [Pa]

Figur 2.26 viser en prinsippskisse for trykkforløp fra varmesentral til mest ugunstige kundesentral.



FIGUR 2.26: Trykkforløp i distribusjonsnett.

der,

- Δp_{tur} - Trykkfall i turledningen [Pa]
- Δp_{retur} - Trykkfall i returledningen [Pa]

Trykkfall i distribusjonsnett er sentralt når pumpeeffekt og pumpeenergi til pumpe skal regnes. Trykkfallet avgjør hvor mye mekanisk energi det er nødvendig at pumpen skal overføre til vannet.

Trykktap i lavtemperaturnett

Fjernvarmenett er vanligvis dimensjonert med trykktap per rørlengde mellom 50-200 Pa/m [39]. I nyere studier har det vært forsøkt med høyere trykktap per rørlengde. Blant annet i demonstrasjonsprosjektet om lavtemperaturnettet i Lystrup [40], se kapittel 2.7.1, er maksimalt tillatt trykktap satt til 1500 Pa/m. [41]. I et lavenergi fjernvarmesystem med energieffektive

bygninger i Danmark er maksimalt tillatt trykktap satt til 2000 Pa/m [41]. Kostnadsanalyse for optimal rørdiameter kan forventes å ha forandret seg i løpet av de siste årene grunnet reduserte kraftpriser til pumpeenergi. Dette kan tillatte høyere trykktap i fjernvarmenett.

Pumpeeffekt

Sirkulasjonspumper brukes for å sirkulere vannet i distribusjonsnett. Pumpen styres etter maksimalt trykktap i systemet, dvs. der differansetrykket er minst. Pumpeeffekten må da kompensere for det totale trykktapet i systemet.

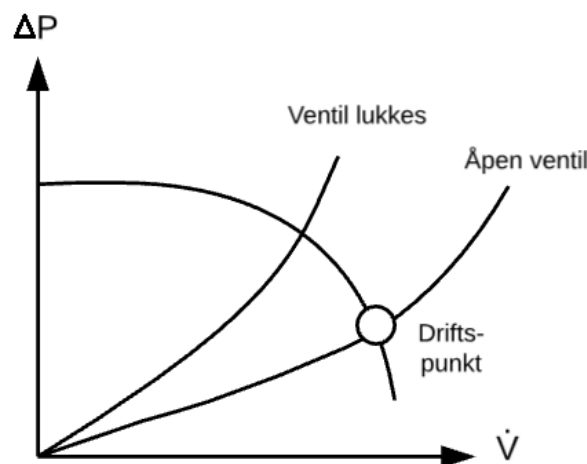
Effektbehov til pumpe er vist i likning 2.27:

$$P = \frac{\Delta p_{max} \dot{V}_{max}}{\eta} \quad [W] \quad (2.27)$$

der,

- Δp_{max} - Pumpens trykkøkning [Pa]
- \dot{V}_{max} - Maksimal volumstrøm [m^3/s]
- η - Virkningsgraden til pumpen [-]

Pumpen genererer en trykkdifferanse som avhenger av volumstrømmen gjennom pumpen. Dette kan illustreres ved hjelp av pumpekarakteristikk, se figur 2.27. Pumpekarakteristikken bestemmes av størrelsen og utformingen av pumpen [16]. Økende volumstrøm gjennom en pumpe, vil redusere trykkdifferansen. Motsatt gjelder i distribusjonssystem. Da vil økende volumstrøm føre til økt trykkfall. Forholdet mellom total volumstrøm og total trykkfall i et distribusjonssystem refereres som systemkarakteristikk. Dette bestemmes av strømningsmotstanden i rørene. Systemets driftspunkt er funnet hvor den totale volumstrømmen gjennom systemet er slik at total trykkfall tilsvarer trykkøkning over pumpen [16].



FIGUR 2.27: Pumpe- og systemkarakteristikk.

Ved å endre på volumstrømmen, må driftspunktet endres. Dette gjøres ved enten å forandre pumpekarakteristikken eller systemkarakteristikken, eller eventuelt begge deler [16]. Pumpekarakteristikken endres vanligvis av turtallsregulering, mens systemkarakteristikken endres som følge av ventilåpning. Figur 2.27 viser effekten av å stenge en ventil i et system med mengderegulering. Når ventilen lukkes vil strømningsmotstanden i rør øke og systemkarakteristikken vil forflytte seg til venstre. Driftspunktet vil så forflytte seg langs pumpekurven. Dette vil resultere i lavere volumstrøm og høyere trykkfall. Motsatt skjer når ventilen åpnes helt. Sirkulasjonspumpen kan styres på tre forskjellige måter: ved turtallsregulering, konstant trykk eller konstant turtall.

Kavitasjon i rør

Kavitasjon karakteriseres som dannelse av gassbobler. Fordampning i distribusjonsnett kan skje dersom trykket i vannet faller under metningstrykket. Kavitasjon kan føre til skade på overflaten av utstyr som rør, ventiler, varmevekslere og liknende. Kavitasjon kan også føre til ødeleggelser i pumpen, og som kan føre til redusert pumpeeffekt som vil gi mindre volumstrøm gjennom pumpen. Ved dimensjonering av pumpe er det derfor viktig at det statiske trykket ikke faller under metningstrykket.

2.6.9 Varmetetthet og nettverksstruktur

Et område med en bestemt varmetetthet (kWh/m^2) kan ha svært forskjellig linjetetthet avhengig av nettverksstrukturen. Med linjetetthet menes hvor mye varme som leveres per meter rørlengde (MWh/m). Framtidens mål om strengere krav til energieffektivitet i bygninger vil resultere i lavere linje- og varmetetthet. Dette kan være utfordrende ved utbygging av lavtemperatur fjernvarme, siden lønnsomheten for fjernvarme er mest gunstig ved høy varme- og linjetetthet. Godt valg av nettverksstruktur og trasevalg er dermed avgjørende for å oppnå et energieffektivt og lønnsomt lavtemperatur varmenett, og for å unngå for høyt spesifikt varmetap.

For å vurdere lønnsomheten av et fjernvarmenett i et område, benyttes ofte linjetetthet. Siden varmen transporteres gjennom rør, vil begrepet linjetetthet referere bedre til vurdering av rørdimensjoner og lengder, og kostnader knyttet til dette [57]. I rapporten til Dalla Rosa, Boulter, Church og Svendsen [40], vil et område defineres til å ha lav varmetetthet dersom varmebehovet er under $90 \text{ kWh}/\text{m}^2$ per år og linjetetthet under $1,2 \text{ MWh}/\text{m}$ per år. Ifølge samme rapport, er grensen for lønnsomhet i Danmark ved en linjetetthet på $0,2 \text{ MWh}/\text{m}$ ved konvensjonelle rørdimensjoner og $0,15 \text{ MWh}/\text{m}$ for systemer med lavere rørdimensjoner. I [16] defineres en varmetetthet mellom $40\text{-}50 \text{ kWh}/\text{m}^2$ som typisk grenseverdi for om fjernvarme er konkurransedyktig i et område. I en case-studie om fjernvarmenett i Canada [40], er områder med linjetetthet under $1,5 \text{ MWh}/\text{m}$ ansett som lite økonomisk lønnsomt ved det nåværende

fjernvarmesystemet, men kan vurderes ved framtidig utvidelse av fjernvarmenettet. Ved levering av fjernvarme i områder med lav linjetetthet vil lønnsomheten av fjernvarme ofte være kritisk på grunn høy spesifikk total kostnad (kr/kWh) [40]. I samme rapport konkluderes det med at varmetettheten i alle industrialiserte land er forutsett å reduseres de neste tiårene grunnet stadig mer fokus på energieffektivisering.

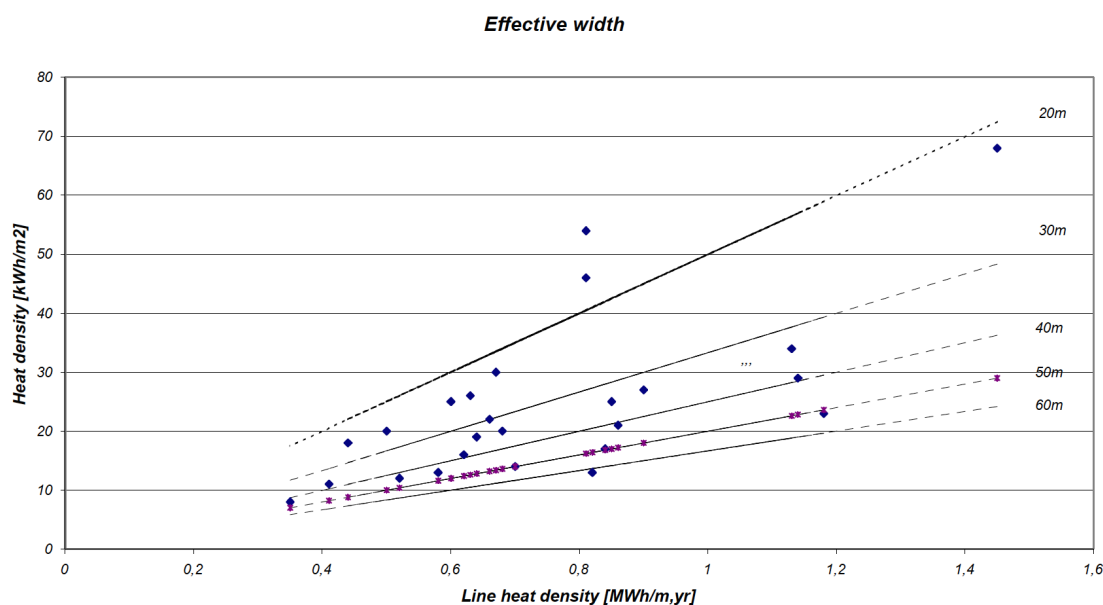
Termisk bredde er et begrep introdusert av Sven Werner, Professor ved School of Business, Engineering and Science, Halmstad University [43]. Det er et mål på hvor godt røret dekker et gitt areal. Stor termisk bredde oppnås ved kortere rørlengder. Det er dermed ønskelig med høyest mulig termisk bredde. Under følger relasjonen om termisk bredde, se likning 2.28.

$$W = \frac{A}{(l_p + l_s/c)} \quad [m] \quad (2.28)$$

der

- A - Areal av område [m^2]
- l_p - Lengde av hovedrør [m]
- l_s - Lengde av stikkledninger [m]
- c - Tilknytningsgrad av kunder [-]

I figur 2.28 er det vist et eksempel på sammenhengen mellom varmetetthet, linjetetthet og termisk bredde. Den horisontale aksene viser linjetetthet (MWh/m), mens den vertikale viser varmetetthet (kWh/m²). De fem lineære grafene viser konstant termisk bredde med verdier fra 20-60 m, ved forskjellig linje- og varmetetthet.



FIGUR 2.28: Eksempel på sammenheng mellom varmetetthet, linjetetthet og termisk bredde [57].

Punktene utenfor kurvene med konstant termisk bredde reflekterer situasjoner der tilknytningsgraden er lavere enn 100 %. Figur 2.28 viser at for bestemte varmetettheter, vil termisk bredde øke med økt linjetetthet. Der varmetettheten er lav, er det nødvendig med høy termisk bredde for å øke linjetettheten. Avhengig av lokale forhold, kan betingelsene i vist i figur 2.28 være vanskelig å oppfylle samtidig [57].

Lav varmetetthet er en utfordring for framtidens fjernvarmesystem. Lav varmetetthet skyldes to uavhengige faktorer [7]: lavere varmebehov i framtidens bygg og lengre avstander mellom bygg der fjernvarme ikke allerede er bygget ut. Optimal nettverksstruktur er derfor en forutsetning for at fjernvarme i framtiden kan være konkurransedyktig med andre varmforsyningsløsninger.

2.7 Eksempler på lavtemperatur fjernvarmenett

I dette kapitlet blir det sett på to ulike eksisterende lavtemperatur fjernvarmenett. Det første eksempelet som blir presentert er et demonstrasjonsprosjekt av lavtemperatur fjernvarme i Lystrup i Danmark. Her brukes det turtemperaturer ned mot 50°C og det oppnås returtemperaturer rundt 25°C. flatt terreng i Danmark gir muligheter til direkte tilkobling mellom kundesentral og primærnett, og er derfor vanlig i Danmark. Det er derfor valgt å også se på et eksempel på lavtemperatur varmenett i Norge, som vil ha litt andre systemkonsept og utfordringer enn varmenett i Danmark grunnet bruk indirekte tilkobling mellom kundesentral og primærnett. Varmenettet som blir sett på er Østre Hageby i Stavanger, som er det første ultralavtempererte nærvarmenettet som er installert i Norge.

2.7.1 Lavtemperatur varmenett i Lystrup, Danmark

Prosjektet i boligforeningen Ringgårdens avd. 34 i Lystrup er det første demonstrasjonsprosjektet av lavtemperatur fjernvarme med turtemperaturer ned mot 50°C [11]. Demonstrasjonsprosjektet er basert på EFP-2007 forskningsprosjektet "Lavenergifjernvarme til Lavenergibyggere". 40 boliger fordelt på syv blokker er tilkoblet varmenettet, og har fått status som lavenergihus. Byggeår er 2008/2009. Tabell 2.3 viser oversikt over beregnede parametere i fjernvarmenettet.

Generell informasjon

Antall bygg	40 rekkehus	-
Oppvarmet areal	4115	m ²
Varmetetthet	14	kWh/m ²
Linjetetthet	0.31	kWh/(m·år)
Grøftelengde	767	m
<i>Varmebehov</i>		
Totalt varmebehov	219,4	MWh
Spesifikt oppvarmingsvarmebehov	30	kWh/m ²
Spesifikt tappevannsbehov	13,1	kWh/m ²
Totalt varmetap	54,5	MWh
Totalt varmetap/Varme levert	20	%
Elektisitetsbehov til pumpe	2600	kWh/år
Elektisitetsbehov til pumpe/varme levert	9	kWh _{el} /MWh
Temperaturnivå i nettverk (tur/retur)	55/25	°C
Temperaturnivå i kundesentral (tur/retur)	50/25	°C
Temperaturnivå i radiatorer (tur/retur)	55/25	°C

TABELL 2.3: Spesifikasjoner for lavtemperatur fjernvarmenettet i Lystrup [11][40].

En skisse av fjernvarmenettet er vist i figur 2.29. Ideelt sett er det ønsket at pumpen styres etter to forskjellige differansetrykkmålinger i nettet, hver på minimum 0,2 bar. I praksis styres likevel pumpen etter differansetrykket i den mest kritiske strekningen [11].

Systemkonsept

Systemkonseptet til prosjektet i Lystrup har som mål å oppnå lavt varmetap ved å redusere temperaturnivå, rørdimensjoner og bruke twinrør i stedet for enkeltrør. Det er benyttet både varmevekslere og akkumuleringstanker. Fordelen med akkumuleringstankene er at varmebelastningen på nettet reduseres, og lavere rørdimensjoner kan brukes. Varmevekslerene er dimensjonert for lav ΔT og høy massestrøm, og har dimensjonerende effekt på 32 kW. Rørdimensjonene er noe høyere ved bruk av varmevekslere, men kan reduseres ved å akseptere høy trykkgradient i stikkledninger. I tillegg er det installert boosterpumpe som sikrer høyt differansetrykk og gir lavere rørdimensjoner. Maksimal trykkfallgradient i stikkledninger er på 1500 Pa/m, og maksimalt trykknivå i systemet er på 10 bar. I stikkledningene er det brukt AluFlextra-rør med dimensjoner fra 14-32 mm i diameter, og i hovednettet er det brukt stålrør med dimensjoner fra 42-60 mm [11]. Alle twinrør er levert av Logstor, med isolasjonsserie 2 og 3.

For å opprettholde en temperatur på 50°C til alle kundesentralene med varmevekslere, er det plassert en omløpsventil hos siste forbruker på hver streng. Returtemperaturen vil øke som følge av omløpet, og samlet varmetap vil øke noe, men mindre enn ved enkeltrør. Dette er fordi høyere returtemperatur i twinrør vil minske varmetapet i turledningen, og øke varmetapet i returledningen.

Resultat

På sommerhalvåret ble det registrert returtemperaturer på 29°C fra kundesentralene med fjernvarmebeholdere og 26°C fra kundesentralene med varmevekslere der kundesentralene fungerte som normalt. I enkelte kundesentraler ble det likevel registrert for høye returtemperaturer. Ut fra enkelte kundesentraler med akkumuleringstank ble det registrert returtemperatur på opptil $43,6^{\circ}\text{C}$. Dette skyldes tekniske problemer i kundesentralen som gir dårligere avkjøling. Ut fra kundesentraler med varmevekslere ble det registrert på det høyeste en returtemperatur på $40,3^{\circ}\text{C}$. Årsaken er for stort omløp i enkelte kundesentraler, som følge av defekte reguleringsventiler. Dette kan eventuelt løses med elektronisk regulering. Det var også et problem med at forbrukere ikke fikk lukket sommerventilen i kundesentralene. Returtemperaturen er generelt lavere i fyringssesongen, noe som bekrefter at radiatoranlegget leverer en lav returtemperatur.

Demonstrasjonsprosjektet i Lystrup har vist at lavtemperaturkonseptet fungerer. Det ble oppnådd et varmetap på 20%, og tilsvarer en reduksjon med opptil 75% sammenliknet med tradisjonelle fjernvarmeløsninger [10]. Dette er et resultat av å redusere temperaturnivå, rørdimensjoner og rørlengde, samt bruke twinrør istedenfor enkeltrør. Målinger viste likevel at ladeperiodene med akkumuleringstanker er vesentlig kortere enn antatt. Ved bruk av varmevekslere er det målt et effektbehov per forbruker på 24,3 kW, mens det er dimensjonert for 32 kW. Det er derfor konkludert i rapporten at samtidighetsfaktorer må bli tatt hensyn til i langt større grad for å etablere et optimalt system [11].

2.7.2 Nærvarmenett i Østre Hageby, Stavanger

Lavtemperaturnettet i Østre Hageby i Stavanger ble satt i drift desember 2014. Varmen blir forsynt fra en varmepumpe med borehull i fjellet [17]. Kundesentralene i hver bolig er indirekte koblet til varmenettet, med varmeveksler for direkte oppvarming av varmt tappevann. Tabell 2.4 viser oversikt over parametere i nærvarmenettet.



FIGUR 2.29: Lavtemperatur fjernvarmenett i Lystrup, Danmark [11].

Generell informasjon

Antall bygg	66 passivhusboliger	-
Oppvarmet areal	6800	m ²
<i>Varmebehov</i>		
Totalt spesifikt varmebehov	52	kWh/m ²
Turtemperatur i nettverk	55-60	°C
Returtemperatur i nettverk	25-30	°C
Turtemperatur i kundesentral	50-55	°C

TABELL 2.4: Spesifikasjoner for nærvarmenettet i Østre Hageby i Stavanger [31].

Som systemkonsept er det valgt å bruke twinrør, mindre rørdimensjoner og høyere trykk samt stor isolasjonsstykkelse på rør. For stikkledningene er det brukt alu-pex rør med 32 mm i diameter, mens for hovedledningene er det brukt stålrør med dimensjoner fra 25-40 mm. Nettverksstrukturen er illustrert med røde linjer i figur 2.30. For å redusere det maksimale effektbehovet er det valgt å akkumulere varme på nattetid og dagtid som senere vil dekke topplasten [31].



FIGUR 2.30: Nærvarmenett i Østre Hageby, Stavanger [31].

Lavtemperaturnettet er utviklet for å møte utfordringene ved lavenergibygg, der det er ønsket å redusere varmetap og investeringsomkostninger. For lavtemperaturnettet er kostnadene for varmesentral på ca 30.000 kr per leilighet, og kostnadene for varmeanlegget er på ca 130 000 kr per leilighet [31].

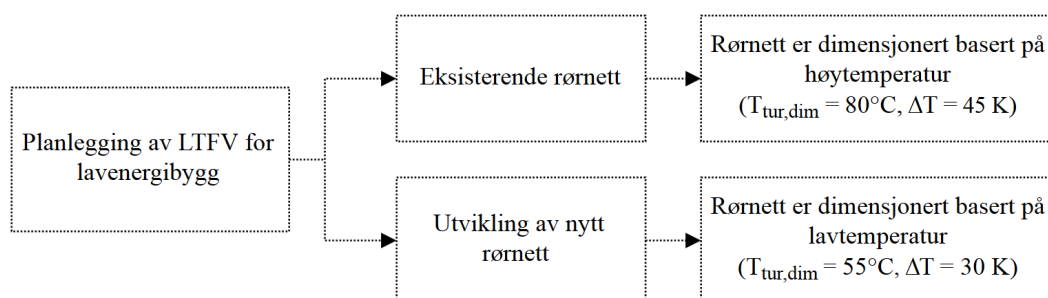
Kapittel 3

Eksempelområde for modellert fjernvarmenett

For å illustrere og analysere konseptet om lavtemperatur, er det utarbeidet et fiktivt eksempelområde tilknyttet et lavtemperatur varmenett. Kundemassen er basert på reelle forbruksdata fra Trondheim i 2013, og er hentet fra Statkraft Varme AS. Det er utviklet simuleringsmodeller som viser trykk- og temperatordistribusjon i nettet, og som vil bli gjennomgått i neste kapittel. I dette kapittelet blir referanseområdet med tilknyttende kunder og bygningstyper presentert, samt valgte nettstrukturer. Deretter blir en nøyere gjennomgang av distribusjonsnettene gjennomgått. Det blir også presentert ulike scenarier som kan føre til problemer med returtemperatur.

3.1 Planlegging av lavtemperatur fjernvarme

Lavtemperatur fjernvarme kan implementeres enten i eksisterende varmenett eller i utvikling av nytt varmenett. Det er valgt å gjøre simuleringer både på nytt og eksisterende varmenett, av den grunn at dimensjonsgrunnlaget på rørene er forskjellig i de to tilfellene som følge av redusert ΔT ved lavtemperaturnett sammenliknet med høytemperaturnett, se figur 3.1



FIGUR 3.1: Planlegging av lavtemperatur fjernvarme for lavenergibygg.

For eksisterende varmenett er rørene i simuleringsmodellen dimensjonert basert på å kunne levere et temperaturnivå på 80°C i turrør og ΔT lik 45 K mellom tur- og returledning. Dimensjonerende turtemperatur er valgt på grunnlag av tekniske bestemmelser for fjernvarme i Trondheim, av Statkraft Varme [3]. I fjernvarmenettet i Trondheim er primærnettet og rørnett tilknyttet boligfelt hydraulisk adskilt ved bruk av varmevekslere, der rørnettet tilknyttet boligfelt har lavere trykk og temperaturer enn primærnettet. I rørnett for boligfelt er dimensjonerende turtemperatur satt til 80°C på vinteren og 70°C på sommeren, og tilsvarende bestemmelser er valgt i det simuleringsmodellen for eksisterende varmenett. For å nå lavtemperatur fjernvarme i det eksisterende varmenettet, senkes turtemperaturen gradvis fra år til år uten at rør skiftes ut.

For utvikling av nytt rørnett, dimensjoneres rørene basert på å kunne levere et temperaturnivå på 55°C, med ΔT lik 30 K mellom tur- og returledning. I tillegg benyttes det plastrør for rørdimensjoner 32 mm og lavere, og bedre isolasjonsegenskaper. Disse bestemmelsene er valgt basert på flere demonstrasjonsprosjekt i Danmark, blant annet i Lystrup som beskrevet i kapittel 2.7.1. Danmark er et relativt flatt land, der kundesentralene ofte er direkte koblet til primærnettet. Dette gjør at lave turtemperaturer er enklere å oppnå i Danmark. Likevel er det forsøkt med turtemperaturer ned til 55°C i Norge, blant annet i Østre Hageby i Stavanger, som beskrevet i kapittel 2.7.2. I demonstrasjonsprosjektene er tur-/returtemperatur på 55/25°C fullt mulig å oppnå og som samtidig tilfredsstiller kundenes komfort.

3.2 Referanseområde

3.2.1 Innhenting av forbruksdata

Det er valgt å se på et område sammensatt av ulike typer bygninger for å analysere en variert kundemasse og hvordan ulike typer bygninger i et typisk boligområde opererer sammen. Det er valgt å fokusere på nybygg, med TEK10-, passivhus- og lavenergihusstandard som alle har installert vannbåren varme til romoppvarming og oppvarming av varmt tappevann. Disse bygningene har lavt varmebehov, og antas å kunne tilpasses lavtemperatur varmesystem uten å måtte gjøre vesentlige tiltak på varmesystemet.

Det er brukt forbruksdata fra reelle fjernvarmekunder fra Trondheim, der tilgang til forbruksdata er fått gjennom Statkraft Varme AS. Forbruksdataene ble gitt i form av gjennomsnittlig effektforbruk per time (kW) i løpet av 2013. For at eventuelle sporadiske topper skal tas høyde for i analysen av lavtemperaturnettet, er normaliserte data er valgt å ikke brukes. 2013 er valgt som referanseår, da dette året er definert som tilnærmet et normalår. Det viste seg at det eksisterte få bygninger med TEK10-, lavenergi- eller passivhusstandard med fjernvarme som grunnlast i Trondheim i 2013. Det ble vurdert å bruke 2014 eller 2015 som referanseår siden

andelen passivhus og lavenergihus tilknyttet fjernvarmenettet var noe økt disse årene. Men dette ble sett bort ifra, da disse årene var svært varme år sammenliknet med et normalår. Av hensyn til personvernsopplysninger og konfidensialitet, er adressene til kundene anonymisert.

3.2.2 Tilknyttede kunder

Kundemassen består av fire boligblokker med TEK10 og passivhusstandard. I tillegg består kundemassen av en ungdomsskole og tilhørende idrettshall, en barnehage, et helse- og velferdssenter og et kontor-/forretningsbygg med lavenergistandard. Hvert bygg har installert en egen kundesentral. Spesifikasjoner for byggene med tilhørende kundesentraler er oppsummert i tabell 3.1.

	BRA (kvm)	Byggeår	Bygn.standard		Kundesentral
Boligblokk A	2380	2011-2012	Passivhus	26 leil.	ks1
Boligblokk B	2160	2011-2012	Passivhus	25 leil.	ks2
Boligblokk C	4750	2011-2012	TEK10	50 leil.	ks3
Boligblokk D	1480	2011-2012	Passivhus	13 leil.	ks4
Ungdomsskole	6900	2008-2009	Lavenergi		ks5
Idrettshall	2724	2008-2009	Lavenergi		ks6
Barnehage	2000	2011	Lavenergi		ks7
Helse- og velferdssenter	5695	2011	Lavenergi	64 rom	ks8
Kontor-/forretningsbygg	8600	2010-2011	Lavenergi		ks9

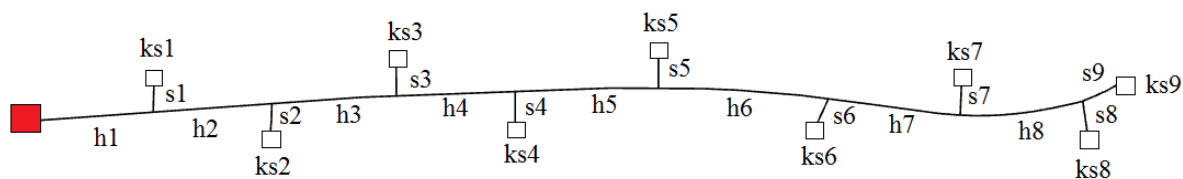
TABELL 3.1: Spesifikasjoner for byggene tilknyttet varmenettet.

Tappevanns- og romoppvarmingsbehovet i alle bygninger dekkes av fjernvarme, og det antas at radiator brukes som oppvarmingskilde i alle bygg og vil dekke alt romoppvarmingsbehov. Gulvvarme og ventilasjonsvarme blir ikke sett på i oppgaven. Videre i oppgaven vil boligblokkene A til D samlet defineres som *boligblokker*, og ungdomskolen, idrettshallen, barnehagen, helse- og velferdssenteret og kontor-/forretningsbygget defineres som *yrkesbygg*.

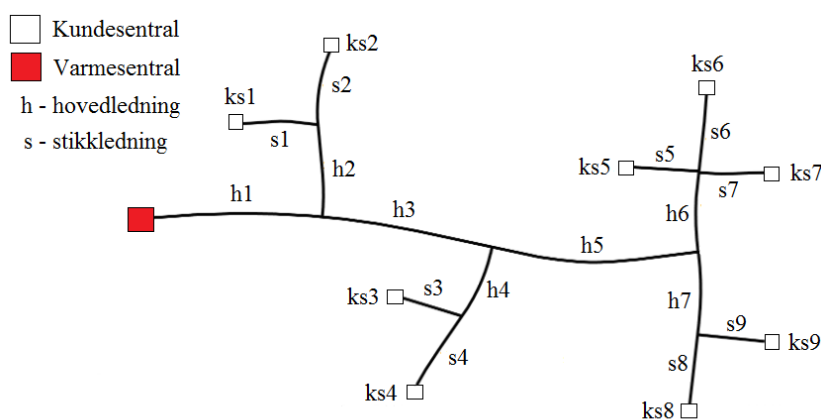
3.2.3 Nettstruktur

For områder med lav varmetetthet er utforming av nettstruktur avgjørende for lønnsomheten til fjernvarmesystemet, ved at det har betydning på linjetettheten til varmenettet. Høy linjetetthet samsvarer med et energieffekt varmesystem der rørføringene er korte sammenliknet med varmebehovet i området. Lav linjetetthet er ugunstig i områder med lavtemperatur varme og kan føre til at varmenettet er lite konkurransedyktig grunnet høye investeringskostnader og driftskostnader knyttet til pumpeenergi grunnet lange avstander. Det er derfor valgt å analysere to varmenett med ulike nettstrukturer for å se på hvilken betydning nettstruktur har på innføring av lavtemperatur fjernvarme i et område med relativt lav varmetetthet. Varmenett A, figur 3.2(a), representerer en nettstruktur med lange rørstrekninger per kunde og har linjetetthet 1,3

MWh/m. Varmenett B, figur 3.2(b), består av en tettere nettstruktur der kunder er delt opp i ulike grener, og har tilsammen kortere rørstrekning per kunde med linjetetthet 2,3 MWh/m. For varmenett A er maksimal rørstrekning fra varmesentral til kundesentral 1230 m, mens maksimal rørstrekning for varmenett B er 510 m.



(a) Varmenett A.



(b) Varmenett B.

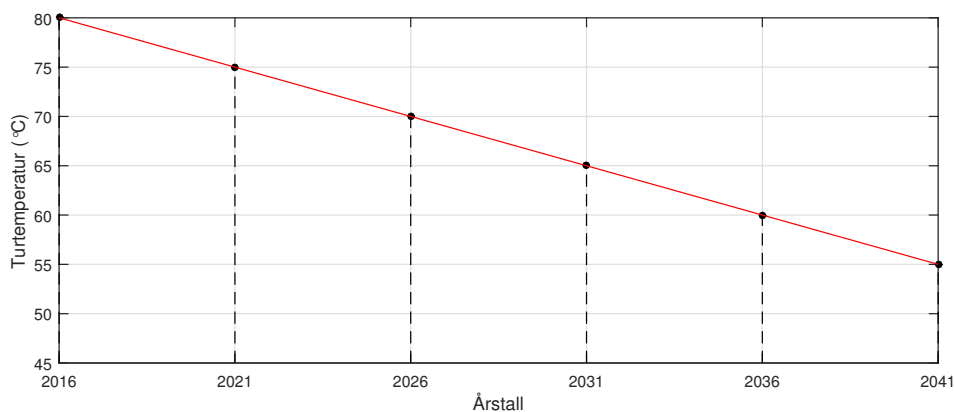
FIGUR 3.2: Nettstruktur for varmenett A og B.

For å sammenlikne modellene best mulig, er det valgt at områdene skal ha lik varmetetthet (kWh/m^2). Lik varmetetthet og ulik linjetetthet vil gi forskjellig trykktap og forskjellig varmetap i varmenettene. Varmenettene forsyner varme til totalt ni kundesentraler. Kundesentralene er indirekte koblet til varmenettet, og er vist som små firkanter i figur 3.2, angitt som *ks*. Kundene som er tilknyttet kundesentralene, er oppgitt i tabell 3.1. *s* beskriver stikkledninger og *h* beskriver hovedledninger. Ulike former for varmeproduksjon blir ikke sett på i oppgaven, og det antas at varmforsyning vil være gjennom en varmesentral bestående av en hovedvarmeveksler som fungerer som et hydraulisk skille til et eventuelt hovednett. Varmesentralen er merket i rødt og forsyner varme til kundesentralene gjennom rørstrekning *h1* for begge varmenettene. Pumpen er plassert sammen med varmesentralen. Rørdimensjonene varierer fra 20 mm til 125 mm. Som referanse er lengdene på stikkledningene satt til 30 m, mens lengdene på hovedledningene er satt til 150 m i begge nettstrukturene. Unntaket er hovedledning *h2*, *h4*, *h6* og *h7* i varmenett B som har rørlengder på 30 m.

Det er antatt at det ikke er noen høydeforskjell i området. Dette gjør at tilført effekt til pumpe kun er avhengig av trykktapet over kundesentral og varmeveksler, samt som følge av friksjon i rørledningen, og tar ikke hensyn til høydeforskjeller. Effektbehov og årlig energibruk til pumpe vil av den grunn være større dersom eventuelle høydeforskjeller er inkludert i beregningene.

3.3 Eksisterende varmenett

For det eksisterende varmenettet er rørene dimensjonert for å kunne levere et temperaturnivå på 80°C med ΔT lik 45 K. Overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme skjer så ved gradvis reduksjon i turtemperatur. Hvor mye turtemperaturen i et reellt tilfelle kan reduseres hvert år vil variere. Figur 3.3 illustrerer eksempelvis hvordan turtemperaturen kan reduseres fra år til år, med gjennomsnittlig 1 K reduksjon per år.



FIGUR 3.3: Eksempel på gradvis reduksjon av dimensjonerte turtemperatur for overgang fra høytemperatur til lavtemperatur varmenett.

Rørnettet dimensjoneres etter maksimal sammenlagret effektbelastning til kundene ved de ulike rørstrekningene, der 2013 er brukt som referanseår. Rørene overdimensjoneres med 20% av maksimalt effektbehov i 2013 for å ta høyde for varmetap og eventuelle effekttopper. Utvikling av varmebehov over tid er ikke tatt i betraktning i simuleringsmodellen. I simuleringsmodellen er det i tillegg antatt at varmebehov ikke påvirkes av endret dimensjonerende turtemperatur i primærnettet.

I Norge byttes rørene som regel kun ut dersom skader oppstår, og ikke på grunn av endt levetid [Utne, Åmund. Statkraft Varme AS]. Rørene er derfor valgt å beholdes mens turtemperaturen senkes helt til det når turtemperatur på 55°C . Reduksjon av turtemperatur gir at ΔT vil reduseres. Det blir derfor sett på hvilke konsekvenser en reduksjon av ΔT har på varmenettet, samtidig som at rørdimensjonene er fastholdt. Tabell 3.2 oppsummerer rørdimensjonene for hvert rør i varmenettene.

Stikkledninger		Hovedledninger			
		Varmenett A		Varmenett B	
Rør	Rørdim. [mm]	Rør	Rørdim. [mm]	Rør	Rørdim. [mm]
s1	25	h1	100	h1	100
s2	25	h2	100	h2	40
s3	32	h3	100	h3	80
s4	25	h4	80	h4	50
s5	40	h5	80	h5	80
s6	32	h6	80	h6	65
s7	25	h7	65	h7	65
s8	32	h8	65		
s9	40				

TABELL 3.2: Rørdimensjoner for hovedledninger og stikkledninger i eksisterende varmenett.

For beregning av rørdimensjonene refereres det til metodisk fremgangsmåte i kapittel 4.3. Rørdimensjonene for rørstrekingene er likevel valgt å inkluderes her for å gi et oversiktlig bilde av de ulike varmenettene som modelleres. Stikkledningene i varmenett A og B har like rørdimensjoner siden samme kunder i kundesentralene er brukt. Rørnettet er dimensjonert basert på følgende referansebetingelser:

- Turtemperatur vinter (ved DUT): 80°C
- Turtemperatur sommer: 70°C
- Dimensjonerende temperaturdifferanse, ΔT : 45 K
- Kriterie for R-verdi (ved DUT): 50-250 Pa/m
- Rørtype: Twinrør i stål levert av Logstor, serie 1
- Maksimal vannhastighet: 2 m/s

Utetemperaturkompensering

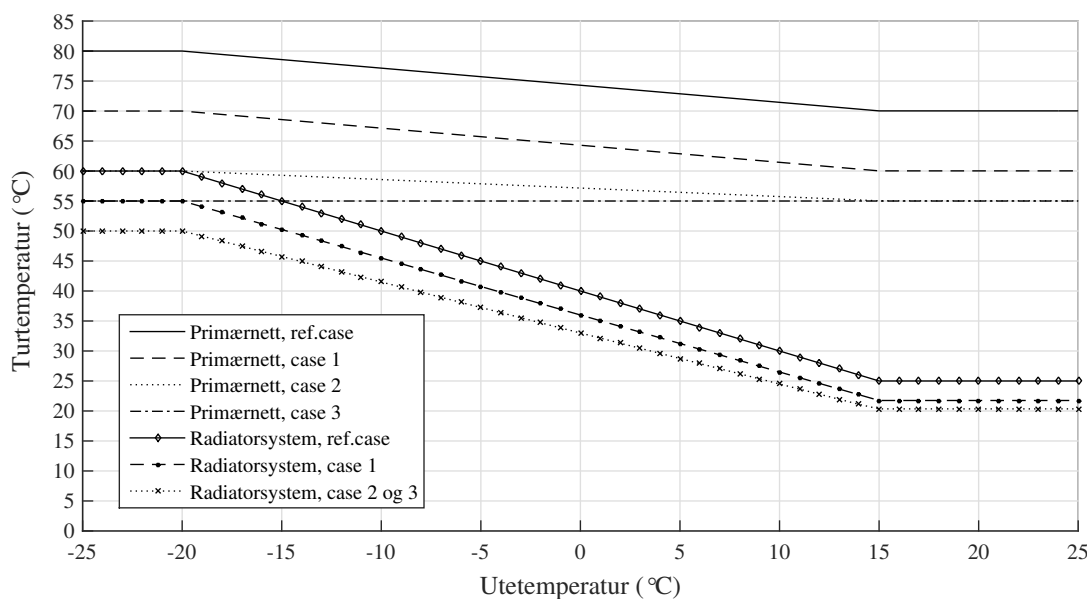
Turtemperaturen i fjernvarmenett driftes ofte med høyere temperatur på vinteren enn på sommeren når varmebehovet er lavere. Turtemperaturen i primærnettet i simuleringsmodellen er derfor satt til å temperaturkompenseres i takt med utetemperaturen. Dette gjelder også temperaturen i varmesystemet til radiatorene. Det er definert fire caser med ulike temperaturnivå, som en del av veien til å nå målet om lavtemperatur fjernvarme. Temperaturcasene er som oppsummert i tabell 3.3.

Case	Primærnett		Radiatorsystem	
	Turtemp. vinter	Turtemp. sommer	Turtemp. vinter	Turtemp. sommer
Referansecase	80°C	70°C	60	25
Case 1	70°C	60°C	55	22
Case 2	60°C	55°C	50	20
Case 3	55°C	55°C	50	20

TABELL 3.3: Temperaturnivå sommer og vinter i primærnett og radiatorsystem hos kundene for ulike temperaturcaser.

Merk at det er lite som skiller temperaturcase 2 og 3. Av hensyn til temperaturkrav på tappevann grunnet legionellafare, senkes turtemperaturen på primærnettet til minimum 55°C. Turtemperaturen i radiatorsystemet i referansecasen er satt til 60°C på vinteren og temperaturkompenseres ned til 25°C på sommeren. Temperaturene er valgt på basis av veiledningen til kapittel § 14-4 *Krav til løsninger for energiforsyning* i forskrift om tekniske krav til byggverk (TEK10), der det oppgis at lavtemperatur varmeløsninger må ha turtemperatur på 60°C eller lavere. I følge tekniske bestemmelser satt av Statkraft Varme [3], skal kundens varmesystem dimensjoneres for temperaturnivå 60/40°C eller lavere. For å definere de ulike temperaturcasene videre i oppgaven, benyttes følgende definisjoner: Referansecase (80°C), case 1 (70°C), case 2 (60°C) og case 3 (55°C). Dette for å gi leseren raskt innblikk i hvilket temperaturnivå som er gjeldene for hver case.

Utetemperaturkompenseringskurvene som benyttes for de ulike temperaturcasene for primærnettet og radiatorer er vist i figur 3.4, og viser hvordan turtemperaturen senkes ved avtagende belastning når utetemperaturen økes.



FIGUR 3.4: Utetemperaturkompenseringskurver av turtemperatur i primærnettet og i varmeanlegget.

Med avtagnede turtemperatur oppnås også en fallende returtemperatur. Case 2 og 3 har lik utetemperaturkompenseringskurve for radiatorene, mens turtemperaturen på primærnettet i case 3 holdes konstant, mens turtemperaturen i case 2 temperaturkomponeres fra 60 til 55°C.

3.4 Nytt varmenett basert på lavtemperatur

For at lavtemperaturnett skal være energieffektivt og lønnsomt er det viktig at varmetapet holdes lavt. Dette oppnås ved bruk av god isolering og små rørdimensjoner. Dette møter imidlertid utfordringer med dimensjonering av rør grunnet lavere ΔT . Lavere ΔT gir høyere volumstrøm, og for å unngå for stort trykkfall grunnet høye hastigheter, er større rørdiameter nødvendig. Typiske temperaturer for et lavtemperaturnett er 55/25°C i tur- og returledning, som tilsvarer ΔT på 30 K. Dette er betydelig lavere enn ved et tradisjonelt varmenett, og 15 K lavere enn eksempelet på det eksisterende varmenettet med turtemperatur på 80°C ved DUT som vist i kapittel 3.3. For å holde lave rørdimensjoner, blir det derfor sett på hvordan en økning av tillatt trykkfall (R-verdi) påvirker energieffektiviteten til varmenettet. I tillegg er det valgt å sammenlikne rør i plast og bedre isolasjonsegenskaper med rørtyper og rørkvaliteter som vanligvis brukes i tradisjonelle varmenett.

I tabell 3.4 er det lagt fram ulike trykkfallsbetingelser for hovedledninger og stikkledninger i varmenettene.

	Trykkfallsbetingelse 1	Trykkfallsbetingelse 2	Trykkfallsbetingelse 3
Hovedledninger	$R \leq 150 \text{ Pa/m}$	$R \leq 300 \text{ Pa/m}$	$R \leq 600 \text{ Pa/m}$
Stikkledninger	$R \leq 200 \text{ Pa/m}$	$R \leq 550 \text{ Pa/m}$	$R \leq 800 \text{ Pa/m}$

TABELL 3.4: Betingelser for trykktap i hovedledninger og stikkledninger.

Tabell 3.5 viser rørdimensjoner for hovedledningene for varmenett A og B, for de forskjellige trykkfallsbetingelsene. Rørdiameterne viser nominell rørdiameter.

Hovedledninger - Varmenett A				Hovedledninger - Varmenett B			
Rør	Rørdimensjon [mm]			Rør	Rørdimensjon [mm]		
	Bet.1	Bet.2	Bet.3		Bet.1	Bet.2	Bet.3
h1	125	100	100	h1	125	100	100
h2	125	100	80	h2	50	40	32
h3	125	100	80	h3	100	100	80
h4	100	100	80	h4	65	50	50
h5	100	100	80	h5	100	100	80
h6	100	80	65	h6	80	65	65
h7	80	65	65	h7	80	65	65
h8	80	65	65				

TABELL 3.5: Rørdimensjoner av hovedledninger for varmenett A og B ved utvikling av nytt rørnett.

Rørdimensjoner for stikkledningene er vist i tabell 3.6, og er like for både varmenett A og B.

Stikkledninger - Varmenett A og B			
Rør	Rørdimensjon [mm]		
	Trykkfallsbet.1	Trykkfallsbet.2	Trykkfallsbet.3
s1	32	26	26
s2	26	20	20
s3	40	32	32
s4	32	26	26
s5	50	40	40
s6	40	32	26
s7	32	26	26
s8	40	32	32
s9	50	40	40

TABELL 3.6: Rørdimensjoner av stikkledninger ved utvikling av nytt rørnett.

Beregning av rørdimensjonene er beskrevet i kapittel 4.3. For rørdimensjoner større enn 32mm brukes twinrør i stål, mens AluFlextra brukes for 32mm og mindre. Tilsvarende er gjort i demonstrasjonsprosjektet i Lystrup [40]. Turtemperaturen i primærnettet satt lik 55°C gjennom hele året, mens utetemperaturkompenseringskurven for turtemperaturer i radiatorene er som case 2 og 3 vist i figur 3.4 i forrige kapittel. Rørnettet er dimensjonert basert på følgende betingelser:

- Turtemperatur: 55°C
- Dimensjonerende temperaturdifferanse, ΔT : 30 K
- Rørtype: Twinrør i stål levert av Logstor, serie 3
- Rørtype: Twinrør i AluFlextra-materiale levert av Logstor, serie 3
- Maksimal vannhastighet: 2 m/s

3.5 Scenarier for problemer med returtemperatur

Som nevnt i kapittel 2.6.1 er lav returtemperatur en forutsetning for å oppnå et energieffektivt lavtemperatur fjernvarmenett. Høy returtemperatur er et gjennomgående problem i fjernvarmenett, og det kan være ulike årsaker til dette. For å analysere hvor stor betydning disse har for lavtemperatur fjernvarme, blir det sett på fire ulike scenarier som kan føre til høy returtemperatur. I det følgende blir de ulike scenariene kort presentert.

Scenario 1: Omløp

Det gjøres analyser av varmenettene der omløpsventiler er installert ved primærsiden av hver kundesentral. Omløp er nærmere forklart i kapittel 2.6.2. Det blir sett på 4 ulike situasjoner med omløp, der 1 %, 2 %, 5 % eller 10 % av volumstrømmen i turledningen blir ført gjennom omløp til returledningen, uten å bli avkjølt i kundesentralene.

Scenario 2: Utmatting av varmeveksler

Over tid kan utmatting av varmeveksler bli et problem. Det tas utgangspunkt i én kundesentral (kundesentral 1), der ulike virkningsgrader av varmevekslerene i kundesentralen blir testet. Det blir sett på hvilken betydning virkningsgradene har på temperaturdifferansen, ΔT , mellom tur- og returtemperatur på primærsiden av kundesentralen.

Scenario 3: Bruksmønster

Det er kjent at brukere av bygg kan ha svært ulike preferanser når det gjelder foretrukket romtemperatur. Som referanse i simuleringsmodellen er romtemperaturen satt til 21°, som er den standardiserte settpunkttemperaturen i NS 3031. Det blir derimot sett på ulike romtemperaturer, og hvilken påvirkning kundenes ønske om romtemperatur har på returtemperaturen. Likning 3.1 vist under brukes for å justere på romtemperaturen.

$$T_{retur} = 2 \cdot \left(\left(\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_d} \right)^{\frac{1}{n_1}} \cdot \left(\frac{T_{tur,d} + T_{retur,d}}{2} - T_{rom} \right) + T_{rom} \right) + T_{tur} \quad (3.1)$$

T_{rom} i likning 3.1 viser romtemperaturen, og det blir sett på scenarier med 19°C, 21°C, 23°C og 25°C som romtemperatur ved kundesentral 1.

Scenario 4: Justering av fyringskurve

I litteraturstudiet i kapittel 2.3.2 diskuteres det hvordan justering av fyringskurve kan påvirke returtemperaturen i en radiator. For å analysere hvordan valg av fyringskurve påvirker varmenettet, blir det sett på tre ulike alternativer for fyringskurve. Kundesentral 1 benyttes i analysene.

Kapittel 4

Metodikk for modellering av fjernvarmenett ved overgang til lavtemperatur

Dette kapitlet presenterer metodisk fremgangsmåte for modellering av lavtemperaturnettene. Kapitlet åpner med en kort beskrivelse over programvarer som er benyttet for modelleringen, se kapittel 4.1. Kapittel 4.2 tar for seg modellering av kundesentralene, som inkluderer varmevekslere for romoppvarming og oppvarming av varmt tappevann, samt primær- og sekundærstrømmer. Dimensjonering av rør er presentert i kapittel 4.3. Kapittel 4.4 tar for seg drift av fjernvarmenettet, og består av fremgangsmåte for beregning av varmetap og trykktap i varmenettene.

4.1 Programvarer

MATLAB

MATLAB (Matrix Laboratory) er en matematisk programvare som brukes til numeriske beregninger, simuleringer og visualiseringer. Det har et eget scriptspråk, og tillater enkle matrisemanimulasjoner. MATLAB er blant de mest brukte matematiske programvarene blant ingeniører, både ved forskningssentre, akademiske institusjoner og ved industrielle foretak. MATLAB er benyttet for å modellere varmenettene.

Logstor Statech

Logstor Statech er et beregningsprogram utviklet av Logstor for å vurdere valg av rørtype og rørdimensjoner i forhold til varmetap og trykktap ved dimensjonerende forhold for fjernvarmerør levert av Logstor. Den er basert på omfattende matematiske og fysiske modeller designet

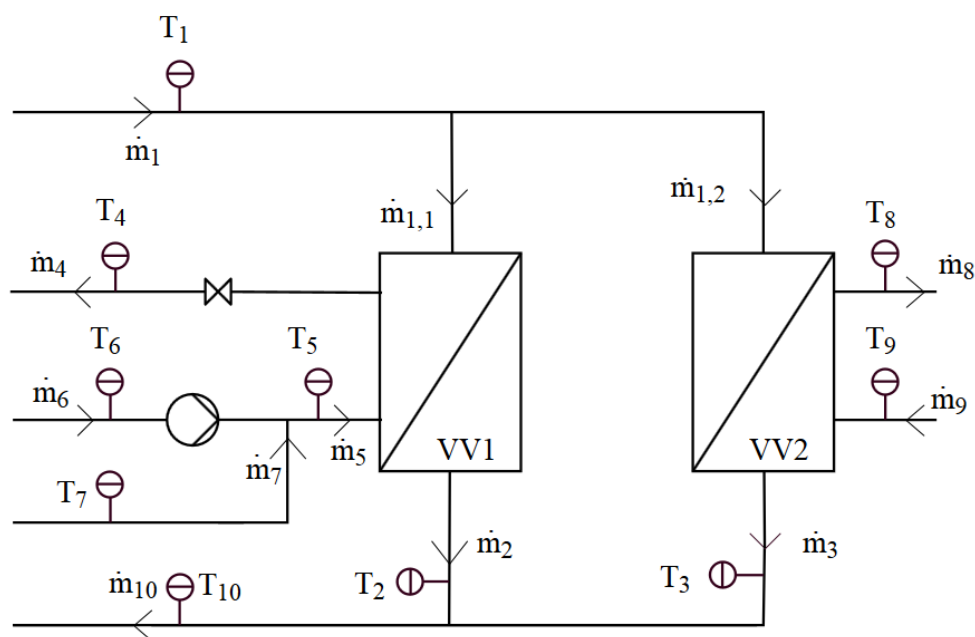
for å produsere varme- og trykktapsberegninger. Ulike rørkvaliteter og isolasjonsegenskaper kan velges, blant annet plastrør, kobberør og stålrør. Programmet er benyttet for å beregne rørdiameter, og for å sammenlikne beregnet varmetap per rørlengde for ulike rørtyper med varmetap beregnet i Logstor Statech.

4.2 Modell av kundesentral

Kapittelet tar for seg oppbygging av kundesentralene som er grensesnittet mellom primærnettet og den enkelte kunde. Hver kundesentral i varmenettet er valgt å bestå av samme oppbygging og består dermed av samme beregningsgrunnlag. Det er valgt å lage en modell av kundesentral for å analysere hvordan kunder og styring i en kundesentral kan påvirke returtemperaturen i et varmenett. I tillegg har det vært nødvendig å lage en modell på grunn av ukjent returtemperatur og massestrøm i primærnettet, som er et resultat av avkjølingsevnen i kundesentraler. I kapittelet blir det sett på oppbyggingen av kundesentralen, metodikk for beregning av temperaturer og massestrømmer på sekundærsiden, og resulterende massestrøm og returtemperatur på primærsiden.

4.2.1 Oppbygging av kundesentral

Kundesentralene er valgt å være indirekte koblet til primærnettet, med separate parallellkoblede varmevekslere til romoppvarming og varmt tappevann. Figur 4.1 illustrerer oppbyggingen av kundesentralen som modellen baseres på.



FIGUR 4.1: Oppbygging av kundesentral, med parallellkoblede varmevekslere.

- T_1 og \dot{m}_1 : Turtemperatur og massestrøm i primærnettet
- $\dot{m}_{1,1}$: Massestrøm inn på varmtvannsvarmeveksler fra primærsiden
- $\dot{m}_{1,2}$: Massestrøm inn på varmeveksler til romoppvarming fra primærsiden
- T_2 og \dot{m}_2 : Returtemperatur og massestrøm fra varmtvannsvarmeveksleren på primærsiden
- T_3 og \dot{m}_3 : Returtemperatur og massestrøm fra varmeveksler til romoppvarming på primærsiden
- T_4 og \dot{m}_4 : Utkommende temperatur og massestrøm fra varmtvannsvarmeveksler
- T_5 og \dot{m}_5 : Innkommende temperatur på varmtvannsvarmeveksler
- T_6 og \dot{m}_6 : Temperatur på returnert sirkulasjonsvann
- T_7 og \dot{m}_7 : Innkommende kaldtvannstemperatur og massestrøm
- T_8 og \dot{m}_8 : Turtemperatur og massestrøm til romoppvarming
- T_9 og \dot{m}_9 : Returtemperatur og massestrøm fra romoppvarming
- T_{10} og \dot{m}_{10} : Returtemperatur og massestrøm i primærnettet

Primærsiden er definert som den siden av varmeveksleren som er koblet til primærnettet, og sekundærsiden er definert som den siden som er koblet til varmesystemet. VV1 viser varmeveksler til oppvarming av varmtvann og VV2 viser varmeveksler til romoppvarmingssystemet som består av radiatorer. På primærsiden i figur 4.1 er kun timesverdier for turtemperatur, T_1 , og varmebehovet, \dot{Q} , er kjent. Dette gjør det problematisk å beregne returtemperatur og massestrøm ut fra kundesentral, både ved varmtvannssystemet og romoppvarmingssystemet. I det følgende blir det sett på hvordan dette løses.

4.2.2 Varmeveksler for varmt tappevann

Av forbruksdatane som er brukt, har det ikke vært oppgitt hvor stor andel av fjernvarmevannet som har gått til oppvarming av varmt tappevann og hvor stor andel som har gått til romoppvarming. For å designe og gjøre simuleringer på varmtvannsvarmeveksler, er det nødvendig å ha tilgang til data på tappevannsforbruket. For hver kunde er det derfor valgt å aggregere en ukesprofil for tappevannsforbruket basert på gjennomsnittlig effektbehov per time for hver uke i sommermånedene juni, juli og august. Dette fordi det på sommerhalvåret er antatt at varmebehovet til romoppvarming er svært lavt, og at tilnærmet alt fjernvarmeforbruk går direkte til oppvarming av varmt tappevann.

Den aggregerte ukesprofilen brukes for alle ukene i løpet av et år. Aggregert ukesprofil for hver kunde er vist tillegg A. I de tilfeller der det aggregerte effektbehovet for tappevann overstiger det faktiske totale effektbehovet, vil tappevannsforbruket settes lik totalt effektbehov. Mellom juni og august er laveste utetemperatur målt til $5,7^\circ\text{C}$. Det er derfor grunn til å tro at det fortsatt

vil være noe romoppvarmingsbehov på sommeren. I de tilfeller på sommeren der effektbehovet til varmtvann i den aggregerte ukesprofilen er lavere enn faktisk totalt varmebehov, vil resterende varmebehov dekkes av romoppvarming. I tillegg A er formålsdelt månedlig varmebehov presentert for hver kunde.

Ungdomskolen, barnehagen og idrettshallen er antatt å ikke være i bruk i juli og deler av juni og august grunnet sommerferie, og det er derfor kun brukt gjennomsnittlig effektbehov fra de tre første ukene i juni og de to siste ukene i august. Simulert årlig varmtvannsforbruk til de ulike kundene er sammenliknet med standardiserte verdier fra Norsk Standard, NS 3031, se tabell 5.2 i resultater, kapittel 5.2.1.

Beregning av varmtvannssystem

På grunn av manglende informasjon om tappevannsforbruket til de ulike kundene, har det vært nødvendig å gjøre forenklinger også på varmtvannssystemet. På sekundærsiden sirkulerer en vannmengde med konstant volumstrøm, \dot{V}_{vv} , ved hjelp av en sirkulasjonspumpe. Med sekundærsiden menes den siden av varmtvannsvarmeveksleren som er hydraulisk adskilt fra primærvannet, se figur 4.1. Innkommende kaldtvannstemperatur (T_7) er satt til 8°C , og blandes med sirkulasjonsvannet (T_6) før det føres videre til varmeveksleren for å bli varmet opp til ønsket temperatur på tappevannet (T_4). Vannet gjennom varmeveksleren er valgt å sirkulere med en konstant volumstrøm ($\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \text{konstant}$) som en forenkling ved at tappevannsforbruket til de ulike kundene er ukjent. Siden kundesentralene er tilknyttet en svært ulik kundemasse og dermed bruksmønster, er analysering av tappevannsforbruk svært omfattende. I reelle varmtvannssystemer vil kun en liten vannmengde sirkulere i en sirkulasjonskrets.

Ifølge myndighetskrav må sirkulerende varmtvann holdes konstant på minst 55°C for å unngå fare for legionella, som utdypet i kapittel 2.4.1. Det er likevel valgt at varmeveksler varmer opp varmtvannet til 50°C i de tilfeller der turtemperaturer på 55°C og 60°C benyttes i primærnett. Løsninger for å rense vannet mot legionella er da nødvendig, men blir ikke sett på i denne oppgaven. Tabell 4.1 viser turtemperaturer i varmtvannssystemet for de ulike temperaturcasene.

	Turtemperatur i primærnett	Turtemperatur i varmtvannssystem
Eksisterende varmenett	Referansecase, 80°C	65°C
	Case 1, 70°C	55°C
	Case 2, 60°C	50°C
	Case 3, 55°C	50°C
Nytt varmenett	55°C	50°C

TABELL 4.1: Turtemperaturer i varmtvannssystemet ved ulike temperaturer i primærnett.

Den konstante nødvendige volumstrømmen i sirkulasjonsvannet kan beregnes ved maksimalt effektbehov for varmtvann ($\dot{Q}_{vv,maks}$), som tilsvarer den effekten som kreves ved oppvarming av vann fra T_7 (8°C) til T_4 , som vist i likning 4.1:

$$\dot{V}_{vv} = \frac{\dot{Q}_{vv,maks}}{cp \cdot \rho \cdot (T_4 - T_7)} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (4.1)$$

Spesifikk varmekapasitet (cp) og tettheten på vannet (ρ) er antatt konstante i simuleringene da disse varierer lite med temperaturen på vannet. De er satt til $4,18 \text{ kJ/kgK}$ og 998 kg/m^3 , som er gjeldende ved en vanntemperatur på 20°C . Volumstrøm i sirkulasjonsvannet, maksimalt effektbehov og årlig energiforbruk til tappevann i de forskjellige kundesentralene er oppsummert i tabell 4.2:

	ks1	ks2	ks3	ks4	ks5	ks6	ks7	ks8	ks9
$\dot{Q}_{vv,maks}$ (kW)	11,3	8,8	25,5	13,0	20,3	16,6	12,0	27,8	13,5
\dot{V}_{vv} (l/s)	0,0546	0,0429	0,1238	0,0631	0,0983	0,0806	0,0582	0,1351	0,0655
\dot{V}_{vv} (l/dag)	79	62	178	91	142	116	84	195	94

TABELL 4.2: Maksimalt effektbehov og volumstrøm i sirkulasjonsvannet i varmtvannssystemet.

Innkommende temperatur på varmeveksleren på sekundærsiden, T_5 , er derimot et resultat av tappevannsforbruket, og det er nødvendig å finne timesverdier for T_5 . Siden volumstrømmen i sirkulasjonsvannet er konstant, kan innkommende temperatur, T_5 , finnes ved bruk av varmebalanse:

$$T_5(t) = T_4(t) - \frac{\dot{Q}_{vv}(t)}{cp \cdot \rho \cdot \dot{V}_{vv}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.2)$$

$\dot{Q}_{vv}(t)$ er timesverdier for effektbehovet til oppvarming av varmt tappevann, basert på aggregert ukesprofil som forklart tidligere i kapittelet.

Beregninger av returtemperatur og massestrøm fra varmeveksler

Neste steg er å finne returtemperatur ut fra varmeveksleren (T_4) på sekundærsiden som skal returneres til primærnettet. Returtemperaturen kan finnes ved å definere temperaturvirkningsgraden til varmeveksleren, som er gitt ved likning 2.8 i kapittel 2.5.1. Temperaturvirkningsgraden, ε , er antatt lik $0,85$, og returtemperaturen på primærsiden av varmeveksleren kan så finnes ved bruk av likning 4.3.

$$T_2(t) = T_1(t) - \varepsilon (T_1(t) - T_5(t)) \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.3)$$

Ved at turtemperaturen $T_2(t)$ er kjent, kan massestrømmen, \dot{m}_2 ut fra varmeveksler på primærsiden av varmeveksleren finnes ved bruk av likning 4.4.

$$\dot{m}_2(t) = \frac{\dot{Q}_{vv}(t)}{c_p (T_1(t) - T_2(t))} \quad [kg/s] \quad (4.4)$$

4.2.3 Varmeveksler for romoppvarming

I dette kapitlet blir fremgangsmåte for beregning av returtemperatur og massestrøm fra varmeveksler til romoppvarming presentert. Først blir beregninger fra radiatorer presentert, og deretter beregninger for varmeveksler til romoppvarming. Varmebehovet til romoppvarming, \dot{Q}_{oppv} , finnes ved å subtrahere varmtvannsbehovet fra totalt fjernvarmebehov som vist i likning 4.5:

$$\dot{Q}_{oppv}(t) = \dot{Q}_{tot}(t) - \dot{Q}_{vv}(t) \quad [W] \quad (4.5)$$

I modellen antas det at alt varmebehov til romoppvarming dekkes av radiatorer. Det blir ikke sett på ventilasjonsvarme i oppgaven.

Radiatorssystem

Fyringskurvene for radiatorene er vist i figur 3.4 i kapittel 3.3. Dimensjonerende tur- og returtemperatur for radiatorene ved ulike dimensjonerende turtemperaturer i primærnettet er vist i tabell 4.3.

	80°C	70°C	60°C	55°C
T_{tur}/T_{retur}	60/40°C	55/30°C	50/25°C	50/25°C
ΔT	20 K	25 K	25 K	25 K

TABELL 4.3: Dimensjonerende tur- og returtemperatur i radiatorer for ulike dimensjonerende turtemperaturer i primærnettet.

Temperaturnivået er valgt på bakgrunn av tekniske bestemmelser av Statkraft, som oppgir at kundens varmeanlegg skal dimensjoneres for tur-/returtemperatur på 60/40°C eller lavere. Temperaturnivået i radiatorene reduseres ytterligere når turtemperaturen i primærnettet reduseres. Temperaturnivåene er også basert på tidligere demonstrasjonsprosjekter, blant annet oppsummert i kapittel 2.7. Det er også tatt utgangspunkt i Ingebretsen, M. sine resultater fra sin masteroppgave [26], der det ble konkludert med at turtemperaturen til radiatorene kan senkes til 55°C uten problemer. Høy temperaturdifferanse gir lav massestrøm, og dette kan imidlertid gi problemer for reguleringsventilene.

For å kunne gjøre beregninger på varmeveksler for romoppvarming, er det nødvendig å vite returtemperatur fra radiatorene. Å finne returtemperaturen fra radiatorene er et komplekst problem, og fremgangsmåten som er brukt blir gjennomgått under.

Varmeytelsen angitt i forhold til dimensjonerende tilstand, symbolisert med d , er vist i likning 4.6.

$$\frac{\dot{Q}_{vv}(t)}{\dot{Q}_{d,vv}} = \left(\frac{\Delta T_m(t)}{\Delta T_{m,d}} \right)^{n_1} \quad [-] \quad (4.6)$$

$\Delta T_m(t)$ kan uttrykkes ved bruk av den aritmetiske middeltemperaturen, som vist i likning 2.3a i litteraturstudiet, i kapittel 2.3.1. Som referanse er romtemperaturen T_{rom} er satt konstant lik 21°C , og radiatorekspONENTEN n_1 er satt lik 1,3. Ved å løse ut for returtemperaturen i likning 4.6, fås likning 4.7 for returtemperaturen i en radiator:

$$T_{retur}(t) = 2 \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{vv}(t)}{\dot{Q}_{d,vv}} \right)^{\frac{1}{n_1}} \cdot \left(\frac{T_{tur,d} + T_{retur,d}}{2} - T_{rom} \right) + T_{rom} + T_{tur}(t) \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.7)$$

T_{retur} tilsvareer temperatur T_9 i figur 4.1 og T_{tur} tilsvareer temperatur T_8 .

Beregninger av returtemperatur og massestrøm fra varmeveksler

Ved at returtemperaturen i radiatorene er kjent, kan det gjøres beregninger på varmeveksler. Slik som for varmeveksler til varmt tappevann, er temperaturvirkningsgraden til varmeveksler for romoppvarming satt til 0,85. Returtemperaturen fra varmeveksler til romoppvarming på primærsiden, kan så finnes ved bruk av likning 4.8.

$$T_3(t) = T_1(t) - \varepsilon (T_1(t) - T_9(t)) \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.8)$$

Ved kjent returtemperatur, kan massestrømmen ut fra varmeveksleren på primærsiden finnes ved å benytte likning 4.9.

$$\dot{m}_3(t) = \frac{\dot{Q}_{oppv}(t)}{c_p (T_1(t) - T_3(t))} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.9)$$

4.2.4 Resulterende temperatur og massestrøm fra kundesentral på primærsiden

Returtemperatur og massestrømmen i returrøret i primærnettet er hovedmålet med beregningene vist i de to forrige kapitlene 4.2.2 og 4.2.3. Ved bruk av likning 4.10, kan resulterende returtemperaturen ut fra kundesentralen finnes.

$$T_{10}(t) = \frac{\dot{m}_2(t)T_2(t) + \dot{m}_3(t)T_3(t)}{\dot{m}_{10}(t)} \quad [^{\circ}C] \quad (4.10)$$

Der den samlede massestrømmen ut fra kundesentralen er gitt som likning 4.11 under:

$$\dot{m}_{10}(t) = \dot{m}_2(t) + \dot{m}_3(t) \quad [kg/s] \quad (4.11)$$

4.3 Dimensjonering av rør

Dimensjonering av distribusjonsnettets består hovedsakelig av å bestemme rørdimensjoner. Dette kan gjøres etter at kundegrunnlag og nettstruktur er kjent. Rørdimensjonene velges basert på dimensjonerende forhold, som dimensjonerende effektbehov og temperaturdifferanse, samt begrensninger for trykkfall per meter rørlengde, R-verdi (Pa/m). Som forklart i kapittel 2.6.8, er R-verdi sammen med kostnadsoptimering vanligvis den bestemmende faktor for rørdimensjonene. Kostnadsanalyse for optimal rørdiameter er derimot ikke utført i oppgaven, og beregnes kun utfra tekniske forhold.

Ved dimensjonering av rør er dimensjonerende effektbehov for hver rørstreking nødvendig å kjenne, og er basert på sammenlagring mellom kundene. Sammenlagring vil si at forbrukere ikke har maksimalt effektbehov (kW) til samme tid grunnet forskjellig forbruksmønster. Dette gjør at varmesentraler dimensjoneres etter den sammenlagrede effekten, og ikke totalt effektbehov for alle forbrukere. Sammenlagningsfaktor kan beregnes med følgende formel:

$$S = \frac{P_{maks}}{\sum_{a=1}^n P_{a,maks}} \quad [-] \quad (4.12)$$

der,

- S - Sammenlagningsfaktor [-]
- P_{maks} - Maksimal sammenlagret effekt [kW]
- $\sum_{a=1}^n P_{a,maks}$ - Summen av maksimal effektbehov til n antall kunder [kW]

Lav sammenlagringsfaktor er fordelaktig for fjernvarmeselskap, siden varmesentralen og rør kan dimensjoneres for lavere effektbehov. Høy sammenlagringsfaktor indikerer at maksimalt effektbehov til forbrukerne oppstår på omtrent samme tid. Dette kan være tilfelle ved en homogen bygningssammensetning der forbruksmønsteret er ganske likt og effekttoppene vil være tilnærmet sammenfallende. Dette kan for eksempel være tilfelle der fjernvarme blir forsynt til et boligområde som består av omtrent samme brukergruppe.

Rørene dimensjoneres til det minst mulige under forutsetning at trykknivået ikke overstiger 10 bar og at vannhastigheten holdes under 2,0 m/s. Dimensjonerende R-verdier for de ulike rørlengdene er oppsummert i kapittel 3.3 for eksisterende rørnett og 3.4 for etablering av nytt rørnett. Det er ønsket å benytte reelle rørdimensjoner som er på markedet. Rørdiameter beregnes derfor i Logstor Statech, der Colebrook-White formelen danner grunnlaget for dimensjonering og beregning av trykktap, se likning 2.22 i kapittel 2.6.8. Nødvendige input-parametere i Logstor Statech er temperaturdifferanse (ΔT) ved dimensjonerende forhold, dimensjonerende varmebehov, kriterier for R-verdi, og kriterier for vannhastighet.

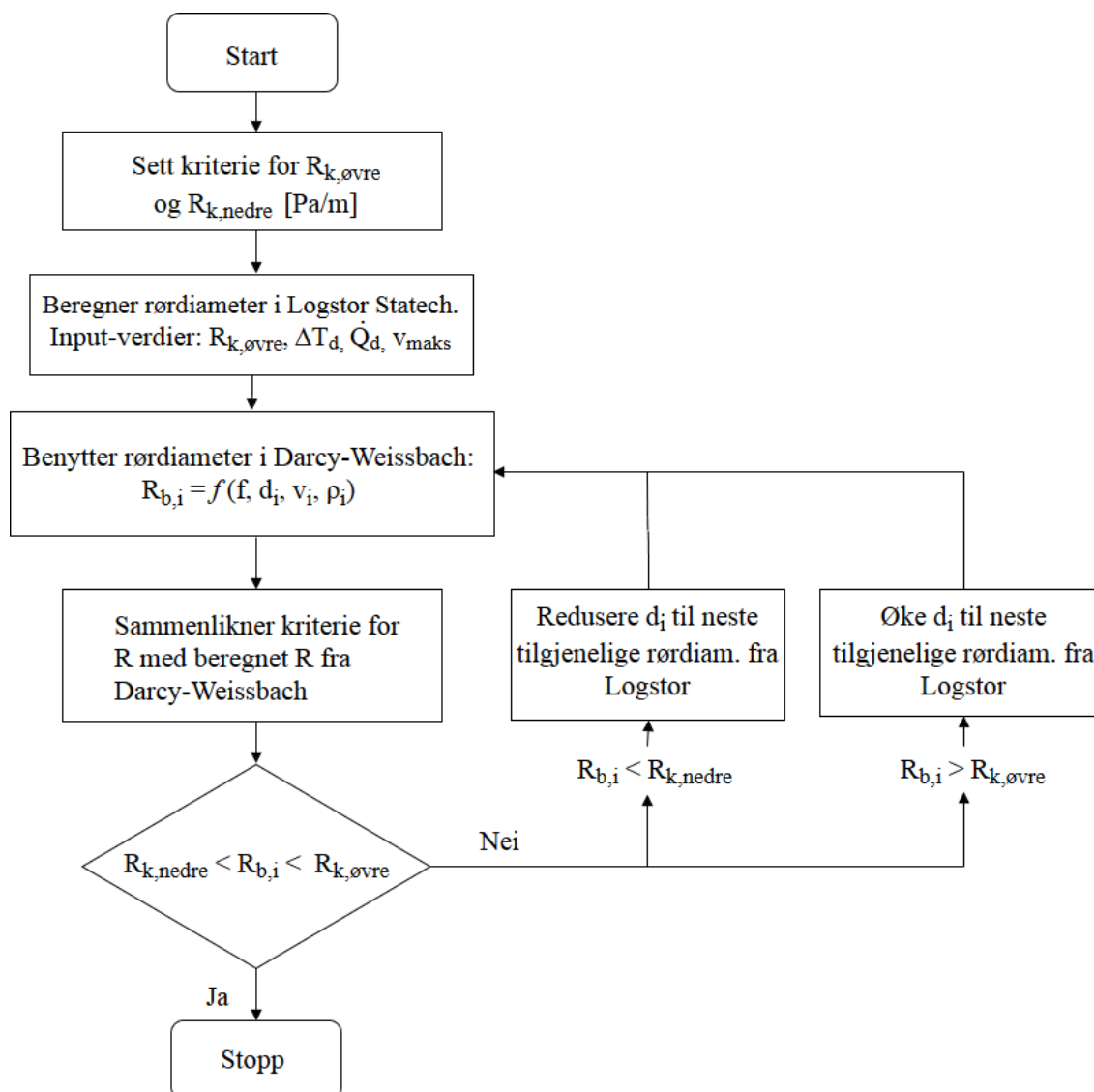
For timesverdier av trykktap, er Darcy-Weisbach likningen vist i likning 4.13 benyttet, med timesverdier for massestrøm.

$$R_d = \frac{8 \cdot f}{d_i^5 \cdot \pi^2 \cdot \rho} \dot{m}^2 \quad [Pa/m] \quad (4.13)$$

For å undersøke hvilke R-verdier som gis i Darcy-Weisbach likningen 4.13 med rørdimensjoner beregnet i Logstor Statech, er det utført stasjonær analyse av Darcy-Weisbach likningen.

Som dimensjonerende effektbehov for hver kunde, er det brukt en sikkerhetsmargin på 20% overdimensjonering i forhold til maksimalt effektbehov beregnet fra 2013. For dimensjonering av rør i eksisterende varmenett, er temperaturdifferanse ved dimensjonerende forhold 45 K, og dimensjonerende R-verdi er satt til 50-250 Pa/m. Ved utvikling av nytt varmenett er temperaturdifferanse ved dimensjonerende forhold 30 K, og dimensjonerende R-verdi mellom 150-800 Pa/m avhengig av hvilken trykkfallsbetingelse som gjelder.

Fremgangsmåte for dimensjonering av rør er oppsummert i figur 4.2.



FIGUR 4.2: Fremgangsmåte for dimensjonering av rør.

$R_{k,øvre}$ viser øvre grense for R-verdi, og $R_{k,nedre}$ viser nedre grense. Etter at ønsket R-verdi er fastsatt, beregnes rørdimensjon i beregningsprogrammet Logstor Statech. Input-verdier er $R_{k,øvre}$, ΔT_d som viser temperaturredifferanse mellom tur- og returledning for dimensjonerende forhold, \dot{Q}_d for dimensjonerende varmebehov, og maksimal tillatt vannhastighet i rørene. Deretter brukes rørdiameteren i Darcy-Weissbach likningen som sammenlikning da beregning av trykktapet i simuleringsmodellen er basert på Darcy-Weissbach. Dersom den beregnede R-verdien er utenfor grensekriteriene, endres rørdiameteren før samme prosess gjentas.

4.4 Driftsforhold i varmenettet

Etter at varmenettene er dimensjonert, utføres årssimuleringer på timesbasis med grunnlag i timesmålt effektbehov til kundemassen. Simuleringene består av omfattende modeller utviklet i MATLAB, og står overfor to hovedproblemstillinger: beregning av varmetap og beregning av trykktap. For beregning av varmetap er det nødvendig å kjenne temperatordistribusjon i varmenettet, samt varmetapskoeffisienter til rørene som er benyttet. For begge problemstillingene er kjennskap til massestrøm nødvendig. Massestrøm avhenger igjen av temperaturnivået i rørene. Varmenettene som simuleres er satt opp som nettverk bestående av grener i og noder k . Grenene representerer rør og nodene representerer kobling mellom rør. Varmenett A består av 8 noder og 17 grener, mens varmenett B består av 7 noder og 16 grener, se figur 3.2 i kapittel 3.2.

Systemlasten i varmenettet består av den samlede tilslutningseffekten for de tilknyttede kundesentralene, og kan uttrykkes som [35]:

$$\dot{Q}_{tot}(t) = s \cdot \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i(t) \quad [W] \quad (4.14)$$

der

- $\dot{Q}_i(t)$ - tilslutningseffekt til den enkelte forbruker ved tiden t [W]
- s - den aktuelle samtidighetsfaktoren [-]

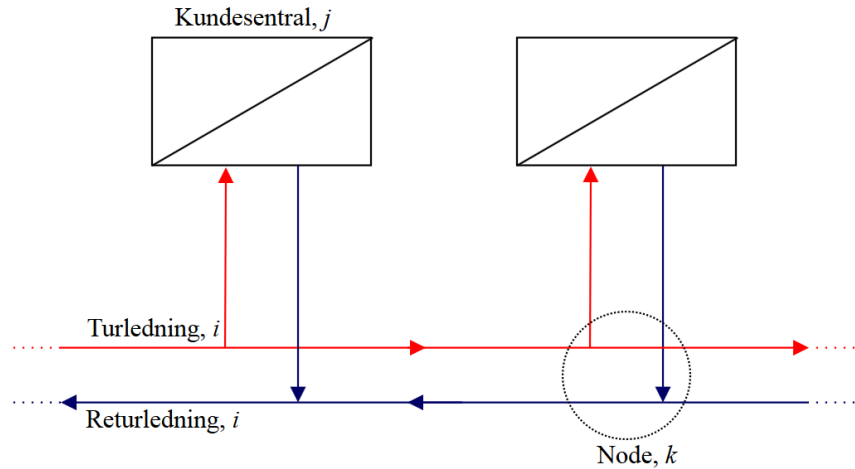
Som nevnt i kapittel 3.3, er det ikke tatt hensyn til utvikling av varmebehov over tid. Varmebehovet som benyttes i simuleringsmodellen påvirkes dermed ikke av å redusere dimensjonerende turtemperatur i primærnettet. Massestrøm ved hver kundesentral i primærnettene er funnet ved å benytte varmebalanse når temperaturnivået er kjent. Turtemperaturen er satt ved å utetemperaturkompensere turtemperaturen, mens returtemperatur fra hver kundesentral er avhengig av returtemperatur fra varmesystemet i bygningen, der beregninger er beskrevet i kapittel 4.2.4. Likning 4.15 viser hvordan massestrømmen er beregnet for hver rørstrekning.

$$\dot{m}_i(t) = \frac{\dot{Q}_i(t)}{c_p \cdot (T_{tur,i}(t) - T_{retur,i}(t))} \quad [kg/s] \quad (4.15)$$

Beregning av tur- og returtemperatur for hver rørstrekning er beskrevet i kapittel 4.4.1. Varmekapasiteten til vannet, c_p , varierer lite med temperaturen og er antatt konstant i simuleringene. I resten av distribusjonsnettet er massestrømmen funnet ved å benytte analogi til Kirchhoffs lover i hver node, som tilsier at summen av alle innkommende strømminger i en node tilsvarer summen av alle utkommende strømminger. Massestrøm i hver node, k , er funnet ved å summere innkommende massestrømmer fra tilknyttede rør i :

$$\dot{m}_k(t) = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i(t) \quad [kg/s] \quad (4.16)$$

Figur 4.3 viser en prinsippskisse for kobling mellom turlledning og returledning i varmenettet.



FIGUR 4.3: Prinsippskisse for beregning av temperaturnivå og massestrøm i varmenettet.

4.4.1 Beregning av varmetap

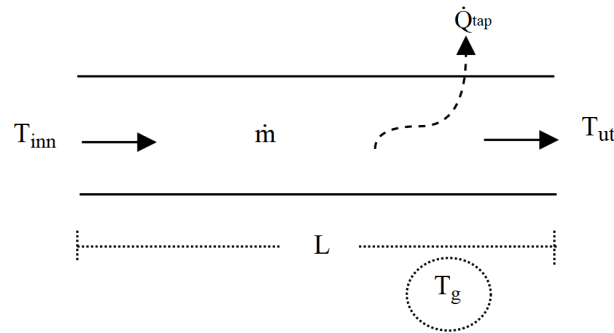
Varmetap avhenger av flere parametere, blant annet av temperaturnivå i røret, jordtemperatur, rørdimensjon og rørlengder, massestrøm og varmetapskoeffisienter. Dette kapitlet presenterer fremgangsmåte for beregning av parametere som er nødvendige for beregning av varmetap.

Temperaturnivå

Turtemperaturen i distribusjonsnettets er bestemt av temperaturen ut fra hovedvarmeveksleren som er satt ved bruk av fyringskurver, der turtemperaturen er utetemperaturkompensert. Fyringskurvene som er benyttet er vist i figur 3.4 i kapittel 3.3. Resten av distribusjonsnettets vil oppleve temperaturfall i både tur- og returledning som følge av varmetap. Temperaturnivået ved utløpet av rør i beregnes som vist i likning 4.17:

$$T_{ut,i}(t) = \begin{cases} T_g(t) + (T_{inn,i}(t) - T_g(t)) \exp\left(-\frac{U_i(t)L_i}{\dot{m}_i(t)c_p}\right) & [^{\circ}C], \quad \dot{m}_i(t) > 0 \\ T_g(t) & [^{\circ}C], \quad \dot{m}_i(t) = 0 \end{cases} \quad (4.17)$$

Figur 4.4 viser prinsippskisse for varmetapet i rør.



FIGUR 4.4: Prinsippkisse for temperaturfall i rør.

Returtemperatur

Returtemperaturen i distribusjonsnett er bestemt av returtemperatur ut fra hver kundesentral. Metodikk for beregning av returtemperatur ut fra hver kundesentral er forklart i kapittel 4.2.4. Som vist i figur 4.3, er returtemperaturen ved varmesentralen et resultat av resulterende returtemperaturer fra hver kundesentral. Beregning av returtemperaturen i varmenettet starter derfor fra ytterste kundesentral mot varmesentralen. Returtemperaturen ved hver node k i distribusjonsnett kan finnes ved å bruke følgende relasjon:

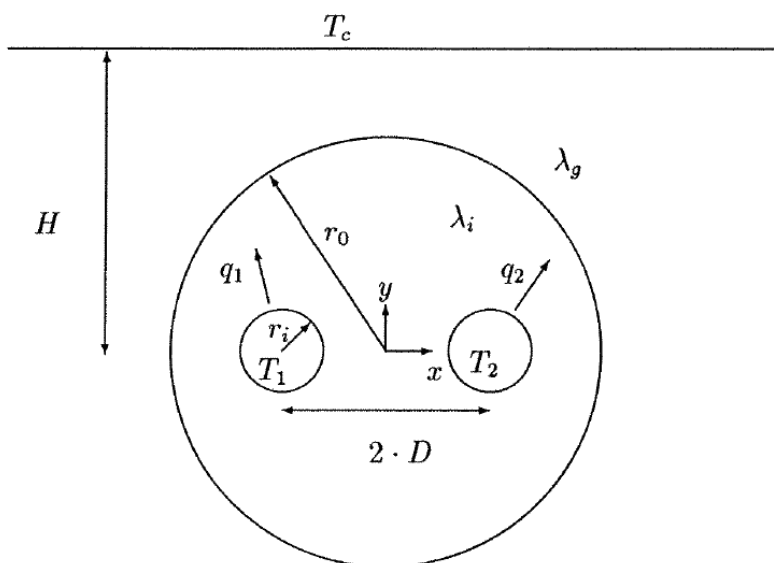
$$T_{retur,k}(t) = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{m}_i(t) \cdot T_{retur,ut,i}(t)}{\sum_{i=1}^n \dot{m}_i(t)} \quad [^{\circ}C] \quad (4.18)$$

Jordtemperatur

Timesverdier for jordtemperatur, T_g , er fått gjennom Norsk Institutt for Bioøkonomi (NIBIO) sin klimadatabase [8]. Det har vært ønsket tilgang på timesverdier fra 2013 for jordtemperatur 50cm og 100cm under bakken. Værdata fra Kvithamar er det nærmeste området til Trondheim som tilfredsstillende disse kriteriene. Kvithamar er et tettsted i Stjørdal Kommune, og det antas at jordtemperaturen er tilsvarende som i Trondheim. Likevel ble det besluttet å bruke værdata fra år 2015, da det mistenkes noen avvik i målt jordtemperatur fra 2013 ved sammenlikning av værdata fra år 2012 og 2015. Det mistenkes avvik av den grunn at jordtemperaturen holdes noenlunde stabil og forandres lite fra år til år, mens målt jordtemperatur i 2013 i perioder av året skilte seg ut fra år 2012 og 2015.

Varmetapskoeffisienter

Varmetap i rør er sterkt avhengig av den termiske konduktiviteten til røret, λ (W/mK), som beskriver rørets varmeledningsevne. Varmetapskoeffisientene til tur- og returledningene er funksjon av den termiske konduktiviteten, og er beregnet ved hjelp av prinsippet om superposisjon, der Wallentén's eksplisitte likninger [53] er brukt. Figur 4.5 viser varmeoverføring i twinrør, og viser noen av parameterne som er nødvendige ved beregning av varmetapskoeffisienter i twinrør.

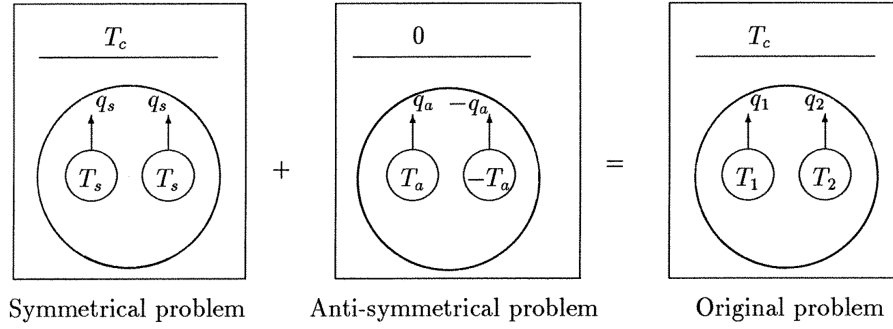


FIGUR 4.5: Skisse av varmeoverføring i twinrør plassert under bakkenivå [53].

der,

- r_i : Ytre radius i tur- og returledning
- r_o : Indre radius i kopperør
- λ_i : Varmeledningsevne til isolasjonen
- λ_g : Varmeledningsevne i jord
- H : Effektiv dybde fra bakkenivå til midten av røret, se likning 4.21c
- T_1 : Temperatur i turledning
- T_2 : Temperatur i returledning
- q_1 : Varmetap per meter rørstrekning fra turledning
- q_2 : Varmetap per meter rørstrekning fra returledning

Siden twinrørene består av ulike temperaturnivå, vil det være enklere å beregne varmetapet ved bruk av superposisjonsprinsippet [53], der problemet separeres i to deler, i en symmetrisk del og en anti-symmetrisk del, se figur 4.6.



FIGUR 4.6: Prinsippet om superposisjon [53].

Varmetapet i det symmetriske tilfellet, q_s , er definert som vist i likning 4.19a, og varmetapet i det anti-symmetriske tilfellet, q_a , er som definert i likning 4.19b:

$$q_s(t) = (T_s(t) - T_j(t)) \cdot 2\pi\lambda_i \cdot h_s \quad [W/m], \text{ der } T_s(t) = \frac{T_1(t) + T_2(t)}{2} \quad (4.19a)$$

$$q_a(t) = T_a(t) \cdot 2\pi\lambda_i \cdot h_a \quad [W/m], \text{ der } T_a(t) = \frac{T_1(t) - T_2(t)}{2} \quad (4.19b)$$

h_s og h_a er dimensjonsløse varmetapskoeffisienter, og kan finnes ved bruk av ulike approksimasjoner. I oppgaven er det valgt å bruke første-ordens approksimasjonen beskrevet av Wallentèn [53]. Denne approksimasjonen er ansett å være det beste valget, siden feilestimatet er lavt sammenliknet med andre approksimasjoner [53]. Første-ordens approksimasjonen for de dimensjonsløse varmetapskoeffisientene er uttrykt i likning 4.20a og 4.20b.

$$h_s^{-1} = \frac{2\lambda_i}{\lambda_g} \cdot \ln\left(\frac{2H}{r_o}\right) + \ln\left(\frac{r_o^2}{2Dr_i}\right) + \sigma \cdot \ln\left(\frac{r_o^4}{r_o^4 - D^4}\right) - \frac{\left(\frac{r_i}{2D} - \sigma \cdot \left(\frac{2r_i D^3}{r_o^4 - D^4}\right)\right)^2}{1 + \left(\frac{r_i}{2D}\right)^2 + \sigma \cdot \left(\frac{2r_i r_o^2 D}{r_o^4 - D^4}\right)^2} \quad [-] \quad (4.20a)$$

$$h_a^{-1} = \ln\left(\frac{2D}{r_i}\right) + \sigma \cdot \ln\left(\frac{r_o^2 + D^2}{r_o^2 - D^2}\right) - \frac{\left(\frac{r_i}{2D} - \lambda \cdot \left(\frac{Dr_i}{4H^2} + \sigma \cdot \frac{2r_i r_o^2 D}{r_o^4 - D^4}\right)\right)^2}{1 - \left(\frac{r_i}{2D}\right)^2 - \lambda \cdot \left(\frac{r_i}{2H}\right) + \sigma \cdot 2r_i^2 r_o^2 \cdot \frac{r_o^4 + D^4}{(r_o^4 - D^4)^2}} \quad [-] \quad (4.20b)$$

der,

$$\sigma = \frac{\lambda_i - \lambda_g}{\lambda_i + \lambda_g} \quad [-] \quad (4.21a)$$

$$\gamma = \frac{2 \cdot (1 - \sigma^2)}{1 - \sigma \cdot \left(\frac{r_o}{2H}\right)^2} \quad [-] \quad (4.21b)$$

$$H = h + \frac{\lambda_g}{\alpha} \quad [m] \quad (4.21c)$$

Varmetapet i twinrør kan uttrykkes ved bruk av varmetapskoeffisienter, U_{11} og U_{12} , som beskrevet i kapittel 2.6.6, se likning 4.22a og 4.22b under.

$$U_{11}(t) = \frac{\left(\frac{1}{R_s(t)} + \frac{1}{R_a(t)}\right)}{2} \quad [W/mK], \text{ der } \frac{1}{R_s(t)} = \frac{q_s(t)}{T_s(t) - T_j(t)} \quad (4.22a)$$

$$U_{12}(t) = \frac{\left(\frac{1}{R_a(t)} - \frac{1}{R_s(t)}\right)}{2} \quad [W/mK], \text{ der } \frac{1}{R_a(t)} = \frac{q_a(t)}{T_a(t)} \quad (4.22b)$$

Varmetapskoeffisientene i simuleringmodellene er beregnet basert på rørspesifikasjonene til rør som Logstor leverer. Tabellen under viser rørspesifikasjoner for twinrør i stål og AluFlextra ved rørdimensjoner fra 20 mm - 125 mm. Erfaringer fra lavtemperatur demonstrasjonsprosjekt viser at rør levert av Logstor er godt egnet ved lavtemperatur fjernvarme.

Rørtype	Nom. diam. for twinrør	Avstand mellom twinrør [mm]	Diameter for twinrør		Nominell diam. for kapperør, D_i	
			Indre, d_i [mm]	Ytre, d_o [mm]	Serie 1 [mm]	Serie 3 [mm]
AluFlextra	DN 20	16	20	26,9	90	125
	DN 26	16	26	33,7	110	140
	DN 32	17	32	42,4	110	140
Stål	DN 20	19	21,7	26,9	125	160
	DN 25	19	28,5	33,7	140	180
	DN 32	19	37,2	42,4	160	200
	DN 40	19	43,1	48,3	160	200
	DN 50	20	54,4	60,3	200	250
	DN 65	20	70,3	76,1	225	280
	DN 80	25	82,5	88,9	250	315
	DN 100	25	107,1	114,3	315	400
	DN 125	30	132,5	139,7	400	500

TABELL 4.4: Rørspesifikasjoner for twinrør i stål og AluFlextra.

Av tabell 4.4 kommer det fram hvordan isolasjonstykkelsen varierer mellom isolasjonsserie 1 og 3 i kapperøret. Kapperøret er røret som omslutter isolasjonen rundt tur- og returledningen. I modellering av eksisterende varmenett vil isolasjonsserie 1 bli brukt, mens isolasjonsserie 3 vil bli brukt ved etablering av nytt varmenett.

Parametre brukt ved beregning av varmetapskoeffisienter:

- $\lambda_g = 1,6$ W/mK
- $\lambda_i = 0,022$ W/mK for AluFlextra-rør
- $\lambda_i = 0,023$ W/mK for stålrør

- $\alpha = 14,6 \text{ W/m}^2\text{K}$
- Høyde fra bakkenivå, $h = 0,5 \text{ m}$

Varmeoverføringskoeffisienten i jordoverflaten, α , er estimert til å være lik $14,6 \text{ W/m}^2\text{K}$ [57]. Standardverdi for varmeledningsevnen til jord, λ_g , er i følge Logstor Statech lik $1,6 \text{ W/mK}$ [9].

Spesifikasjoner om avstanden mellom tur- og returledning i twinrørene er fått via e-post-korrespondanse 12.04.16 med Bjarne K. Jepsen, Senior Engineer for Logstor A/S i forbindelse med prosjektoppgaven *Lavtemperatur-varmenett* som ble skrevet våren 2016. Det ble videre sendt produktkatalog for stålrør, mens det ble oppgitt en avstand på 12 mm mellom tur- og returledning gjeldende for alle AluFlextra-rør.

Resulterende varmetap i varmenettet

Ved beregning av varmetap og trykktap er middeltemperaturen i tur- og returledning for hver rørstrekning i benyttet, se likning 4.23a - 4.23c.

$$T_{tur,m,i}(t) = \frac{T_{inn,tur,i}(t) + T_{ut,tur,i}(t)}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.23a)$$

$$T_{retur,m,i}(t) = \frac{T_{inn,retur,i}(t) + T_{ut,retur,i}(t)}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.23b)$$

$$T_{m,i} = \frac{T_{tur,m,i} + T_{retur,m,i}}{2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.23c)$$

$$(4.23d)$$

Resulterende varmetap for hver rørstrekning i er gitt ved likning 4.24.

$$\dot{Q}_{tap,i} = \dot{Q}_{tap,tur,i} + \dot{Q}_{tap,retur,i} = 2 (U_{11,i} - U_{12,i}) (T_{m,i} - T_g) \cdot L_i \quad [W] \quad (4.24)$$

4.4.2 Beregning av trykkforløp og pumpeeffekt

I oppgaven blir det kun sett på trykktap som følge av friksjon mellom rørvegg og mediet i røret. Siden bestemmelse av friksjonskoeffisient krever komplekse simuleringer basert på laminære og turbulente strømminger, er det i oppgaven gjort en forenkling ved å tilnærme til konstant friksjonskoeffisient. I fjernvarmerør ligger friksjonskoeffisienten vanligvis mellom 0,015 og 0,04 [16]. På basis av dette er det valgt å bruke friksjonskoeffisient lik 0,025. Trykktap per rørstrekning i hvert rør i beregnes ved bruk av Darcy- Weisbach formel:

$$R_i(t) = f \frac{1}{D_i} \frac{\rho \cdot v_i(t)^2}{2} \quad [Pa/m] \quad (4.25)$$

Videre er følgende spesifikasjoner for varmenettet valgt:

- Differansetrykk over kundesentral: $\Delta p_{ab} = 0,7$ bar
- Differansetrykk over varmesentral: $\Delta p_{ab} = 1$ bar
- Minimum tillatt statisk trykk: $p_1 = 1,5$ bar
- Maksimalt tillatt statisk trykk: $p_{maks} = 25$ bar
- Maksimalt trykkfall i varmesystemet: $\Delta p_{maks} = 8$ bar

Minimum tillatt statisk trykk p_1 må holdes over metningstrykket for å unngå koking og kavitasjon i røret. Kavitasjon i rør er nærmere beskrevet i kapittel 2.6.8. Metningstrykket avhenger av temperaturen, og er alltid mindre 1 bar for temperaturer under 100°C . Som sikkerhetsmargin kan trykket løftes til 5 bar [35], mens det i oppgaven er valgt å løfte trykket til 2 bar grunnet små varmenett. For å beregne statisk trykk i varmenettet ved et bestemt punkt x anvendes følgende formel:

$$p_x(t) = p_1 + H_p(t) - R(t) \cdot L_x \quad [Pa] \quad (4.26)$$

der,

- $H_p(t)$ = trykkøkning gjennom pumpe
- $R(t)$ = trykktap per rørstrekning
- L_x = rørstrekning fra varmesentral

Pumpen driftes etter maksimalt trykkfall i systemet, som vil være over rørstrekningen som ligger lengst unna varmesentralen i varmenettet. Trykktapet som pumpen driftes etter er beregnet basert på likning 4.27.

$$\Delta p(t) = 2 \cdot \sum_{i=1}^n R_i(t) L_i + \Delta p_{ks} + \Delta p_{vs} \quad [Pa] \quad (4.27)$$

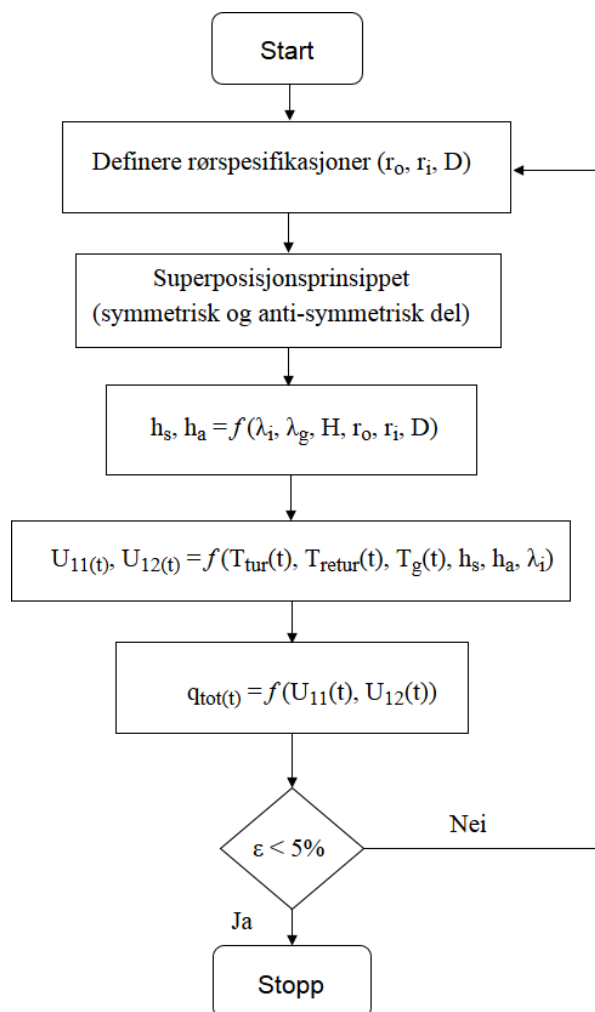
Pumpeeffekt beregnes når trykkforløpet i rørnettet er kjent. Nødvendig pumpeeffekt for å sirkulere vannet i distribusjonsnettet, blir så som vist i likning 4.28.

$$P_{el}(t) = \frac{\Delta p(t) \dot{V}(t)}{\eta} \quad [W] \quad (4.28)$$

Virkningsgraden til pumper, η , ligger vanligvis mellom 0,80 og 0,95 [35]. I simuleringmodellene er det antatt at pumpevirkningsgraden er konstant lik 0,85.

4.4.3 Fremgangsmåte for å beregne driftsforhold i varmenettet

Fremgangsmåte for beregning av varmetap

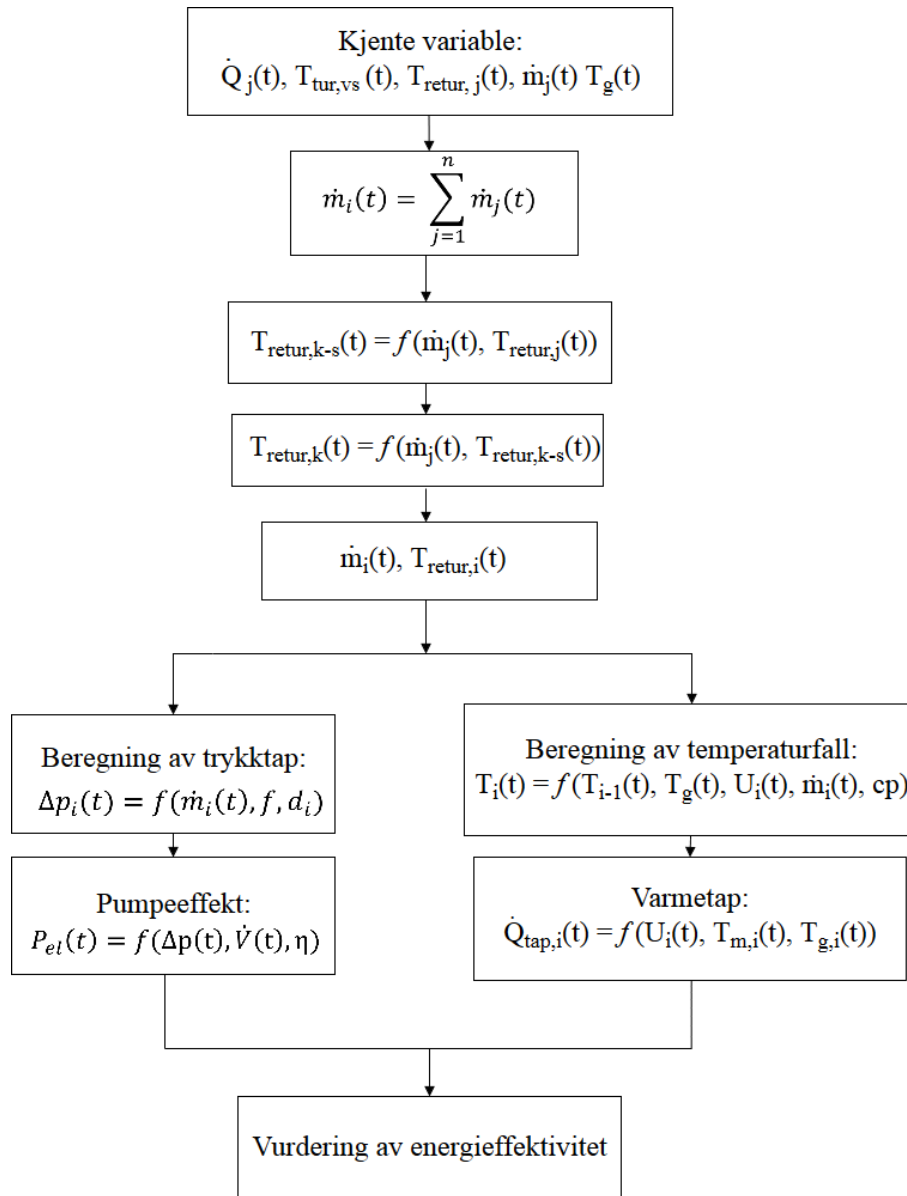


FIGUR 4.7: Fremgangsmåte for beregning av varmetapskoeffisienter.

Varmetapskoeffisientene U_{11} og U_{12} for tur- og returledning blir beregnet for hver rørtype som benyttes i modelleringen av varmenettene. For de valgte rørdimensjonene, defineres radiusen på twinrørene (r_i) og kapperøret (r_o), og avstanden mellom rørene (D). Disse dimensjonene er oppgitt av Logstor. Deretter beregnes de dimensjonsløse varmetapskoeffisientene, h_s og h_a ved bruk av superposisjonsprinsippet. Når disse er kjente, kan varmetapskoeffisientene U_{11} og U_{12} beregnes, og videre spesifikt varmetap. Spesifikt varmetap for ulike rørtyper er også oppgitt av Logstor Statech [9]. Beregnet spesifikt varmebehov sammenliknes deretter med oppgitt spesifikt varmetap fra Logstor Statech. Dersom differansen er større enn 5%, korrigeres avstanden mellom tur- og returledningene, D , inntil feilmarginen er liten nok og varmetapskoeffisientene er tilnærmet like. Dette er valgt fordi avstanden mellom rørene er ansett som mest kritiske faktor ved beregning av varmetapskoeffisientene.

Fremgangsmåte for å beregne driftsforhold

Figur 4.8 viser metodisk fremgangsmåte for utforming av lavtemperatur fjernvarmenett.



FIGUR 4.8: Fremgangsmåte for beregning av trykkfall og varmetap i distribusjonsnett.

Øverste blokk i figur 4.8 angir blokk 1, og nummeres i stigende rekkefølge nedover i skjemaet. Kjente variable ved simulering av varmenettene er varmebehovet til kundesentralene \dot{Q}_j , turtemperaturen ut fra varmeveksler $T_{tur,vs}$, massestrøm \dot{m}_j og returtemperatur $T_{retur,j}$ ut fra kundesentralene og jordtemperaturen T_g . Massestrømmen i hver rørstrekning beregnes ved bruk av massebalanse for j tilhørende kunder, vist i blokk 2. Det må nevnes at temperaturfall i distribusjonsnett ikke er tatt hensyn til ved beregning av massestrømmen i nettet. Beregningene av returtemperatur starter ved kundesentral lengst unna varmesentralen, der resulterende returtemperatur vil være i varmesentralen. Blokk 3 viser at beregning av returtemperatur i nodene

tilknyttet stikkledningene til hver kundesentral, $T_{retur,k-s}$. For resterende noder er returtemperaturen i hver node $T_{retur,k-s}$ beregnet som vist i blokk 3. Etter beregningene er massestrøm og returtemperatur i hele varmenettet kjent. Beregning av trykktap og varmetap er hovedproblemstillingene ved modellering av varmenettene, og blokkene separeres heretter. Trykktapet er en funksjon av massestrøm \dot{m}_i , diameteren på røret d_i og den konstante friksjonskoeffisienten f . Pumpeeffekten er en funksjon av trykktap, maksimal volumstrøm i varmenettet og pumpevirkningsgraden η . Blokk for beregning av temperaturfall viser en temperatur T_i som er uavhengig av tur- og returledning. Beregning av temperaturfall er avhengig av kjente varmetapskoeffisienter. Resulterende varmetap beregnes når temperaturforløpet som følge av temperaturfall er kjent. Tilsammen utgjør dette vurdering av energieffektiviteten i varmesystemet, og blir presentert i kapittel 5.

Kapittel 5

Resultater

Dette kapitlet tar for seg resultater som skal gi et bilde av energisparingspotensialet ved å benytte et lavtemperaturnett i forhold til høytemperaturnett. Det blir sett på hvilken påvirkning reduksjon av temperaturnivået har på volumstrøm, varmetap, trykktap og pumpeeffekt i fjernvarmenettet. Varmebehovet og forbruksmønster i referanseområdet blir først analysert. Deretter blir en helhetlig analyse av varmenettene presentert, som blant annet tar for seg temperaturnivå, trykktap og varmetap i varmenettet. Høy returtemperatur er et gjennomgående problem i lavtemperaturnett, og basert på ulike scenarier som kan føre til for høy returtemperatur, blir det sett på hvilken påvirkning dette har på fjernvarmesystemet. Varmetetthet blir gjennomgått, samt dimensjonsanalyse av pumpeeffekt og pumpeenergi. Kapitlet avsluttes med en helhetlig vurdering av energisparingspotensialet, som kan benyttes som nøkkeltall for å evaluere overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme.

5.1 Varme- og effektbehov i referanseområdet

Sammensetningen av bygningers lastprofiler i et område tilknyttet fjernvarme er en avgjørende faktor for effektiviteten til fjernvarmesystemet. Lastprofiler som utbalanserer hverandre er fordelaktig da dette gir mindre lastsvingninger. Lastprofiler kan derimot være svært forskjellige fra kunde til kunde uavhengig av bygningskategori, og skyldes hovedsakelig ulik brukeratferd. Enkelte kunder har sporadiske effekttopper, mens andre kunder har jevnere effektbehov. Dette kapitlet presenterer varme- og effektbehovet til kundene tilknyttet det simulerte varmenettet. Mer detaljerte forbruksdata til de enkelte kundene er presentert i tillegg [A](#).

5.1.1 Varmerbehov til kundene

Byggenes årlige varmerbehov samt maksimalt effektbehov med 2013 som referanseår er vist i tabell 5.1.

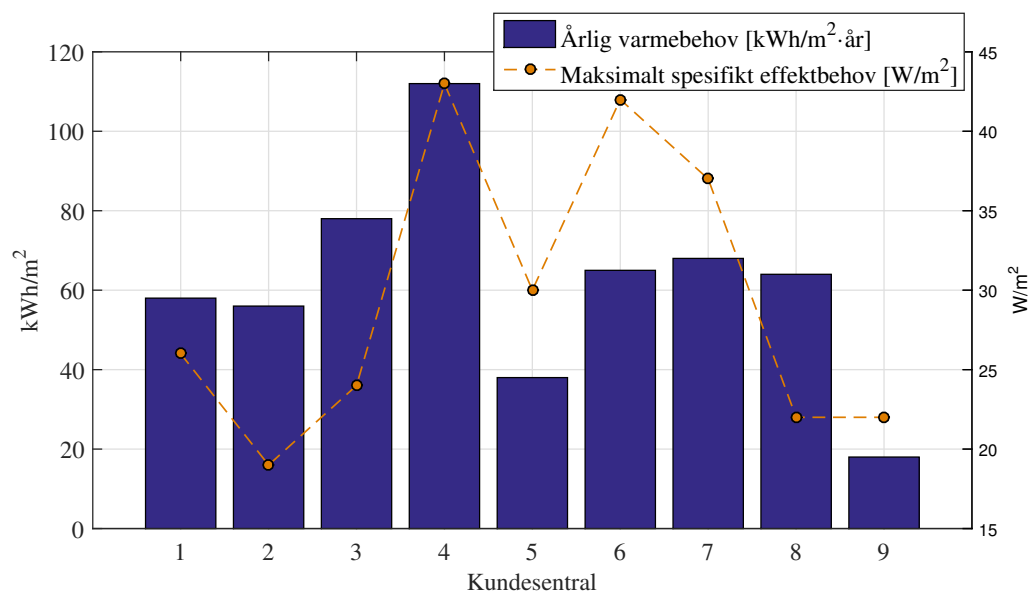
Kunde	Kundesentral	Maks effektbehov		Årlig varmerbehov		Brukstid	Samt.faktor
		[kW]	[W/m ²]	[kWh]	[kWh/m ²]	[timer]	[-]
Boligblokk A	ks1	62	26	139 114	58	2244	0,63
Boligblokk B	ks2	40	19	121 136	56	3028	0,70
Boligblokk C	ks3	116	24	372 698	78	3213	0,71
Boligblokk D	ks4	64	43	166 068	112	2595	0,84
Ungdomskole	ks5	208	30	263 101	38	1265	0,84
Idrettshall	ks6	114	42	178 006	65	1561	0,89
Barnehage	ks7	74	37	135 431	68	1830	0,61
Helse- og velferds.	ks8	124	22	366 819	64	2958	0,98
Kontor/forretning	ks9	192	22	158 698	18	827	0,84

TABELL 5.1: Spesifikasjoner for de ulike byggene tilknyttet varmenettet, med forbruksdata fra 2013.

Fra tabell 5.1 skiller boligblokk D seg ut fra resten av boligblokkene, med langt høyere maksimalt spesifikt effektbehov og årlig varmerbehov enn resten av boligblokkene, selv om det er oppført som passivhus (se tabell 3.1). Årsaken til dette kan skyldes brukeroppførsel eller dårlig drift av varmesystemet eller kundesentralen.

Brukstid og samtidighetsfaktor for byggene er inkludert i tabell 5.1. Brukstid beskriver hvor lenge varmesystemet må driftes med maksimal effekt (kW) for å kunne dekke årlig varmerbehov (kWh). Årsaken til at boligblokkene og helse- og velferdssenteret har høyere brukstid enn yrkesbyggene, er at varmesystemet vanligvis driftes lengre og at tappevannsforbruket i husholdninger er høyere. I yrkesbygg driftes typisk varmeanlegget innenfor arbeidstiden (f.eks. 07:00-18:00) i ukedager, og der ventilasjonsanlegget er avslått eller driftes med reduserte luftmengder utenfor arbeidstiden (inkl. helger og ferier). Samtidighetsfaktoren er forholdet mellom den effektbelastning til kunden som inntreffer ved maksimal effektbelastning på varmenettet, og kundens maksimale effektbehov over perioden. Samtidighetsfaktoren til kundene varierer fra 0,63 til 0,98. Tabell 5.1 viser at samtidighetsfaktoren er høyere for byggene der utetemperaturavhengig varmerbehov dominerer, som er tilfellet for yrkesbygg der tappevannsbehovet generelt er lavt.

Spesifikt effektbehov og årlig varmebehov er presentert grafisk i figur 5.1.



FIGUR 5.1: Spesifikt årlig varmebehov og maksimalt spesifikt effektbehov til kundene tilknyttet varmenettet, med forbruksdata fra 2013.

Figur 5.1 tydeliggjør hvordan sammenhengen mellom effektbehovet og varmebehovet varierer for de ulike kundene. Kundesentralene ks1, ks2, ks6, ks7 og ks8 har alle totalt årlig varmebehov på omkring 60 kWh/m², mens det maksimale spesifikke effektbehovet (W/m²) er svært forskjellig. Høyt effektbehov og lavt varmebehov resulterer i kort brukstid, og gjenspeiler ofte kunder med svært sporadiske topper og ellers lavt varmebehov. For fjernvarmeselskaper er dette uheldig og lite lønnsomt siden fjernvarmesystemet må dimensjoneres for høye effekter, samtidig som at fjernvarmeleveransen gjennom året likevel er lav. Høy dimensjonerende effekt og lavt varmebehov kan også være utfordrende ved stadig bedre bygningsstandarder som lavenergi og passivhus. Varmebehovet over året vil reduseres uten at dimensjonerende effektbehov nødvendigvis reduseres, som forklart i kapittel 2.2.

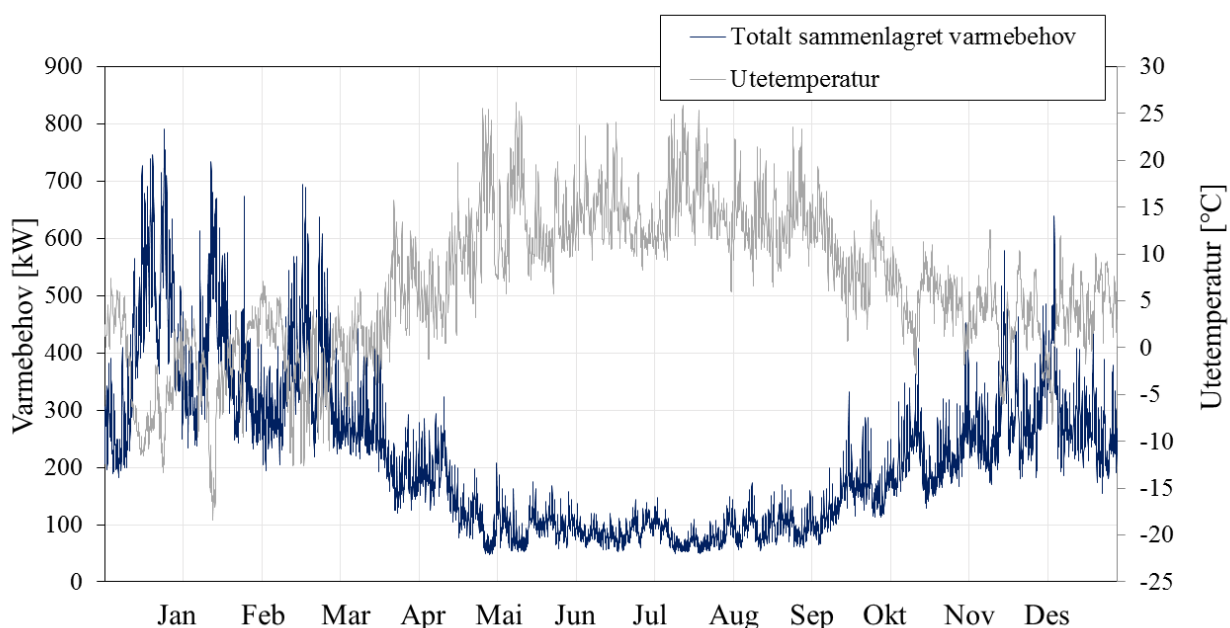
Kort brukstid kan sees hos kundesentral ks5, ks6, ks7 og ks9. Disse kundene har sporadiske topper, se tillegg A. Kundene tilhørende kundesentral ks2, ks3 og ks8, kan derimot bli ansett som gode kunder for fjernvarmeselskap, med lavt dimensjonerende effektbehov og høyt varmebehov.

5.1.2 Total fjernvarmeleveranse fra varmesentral

Varmesentralen leverer det totale fjernvarmebehovet til kundene, og er dimensjonert basert på sammenlagingsfaktoren. Følgene spesifikasjoner gjelder for varmenettene for referanseåret 2013:

- Sammenlagingsfaktor = 0,83
- Maksimal kapasitet = 791 kW
- Fjernvarme levert = 1,9 GWh
- Brukstid = 2406 timer

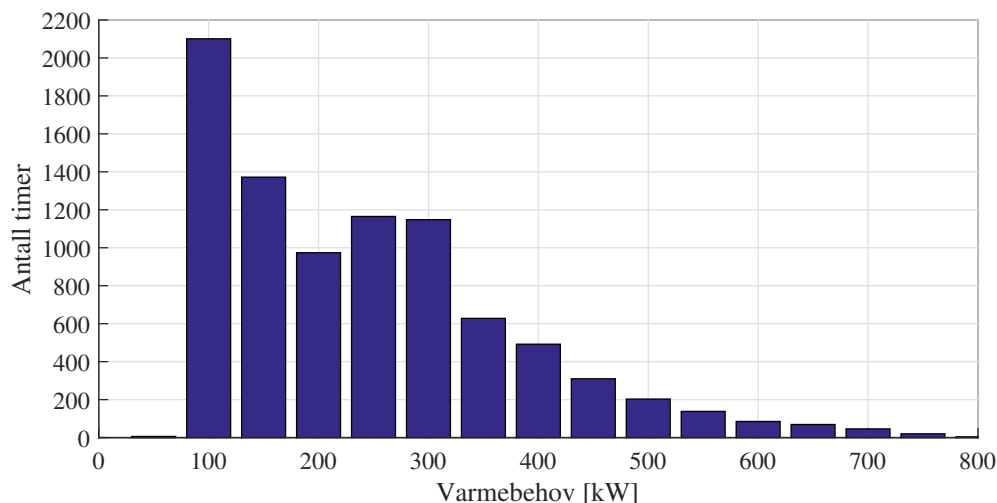
Totalt varmebehov i varmenettene i løpet av referanseåret er presentert i figur 5.2.



FIGUR 5.2: Sammenlagret effektbehov for bygningene, 2013.

Det kommer fram av figur 5.2 hvordan varmenettets totale belastning følger variasjonen i utetemperatur. Spesielt ved starten av året vises det tydelige variasjoner i varmebehovet, der belastningen er svært sensitiv for utetemperaturen. Maksimal sammenlagret effektbelastning på 791 kW opptrer 22. januar ved en utetemperatur på -12°C . Høye belastninger forekommer imidlertid kun i korte perioder.

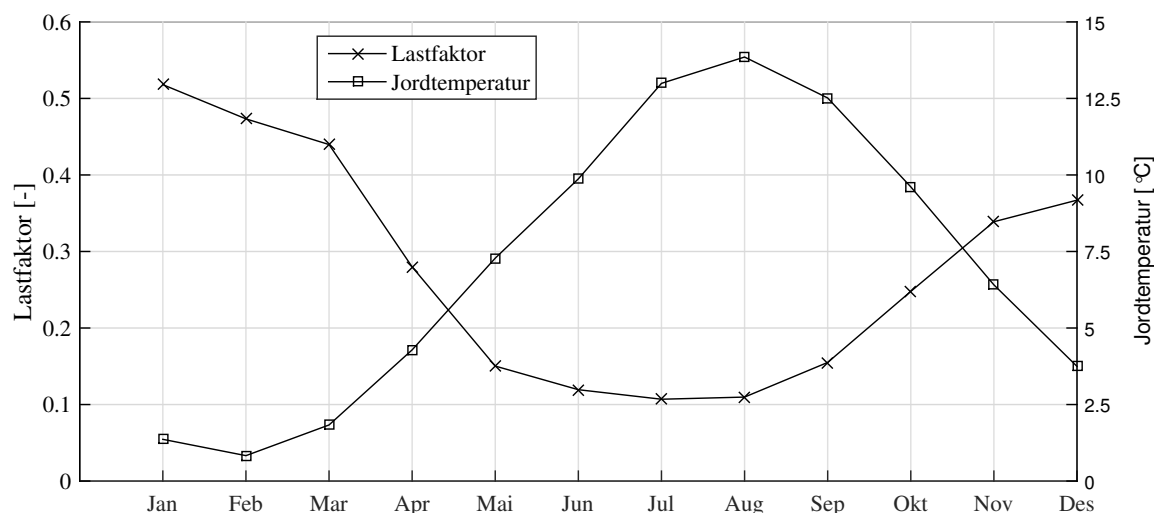
Figur 5.3 viser antall timer i løpet av året med ulik belastning i varmenettene.



FIGUR 5.3: Antall timer i referanseåret 2013 med ulik belastning [kW].

Figur 5.3 viser at en belastning på rundt 100 kW forekommer oftest, og skyldes varmebehovet på sommerhalvåret, altså utenfor fyringssesongen, se figur 5.2. Deretter har økende belastning en fallende kurve i antall timer. Som nevnt, dimensjoneres varmenettet og varmesentralen for å dekke et effektbehov på 791 kW. Merk i figur 5.3 at belastning på dette nivået forekommer sjeldent.

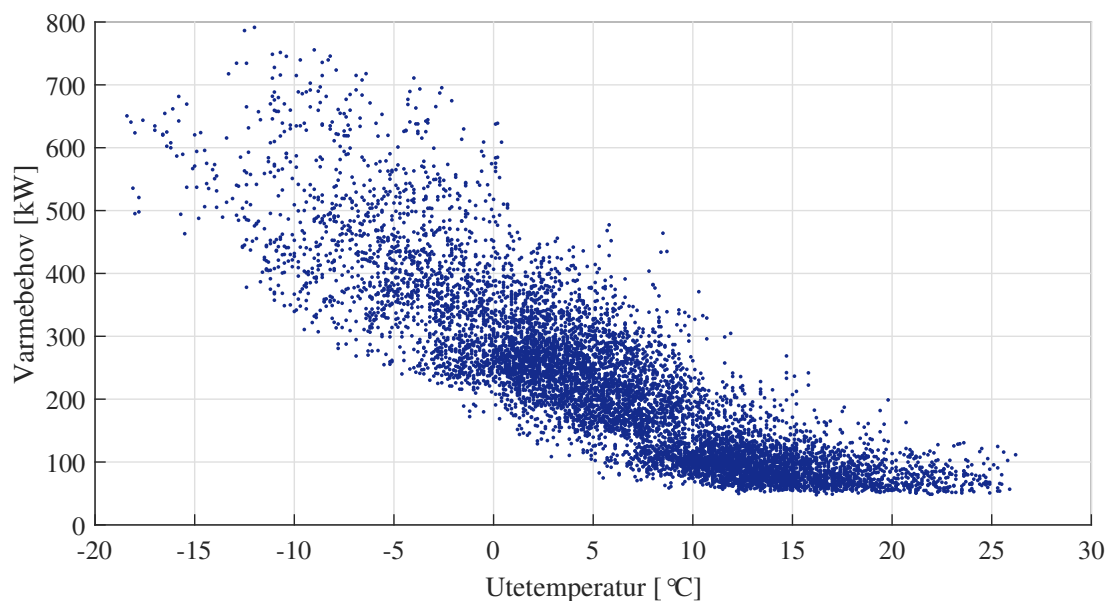
Lastfaktor viser forholdet mellom gjennomsnittlig og totalt varmebehov over en bestemt periode. Den totale lastfaktoren i løpet av hele referanseåret er 0.27. Lastfaktor for hver måned er vist i figur 5.4 sammen med gjennomsnittlig månedlig jordtemperatur, der lastfaktoren viser forholdet mellom gjennomsnittlig månedlig last og maksimal last i løpet av referanseåret 2013.



FIGUR 5.4: Lastfaktor i varmenettet og jordtemperatur.

Som vist i figur 5.4, er jordtemperaturen inkludert i samme figur som lastfaktoren. Kjennskap til jordtemperaturen er nødvendig for beregning av varmetap i rørledningene i varmenettet. Høyere jordtemperatur på sommeren enn på vinteren kan forventes å gi lavere varmetap på sommeren. Lavere lastfaktor på sommeren antyder likevel at prosentvis varmetap antakeligvis vil være høyere på sommeren grunnet betydelig lavere varmebehov. Varmetap i varmenettene blir nærmere diskutert i kapittel 5.3.4 og 5.4.2.

Figur 5.5 viser totalt varmebehov i varmenettet som funksjon av utetemperatur for referanseåret 2013.

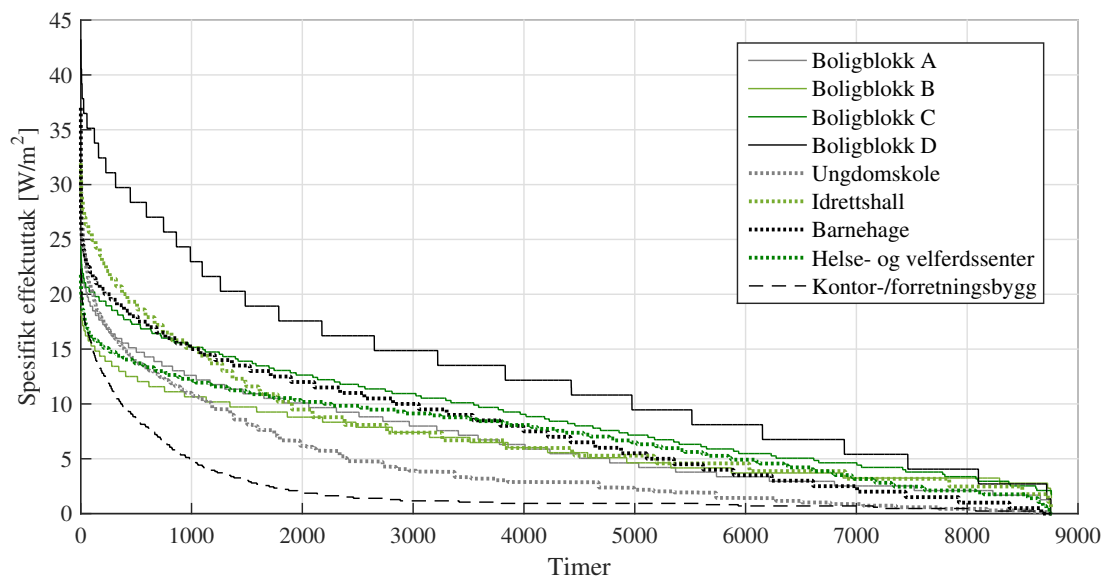


FIGUR 5.5: Totalt varmebehov i varmenettet fordelt etter utetemperatur, 2013.

Som det framgår i figur 5.5 er det store sprik i lasten ved lave utetemperaturen. Dette viser at varmebehovet i varmenettet varierer mye i fyringssesongen i motsetning til ved sommerhalvåret. Tradisjonelt har effektbehovet til boliger fulgt en lineær kurve med utetemperatur. Dette fordi oppvarmingsbehovet har utgjort den dominerende delen av totalt varmebehov, og som i stor grad har vært utetemperaturavhengig. Lavenergi- og passivhus viser en trend mot varmtvannsbehovet som en mer dominerende del av totalt varmebehov. Dessuten vil økt isolasjon av bygg føre til mindre utetemperaturavhengig oppvarmingsbehov. Tillegg A viser varmebehov som funksjon av utetemperatur for hver av de ulike kundene tilknyttet varmenettet.

5.1.3 Varighetskurver

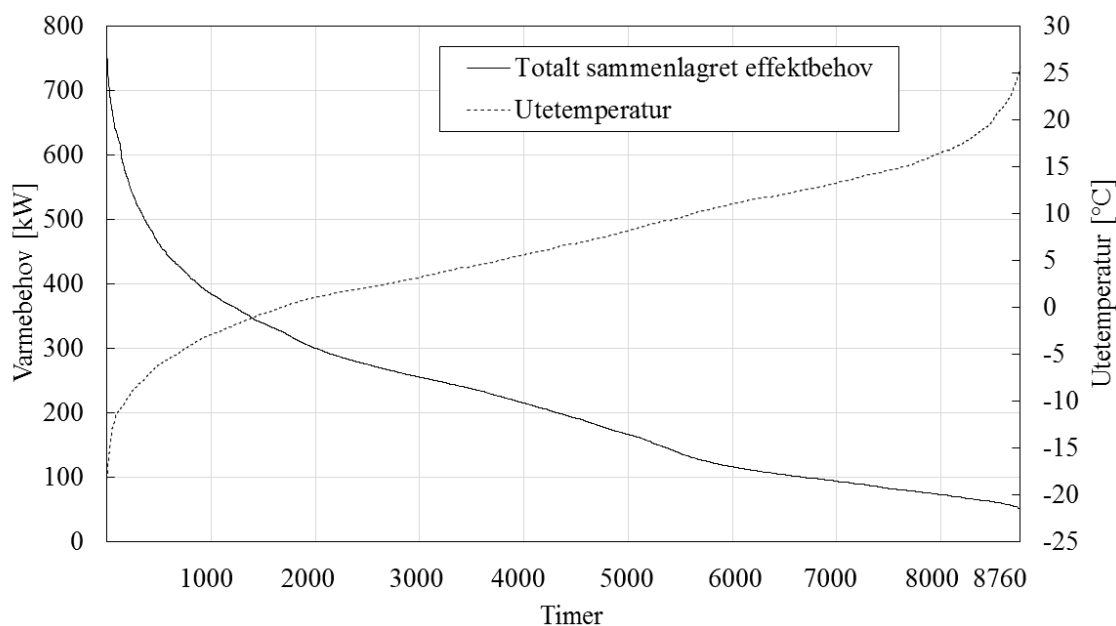
Effektbehovet over et år for hver kunde er framstilt ved bruk av varighetskurver, se figur 5.6. Effektbehovet er sortert i minkende rekkefølge der tidsaksen viser varigheten for hver effektbelastning. Arealet under kurven gir totalt årlig spesifikt energibehov ($\text{kWh/m}^2 \cdot \text{år}$). Varighetskurvene i figur 5.6 er fra referanseåret 2013, men vil være forskjellig fra år til år som følge av variasjon i klima og bruksmønster.



FIGUR 5.6: Varighetskurve for spesifikt effektbehov for de ulike kundene, 2013.

Felles for varighetskurvene i figur 5.6 er forholdsvis flate kurver og kort varighet av høye effektbehov som gir spisse effekttopper. Dette kjennetegner typisk varighetskurver for lavenergi- og passivhus. Av figuren kommer det fram at særlig ungdomskolen og kontor-/forretningsbygget har lav effektbelastning jevnt over året, men har svært høye effekttopper. Dette kan sees i sammenheng med figur 5.1, der ks5 og ks9 viser kundesentraler for ungdomskolen og kontor-/forretningsbygget. Boligblokk D og barnehagen har begge høye effektbehov på rundt 40 W/m^2 , men boligblokk D skiller seg ut ved lagt høyere effektbehov jevnt over året, og som følgelig gir høyt varmebehov sammenliknet med resten av kundene.

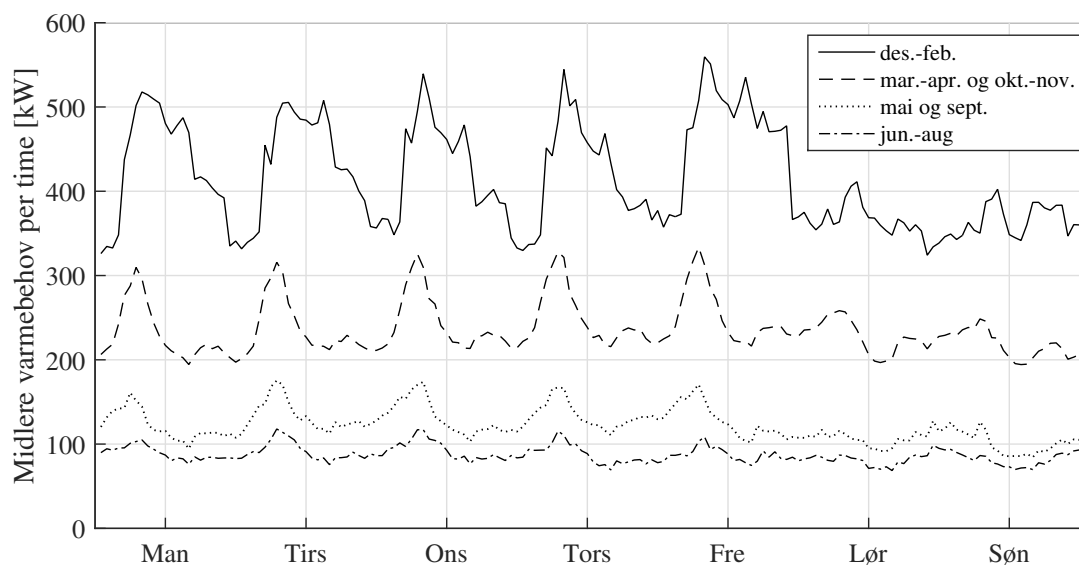
Figur 5.7 viser varighetskurven for den totale lasten i varmenettet, samt varighetskurven for utetemperaturen.



FIGUR 5.7: Varighetskurve for referanseområdet, 2013.

5.1.4 Lastprofiler

Lastprofilene som blir presentert viser hvordan kundene vil samspille i forhold til hverandre når de er tilknyttet et varmenett. Figur 5.8 viser gjennomsnittlige timesverdier for kapasitet på varmenettet over en uke fordelt på ulike måneder.



FIGUR 5.8: Gjennomsnittlige timesverdier for belastning i varmenettet over en uke fordelt på ulike måneder, 2013.

Av figur 5.8 framgår det at lasten i varmenettet følger tydelige døgnvariasjoner med størst effekt-topper morgen. Lasten reduseres i helgene, som hovedsakelig skyldes yrkesbygg der varmeanleggene blir avslått eller satt i redusert drift. Vintermånedene viser klart høyest varmebehov, mens varmebehovet er redusert i sommermånedene der tappevannsbehovet vil være dominerende.

5.2 Analyse av varme- og effektbehov på kundeside

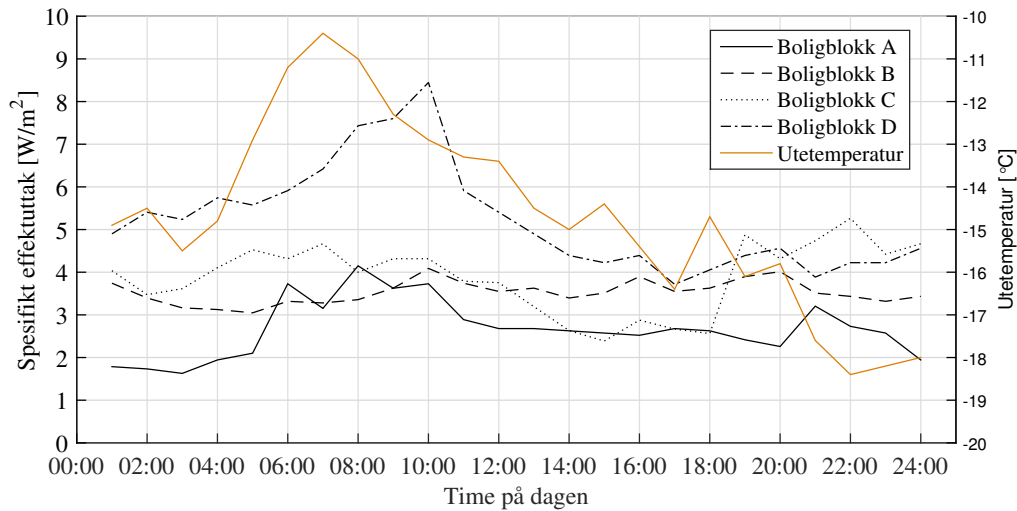
5.2.1 Oppvarming av varmt tappevann

Det simulerte effektbehovet til oppvarming av varmt tappevann er basert på en antatt aggregert ukesprofil for hver kunde som utdypt i kapittel 4.2.2. Aggregerte ukesprofiler for de ulike kundene er vist i tillegg A. Tabell 5.2 oppsummerer maksimalt spesifikt effektbehov og totalt årlig varmebehov til oppvarming av varmtvann, der simulerte verdier basert på aggregerte ukesprofiler sammenliknes med standardverdier fra Norsk standard NS 3031.

		Boligblokker				Skole	Idrettshall	Barnehage	Helse-/velf.	Kontor
		ks1	ks2	ks3	ks4	ks5	ks6	ks7	ks8	ks9
W/m ²	Simulert	4,7	4,1	5,4	7,9	2,9	8,0	4,7	6,1	1,6
	NS 3031	5,1	5,1	5,1	5,1	4,5	18,9	3,8	5,1	1,6
kWh/m ²	Simulert	23,1	29,1	38,2	33,4	9,3	40,4	15,8	24,8	6,1
	NS 3031	29,8	29,8	29,8	29,8	10,0	50,0	10,0	30,0	5,0

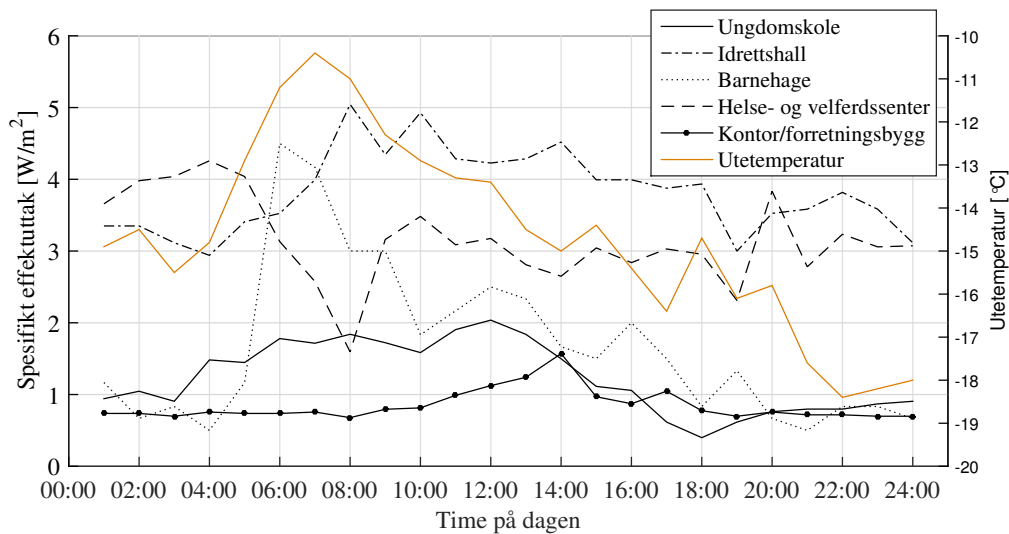
TABELL 5.2: Maksimalt spesifikt effektbehov og totalt årlig varmebehov til varmtvann sammenliknet med standardverdier fra NS3031.

Store avvik mellom simulerte verdier sammenliknet med standardverdier fra NS3031 kan skyldes at noen av byggene har installert akkumuleringstank for å dempe effektbehovet. Dette gjelder blant annet ungdomskolen, som det er kjent har installert akkumuleringstank. Figur 5.9 og 5.10 viser spesifikt effektbehov for oppvarming av varmt tappevann, med måledata fra fredag 08.02.16, som var den kaldeste målte dagen i Trondheim i 2013.



FIGUR 5.9: Spesifikt effektbehov til oppvarming av varmt tappevann for boligblokker.

Av figur 5.9 kommer det fram at maksimalt effektbehov opptrer spesielt morgenen og ettermiddag for boligblokkene, mens den vil falle mot midten av dagen.



FIGUR 5.10: Spesifikt effektbehov til oppvarming av varmt tappevann for yrkesbygg.

For yrkesbyggene er effektbehovet til oppvarming av varmt tappevann mer jevnt fordelt utover dagen. Som forventet har kontor-/forretningsbygget lavt tappevannsbehov, mens idrettshallen og helse- og velferdssenteret har høyt tappevannsbehov, og som kommer fram i figur 5.10. Siden varmebehovet til varmt tappevann er basert på aggregerte ukesprofiler, kan dette føre til at effekttopper kan tilhøre romoppvarming og ikke oppvarming av tappevann, som muligens er tilfellet for barnehagen og ungdomskolen. Profilene som presentert i figur 5.9 og 5.10 kan forventes å avvike fra reelle forhold.

For detaljert analyse av raske og plutselige endringer av effektbehov til oppvarming av varmt tappevann, er det nødvendig med mindre tidsoppløsning, f.eks. per tiende sekund. Plutselige endringer av volumstrømmen kan være en utfordring for styring av temperaturnivået i kundesentralene.

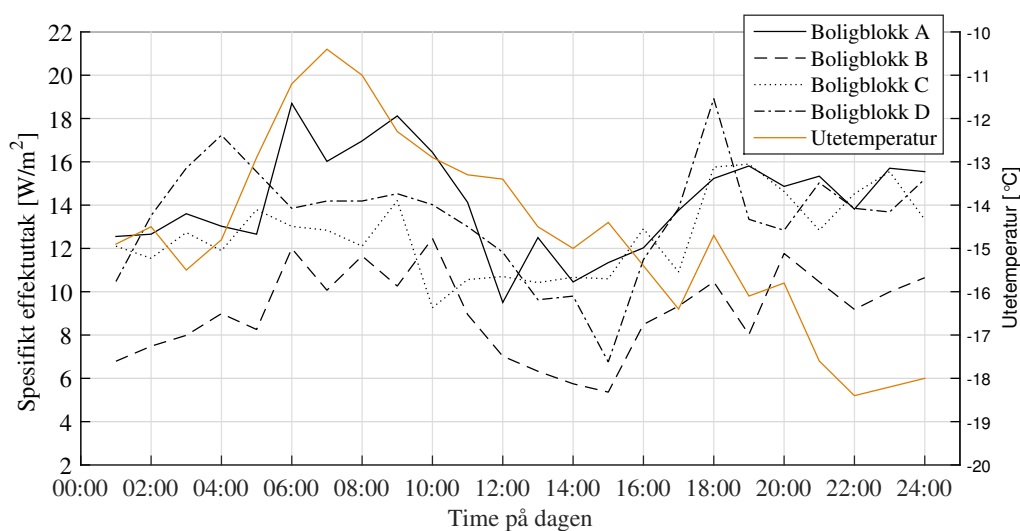
5.2.2 Romoppvarming

Varmebehovet til romoppvarming finnes ved å subtrahere varmtvannsbehovet fra totalt varmebehov som vist i kapittel 4.2.3. Dette gir spesifikt effektbehov og totalt årlig varmebehov til romoppvarming som vist i tabell 5.3.

	Boligblokker				Skole	Idrettshall	Barnehage	Helse-/velf.	Kontor
	ks1	ks2	ks3	ks4	ks5	ks6	ks7	ks8	ks9
W/m ²	22	15	20	38	29	27	35	16	21
kWh/m ²	35	26	45	74	29	25	52	40	12

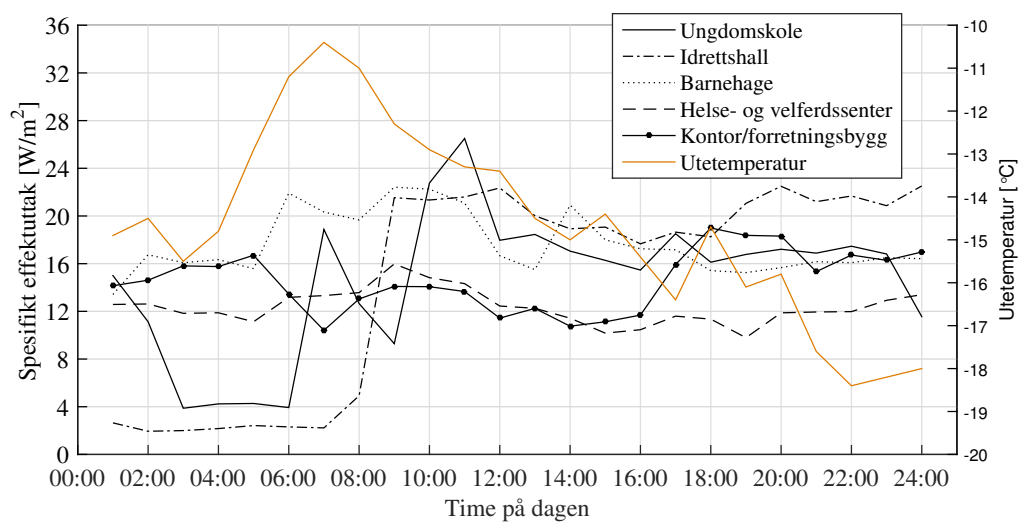
TABELL 5.3: Maksimalt spesifikt effektbehov og totalt årlig varmebehov til romoppvarming.

Figur 5.11 viser spesifikt varmebehov for romoppvarming for boligblokkene. Slik som for tappevannsbehov, er det benyttet forbruksdata fra fredag 08.02.13, som var den kaldeste målte dagen i 2013.



FIGUR 5.11: Spesifikt effektbehov til romoppvarming av boligblokker.

Av figur 5.11 kommer det fram hvordan effekttoppene forekommer på morgen og kveld. Samtlige boliger har lavest effektbehov midt på dagen i tidsrommet 12:00-16:00. Figur 5.12 viser spesifikt varmebehov for romoppvarming for yrkesbyggene.



FIGUR 5.12: Spesifikt effektbehov til romoppvarming av yrkesbygg.

Sammenliknet med boligblokkene, vil effekttoppene forekommer til forskjellige tider på døgnet. Svært varierende effektbehov og effekttopper i både figur 5.11 og figur 5.12 kan tyde på at varmebehovet avviker noe fra reellt varmebehov til romoppvarming, som følge av de aggregerte tappevannprofilene.

5.3 Overgang fra høy- til lavtemperatur fjernvarme i eksisterende varmenett

Kapittelet tar for seg eksisterende varmenett som skal tilsvare et typisk tradisjonelt varmenett som leverer temperaturer opp til 80°C. Det er brukt twinrør i stål, med isolasjonsserie 1 i samtlige rør. Det blir sett på hvilke hensyn og betraktninger som må tas ved overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme. Analysene tar for seg to ulike nettstrukturer, varmenett A som har lav linjetetthet, og varmenett B som har høyere linjetetthet, se mer utdypning i kapittel 3.2.3.

5.3.1 Motivasjon for overgang til lavere temperaturnivå

Rørene i det eksisterende varmenettet er dimensjonert for å kunne levere et temperaturnivå opp til 80°C på vinteren og 70°C på sommeren. Ved å holde på rørdimensjonene, reduseres temperaturnivået og volumstrøm og pumpeenergi økes. Resultatene er baseret på følgende antakelser:

- Bygningene har installert radiatorer tilpasset lavtemperatur fjernvarme
- Temperaturnivå til tappevann og radiatorer reduseres i takt med redusert temperaturnivå i primærnettet.
- Varmebehovet i bygningene vil ikke reduseres ved overgang til lavere temperaturnivå
- Rørdimensjoner vil ikke endres ved overgang til lavere temperaturnivå

Tabell 5.4 viser maksimal volumstrøm i varmenettet, pumpeeffekt og varmetap ved de forskjellige temperaturnivåene i varmenett A og B.

			Ref.case	Case 1	Case 2	Case 3
			80/35°C	70/30°C	60/25°C	55/25°C
Varmenett A	Volumstrøm	l/s	4,6	4,8	6,1	6,7
	Pumpeenergi	kWh _{el} /MWh _{varme}	1,3	1,5	2,0	2,1
	Varmetap	%	8,9	7,5	6,8	6,7
Varmenett B	Volumstrøm	l/s	4,6	4,8	6,1	6,7
	Pumpeenergi	kWh _{el} /MWh _{varme}	1,3	1,5	1,9	2,0
	Varmetap	%	4,8	4	3,7	3,6

TABELL 5.4: Volumstrøm, pumpeeffekt og varmetap ved ulike nivåer for tur-/returtemperatur.

Endringer ved redusert turtemperatur fra 80°C til 55°C er presentert i tabell 5.5.

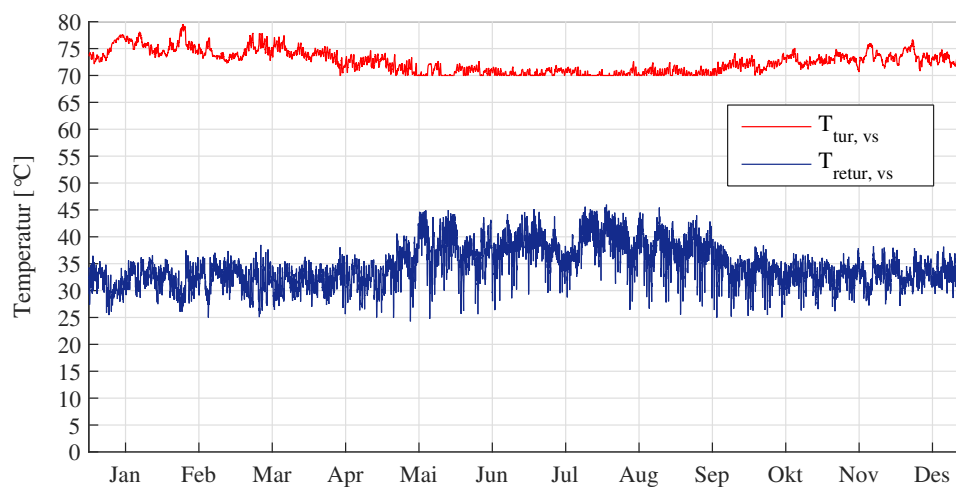
Varmenett A	Økt volumstrøm	44%
	Økt pumpeeffekt	107%
	Økt pumpeenergi	58%
	Redusert varmetap	25 %
Varmenett B	Økt volumstrøm	44 %
	Økt pumpeeffekt	92 %
	Økt pumpeenergi	54 %
	Redusert varmetap	25 %

TABELL 5.5: Endringer ved redusert temperaturnivå fra 80°C til 55°C

Som vist i tabell 5.5, vil reduksjon fra 80°C til 55°C i varmenettet, redusere varmetapet i varmenettet med 25%. Til sammenlikning, gir resultatene fra O. Gudmundsson, A. Nielsen og J. Iversen i sin artikkel [19] som vist i kapittel 2.6.3, et redusert varmetap på 38%, mens volumstrømmen må økes med 33%. Forskjellene mellom resultatene presentert i tabell 5.5 og resultatene i artikkelen i [19], kan skyldes at resultater i [19] er basert på stasjonære forenklede beregninger, med ΔT lik 40 og 30 K for temperaturer på 80 og 55°C.

5.3.2 Temperaturdistribusjon

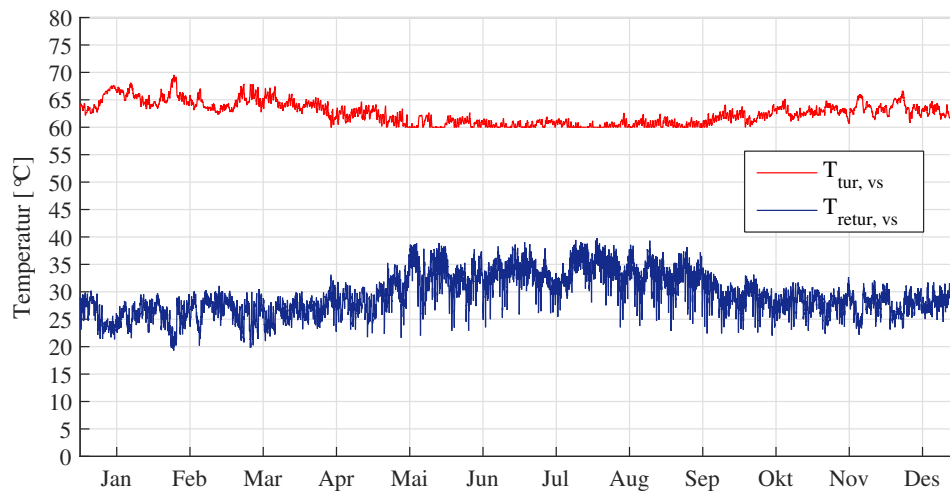
Gjennomsnittlig tur- og returtemperatur i primærnettet ved varmesentralen per time i løpet av et år er vist under for de ulike casene. Temperaturnivåene vil være omtrent like for både varmenett A og varmenett B. Figur 5.13 viser tur- og returtemperatur ved varmesentralen for referansecase (80°C).



FIGUR 5.13: Timesverdier for tur- og returtemperaturer ved varmesentral (vs) for referansecase (80°C).

Figur 5.13 viser hvordan turtemperaturen driftes med lavere temperaturer om sommeren. Dette fører til lavere temperaturdifferanse, ΔT , på sommeren grunnet lavere effektbehov. For referansecase (80°C) ligger gjennomsnittlig ΔT omkring 45 K i fyringssesongen og 30-35 K på sommeren. Årsaken til at det er noe sprik i returtemperaturen, spesielt på sommeren, er at massestrømmen er lav grunnet lavt varmebehov og returvannet fra samtlige kunder distribueres i varmenettet før det når varmesentralen og derfor påvirkes av varmetap i rørstrekningene. Ved lave massestrømmer kan dette føre til lavere returtemperaturer, se likning 4.17 i kapittel 4.4.1.

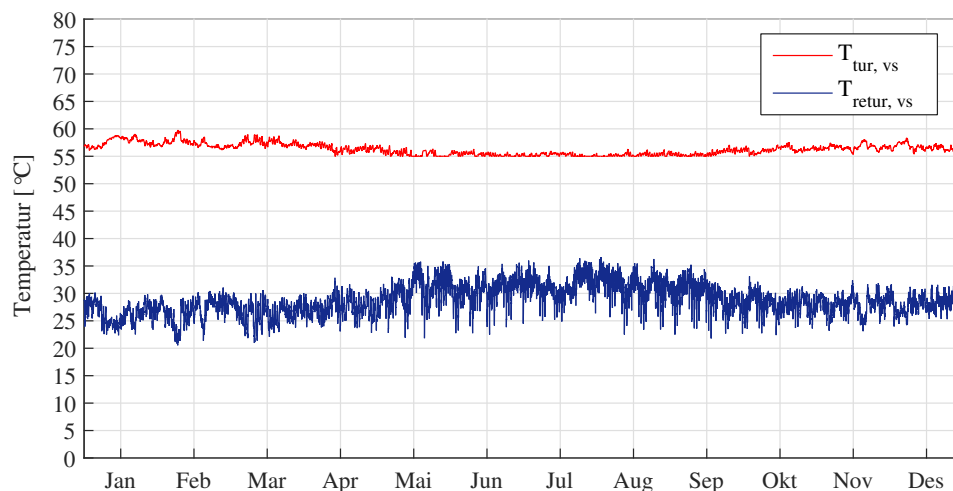
Reduksjon av turtemperatur fra 80°C til 70°C , gir temperaturer som vist i figur 5.14.



FIGUR 5.14: Timesverdier for tur- og returtemperaturer ved varmesentral (vs) for case 1 (70°C).

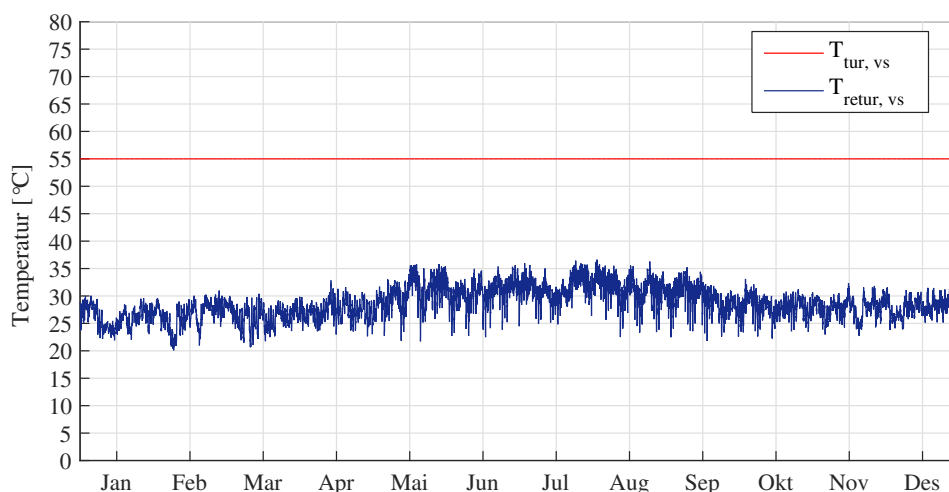
For case 1 (55°C) er ΔT noe lavere enn i referansecase (80°C). I fyringssesongen er ΔT på rundt 40 K, mens den reduseres til rundt 25-30 K på sommeren, som vist i figur 5.14. Dette skyldes at turtemperaturen senkes mer enn returtemperaturen sammenliknet med referansecase (80°C).

Av hensyn til legionella, er det valgt å senke turtemperaturen i primærnettet maksimalt ned til 55°C . Figur 5.15 viser case 2 med dimensjonerende turtemperatur på 60°C , og som senkes til 55°C på sommeren.



FIGUR 5.15: Timesverdier for tur- og returtemperaturer ved varmesentral (vs) for case 2 (60°C).

Gjennomsnittlig ΔT for case 2 (60°C) er på rundt 30 K i fyringssesongen, og 25 K på sommeren. Forskjellen mellom case 2 (60°C) og case 3 (55°C), er at turtemperaturen i case 2 utetemperaturkompenseres fra 60°C til 55°C mot sommeren, mens case 3 holder en konstant turtemperatur på 55°C gjennom hele året. Tur- og returtemperaturer for case 3 (55°C) er presentert i figur 5.16.



FIGUR 5.16: Timesverdier for tur- og returtemperaturer ved varmesentral (vs) for case 3 (55°C).

Returtemperaturen for case 3 (55°C) er lite endret sammenliknet med returtemperaturen i case 2 (60°C), og skyldes like temperaturnivåer i varmtvannssystemet og i radiatorene.

Mindre effektbehov på sommeren gir lavere ΔT sammenliknet på vinteren, som følge av lavere turtemperatur og høyere returtemperatur. Årsaken til at returtemperaturen økes på sommeren, er at varmebehovet til romoppvarming er lavt og varmtvannsvarmeveksleren med noe høyere returtemperatur enn radiatorene vil dominere. Temperaturvariasjonen i løpet av året for de fire casene må sees i sammenheng med varmebehovet i varmenettet over tid, se figur 5.2, som er proporsjonal med volumstrømmen i varmenettet. Volumstrømmen er betydelig redusert sommertid når returtemperaturen er på det høyeste.

Ved å sammelikle figur 5.13 til 5.16, kan det observeres hvordan ΔT reduseres ved å senke turtemperaturen. For referansecase (80°C) ligger ΔT gjennomsnittlig omkring 45 K i fyringssesongen og 30-35 K på sommeren. For case 1 (70°C) ligger ΔT gjennomsnittlig omkring 30-35 K i fyringssesongen og 25 K på sommeren. Dette viser betydelig reduksjon i ΔT ved redusert turtemperatur, som gjør det viktig med fokus på lave returtemperaturer ved overgang til lavtemperatur fjernvarme.

5.3.3 Trykkforløp og pumpeeffekt

Bestemmelse av dimensjonerende R-verdi er blant kriteriene for dimensjonering av rør. Som forklart i kapittel 3.3, er R-verdi satt til 50-250 Pa/m ved dimensjonerende forhold i eksisterende varmenett. Rørdimensjonene til de ulike rørlengdene er oppsummert i kapittel 3.3, mens R-verdiene for rørlengdene er vist under, i tabell 5.6. Rørene som er tilknyttet varmenettet er illustrert i figur 5.17.

Stikkledninger		Hovedledninger			
		Varmenett A		Varmenett B	
Rør	R-verdi [Pa/m]	Rør	R-verdi [Pa/m]	Rør	R-verdi [Pa/m]
s1	170	h1	80	h1	80
s2	70	h2	70	h2	100
s3	150	h3	70	h3	120
s4	180	h4	180	h4	100
s5	240	h5	170	h5	170
s6	90	h6	80	h6	120
s7	240	h7	120	h7	90
s8	180	h8	90		
s9	200				

TABELL 5.6: R-verdier ved dimensjonerende forhold, $\Delta T = 45$ K for referansecase (80°C).

R-verdiene oppsummert i tabell 5.6 gjelder for dimensjonerende forhold. Trykktap er proporsjonalt med kvadratet av massestrømmen, se likning 2.19b under kapittel 2.6.8. Dette gjør at R-verdiene vil variere mye sammen med massestrømmen når varmenettet er i drift. Om sommeren kan R-verdiene være svært lave sammenliknet på vinteren da massestrømmen er betydelig høyere.

Maksimalt trykkfall fra varmesentral til hver kundesentral for referansecase (80°C) og case 3 (55°C), er oppsummert i tabell 5.7.

Kundesentral	Maksimalt trykkfall, ΔP_{\max} [kPa]			
	Varmenett A		Varmenett B	
	80°C	55°C	80°C	55°C
ks1	7	14	8	17
ks2	10	20	7	14
ks3	12	26	18	37
ks4	23	49	19	40
ks5	34	70	31	64
ks6	34	70	26	54
ks7	44	92	28	58
ks8	50	104	28	58
ks9	57	117	35	71

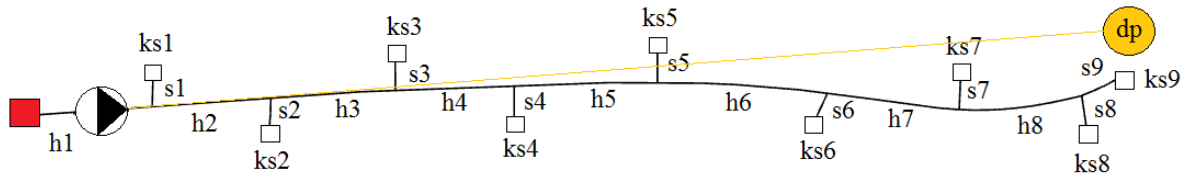
TABELL 5.7: Maksimalt trykkfall fra varmesentral til hver kundesentral for referansecase (80°C) og case 3 (55°C).

Det kommer tydelig fram av tabell 5.7 at trykktapet til hver kundesentral øker med avstanden fra varmesentralen. Stikkledningene har rørlengder på 30m, mens hovedledningene er på 150m, med unntak av rørlengder h2, h4, h6 og h7 i varmenett B, som har rørlengder på 30m. Det kommer også fram at maksimalt trykkfall omtrent vil dobles for varmenett A og B ved å redusere temperaturnivået fra 80 til 55°C. Dette skyldes høyere massestrøm ved temperaturnivå på 55°C, der trykktap grunnet friksjonskrefter er proporsjonal med kvadratet av massestrømmen.

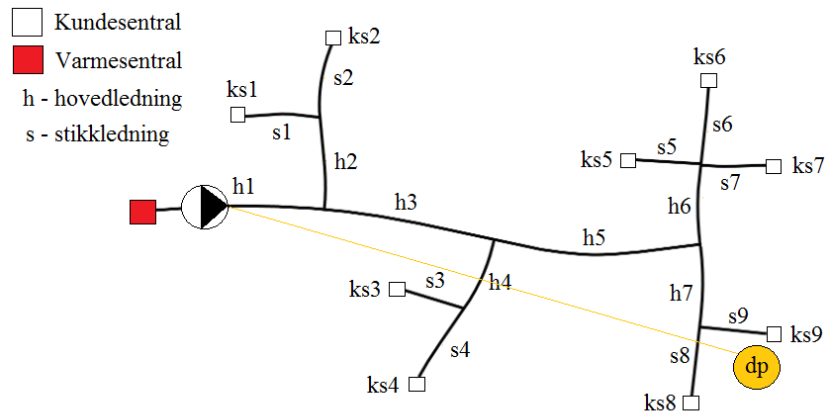
Pumpestyring

Maksimal pumpeeffekt er en funksjon av maksimal volumstrøm og maksimalt trykkfall i varmenettet. Ved bruk av samme rørdimensjoner, vil en reduksjon i temperaturnivået fra 80°C til 55°C gi lavere ΔT , og føre til at volumstrømmen må øke for å kunne levere lik varmemengde til kundene. Økt volumstrøm fører også til økt trykkfall, som forklart i forrige avsnitt. Dette gir at pumpeeffekten må økes, og det blir i det følgende presentert hvor stor økningen er.

Pumpen driftes etter største trykkfall i systemet, som vanligvis forekommer ved den mest ugunstige kundesentralen. I begge varmenettene vil dette være ved kundesentral 9 (ks9) som vist i tabell 5.7, og er illustrert i figur 5.17.



(a) Varmenett A

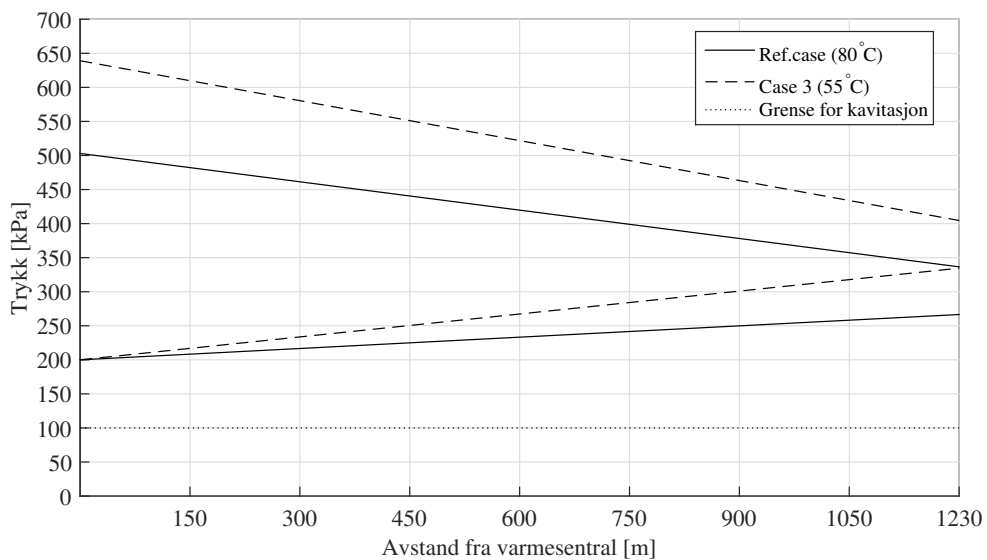


(b) Varmenett B

FIGUR 5.17: Nettstruktur med pumpestyring for varmenett A og B.

Trykkforløp til mest ugunstige kundesentral ved maksimalt trykkfall er vist i figur 5.18 for varmenett A og figur 5.19 for varmenett B.

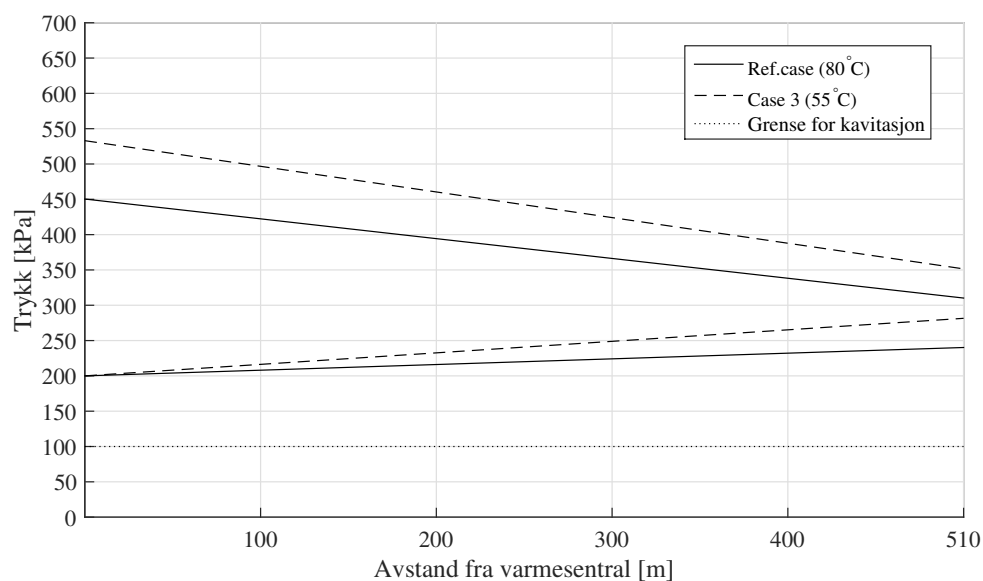
Varmenett A



FIGUR 5.18: Trykkforløp til mest ugunstige kundesentral ved maksimalt trykkfall i varmenett A for eksisterende varmenett.

Minste statiske trykk er valgt å løftes til 200 kPa som margin for å hindre at trykket skal falle under faregrensen for kavitasjon. Stiplet linje viser hva trykket må løftes til ved overgang fra 80°C til 55°C turtemperatur ved dimensjonerende forhold i varmenettet.

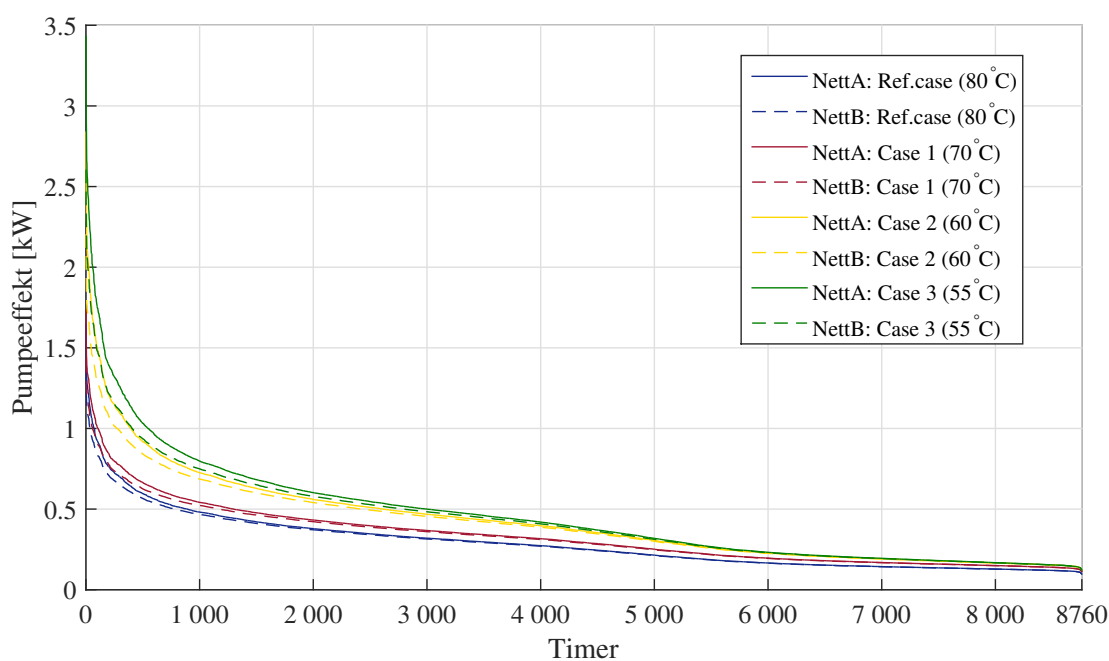
Varmenett B



FIGUR 5.19: Trykkforløp til mest ugunstige kundesentral ved maksimalt trykkfall i varmenett B for eksisterende varmenett.

Av figur 5.18 og 5.19 kommer det fram at trykkøkningen er høyere for varmenett A enn B, og økningen i pumpeenergi er dermed høyest for varmenett A ved overgang fra 80°C til 55°C turtemperatur.

I figur 5.20 er pumpeeffekten presentert som varighetskurve, for de ulike temperaturcasene for varmenett A og B.



FIGUR 5.20: Pumpeeffekt for eksisterende varmenett med ulike temperaturnivåer.

Figur 5.20 viser en betydelig økning i effektbehovet til pumpe med en turtemperatur på 55°C i forhold til 80°C. Selv om forskjellen i maksimal effekt kun er rundt 1,8 kW for varmenett A og 1,25 kW for varmenett B som vist i tabell 5.8, viser grafene prinsipielt hvordan pumpeeffekten kan økes i takt med reduserte temperaturer. Figur 5.20 viser at pumpeeffekten er lav store deler av året. Siden trykkfallet er proporsjonal med kvadratet av volumstrømmen, vil pumpeeffekten være proporsjonal med volumstrømmen opphøyd i tredje potens. Dette gir svært stor variasjon i pumpeeffekt ved høye og lave volumstrømmer.

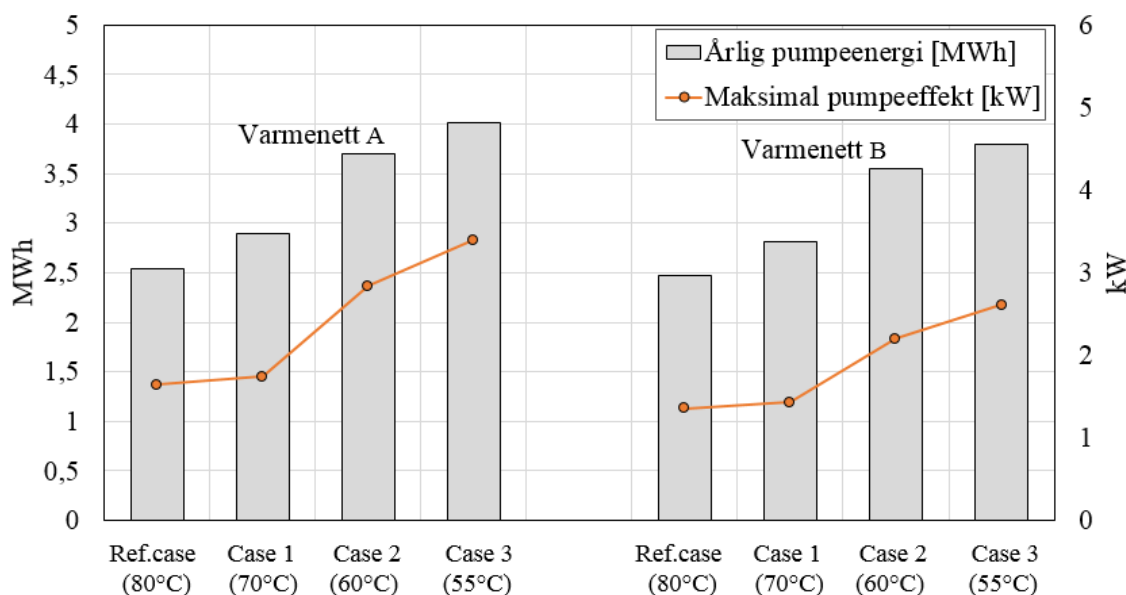
Tabell 5.8 oppsummerer dimensjonerende pumpeeffekt, pumpeenergi og brukstid for de ulike temperaturcasene.

			Ref. case 80°C	Case 1 70°C	Case 2 60°C	Case 3 55°C
Varmenett A	Dim. pumpeeffekt	kW	1,64	1,74	2,84	3,40
	Pumpeenergi	MWh	2,54	2,90	3,70	4,02
	Brukstid	Timer	1549	1667	1303	1182
Varmenett B	Dim. pumpeeffekt	kW	1,36	1,43	2,20	2,61
	Pumpeenergi	MWh	2,47	2,81	3,55	3,80
	Brukstid	Timer	1816	1965	1614	1456

TABELL 5.8: Dimensjonerende effektbehov og årlig elektrisitetsforbruk til pumpe.

Differansen i årlig pumpeenergi mellom varmenett A og B er 70 kWh ved referansecase (80°C) og 220 kWh for case 3 (55°C), som vist i tabell 5.8. Dette indikerer at pumpeeffekten ved lavtemperatur fjernvarme er mer kritisk i områder med lav linjetetthet. I et normalt fjernvarmesystem

utgjør pumpeenergi rundt 5-10 kWh elektrisk energi per MWh levert varme [15]. Tabell 5.4 viser imidlertid at dette ligger mellom 1,3 - 2,0. Årsaken til dette kan være at modellen som er simulert er basert på et lite varmenett med lave trykktap til mest ugunstige kundesentral. Grafisk framstilling av pumpeeffekt og pumpeenergi ved overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme er vist i figur 5.21.



FIGUR 5.21: Årlig pumpeenergi og maksimal pumpeeffekt for ulike temperaturercaser for eksisterende varmenett.

Figur 5.21 viser at redusert temperaturnivå i varmenett A gir større økning i både pumpeeffekt og pumpeenergi enn i varmenett B. Størst økning er i dimensjonerende pumpeeffekt for varmenett A. Termodynamikkens første lov sier likevel at energi aldri kan oppstå eller forsvinne, kun forandres fra en form til en annen. Dette gjør at ikke all energiforbruket til pumpen vil gå tapt, men vil derimot bidra til å varme opp fjernvarmevannet.

5.3.4 Varmetap

Varmetapskoeffisientene for rørene i distribusjonsnettene er beregnet basert på Wallenténs eksplisitte likninger [53], se kapittel 4.4.1. Parameterne som er brukt ved beregning er basert på mest mulig nøyaktige verdier, slik at mulige avvik forventes å være små. Det må likevel tas forbehold om at varmetapskoeffisientene kan ha avvik fra reelle varmetapskoeffisienter i rør. Tabell 5.9 legger fram beregnede varmetapskoeffisienter for tur- og returledning U_{11} og U_{12} , samt sammenlikning av beregnet varmetap per rørlengde og varmetap beregnet i Logstor Statech for ulike typer rør. Det er kun vist resultater for stasjonær tilstand for rør med dimensjonerende temperaturer 55/25°C, og er valgt for å kunne sammenlikne varmetapet med bedre isolerte rør, som vist i kapittel 5.4.2, ved utvikling av nytt rørnett.

Rørtype	λ [W/mK]	U_{11} [W/mK]	U_{12} [W/mK]	Beregnet [W/m]	\dot{q}_{tap} Logstor [W/m]
Stålrør DN25	0,023	0,1167	0,0317	6,91	6,72
Stålrør DN32	0,023	0,1323	0,0408	7,94	7,35
Stålrør DN40	0,023	0,1465	0,0510	8,94	8,87
Stålrør DN50	0,023	0,1501	0,0405	8,88	8,70
Stålrør DN65	0,023	0,1753	0,0575	10,61	10,43
Stålrør DN80	0,023	0,1889	0,0628	11,45	11,70
Stålrør DN100	0,023	0,2255	0,0912	14,05	14,10
Stålrør DN125	0,023	0,2154	0,0571	18,68	12,55

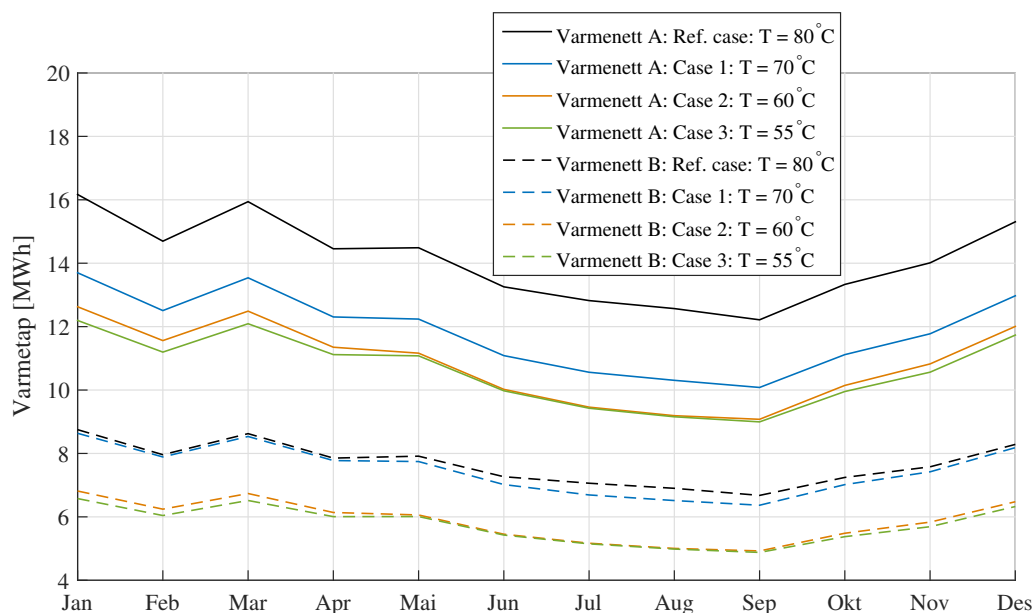
TABELL 5.9: Varmetapskoeffisienter for stålrør med isolasjonsserie 1 ved 55/25°C tur- og returtemperatur i stasjonær tilstand ved $T_{jord} = 2^\circ\text{C}$.

Tabell 5.9 viser at beregnet varmetap er tilsvarende varmetap beregnet i Logstor Statech. Dette bekrefter påliteligheten for de beregnede varmetapskoeffisientene. Årlig varmetap i varmenett A og B for de ulike temperaturcasene er presentert i tabell 5.10.

			Ref.case 80/35°C	Case 1 70/30°C	Case 2 60/25°C	Case 3 55/25°C
Varmenett A	Varmetap	MWh	169,3	142,2	129,9	127,5
Varmenett B	Varmetap	MWh	92,1	77,2	70,3	68,9

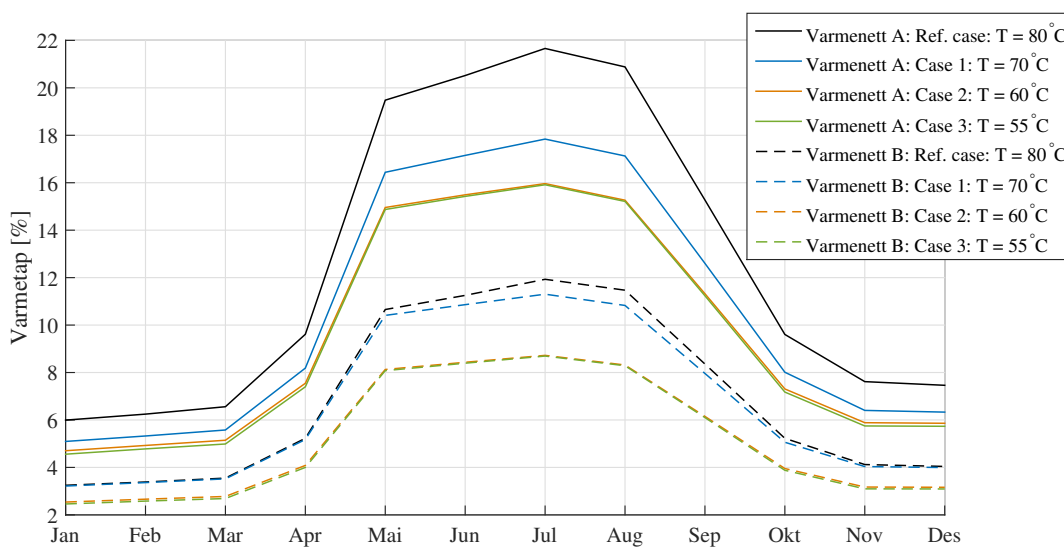
TABELL 5.10: Varmetap for varmenett A og B i eksisterende varmenett.

Tabell 5.10 viser at varmetapet er betydelig lavere i varmenett B enn i varmenett A, som kommer av kortre rørstrekninger. Forskjellen i varmetapet for varmenettene er 41,8 MWh for referansecase (80°C) og 23,2 MW for case 3 (55°C). Dette viser at forskjellen i varmetap mellom varmenettene blir mindre ved lavere temperaturer. Dette er motsatt av pumpeenergi som vist i tabell 5.8. Figur 5.22 viser månedlig varmetap i distribusjonsnettet i varmenett A og B for ulike turtemperaturnivåer.



FIGUR 5.22: Månedlig varmetap (MWh) i varmenett A og B ved ulike temperaturnivåer.

Jordtemperaturen varierer lite gjennom året, og varmetapet holdes derfor forholdsvis stabilt gjennom året, som vist i figur 5.22. Som følge av at turtemperaturen i case 2 (60°C) utetemperaturkompenseres ned til 55°C ved økende utetemperatur, vil varmetapet for case 2 (60°C) og 3 (55°C) sammenfalle i månedene fra mai til september. Prosentvis gjennomsnittlig varmetap per måned i varmenett A og B er framstilt i figur 5.23.



FIGUR 5.23: Gjennomsnittlig varmetap (kWh) per varme levert (kWh) per måned i varmenett A og B ved ulike temperaturnivåer i eksisterende varmenett.

Siden levert fjernvarme er lavere utenfor fyringssesongen, vil prosentvis varmetap vil være høyere

på sommerhalvåret i forhold til vinterhalvåret, på grunn av ingen eller redusert oppvarmingsbehov, som vist i figur 5.23. Det er kun tatt hensyn til varmetap i distribusjonsrørene, og ikke varmetap som forekommer i kundesentraler, varmesentral og andre komponenter i varmenettet.

5.4 Utvikling av nytt varmenett

Ved utvikling av nytt varmenett fokuseres det på hvilken betydning valg av rørdimensjoner og betingelser av trykktap har på energisparingspotensialet til varmenettet ved å redusere temperaturnivået. Valg av rørdiameter har stor innflytelse på trykktapet per meter rørlengde, ved at trykktap i rør grunnet friksjon er omvendt proporsjonal med femte potens av diameteren på røret. Små rørdimensjoner er viktig for å holde lavt varmetap og lave rørkostnader. Som følge av dette, er det valgt å se på hvordan ulike betingelser av trykktap påvirker pumpeeffekt og varmetap i varmenettet.

5.4.1 Betydning av R-verdi for trykkforløp og pumpeeffekt

For å analysere reduksjon av rørdimensjoner er det definert tre ulike betingelser for R-verdi, se tabell 5.11. For hver trykkfallsbetingelse, dimensjoneres hovedledninger og stikkledninger for å holde seg innenfor kravene til R-verdi.

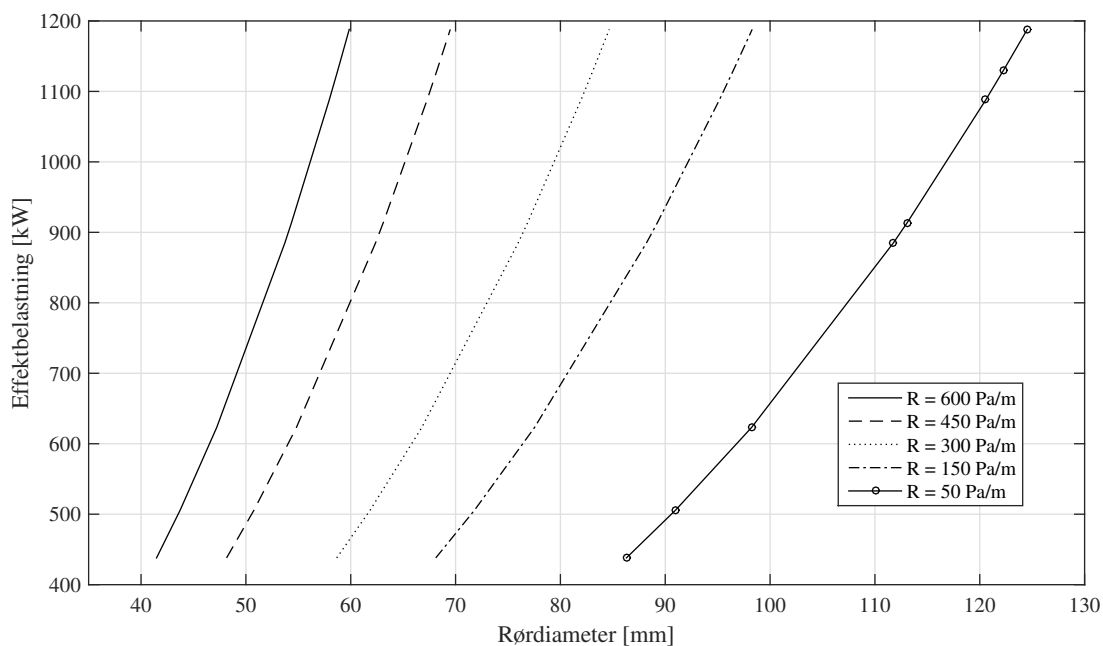
	Trykkfallsbetingelse 1	Trykkfallsbetingelse 2	Trykkfallsbetingelse 3
Hovedledninger	$R \leq 150 \text{ Pa/m}$	$R \leq 300 \text{ Pa/m}$	$R \leq 600 \text{ Pa/m}$
Stikkledninger	$R \leq 200 \text{ Pa/m}$	$R \leq 550 \text{ Pa/m}$	$R \leq 800 \text{ Pa/m}$

TABELL 5.11: Betingelser for trykktap per meter rørlengde ved utvikling av nytt varmenett.

Redusering av rørdimensjoner, gir økende trykkfall. Derfor har trykkfallsbetingelse 1 størst rørdimensjoner. Trykkfallsbetingelse 2 og 3 har hovedledninger og stikkledninger som spenner seg over like rørdimensjoner, som oppsummert under. De skiller seg likevel fra hverandre ved at betingelse 2 har overvekt mot større rørdimensjoner, og betingelse 3 har overvekt mot mindre rørdimensjoner. For detaljerte rørdimensjoner for hver rørlengde, se tabell 3.5 og 3.6 i kapittel 3.4.

- Trykkfallsbetingelse 1: Hovedledninger: 80-125 mm, Stikkledninger: 32-50 mm
- Trykkfallsbetingelse 2: Hovedledninger: 65-100 mm, Stikkledninger: 26-40 mm
- Trykkfallsbetingelse 3: Hovedledninger: 65-100 mm, Stikkledninger: 26-40 mm

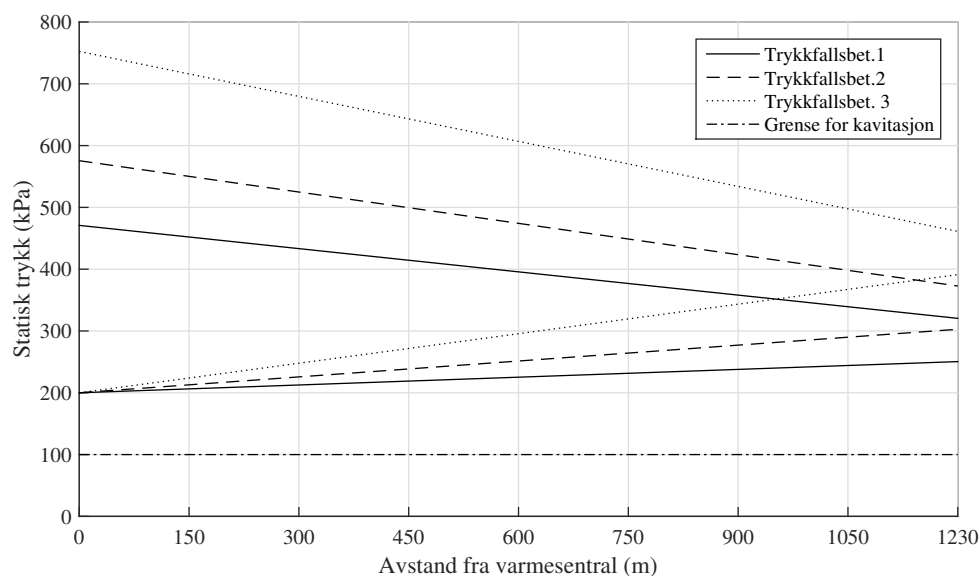
Trykktap per rørlengde som funksjon av varmebehov og rørdiameter er vist i figur 5.24, og er basert på dimensjonerende verdier med tur- og returtemperatur på 55/25°C.



FIGUR 5.24: R-verdi som funksjon av varmebehov og rørdiameter for hovedledninger.

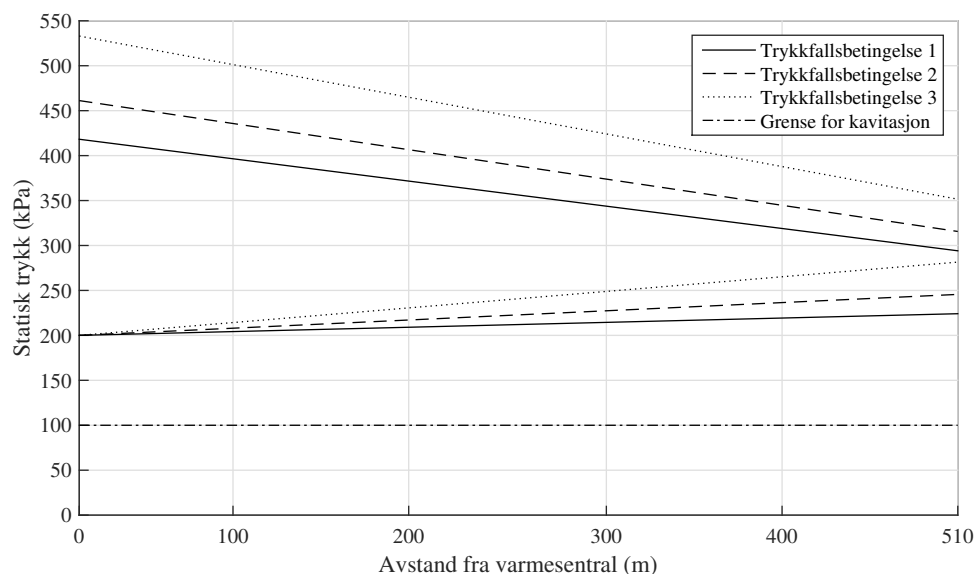
Som det framgår av figur 5.24, kan rørdiameteren reduseres ved å tillate høyere trykkfall gjennom rørene. Dette går derimot på bekostning av pumpeenergi og økt nødvendig vannmengde.

Slik som i eksisterende varmenett, driftes pumpen etter kundesentral ks9 både i varmenett A og B. Trykkforløpet til kundesentral 9 ved maksimalt trykkfall for varmenett A ved de ulike trykkfallsbetingelsene er vist i figur 5.25.



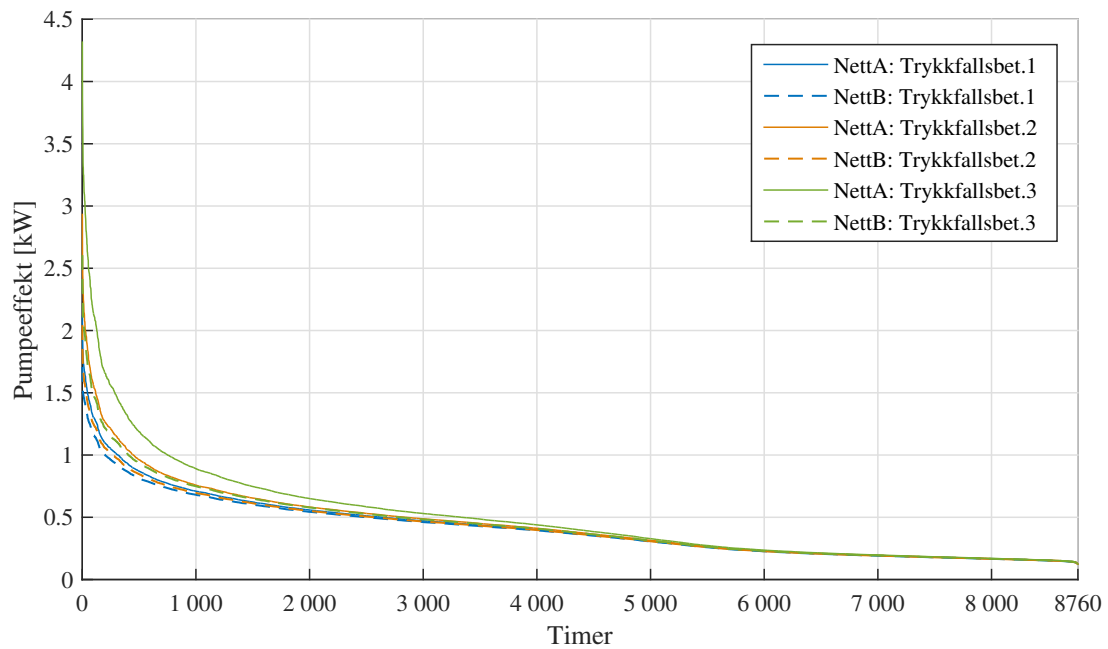
FIGUR 5.25: Trykkforløp til mest ugunstige kundesentral ved maksimalt trykkfall i varmenett A for utvikling av nytt varmenett.

Figur 5.25 viser at trykkløftet som kreves av pumpen for trykkfallsbetingelse 3 nesten er det dobbelte av hva som kreves ved trykkfallsbetingelse 1. Figur 5.26 viser trykkforløp til kundesentral 9 ved maksimalt trykkfall for varmenett B.



FIGUR 5.26: Trykkforløp til mest ugunstige kundesentral ved maksimalt trykkfall i varmenett B for utvikling av nytt varmenett.

Sammenliknet med varmenett A, vil økningen av pumpeeffekt være lavere for varmenett B ved økt trykkfallsbetingelse. Varighetskurvene for pumpeeffekten i løpet av ett år er vist i figur 5.27.



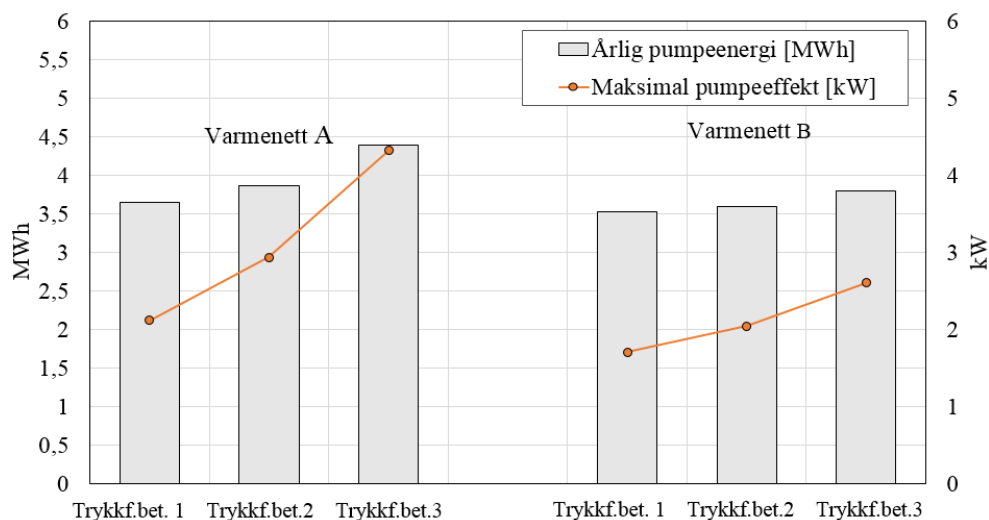
FIGUR 5.27: Pumpeeffekt for utvikling av nytt varmenett med ulike trykkfallsbetingelser.

Fra varighetskurvene i figur 5.27, kan det observeres at trykkfallsbetingelse 3 i nettverk A skiller seg ut med betydelig høyere dimensjonerende pumpeeffekt sammenliknet med de andre varighetskurvene. Pumpeenergien derimot endres lite, men har større økning for varmenett A enn B. Tabell 5.12 oppsummerer pumpeenergi, pumpeeffekt og brukstid for varmenett A og B.

Varmenett A		Trykkfallsbet. 1	Trykkfallsbet. 2	Trykkfallsbet. 3
Pumpeenergi	$\text{kWh}_{\text{el}}/\text{MWh}_{\text{varme}}$	1,9	2,0	2,3
Maksimal pumpeeffekt	kW	2,1	2,9	4,3
Årlig pumpeenergi	MWh	3,65	3,86	4,39
Brukstid	timer	1724	1315	1015
Varmenett B		Trykkfallsbet. 1	Trykkfallsbet. 2	Trykkfallsbet. 3
Pumpeenergi	$\text{kWh}_{\text{el}}/\text{MWh}_{\text{varme}}$	1,8	1,9	2,0
Maksimal pumpeeffekt	kW	1,7	2,0	2,6
Årlig pumpeenergi	MWh	3,53	3,59	3,80
Brukstid	timer	2068	1760	1461

TABELL 5.12: Maksimal pumpeeffekt og totalt årlig pumpeenergi for ulike trykkfallsbetingelser.

I følge resultatene i figur 5.12, øker pumpeeffekten 105 % fra trykkfallsbetingelse 1 til 3 for varmenett A. For varmenett B øker pumpeeffekten med 53 %. Tilsvarende økning i pumpeenergi er mer beskjeden, og vil være 20 % for varmenett A og 7,6 % for varmenett B. Figur 5.28 framstiller grafisk hvordan pumpeeffekt og pumpeenergi øker for økte trykkfallsbetingelser for varmenett A og B.



FIGUR 5.28: Årlig pumpeenergi og maksimal pumpeeffekt ved ulike betingelser for trykkfall for nytt varmenett.

Det kommer fram i figur 5.28 at varmenett A er spesielt sensitiv til økt pumpeeffekt ved reduserte rørdimensjoner. Økningen er mindre betydelig for varmenett B som har høyere linjetetthet. Fra figur 5.28 kan det konkluderes med at reduksjon av rørdimensjoner og dermed økt trykktap i systemet gir at dimensjonerende pumpeeffekt øker raskere enn årlig pumpeenergi, og der økningen er betydelig større for varmenett med lav linjetetthet sammenliknet med høyere linjetetthet.

5.4.2 Betydning av R-verdi for varmetap

Ved utvikling av nytt røرنett er det benyttet rør med isolasjonsserie 3. AluFlextra er brukt ved rørdimensjoner lavere enn 32mm, og stålrør er brukt for rørdimensjoner 32mm og større. Tabell 5.13 oppsummerer varmetapskoeffisientene U_{11} og U_{12} for tur- og returledning.

Rørtype	λ [W/mK]	U_{11} [W/mK]	U_{12} [W/mK]	Beregnet \dot{q}_{tap} [W/m]	Logstor \dot{q}_{tap} [W/m]
Stålrør DN32	0,023	0,1024	0,0061	5,57	5,65
Stålrør DN40	0,023	0,1143	0,0125	6,35	6,45
Stålrør DN50	0,023	0,1163	0,0029	6,22	6,19
Stålrør DN65	0,023	0,1318	0,0050	7,09	7,09
Stålrør DN80	0,023	0,1361	0,0158	7,57	7,65
Stålrør DN100	0,023	0,1533	0,0260	8,72	8,72
Stålrør DN125	0,023	0,1555	0,0055	8,37	8,44
AluFlextra 20	0,022	0,0810	0,0171	4,68	4,41
AluFlextra 26	0,022	0,0863	0,0164	4,95	4,86
AluFlextra 32	0,022	0,1085	0,0102	5,68	5,90

TABELL 5.13: Varmetapskoeffisienter i AluFlextra og stålrør med isolasjonsserie 3 ved 55/25°C tur-/returtemperatur i stasjonær tilstand ved $T_{jord} = 2^\circ\text{C}$.

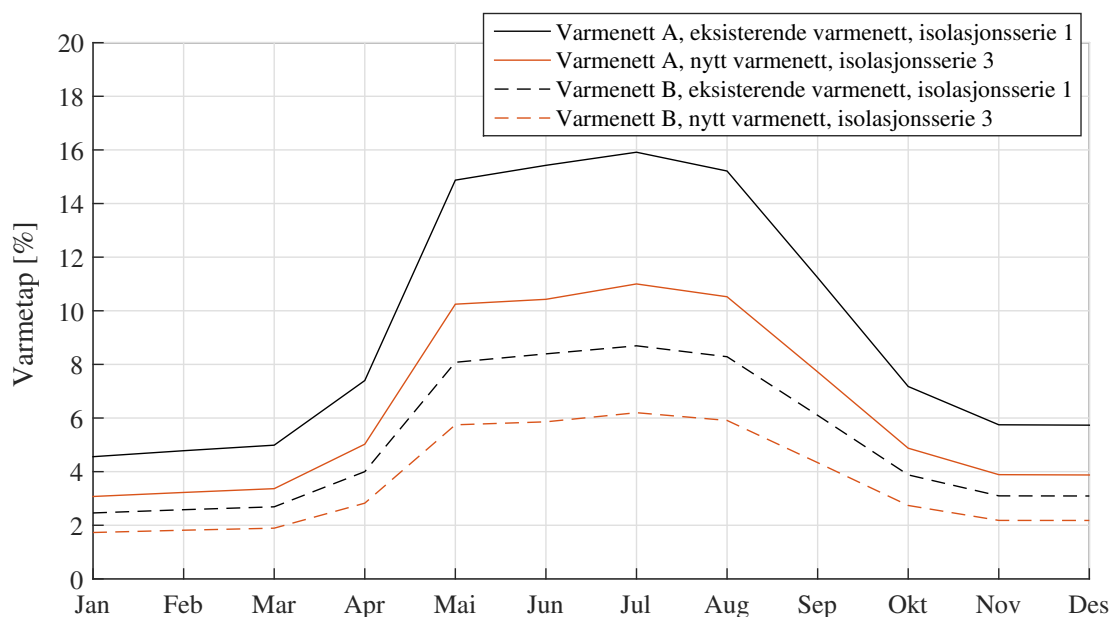
Tabellen viser at beregnet spesifikt varmetap for de ulike rørtypene er tilsvarende spesifikt varmetap oppgitt av Logstor Statech. Ved å sammenlikne med spesifikt varmetap for rør med isolasjonsserie 1, som vist i tabell 5.9 i kapittel 5.3.4, kan man se hvordan varmetapet vil være forskjellig ved ulike isolasjonsgrader.

Tabell 5.14 viser årlig varmetap i varmenett A og B for ulike trykkfallsbetingelser.

			Trykkfallsbet. 1	Trykkfallsbet. 2	Trykkfallsbet. 3
Varmenett A	Varmetap	MWh	87	86	85
	Varmetap	%	4,55	4,52	4,46
Varmenett B	Varmetap	MWh	49	49	48
	Varmetap	%	2,56	2,55	2,54

TABELL 5.14: Varmetap ved ulike trykkfallsbetingelser.

Varmetapene er omtrent uavhengig av trykkfallsbetingelsene. Dette er som følge av at rørdimensjonene ikke er av betydelig forskjell ved de ulike trykkfallsbetingelsene, og at varmetapet allerede er svært lavt. Detaljert analyse av varmetap mellom de forskjellige trykkfallsbetingelsene blir dermed ikke gjennomgått, da varmetapet er antatt å være tilnærmet lik i de simulerte varmenettene. Figur 5.29 viser gjennomsnittlig varmetap [kWh] per fjernvarme levert [kWh] for varmenett A og B. De ulike trykkfallsbetingelsene er ikke spesifisert, siden de vil mer eller mindre sammenfalle.



FIGUR 5.29: Gjennomsnittlig varmetap (kWh) per varme levert (kWh) per måned i varmenett A og B for utvikling av nytt varmenett.

I figur 5.29 er også varmetap for eksisterende varmenett inkludert, med case 3 (55°C). Hovedskilnaden mellom dem er hvilke rørtypene og isolasjonsserie som er benyttet. Ved å bruke

isolasjonsserie 3 og AluFlextra-rør der det er mulig, vil varmetapet være betydelig lavere sammenliknet med dersom kun stålrør med isolasjonsserie 1 er benyttet. Differansen i varmetapet mellom varmenett A og B er størst på sommerhalvåret, der differansen i varmetap er 5 % mellom varmenett A sammenliknet med varmenett B. På det minste er forskjellen rundt 1 %. Det kommer fram at forskjell i varmetapet mellom de to varmenettene er lavere på vinteren når varmebehovet er størst.

5.5 Problemer med returtemperatur i varmenettet

En av hovedutfordringene ved lavtemperatur fjernvarme er å oppnå lav returtemperatur fra kundesentralene. Dette kapitlet viser resultater som tar for seg hvilken innvirkning brukeratferd, drift og styring har på returtemperaturen, og hvilke konsekvenser omløp, økt returtemperatur og dermed redusert temperaturdifferanse har på fjernvarmesystemet.

5.5.1 Problem med omløp i primærnettet

Det er gjort simuleringer i tilfeller der det er installert termostatisk omløpsventil på primærsiden av kundesentralene. En liten vannmengde vil dermed ikke passere varmeveksler i kundesentralen, men blir ført direkte fra turledning til returledning uten å bli avkjølt. Tabell 5.15 viser gjennomsnittlig økning i returtemperaturen på sommeren og på vinteren ved installering av omløpsventiler, der prosentandelen av volumstrømmene gjennom omløpet er satt konstant gjennom hele året. Vinterperioden er fra oktober-mars, og sommerperioden er fra april-september. Resultatene er gjeldende for både varmenett A og B i eksisterende varmenett, siden økningen i returtemperatur er tilnærmet lik for varmenett A og B.

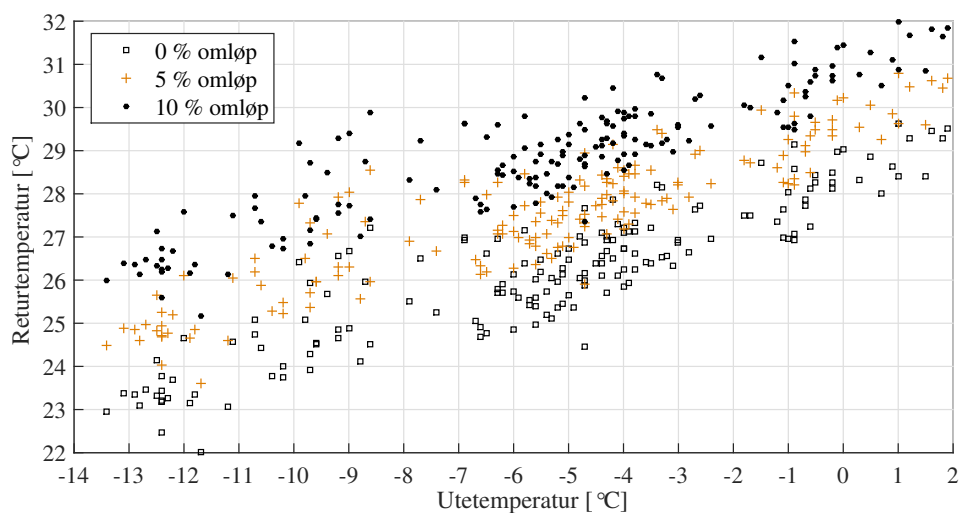
Andel volumstrøm i omløp		1%	2%	5%	10%
Vinter	Ref.case (80°C)	0,7 K	0,7 K	1,8 K	3,7 K
	Case 3 (55°C)	0,2 K	0,5 K	1,3 K	2,5 K
Sommer	Ref.case (80°C)	0,4 K	0,5 K	1,2 K	2,6 K
	Case 3 (55°C)	0,1 K	0,4 K	1,0 K	2,0 K

TABELL 5.15: Gjennomsnittlig økning i returtemperatur ved varmesentralen som følge av omløp på primærsiden av kundesentralene.

Resultatene i tabell 5.15 viser at økningen i gjennomsnittlig returtemperatur er større for referansecase (80°C) sammenliknet med case 3 (55°C) i tilfeller med omløp. Gjennomsnittlig returtemperatur øker med 3,7 K på vinteren og 2,6 K på sommeren for referansecase (80°C) dersom 10% av volumstrømmen slippes gjennom omløpsventilen uten å bli avkjølt. For case 3 (55°C) er derimot økningen 2,5 K på vinteren og 2 K på sommeren. Til sammenlikning nevnes

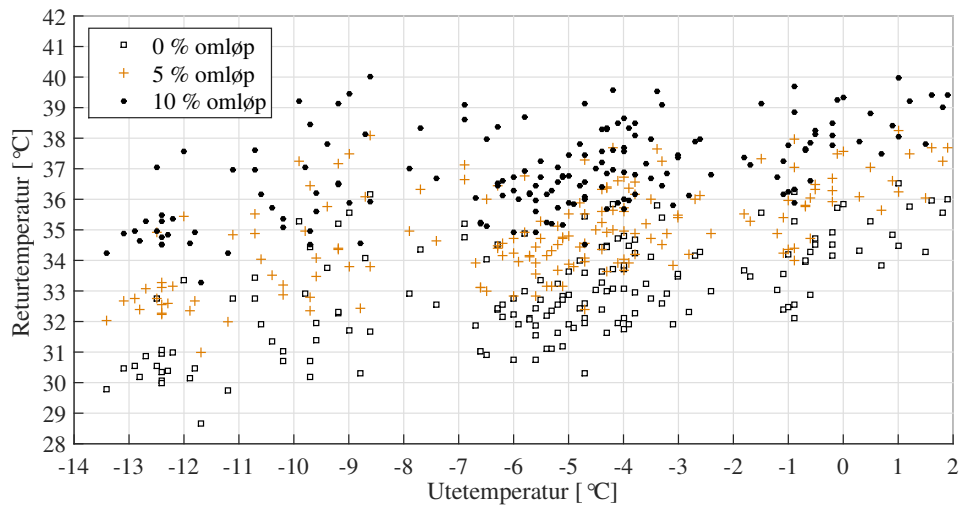
det i litteraturstudiet i kapittel 2.6.2, at 10% omløp i et typisk svensk fjernvarmesystem kan føre til at gjennomsnittlig årlig returtemperatur øker med 4°C [16]. De simulerte varmenettene er derimot i småskala, og det kan antas at påvirkningen av omløp kan være større ved storskala fjernvarmeanlegg, da volumstrømmen er betydelig høyere.

Som forklart i kapittel 2.6.2, benyttes ofte omløp i områder med lav varmetetthet og høye varmetap for å unngå at turtemperaturen faller under minimumsnivået. Dette gjelder spesielt på sommeren, da massestrømmen er lav og prosentvis varmetap er høyt. I lavenergibygninger er fyringssesongen kortere og perioden uten oppvarmingsbehov lengre. Omløpsventiler kan dermed ha større innvirkning på energiytelsen på lavtemperatur fjernvarmenett tilknyttet lavenergihus sammenliknet med tradisjonelle fjernvarmesystemer [57]. Som det kommer fram av resultatene i tabell 5.15, er likevel påvirkningen av omløp på returtemperaturen mindre på sommeren enn dersom omløp også er i drift på vinteren. Det kommer også fram i tabell 5.15 at forskjellen i økt gjennomsnittlig returtemperatur mellom referansecase (80°C) og case 3 (55°C) er mindre på sommeren enn på vinteren. Returtemperatur ved varmesentralen som funksjon av utetemperatur for ulike tilfeller av omløp på vinteren for case 3 (55°C) er vist i figur 5.30. Det er tatt utgangspunkt i uke 4 i januar 2013.



FIGUR 5.30: Returtemperatur ved varmesentral som følge av omløp i eksisterende varmenett, case 3 (55°C).

Legg merke til i figur 5.30 at trenden går mot lavere forskjell i returtemperatur mellom de ulike gradene av omløp ved økt utetemperatur. Det sammen kommer fram i figur 5.31, som viser returtemperaturer for referansecase (80°C) ved bruk av omløp. Også her er det tatt utgangspunkt i uke 4 i januar 2013.



FIGUR 5.31: Returtemperatur ved varmesentral som følge av omløp i eksisterende varmenett, referansecase (80°C).

Sammenlikning av figur 5.30 og 5.31 antyder at returtemperaturen påvirkes i større grad av omløp for referansecase (80°C) enn for case 3 (55°C), ved at returtemperaturen i referansecase spenner seg over et større temperaturintervall.

Tabell 5.16 oppsummerer økning i prosentvis varmetap i varmenettet for ulike grader av omløp sammenliknet med dersom omløp ikke er i bruk.

Andel volumstrøm i omløp:		1 %	2 %	5 %	10 %
Varmenett A	Ref.case (80°C)	+0,5 %	+0,5 %	+1,5 %	+3,3 %
Varmenett A	Case 3 (55°C)	+0,2 %	+0,5 %	+1,5 %	+3,1 %
Varmenett B	Ref.case (80°C)	+0,3 %	+0,6 %	+1,7 %	+3,5 %
Varmenett B	Case 3 (55°C)	+ 0,3 %	+0,6 %	+1,7 %	+3,4 %

TABELL 5.16: Påvirkning på totalt varmetap som følge av omløp.

Det er lite som skiller den prosentvise økningen i varmetap mellom referansecase (80°C) og case 3 (55°C). De simulerte varmenettene er små i størrelse, som kan føre til at forskjellene ikke kommer godt nok fram, og det antas tydeligere forskjell i større anlegg. For 10 % volumstrøm i omløp, øker varmetapet med over 3 % for begge varmenettene for både referansecase (80°C) og case 3 (55°C). Varmetapet øker mest for varmenett B, som kan skyldes kortere rørlengder enn i varmenett A. Det er ikke utført analyse av hvordan pumpeeffekt påvirkes av omløp. Årsaken til dette er at justeringer i distribusjonsnettet med direkte påvirkning på volumstrømmen i simuleringmodellen krever vesentlige endringer i oppbyggingen av modellen. Justeringer i kundesentralen krever derimot ikke vesentlige endringer i oppbyggingen av modellen, og derfor vil pumpeeffekt kunne bli analysert i resterende scenarier som omhandler problemer med returtemperatur

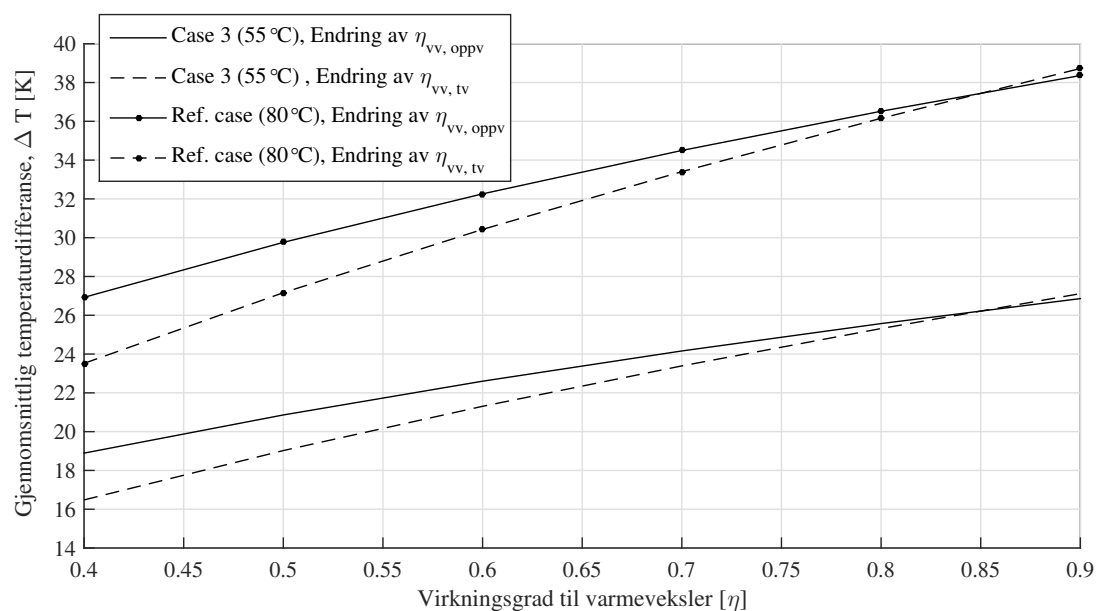
i kundesentralen. Hvordan pumpeeffekt påvirkes av omløp kan være interessant å studere for å gjøre sammenlikninger med økning i varmetap. Det foreslås å gjøre analyser av pumpeeffekt som følge av omløp som en videreføring av oppgaven.

Selv om omløp bidrar til økt returtemperatur og økt varmetap, kan dette likevel være av begrenset betydning for varmetapet i twinrør. Dette er fordi høyere returtemperatur vil øke varmetapet i returledningen, men minske varmetapet i turledningen. Betydningen av omløp vil av den grunn være større ved bruk av enkeltrør [11].

5.5.2 Problem med utmatting av varmeveksler

Utmatting av varmevekslere er et mindre gjennomgående problem som forårsaker høy returtemperatur i kundesentraler. Men som forklart i kapittel 2.6.2, opplever likevel fjernvarmeselskaper et økende omfang av lekkasjer i varmevekslere. Dette er et problem som kan føre til høye utskiftningskostnader av varmeveksleren. Det er valgt å kort undersøke hvordan temperaturvirkningsgrad kan påvirke returtemperaturen, dersom det oppstår problemer med varmeveksleren.

For varmevekslere benyttes ofte begrepet *temperaturvirkningsgrad* for å gjengi effektiviteten til varmeveksleren. Figur 5.32 illustrerer hvordan gjennomsnittlig temperaturredifferanse på primærsiden av kundesentral 1, tilhørende boligblokk A, påvirkes av temperaturvirkningsgraden på varmeveksler til varmt tappevann og romoppvarming for varmenett A.



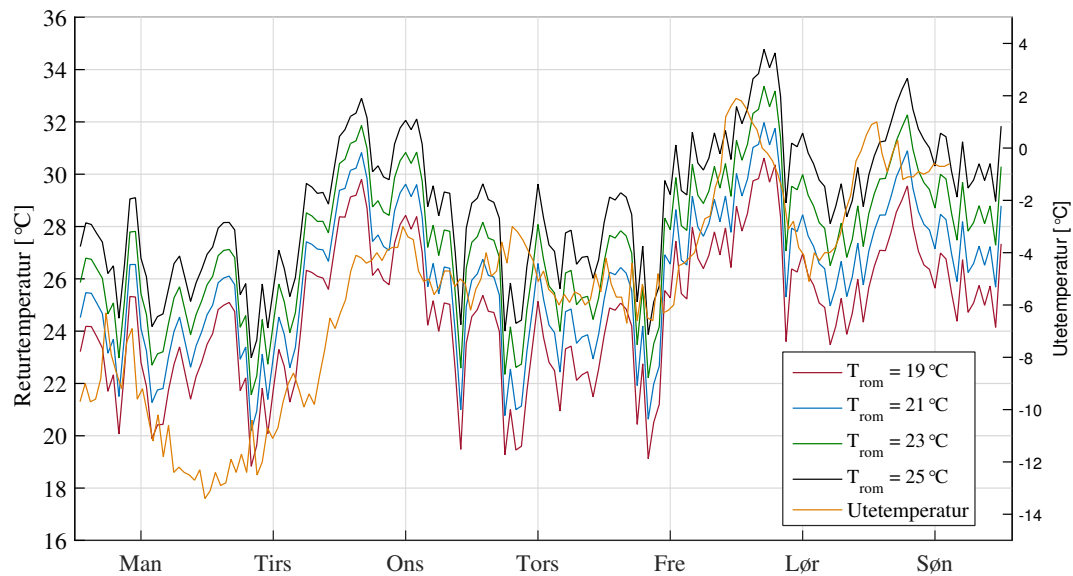
FIGUR 5.32: Gjennomsnittlig årlig temperaturredifferanse som funksjon av temperaturvirkningsgrad i varmeveksler. $\eta_{vv, oppv}$: Temperaturvirkningsgrad på varmeveksler til romoppvarming. $\eta_{vv, tv}$: Temperaturvirkningsgrad på varmeveksler til oppvarming av varmt tappevann.

Det må merkes at temperaturvirkningsgradene er satt til 0,85 som referanse. Ved justering av temperaturvirkningsgrad tilhørende den ene varmeveksleren, vil temperaturvirkningsgraden til den andre holdes på 0,85. Resultatet av å endre på temperaturvirkningsgradene til varmevekslerene i figur 5.32, viser at returtemperaturen er mer sensitiv for varierende temperaturvirkningsgrad på varmeveksler til oppvarming av tappevann enn varmeveksler til romoppvarming. Temperaturvirkningsgraden i en varmeveksler avhenger strømmingen gjennom varmeveksleren, se kapittel 2.5.1, og vil følgelig variere med vannstrømmingen. I simuleringmodellen er det derimot antatt konstant temperaturvirkningsgrad på 0,85. Av grafene i figur 5.32 kommer det fram at temperaturvirkningsgraden i varmeveksleren følgelig har stor påvirkning på ΔT og avkjølingsevnen av fjernvarmevannet.

5.5.3 Problem med returtemperatur som følge av brukeratferd

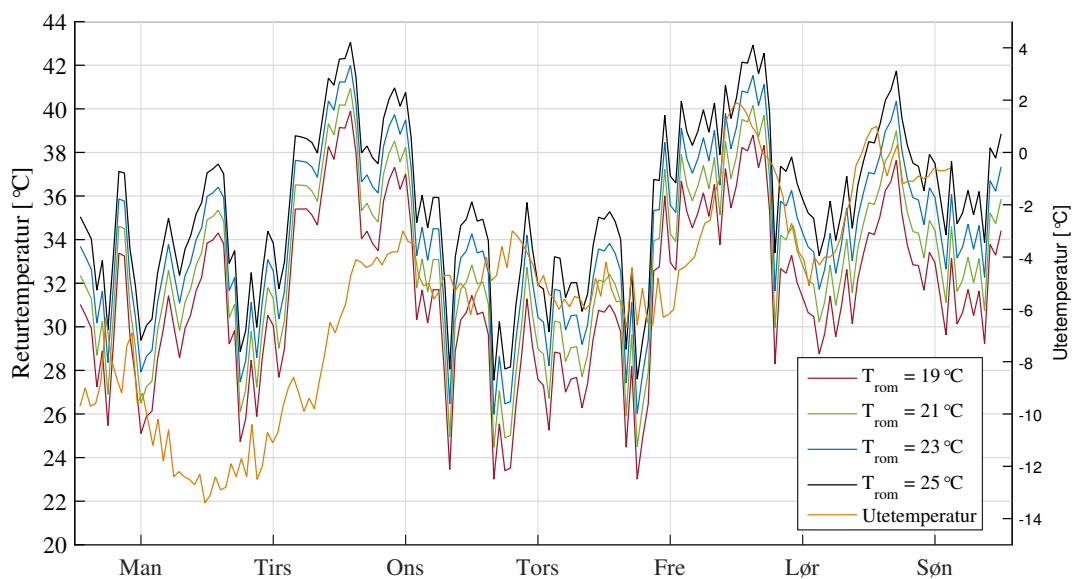
Selv om lavenergihus og passivhus er konstruert for å oppnå lavt varmebehov, er det ofte tilfelle at varmemeforbruket er høyere enn dimensjonerende varmebehov. Oppvarmingsbehovet til bygg avhenger av klima og størrelse på bygget, og derfor er kravene til passivhus justert etter disse forholdene. For bygg over 250 m², er imidlertid kravet til årlig varmebehov til romoppvarming 15 kWh/m². I kapittel 5.1.1 er kundenes energi- og effektbehov beskrevet. Det kommer fram at flere av kundene har langt høyere energi- og effektbehov enn hva som kan betegnes som lavenergi- og passivhus. Årsaken til dette kan skyldes driftsfeil, men også brukeratferd. Det er kjent at enkelte kunder i passivboliger setter høye krav til komfort og har mindre barrierer for å heve innnetemperaturen enn i eldre eksisterende bygg, siden passivhuset allerede er konstruert for lavt varmebehov. Spesielt boligblokk C og D har høyt varmemeforbruk, som vist i tabell 5.1 i kapittel 5.1.1.

Ønsket innnetemperatur i boliger ligger vanligvis mellom 19-25°C avhengig av brukere, rom og formål til rommet. I simuleringmodellen er det antatt en innnetemperatur på 21°C, som også er den standardiserte settpunkttemperaturen i NS3031. Det er av denne grunn undersøkt hvilken betydning innnetemperatur kan ha på returtemperaturen ut av kundesentralen. Figur 5.33 viser hvordan returtemperaturen på primærsiden av kundesentral 1, boligblokk A, fordelt over en uke påvirkes av innnetemperaturer fra 19-25°C. Det er brukt forbruksdata fra uke 4 i januar 2013.



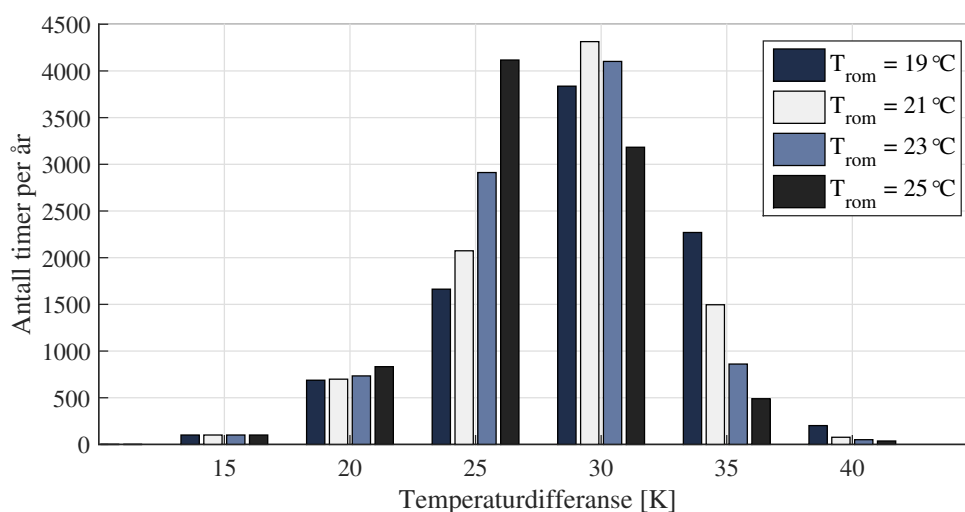
FIGUR 5.33: Returtemperatur på primærsiden av kundesentral 1 ved varierende innetemperature for case 3 (55°C).

Figur 5.33 viser hvordan returtemperaturen varierer i takt med utetemperaturen. Returtemperaturen er lavest ved lav utetemperatur, og øker i takt med økt utetemperatur som følge av økt og minsket varmebehov. Forskjellen i returtemperatur mellom innetemperatur på 19°C og 25°C i figur 5.33 er på rundt 4 K. Returtemperatur ved ulik innetemperatur for referansecase (80°C) er presentert i figur 5.34.



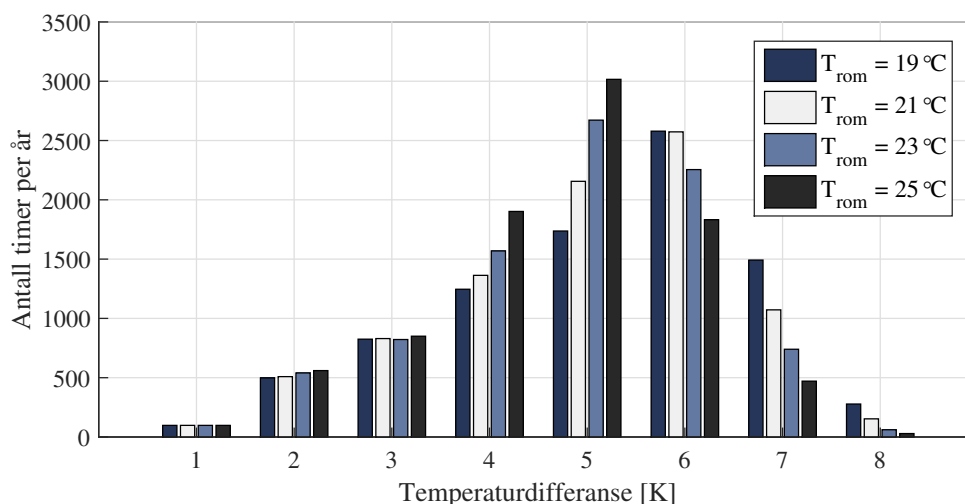
FIGUR 5.34: Returtemperatur på primærsiden av kundesentral 1 ved varierende innetemperature for referansecase (80°C).

Sammenlikning av figur 5.33 og 5.34 viser at reduksjonen i returtemperatur ved lavere innetemperatur er tilsvarende for referansecase (80°C) som case 3 (55°C). Redusert returtemperatur øker ΔT , som igjen gir et mer energieffektivt varmenett. ΔT på primærsiden av kundesentralen ved case 3 (55°C) fordelt etter antall timer ved ulike ønskede innetemperaturer, er oppsummert i figur 5.35.



FIGUR 5.35: Temperaturdifferanse på primærsiden av kundesentral 1 ved ulike innetemperaturer for case 3 (55°C).

Det kommer tydelig fram av figur 5.35 hvordan vekten av antall timer forskyves mot lavere ΔT ved økende innetemperatur. Endring av innetemperaturen har liten innvirkning på antall timer utenfor intervallet 20-35 K, mens det er fordelingen av antall timer innenfor intervallet som hovedsakelig påvirkes. ΔT på primærsiden av kundesentralen for referansecase (80°C) fordelt etter antall timer ved ulike ønskede innetemperaturer, er oppsummert i figur 5.36.



FIGUR 5.36: Temperaturdifferanse på primærsiden av kundesentral 1 ved ulike innetemperaturer for referansecase (80°C).

Temperaturdifferansen som forekommer oftest for referansecase (80°C) er på rundt 40-45 K, sammenliknet med case 3 som er på 25-30 K. For referansecase (80°C) er spredningen større enn for case 3 (55°C), og antall timer som forekommer ved de ulike temperaturdifferansene er mer jevnt fordelt enn for case 3 (55°C).

Tabell 5.17 oppsummerer hvordan ulike innetemperaturer påvirker det totale varmenettet, der innetemperaturen er justert hos samtlige kunder.

Inntemperatur		19°C	21°C	23°C	25°C
Årlig varmetap	Ref.case (80°C)	-1,0 %	0 %	+1,0 %	+2,1 %
	Case 3 (55°C)	-1,4 %	0 %	+1,5 %	+3,1 %
Årlig pumpeenergi	Ref.case (80°C)	-3,1 %	0 %	+3,5 %	+7,5 %
	Case 3 (55°C)	-5,3 %	0 %	+6,8 %	+15,0 %
Maksimal volumstrøm	Ref.case (80°C)	-3,2 %	0 %	+3,5 %	+7,1 %
	Case 3 (55°C)	-4,5 %	0 %	+5,3 %	+10,8 %

TABELL 5.17: Påvirkning på totalt årlig varmetap, pumpeenergi og maksimal volumstrøm i varmenettet som følge av endret innetemperatur hos samtlige kunder i varmenett A.

Innetemperatur på 21°C er valgt som referanse, og er derfor satt til 0% i tabell 5.17. Det kommer fram at valg av innetemperatur er av større betydning ved lavtemperaturnett på 55°C (case 3) sammenliknet med høytemperaturnett på 80°C (referansecase). Spesielt pumpeenergi vil påvirkes i større grad for case 3 (55°C) enn referansecasen (80°C), der den vil øke med 15 %, sammenliknet med referansecasen der pumpeenergien øker med 7,5 %. Legg merke til at påvirkningen på returtemperatur er større for økt innetemperatur enn lavere innetemperatur med 21°C som referanse. Med 21°C som innetemperatur, vil for eksempel en økning på 2 K til 23°C gi 6,8 % økt pumpeenergi for case 3 (55°C), mens ved å senke innetemperaturen 2 K til 19°C vil pumpeenergien reduseres med 5,3%. Tabell 5.18 viser hvordan ulike innetemperaturen påvirker parametere i varmenett B, der innetemperaturen er justert hos samtlige kunder.

Inntemperatur		19°C	21°C	23°C	25°C
Årlig varmetap	Ref.case (80°C)	-0,9 %	0 %	+1 %	+1,4 %
	Case 3 (55°C)	-0,1 %	0 %	+2,7 %	+4,3 %
Årlig pumpeenergi	Ref.case (80°C)	-2,9 %	0 %	+3,4 %	+7,2 %
	Case 3 (55°C)	-4,9 %	0 %	+11,7 %	+19,5 %
Maksimal volumstrøm	Ref.case (80°C)	-3,3 %	0 %	+3,5 %	+7,1 %
	Case 3 (55°C)	-4,5 %	0 %	+5,11 %	+10,8 %

TABELL 5.18: Påvirkning på totalt årlig varmetap, pumpeenergi og maksimal volumstrøm i varmenettet som følge av endret innetemperatur hos samtlige kunder i varmenett B.

I varmenett B vil også innnetemperaturen ha en større påvirkning på case 3 (55°C) enn referansecasen (80°C). Årlig pumpeenergi vil øke med 7,2 % for referansecasen og 19,5 % for case 3, mens varmetapet vil øke med 1,4 % og 4,3 %. Sammenliknet med varmenett A case 3 (55°C), er økningen i varmetap og pumpeenergi større for varmenett B case 3. Omvendt gjelder for referansecasene.

I beregningene er det ikke tatt høyde for at kundens oppvarmingsbehov vil påvirkes dersom ønsket innnetemperatur heves eller senkes. Ved å heve ønsket innnetemperatur til 25°C, må i realiteten varmesystemet yte mer for å tilføre tilstrekkelig varme som opprettholder innnetemperatur på 25°C. Resultatene gir likevel en pekepinn på hvilken innvirkning brukeratferd og ønsket innnetemperatur har på returtemperaturen. Ved beregning av endret innnetemperatur, er likning 5.1 benyttet, og viser at varmeavgivelsen fra radiatoren er proporsjonal med temperaturdifferansen mellom radiatorens overflate og innnetemperaturen, ΔT_{am} .

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{am} = U \cdot A \cdot \left(\frac{T_f + T_r}{2} - T_i \right) \quad [W] \quad (5.1)$$

Ved å redusere innnetemperaturen T_i må returtemperaturen (T_r) reduseres for å holde samme ΔT_{am} uten at det skal påvirke varmeavgivelsen. Med dette vil derfor radiatorens overflatetemperatur reduseres ved lavere innnetemperatur.

Motivasjon for kunde til lavere returtemperatur

Fokus på høy ΔT er i stadig fokus hos fjernvarmeleverandører. Statkraft Varme har innført en ny prismodell for å motivere kunder til lavere returtemperatur ved å inkludere et volumledd som skal innføres i hele Norge fra høsten 2017 [4]. Volumledd har vært benyttet i Trondheim i flere år, mens forskjellen nå vil være at 6 øre/kWh blir trukket fra fjernvarmeprisen for å kompensere for det nye volumleddet. Avhengig av hvor mye vann som sirkulerer i bygningen, vil det påløpe en kostnad. Samtidig vil kostnaden reduseres dersom mindre vann sirkulerer gjennom kundesentralen. Volumleddet er beregnet slik at der kunder oppnår ΔT lik 45 K, vil fjernvarmeprisen ikke bli påvirket, og det blir trukket fra 6 øre/kWh. Vannmengden er omvendt proporsjonal med ΔT , der økende ΔT gir mindre sirkulert vann gjennom kundesentralen.

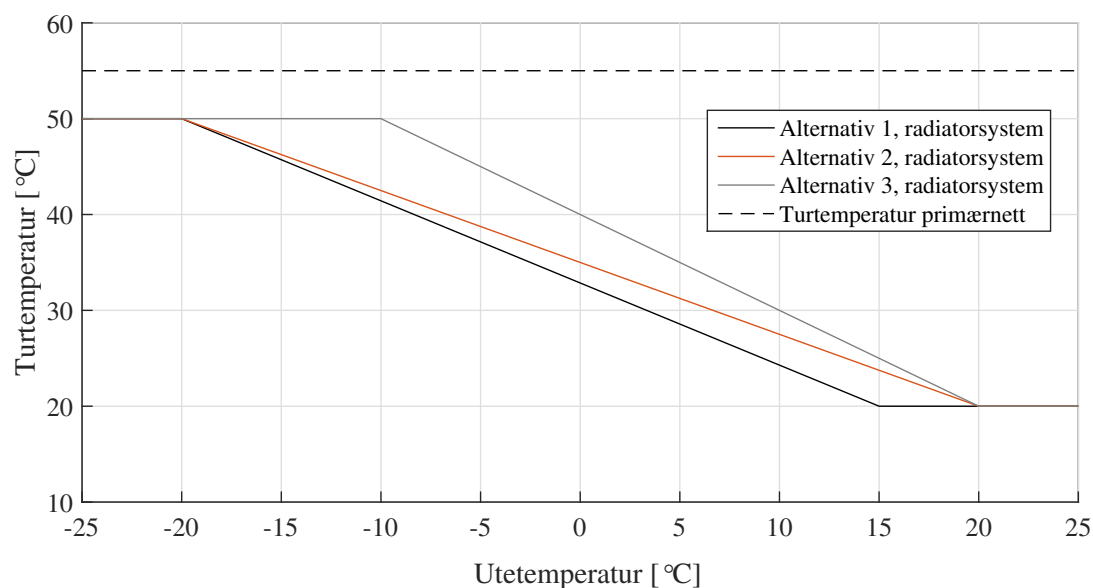
Statkraft har satt en volumpris lik 3,13 kr/m³, og som nevnt gir dette en pris på 6 øre/kWh ved en ΔT lik 45 K. For case 3 (55°C) som er simulert, ligger derimot gjennomsnittlig ΔT rundt 25-30 K. Kostnadene i tabell 5.19 presenteres kun for å angi hvordan ulik mengde volumstrøm som sirkulerer i kundesentralen ved likt varmebehov, eksempelvis kan påvirke kostnadene til fjernvarmekundene.

Innetemperatur		19°C	21°C	23°C	25°C
Mengde vann	m ³	4122	4599	4394	4843
Pris	Kr	12 902	13 753	14 394	15 159

TABELL 5.19: Volumpris for sirkulert vannmengde gjennom kundesentral 9 for varmenett A med case 3 (55°C) .

5.5.4 Problem med fyringskurve hos kunde

God justering av fyringskurve er viktig for å oppnå lav returtemperatur og dermed høy ΔT , som nevnt i kapittel 2.6.2. I kapittel 2.3.2 blir det forklart at ΔT kan økes ved å oppjustere fyringskurven noe, og samtidig redusere massestrømmen. Det er derfor gjort analyser på hvordan valg av fyringskurven til turtemperaturen i radiatorene kan påvirke returtemperaturen i radiatorene, og dermed i primærnettet. Det er kun utført analyser av case 3 med 55°C turtemperatur, der kundesentral 1 (boligblokk A) er brukt som referanse. Tre alternativer til fyringskurver er lagt fram i figur 5.37. Turtemperaturen i primærnettet er holdt på konstant lik 55°C.



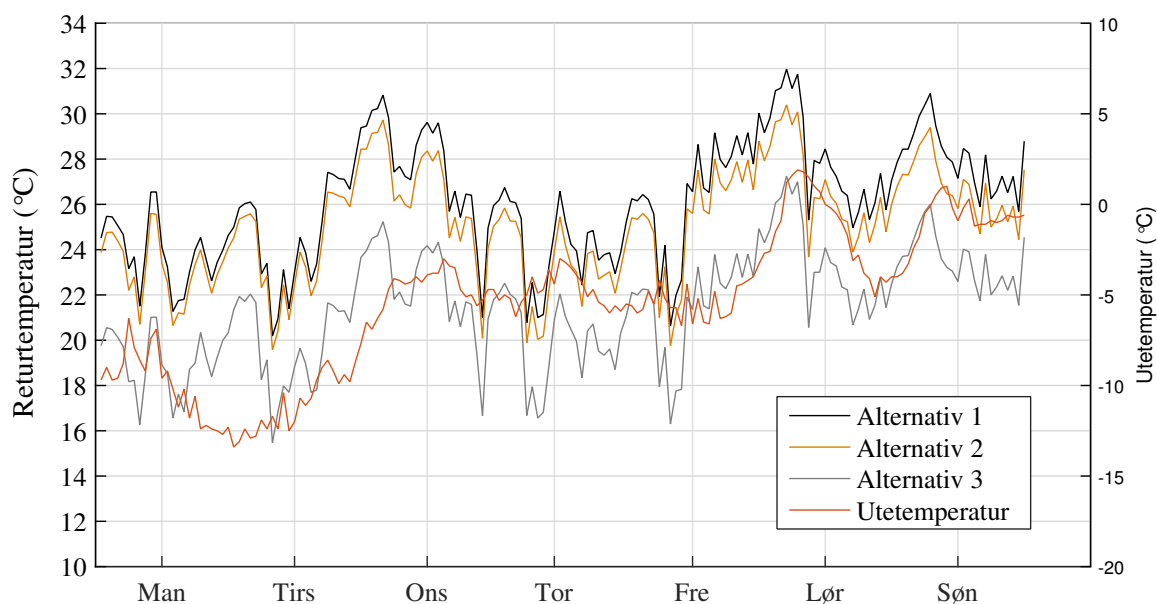
FIGUR 5.37: Alternativer til fyringskurver for radiatorsystem.

Basert på alternativene til fyringskurvene som presentert i figur 5.37, er det undersøkt hvordan varmetap og pumpeenergi påvirkes, der resultatene er oppsummert i tabell 5.20.

			Alternativ 1	Alternativ 2	Alternativ 3
Varmenett A	Varmetap	[%]	6,70	6,61	6,48
	Pumpeenergi	[kWh _{el} /MWh _{varme}]	2,11	2,01	1,83
Varmenett B	Varmetap	[%]	3,60	3,58	3,51
	Pumpeenergi	[kWh _{el} /MWh _{varme}]	2,00	1,91	1,75

TABELL 5.20: Varmetap og pumpeenergi per fjernvarme levert for varmenett A og B ved bruk av ulike fyringskurver.

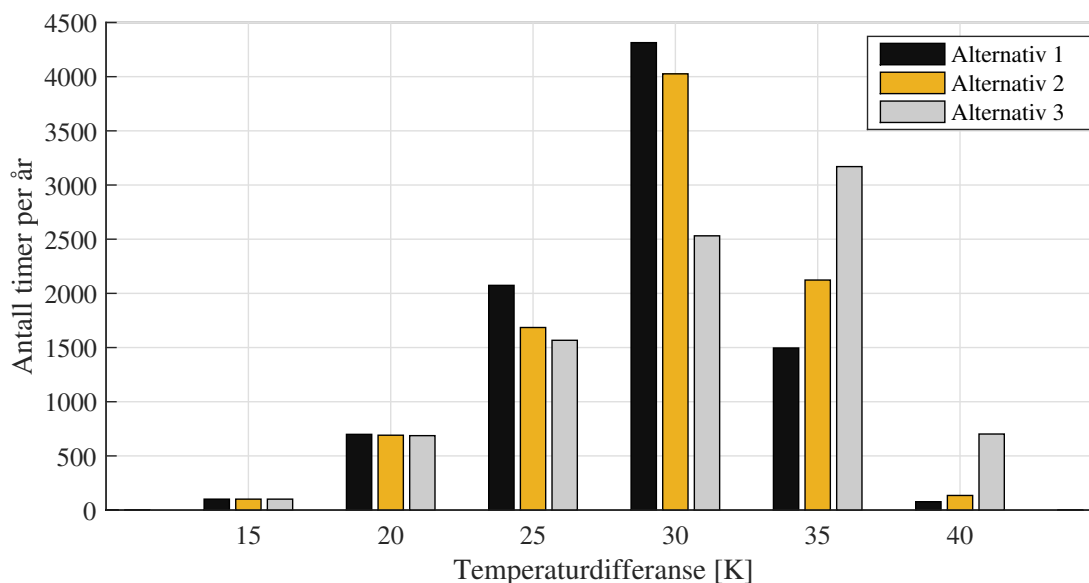
Som det kommer fram i tabell 5.20, vil alternativ 3 gi lavest varmetap og pumpeenergi for de ulike alternativene til fyringskurve. Alternativ 1 kommer dårligst ut med høyest varmetap og høyest pumpeenergi. Resulterende returtemperaturer for de ulike alternativene til fyringskurver er presentert i figur 5.38, med data fra uke 4 i januar, som var den kaldeste uken i januar i 2013.



FIGUR 5.38: Returtemperatur på primærsiden av kundesentral 1 for ulike valg av fyringskurver.

Figur 5.38 illustrerer hvordan returtemperaturen varierer for ulike valg av fyringskurver til radiatorene. Alternativ 3, med høyest oppjustering av fyringskurven, gir betydelig lavere returtemperatur enn ved de andre fyringskurvene.

Avgitt varme til radiatorene er lik uavhengig av fyringskurve. Ved å øke turtemperatur inn til radiatorene vil massestrøm kunne bli lavere, og for å avgi samme varmemengde, vil da returtemperaturen reduseres, slik at ΔT økes. Figur 5.39 viser ΔT på primærsiden av kundesentral 1 for de ulike alternativene for fyringskurve til radiatorene.



FIGUR 5.39: Temperaturdifferanse på primærsiden av kundesentral 1 gjennom året for de ulike alternativene til fyringskurve.

Figur 5.39 viser hvordan forekomsten av ulike temperaturdifferanser endres ved de ulike fyringskurvene. Alternativ 3 kommer best ut ved høyest gjennomsnittlig årlig temperaturdifferanse. Dette gir at alternativ 3 vil ha lavest volumstrøm gjennom kundesentralen, og alternativ 1 vil ha høyest volumstrøm. Dette er også vist i tabell 5.22, som viser total mengde vann som sirkulerer gjennom kundesentralen på ett år. Tabell 5.5.4 viser gjennomsnittlig ΔT på primærsiden av kundesentral 1 for de ulike alternativene for fyringskurve til radiatorene.

	Alt.1	Alt2	Alt3
Vinter (okt.-mar.)	28 K	29 K	31 K
Sommer (apr.-sep.)	24 K	24 K	25 K

TABELL 5.21: Gjennomsnittlig ΔT på primærsiden av kundesentral 1 ved ulike fyringskurver.

Resultatene viser at alternativ 3 har gjennomsnittlig 3 K høyere temperaturdifferanse sammenliknet med alternativ 1 på vinteren. Gjennomgående resultater viser at alternativ 3 kommer best ut med høyest temperaturdifferanse og dermed lavest volumstrøm, som videre gir lavest pumpeenergi. Lav returtemperatur bidrar til lavt varmetap. Det må likevel poengteres at økt turtemperatur i radiatorene gir noe økt varmebehov. Dette er det imidlertid ikke tatt hensyn til i beregningene, og er dermed viktig å ha i betraktningene av energisparingspotensialet.

Motivasjon for kunde til lavere returtemperatur

Prisforslag ved forskjellige fyringskurver med samme betingelser som vist i kapittel 5.5.3, blir som vist i tabell 5.22.

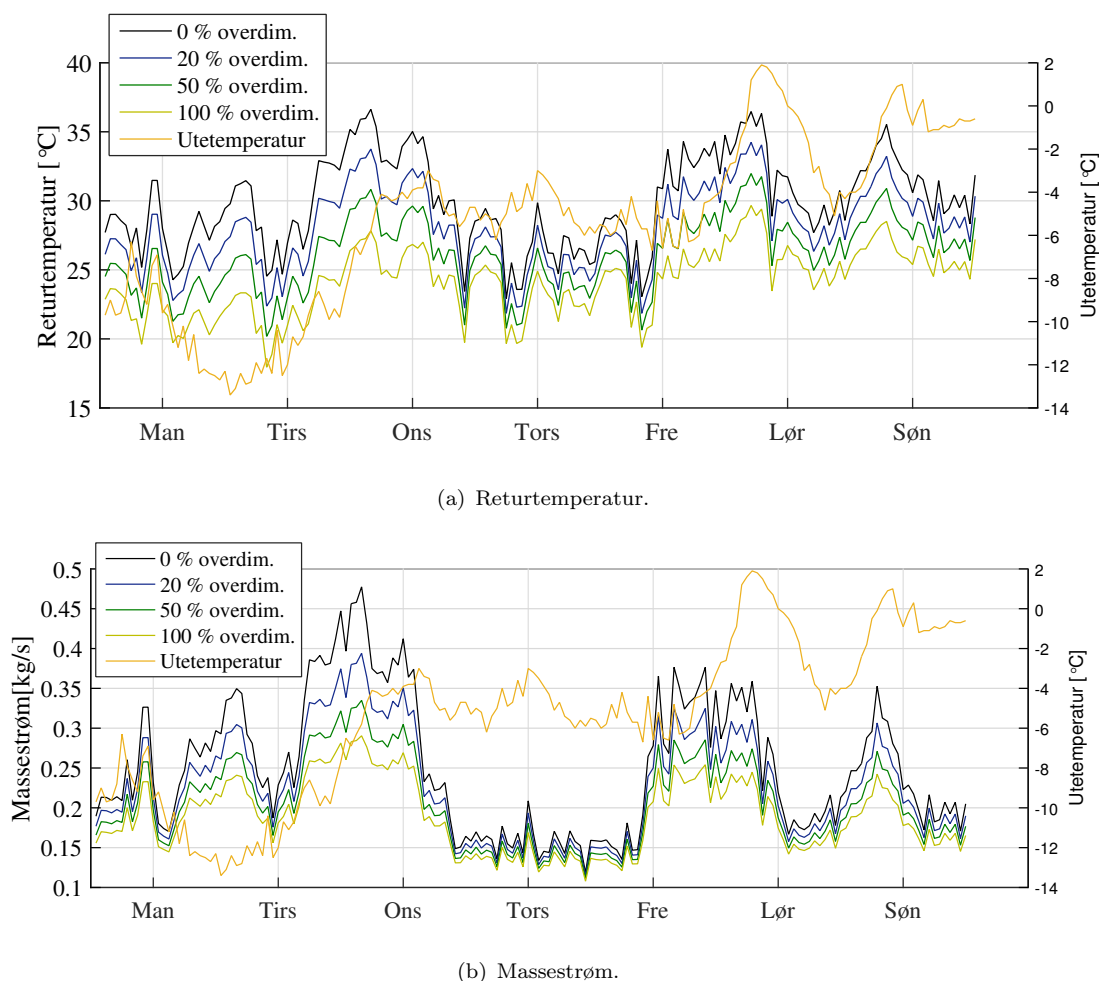
		Alt.1	Alt.2	Alt.3
Mengde vann	m ³	4 394	4248	3983
Pris	Kr	13 750	13 300	12 470

TABELL 5.22: Volumpris for sirkulert vannmengde gjennom kundesentral 1.

Forskjell i mengde vann på 411 m³ mellom alternativ 1 og 3 gir prisforskjell på 1280 kr fordelt på ett år.

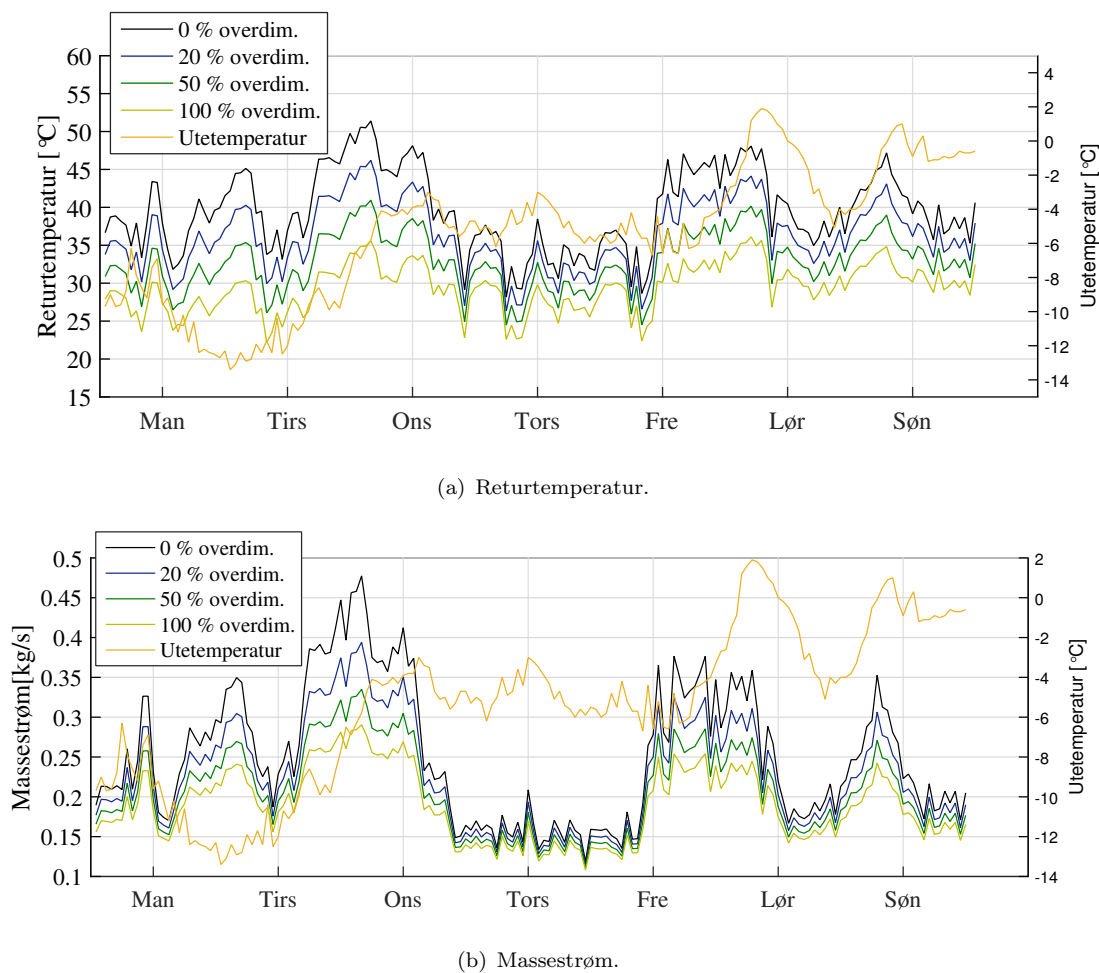
5.6 Overdimensjonering av radiator og påvirkning på returtemperatur

Det er gjort analyse av varmesystemet når radiatorene er opptil 100% overdimensjonerte. Som nevnt i kapittel 2.3.3, er radiatorer ofte overdimensjonerte for å sikre kunden for effekttopper som kan oppstå og for å ta hensyn til et varierende forbruksmønster hos kunder. Ved overgang til lavtemperatur fjernvarme kan overdimensjonerte radiatorer være en fordel, da større varmeoverføringsflate gir bedre varmeavgivelse og som er nødvendig for å kunne drifte radiatorene med lavere temperaturnivå og samtidig dekke varmebehovet. Overdimensjonerte radiatorer kan i tillegg gi reduserte returtemperaturer. Figur 5.40 viser gjennomsnittlige returtemperaturer og massestrøm på primærsiden av kundesentralen 1 til boligblokk A som funksjon av utetemperatur. Det er tatt utgangspunkt i case 3 (55°C) i uke 4 i januar 2013.



FIGUR 5.40: Returtemperatur og massestrøm på primærsiden av kundesentral som funksjon av utetemperatur ved overdimensjonering av radiator for case 3 (55°C).

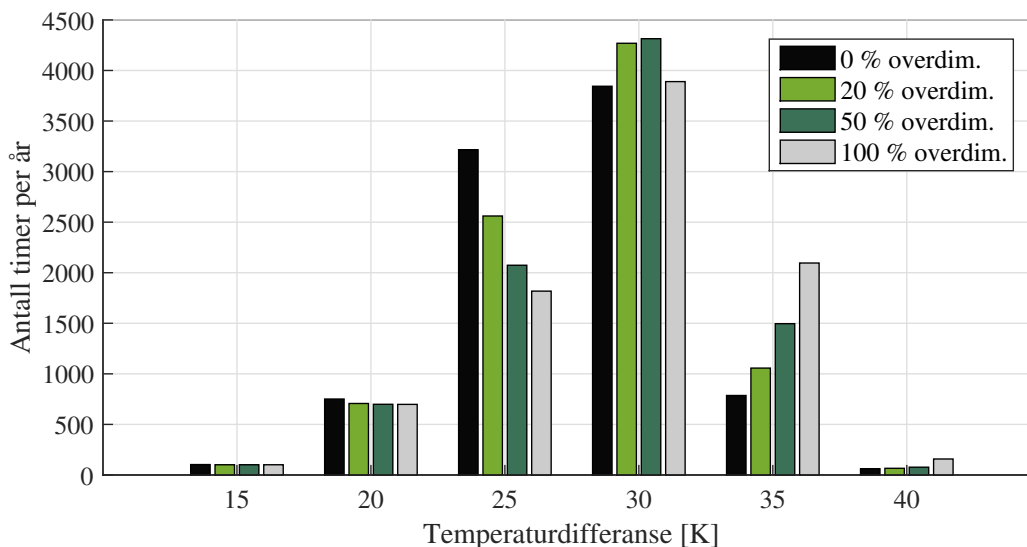
Turtemperaturen i primærnett er satt konstant lik 55°C uavhengig av utetemperatur. Figur 5.40(a) viser hvordan returtemperaturen reduseres ved økende grad av overdimensjonering. Som et resultat av økt ΔT , vil også massestrømmen reduseres ved økende grad av overdimensjonering, se figur 5.40(b). Reduksjonen av returtemperaturen bekrefter det som er beskrevet i kapittel 2.3.3, at returtemperaturen kan reduseres ved overdimensjonering. Reduksjonen er størst i fyringssesongen, i de periodene massestrømmen er høy. Dette gjør at virkningen av overdimensjonering er lavere i sommermånedene enn i vintermånedene. Figur 5.41 viser gjennomsnittlige returtemperaturer og massestrøm på primærsiden av kundesentralen 1 til boligblokk A for referansecase (80°C).



FIGUR 5.41: Returtemperatur og massestrøm på primærsiden av kundesentral som funksjon av utetemperatur ved overdimensjonering av radiator, for referansecase (80°C).

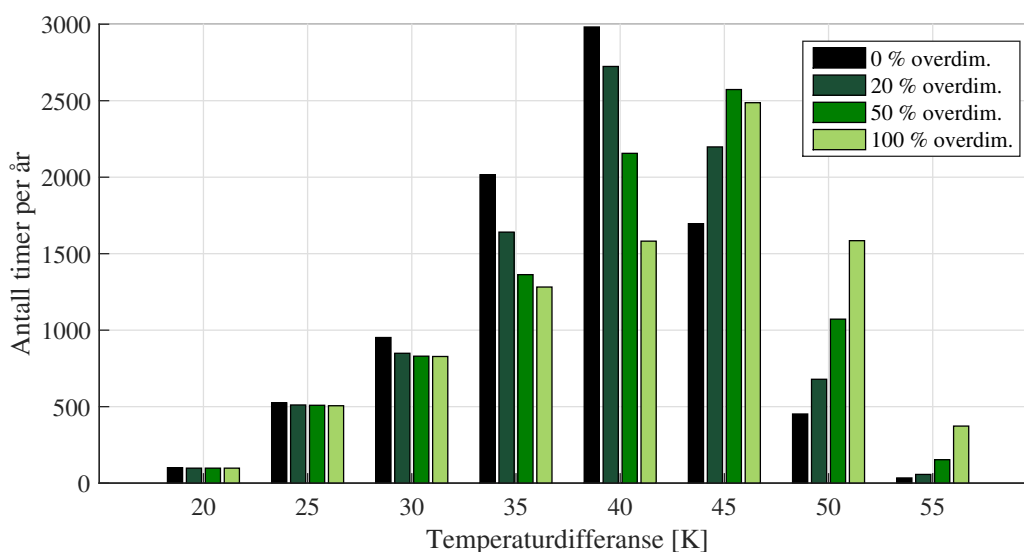
Ved sammenlikning av figur 5.40 og figur 5.41, kan det se ut til at overdimensjonering er av størst betydning for referansecase med 80°C turtemperatur i primærnettet. Dette fordi temperatordifferansen kan være opp til 15 K mellom 0 % og 100 % overdimensjonering for referansecase (80°C), og opp til 10 K for case 3 (55°C).

For å få et helhetlig bilde av virkningen av overdimensjonering, er det lagt fram frekvensgrafer som viser antall timer med ulike temperaturdifferanser for de ulike gradene av overdimensjonering gjennom et helt år. Figur 5.42 viser temperaturdifferanser for case 3 (55°C).



FIGUR 5.42: Temperaturdifferanse i sekundærnettet ved ulike grader av overdimensjonering av radiator for case 3 (55°C).

Som det framgår av figur 5.42, gir økt grad av overdimensjonering av radiatorer flere antall timer med høy temperaturdifferanse. For 0 % overdimensjonering er forekomsten av temperaturdifferanse på 25 K og 30 K høy, mens for 100 % overdimensjonering, vil en større andel av temperaturdifferanse på 35 K forekomme, sammenliknet med 0 % overdimensjonering. Figur 5.43 viser temperaturdifferanser for referansecase (80°C).



FIGUR 5.43: Temperaturdifferanse i sekundærnettet ved ulike grader av overdimensjonering av radiator for referansecase (80°C).

Overdimensjonering forekommer når varmeavgivelsesflaten er stor i forhold til vannstrømmingen gjennom den. Dette kan skape reguleringsproblemer dersom massestrømmen blir for lav, som forklart i kapittel 2.3.3. Installasjon av større radiatorer enn nødvendig gir også økte investeringskostnader.

Årlig varmetap, pumpeenergi og volumstrøm er vist i tabell 5.23 for varmenett A.

Varmenett A

Overdimensjonering		20 %	50 %	100 %
Årlig varmetap	Ref.case (80°C)	-1,3 %	-2,6 %	-4,0 %
	Case 3 (55°C)	-1,0 %	-2,0 %	-3,0 %
Årlig pumpeenergi	Ref.case (80°C)	-7,4 %	-13 %	-17,6 %
	Case 3 (55°C)	-7,5 %	-13,5 %	-18,3 %
Maksimal volumstrøm	Ref.case (80°C)	-18,9 %	-31,9 %	-40,7 %
	Case 3 (55°C)	-14,4 %	-24,8 %	-33,3 %

TABELL 5.23: Påvirkning på totalt årlig varmetap, pumpeenergi og maksimal volumstrøm i varmenettet som følge av overdimensjonering av radiatorer hos samtlige kunder i varmenett A.

Resultatene i simuleringsmodellen gir en betydelig reduksjon i volumstrøm. Ved 100 % overdimensjonering er volumstrømmen redusert nesten 41,7 % for referansecase (80°C) og 33,3 % for case 3 (55°C). Dette fører til lavere pumpeenergi. Varmetapet vil også reduseres ved overdimensjonering, men påvirkes ikke i like stor grad som pumpeenergi og volumstrøm. Som nevnt ovenfor kan lave vannstrømninger skape reguleringsproblemer. Resultatene i tabell 5.23 må likevel vurderes med et kritisk blikk, da de kun er basert på endring av noen matematiske parametere, uten å ta full hensyn til systemet som helhet. Resultatene gir likevel en indikasjon på hvordan varmetap, pumpeenergi og volumstrøm påvirkes med økende grad av overdimensjonering. Tabell 5.24 viser resultater for varmenett B.

Varmenett B

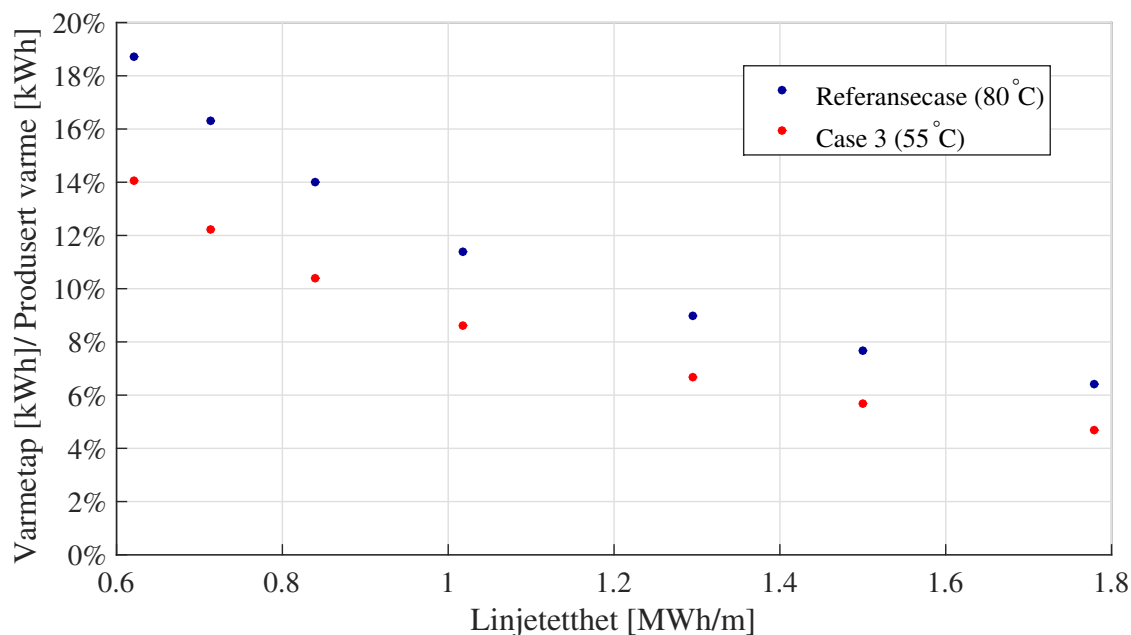
Overdimensjonering		20 %	50 %	100 %
Årlig varmetap	Ref.case (80°C)	-1,3 %	-2,5 %	-3,9 %
	Case 3 (55°C)	-0,5%	-2,0 %	-2,9 %
Årlig pumpeenergi	Ref.case (80°C)	-6,7 %	-11,9 %	-16,2 %
	Case 3 (55°C)	-6,5 %	-11,9 %	-16,2 %
Maksimal volumstrøm	Ref.case (80°C)	-18,9 %	-31,9 %	-40,7 %
	Case 3 (55°C)	-14,4 %	-24,8 %	-32,9 %

TABELL 5.24: Påvirkning på totalt årlig varmetap, pumpeenergi og maksimal volumstrøm i varmenettet som følge av overdimensjonering av radiatorer hos samtlige kunder i varmenett B.

For varmenett B vil også volumstrømmen påvirkes betraktelig ved økende overdimensjonering. Ved 100 % overdimensjonering reduseres volumstrømmen med 40,7 % sammenliknet med 0 % overdimensjonering. Det kan se ut til at overdimensjonering av radiatorer i bygninger har større påvirkning på varmenett A med lavere linjetetthet enn varmenett B. Forskjellen dem imellom er likevel liten, men det antas at forskjellen er større ved storskala fjernvarmeanlegg.

5.7 utfordringer med varmetetthet for lavtemperatur varmenett

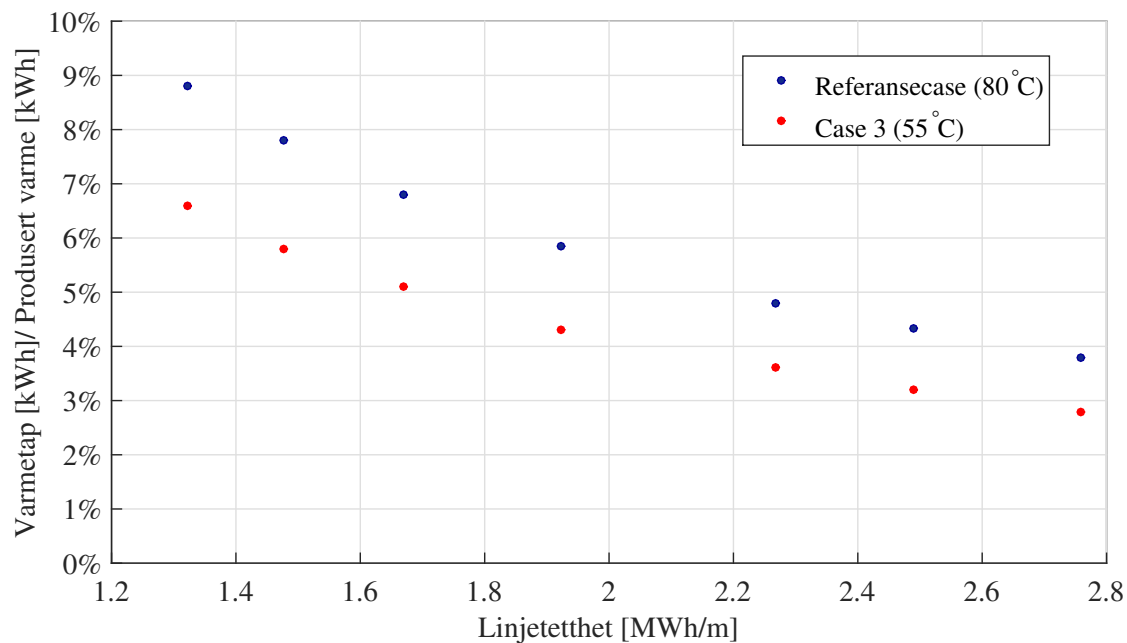
Henvist til kapittel 2.6.9, benyttes ofte begrepet linjetetthet til å definere konkurranseevnen til et fjernvarmenett sammenliknet med alternative energiforsyningsmetoder. Der blir det nevnt at grensen til konkurransedyktighet avhenger av lokale forhold, der lønnsomheten for fjernvarme grenser ved 0,2 MWh/m i Danmark og 1,5 MWh/m for fjernvarmesystem i Canada. Det er utført analyse av hvordan linjetetthet påvirker varmetapet og pumpeenergi i varmenett A og B. Figur 5.44 viser relativt varmetap ved linjetetthet mellom 0,6 MWh/m og 1,8 MWh/m for varmenett A.



FIGUR 5.44: Varmetap som funksjon av linjetetthet for varmenett A.

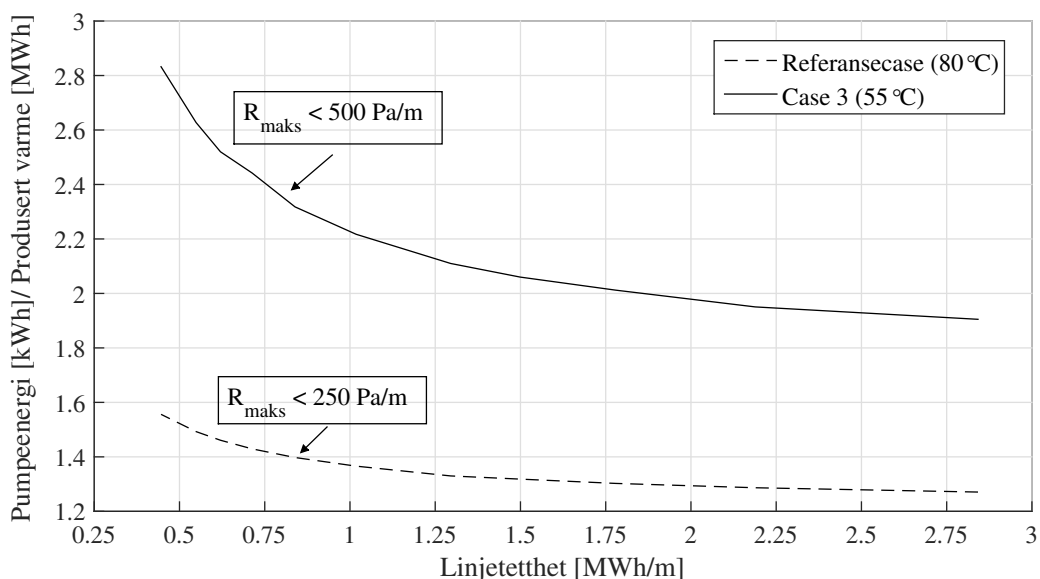
For dimensjonerende turtemperaturer på 80°C og 55°C for varmenett A og B, viser resultatene som forventet en klar trend mot redusert varmetap med økende lineær linjetetthet. Forskjellen i varmetapet mellom de to ulike temperaturcasene vil reduseres ved økt linjetetthet. Med dette kan det konkluderes at referansecase (80°C) er mer kritisk ved lav linjetetthet enn case 3 (55°C).

Gjeldende for begge varmenettene er at varmetapet er mindre sensitiv ved høy linjetetthet, og er kritisk i områder med lav linjetetthet. Relativt varmetap ved ulike linjetettheter for varmenett B, er presentert i figur 5.45.



FIGUR 5.45: Varmetap som funksjon av linjetetthet for varmenett B.

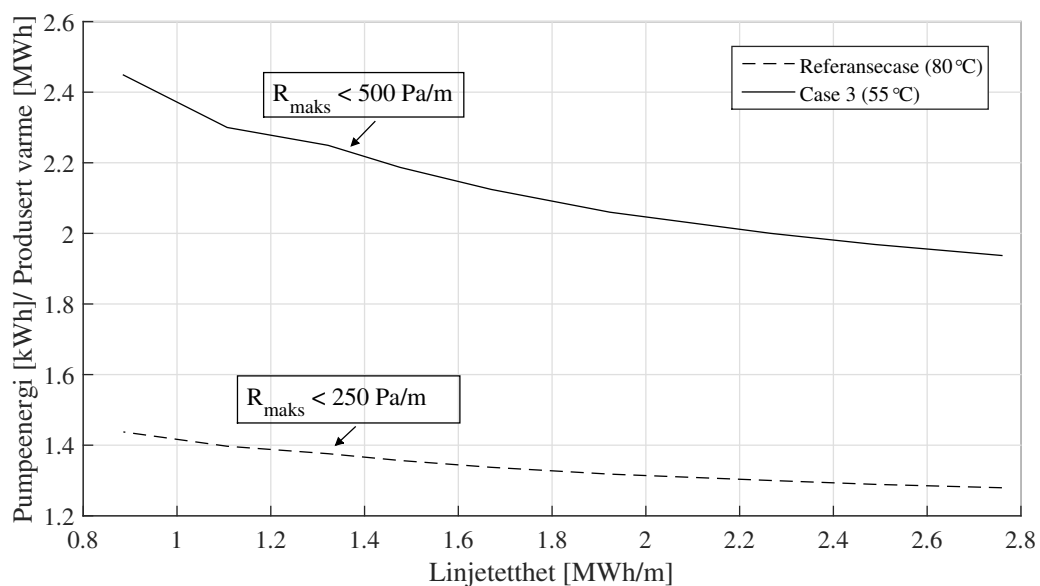
Figur 5.45 viser som for varmenett A, en trend mot at forskjellene i varmetap for temperaturnivå 80°C og 55°C er større ved lav linjetetthet. Også i figur 5.45 kan det se ut til at varmetapet er mindre sensitiv til linjetetthet for case 3 (55°C) enn referansecase (80°C). Pumpeenergi (kWh) per produsert varme (MWh) som funksjon av linjetetthet i varmenett A er vist i figur 5.46.



FIGUR 5.46: Pumpeenergi som funksjon av linjetetthet for varmenett A.

I varmenett A, figur 5.46, er maksimal R-verdi i varmenettet for referansecase (80°C) på 250 Pa/m, mens maksimal R-verdi for case 3 (55°C) er 500 Pa/m. Case 3 (55°C) viser en betydelig økning i pumpeenergi per produsert varme sammenliknet med referansecase (80°C). Dette er som følge av høyere R-verdier i rørstrekningene.

Figur 5.46 viser pumpeenergi per produsert varme som funksjon av linjetetthet for varmenett B.



FIGUR 5.47: Pumpeenergi som funksjon av linjetetthet for varmenett B.

Tilsvarende R-verdier som i varmenett A gjelder for varmenett B, se figur 5.47. Legg merke til at linjetetthet i figur 5.46 spenner seg over et større intervall enn i figur 5.47. Det ser likevel ut til at varmenett A har en brattere økning i pumpeenergi per produsert varme ved lavere linjetetthet enn varmenett B. Resultatene i figur 5.46 og 5.47 viser at fellestrekkene er mer kritisk pumpeenergi ved lav linjetetthet (MWh/m) for case 3 (55°C) sammenliknet med referansecase (80°C). Dette er motsatt av resultatene for varmetap som funksjon av linjetetthet. Det kan konkluderes med at økte R-verdier i varmenett kan føre til kritiske verdier av pumpeenergi ved lav linjetetthet. Ved å studere grafen til Sven Werner i figur 2.28 i kapittel 2.6.9, kommer det fram at økt linjetetthet gir at økt termisk bredde er en forutsetning ved lav varmetetthet, som også kommer fram i resultatene som er presentert.

5.8 Dimensjonsanalyse av lavtemperaturnett

Simuleringsmodellen er basert på et fiktivt småskala varmeanlegg, med kapasitet på rundt 800 kW og leverer 1,9 GWh med 2013 som referanseår. I realiteten er kapasiteten på fjernvarmeanlegg normalt større for å være økonomisk gunstig. Heimdal Varmesentral i Trondheim har kapasitet på 297 MW og produserte 626,9 GWh varme i 2016. Haraldrud Varmesentral i Oslo har kapasitet på 267 MW. Varmeproduksjonen for Haraldrud Varmesentral er ukjent, men det antas en årlig energiproduksjon på rundt 500-600 GWh. Undersøkelser utført av Pareto og Norsk Fjernvarme viser at større anlegg med produksjon over 100 GWh generelt er mer lønnsomme en mindre anlegg [50]. Det er utført en dimensjonsanalyse der kapasiteten varierer fra 0,8 MW til 50 MW, mens rørlengder holdes konstant.

5.8.1 Proporsjonalitet av variable

For å analysere hvordan egenskaper i fjernvarmenettet varierer med kapasiteten på varmesystemet, er det utført analyse av proporsjonaliteten mellom ulike variabler. Likningene som vil bli listet opp i det følgende viser hvordan størrelsene avhenger av hverandre.

$$\dot{Q} \sim \dot{V} \quad (5.2)$$

Likning 5.2 viser at volumstrømmen er proporsjonal med kapasiteten. En dobling av kapasitet, vil doble volumstrømmen. Forholdet mellom kapasiteten og volumstrømmen er alltid konstant. Likning 5.3 er en tilnærming på hvordan rørdimensjoner kan beregnes.

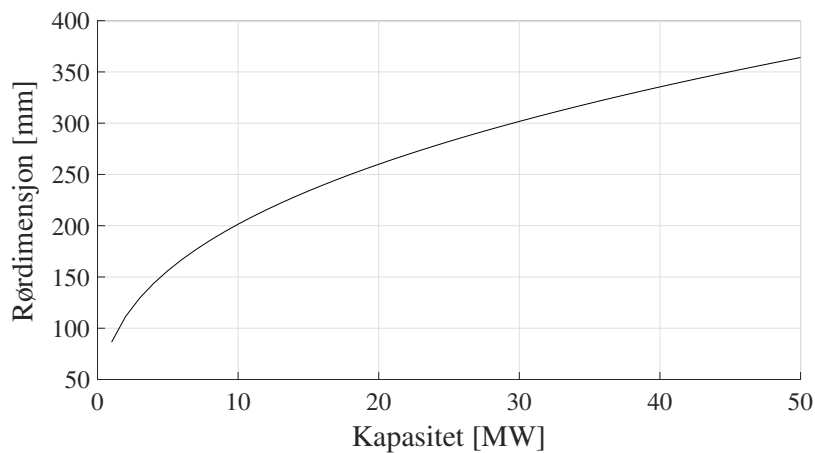
$$d_i = 5,843 \frac{\dot{m}_d^{0,3676}}{R^{0,2154}} \quad [mm] \quad (5.3)$$

Ved å uttrykke likning 5.3 som en funksjon av avhengige variable, fås likning 5.4.

$$d_i = f(R^{-0,2154}, \dot{V}^{0,3676}) \quad (5.4)$$

Rørdimensjonene må økes når kapasiteten på nettet økes, som følge av økt volumstrøm. Dimensjonering av rør er også avhengig av dimensjonerende trykkfall per meter rørlengde. I følgende beregninger er R-verdi satt til konstant lik 200 Pa/m, og det utføres stasjonære beregninger.

Figur 5.48 viser hvordan rørdimensjonene må økes ved økende kapasitet i varmenettet for å beholde trykkfallsbegrensning på 200 Pa/m.



FIGUR 5.48: Rørdiameter som funksjon av varmebehov ved R lik 200 Pa/m.

Som det kommer fram av figur 5.48, vil kapasiteten på varmenettet ha størst påvirkning på rørdiameter for kapasitet opp til 10 MW på grunn av høyest stigningstall. Før større kapasiteter vil stigningstallet reduseres. Trykkfall i rør som funksjon av avhengige variable er vist i likning 5.5.

$$\Delta p = f(L, \dot{V}^2, d_i^{-5}) \quad (5.5)$$

Trykkfallet er sterkt avhengig av rørdimensjonene, ved at det er omvendt proporsjonal med femtepotens av rørdiameteren. Trykkfallet er i tillegg proporsjonal med kvadratet av volumstrømmen, og proporsjonal med lengden på røret. I simuleringsmodellen er imidlertid rørlengdene i varmenettet uendret ved dimensjonsanalyse. Proporsjonalitet for pumpeeffekt er vist i likning 5.6.

$$P_{el} = f(L, \dot{V}^3, d_i^{-5}) \quad (5.6)$$

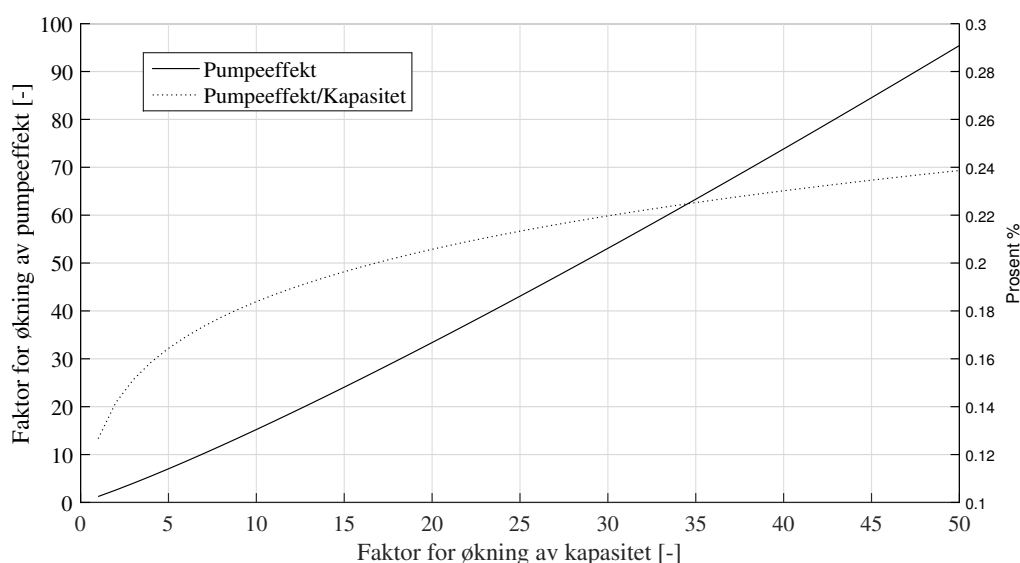
Siden trykkfallet er proporsjonal med kvadratet av volumstrømmen, vil dermed pumpeeffekten være proporsjonal med volumstrømmen opphøyd i tredje potens, som nevnt i kapittel 5.3.3. I

figur 5.25 er det lagt fram hvordan pumpeeffekt og rørdimensjoner påvirkes ved trinnvis dobling av kapasiteten i varmenettet. Resultatene er på basis av R-verdi lik 200 Pa/m og ΔT lik 25 K.

Økning i kapasitet	Økning i pumpeeffekt	Rørdiameter
100 %	124 %	29 %
200 %	258 %	50 %
300 %	401 %	67 %
400 %	549 %	81 %
500 %	702 %	93 %

TABELL 5.25: Sammenheng mellom økning i kapasitet, pumpeeffekt og rørdiameter.

Resultatene i tabell 5.25 viser hvordan pumpeeffekten øker eksponentielt ved dobling av kapasiteten i varmenettet. Det blir også tydeliggjort at rørdiameteren øker med minkende faktor som forklart tidligere. Figur 5.49 illustrerer hvordan pumpeeffekt utvikler seg i takt med lineær økning i kapasiteten i nettet. Rørlengdene i varmenettet er holdt konstant.



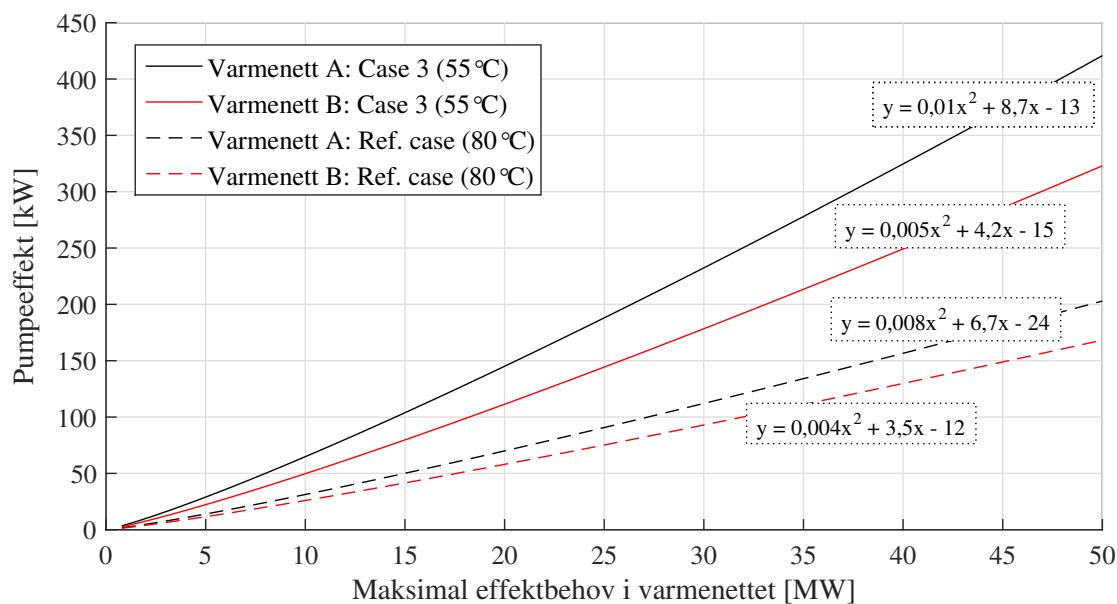
FIGUR 5.49: Reduksjon av varmetap og pumpeeffekt ved overgang til lavere temperaturnivå.

5.8.2 Eksisterende varmenett

I det følgende er det lagt fram hvordan pumpeeffekten og pumpeenergien øker med økt kapasitet for de simulerte varmenettene A og B, i eksisterende varmenett. Følgende betingelser gjelder ved dimensjonsanalysen:

- Konstante R-verdier (Pa/m) for hver temperaturcase
- Stasjonær analyse ved dimensjonerende forhold

Figur 5.50 viser økning i pumpeeffekt for referansecase (88°C) og case 3 (55°C) for varmenett A og B.

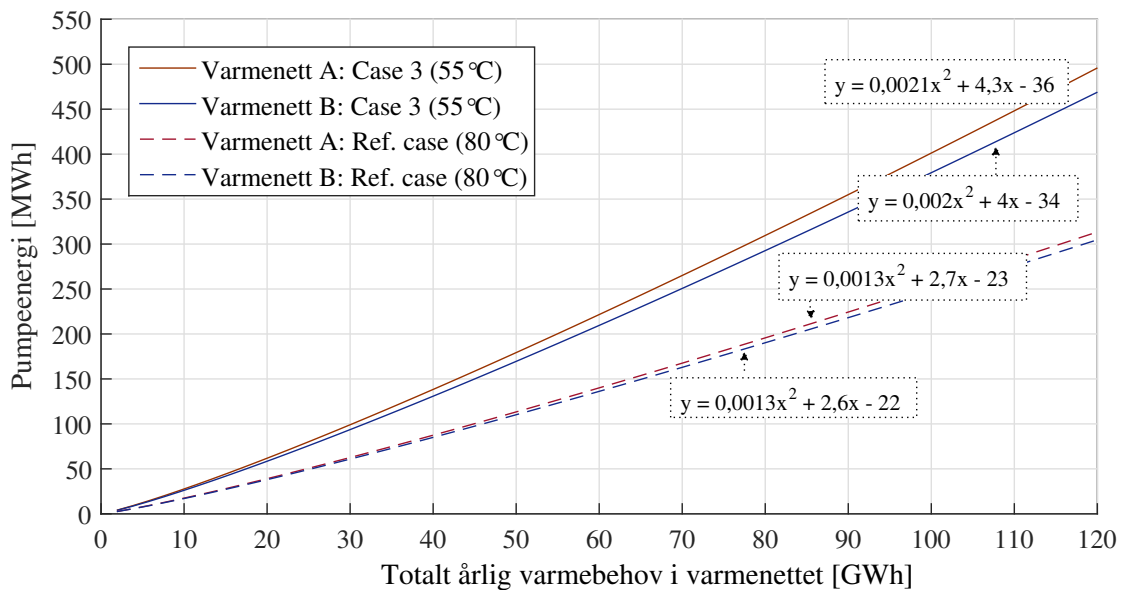


FIGUR 5.50: Pumpeeffekt som funksjon av maksimalt effektbehov for eksisterende varmenett.

For hver kurve i figur 5.50 er tilhørende funksjoner inkludert for å gi et bilde av hvordan grafene utvikler seg i forhold til hverandre. Stigningstallet for hvert punkt i grafene, tilsvarer den deriverte av likningene som er oppgitt. Som det kommer fram vil stigningstallet være høyest for case 3 (55°C) i varmenett A. Stigningstallet er lavest ved referansecase (80°C) i varmenett B. Årlig pumpeenergi vil øke med samme faktor som maksimal pumpeeffekt, som tilsier at varighetskurvene vil ha samme form ved økt varmekapasitet i varmenettet. Pumpeenergi er funnet ved å benytte sammenhengen som vist i likning 5.7.

$$Q = \int \dot{Q}(t) dt = \dot{Q}_{max} \cdot \tau \quad [\text{kWh}/\text{år}] \quad (5.7)$$

τ viser brukstiden for pumpen i varmenettene. Brukstiden for pumpen i hvert varmenett er vist i tabell 5.8 i kapittel 5.3.3 for eksisterende varmenett. Resultatet for økning av pumpeenergi ved økende kapasitet i varmenettet, er illustrert i figur 5.51.



FIGUR 5.51: Pumpeenergi som funksjon av totalt årlig varmebehov for eksisterende varmenett.

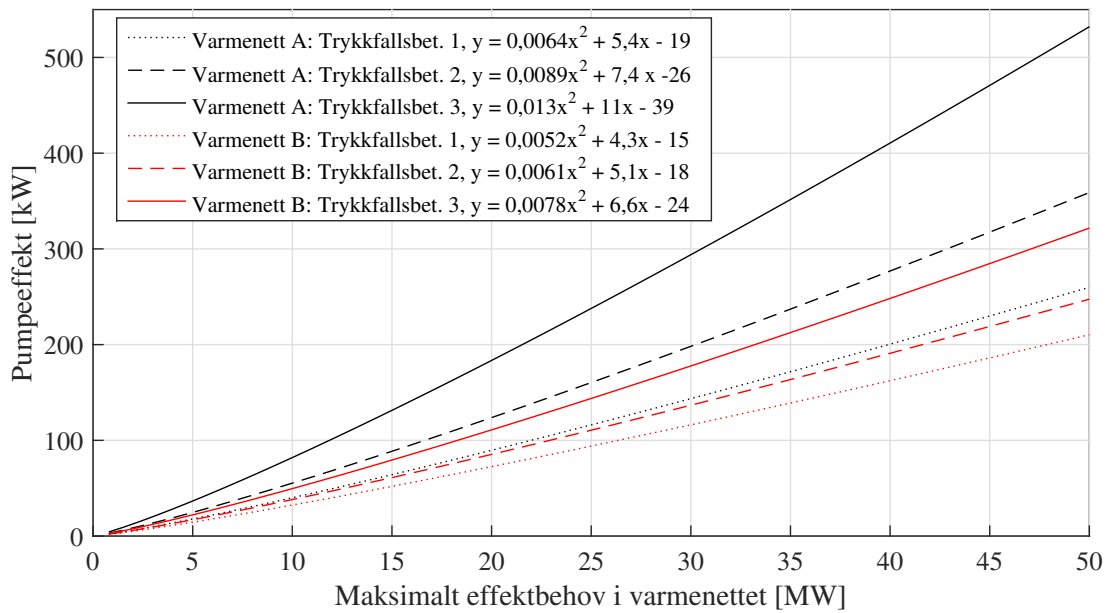
Forskjellen i økt pumpeenergi for de ulike casene er liten sammenliknet med forskjell i pumpeeffekt. Dette gjelder både varmenett A og B som kommer fram i figur 5.51. Likningene som er inkludert for hver graf, viser at pumpeenergien for case 3 (55°C) i varmenett A vil øke med størst faktor ved økende varmebehov i varmenettet grunnet høyst stigningstall som er den deriverte av oppgitte funksjoner. Pumpeenergi ved referansecase (80°C) for varmenett B vil øke med minst faktor.

5.8.3 Nytt varmenett

Fokuset ved simulering av nytt varmenett, er analyse av ulike betingelser for R-verdier. De ulike trykkfallsbetingelsene er oppsummert i tabell 3.4 i kapittel 3.4. Følgende betingelser gjelder også ved dimensjonsanalysen av nytt varmenett:

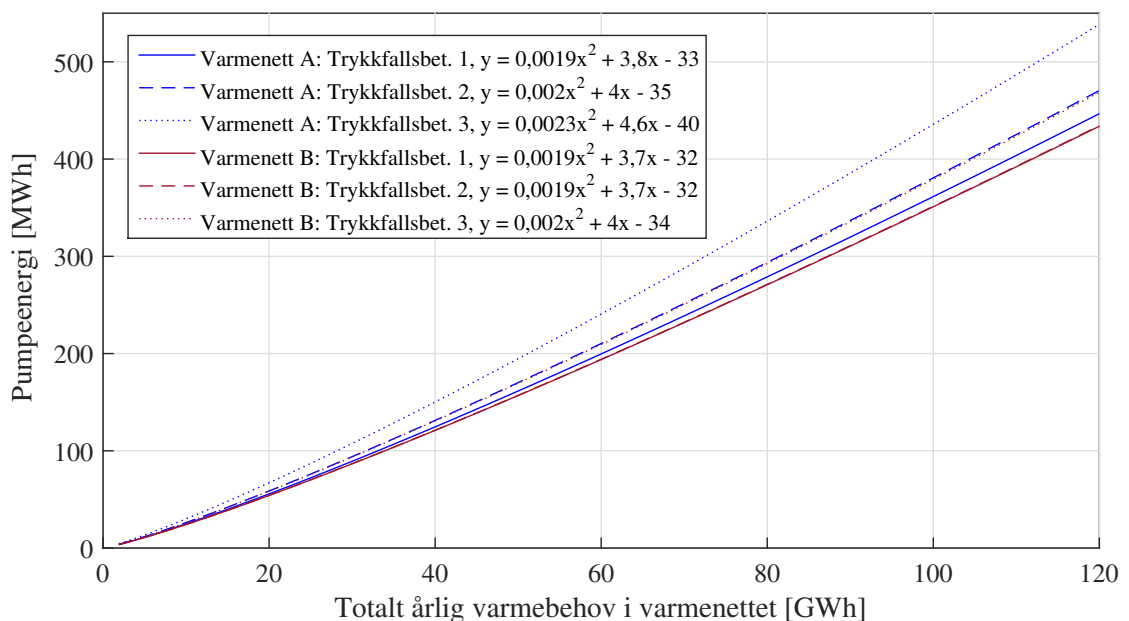
- Konstante R-verdier (Pa/m) for hver temperaturcase
- Stasjonær analyse ved dimensjonerende forhold

Figur 5.52 viser utvikling av pumpeeffekten ved økende kapasitet i varmenett A og B for ulike trykkfallsbetingelser.



FIGUR 5.52: Pumpeeffekt som funksjon av maksimalt effektbehov for nytt varmenett.

Trykkfallsbetingelse 3 for varmenett A skiller seg ut med langt høyere maksimalt effektbehov til pumpe. Dette kan også sees i likningene som er presentert, der stigningstallet til trykkfallsbetingelse 3 for varmenett A er høyest. Som forventet, har trykkfallsbetingelse 1 for varmenett B lavest økning i pumpeeffekt. Beregning av pumpeenergi for nytt varmenett, er utført på samme måte som for eksisterende varmenett vist i forrige kapittel, se 5.8.3.



FIGUR 5.53: Pumpeenergi som funksjon av totalt årlig varmebehov for nytt varmenett.

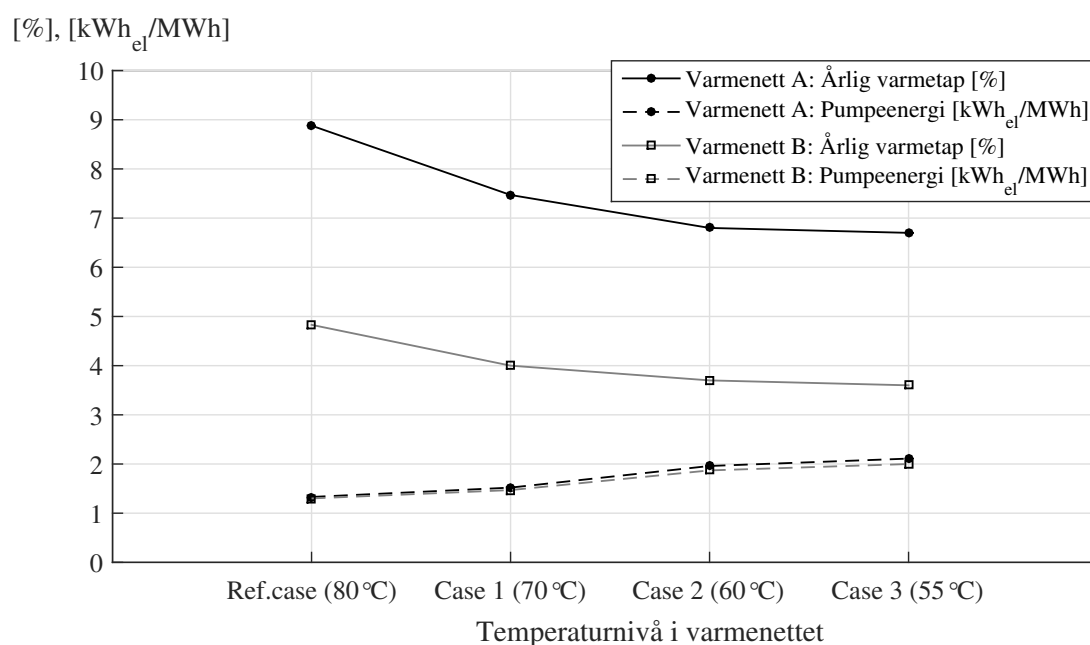
Figur 5.53 tydeliggjør at utviklingen av pumpeenergi ved trykkfallsbetingelse 2 for varmenett A og trykkfallsbetingelse 3 for varmenett B vil sammenfalle, som kan sees både ved grafene og tilhørende likninger. Det samme gjelder trykkfallsbetingelse 1 og 2 for varmenett B. Varmenett A med trykkfallsbetingelse 3 skiller seg ut med størst økning i pumpeenergi. Resultatene viser at små endringer i rørdimensjoner og økte R-verdier kan være av betydelig påvirkning på pumpeeffekt og pumpeenergi.

5.9 Helhetlig analyse av varmenettene

Dette kapitlet oppsummerer hovedresultatene i oppgaven med fokus på energisparingspotensialet ved overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme. Resultatene som trekkes fram kan brukes som nøkkeltall for å promotere lavtemperatur fjernvarme.

5.9.1 Eksisterende varmenett

Endring i prosentvis årlig varmetap og pumpeenergi [kWh_{el}] per varme produsert [MWh] ved gradvis overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme er illustrert i figur 5.54.



FIGUR 5.54: Påvirkning på varmetap og pumpeenergi ved overgang til lavere temperaturnivå i primærnettet.

Varmenett A har prosentvis større årlig varmetap sammenliknet med varmenett B, som kommer av at varmenett A har lavere linjetetthet (MWh/m) enn varmenett B. Årlig elektrisitetsforbruk til pumpe per varme produsert er derimot omtrent like for varmenett A og B. Forskjellen vil

derimot være mer betydelig for fjernvarmenett i større skala, som vist i figur 5.51 i kapittel 5.8.2, men forskjellen vil fortsatt være beskjedent. Prosentvis varmetap, pumpeenergi per levert varme og volumstrøm ved eksisterende varmenett for de ulike temperaturcasene, er oppsummert i tabell 5.26.

		Årlig varmetap [%]	Pumpeenergi [kWh _{el} /MWh _{varme}]	Maks. volumstrøm [l/s]
Varmenett A	Ref.case, 80°C	8,9	1,3	4,6
	Case1, 70°C	7,5	1,5	4,8
	Case2, 60°C	6,8	2,0	6,1
	Case3, 55°C	6,7	2,1	6,7
Varmenett B	Ref.case, 80°C	4,8	1,3	4,6
	Case1, 70°C	4,0	1,5	4,8
	Case2, 60°C	3,7	1,9	6,1
	Case3, 55°C	3,6	2,0	6,7

TABELL 5.26: Hovedresultater for eksisterende varmenett.

Som det også kommer fram i tabell 5.26, er det liten forskjell i årlig pumpeenergi per varme produsert mellom varmenett A og B. Volumstrøm for varmenett A og B for de ulike temperaturcasene er like. Dette er som følge av samme varmebehov i området, og tilnærmet lik temperaturdifferanse, ΔT . Tabell 5.27 viser endringer i volumstrøm, pumpe og varmetap ved overgang fra referasecase (80°C) til case 3 (55°C) ved dimensjonerende forhold.

Endringer ved redusert turtemperatur fra 80°C til 55°C i primærnettet

Varmenett A	Volumstrøm	+ 44%
	Pumpeeffekt	+ 107%
	Pumpeenergi	+ 58%
	Varmetap	- 25 %
Varmenett B	Økt volumstrøm	+ 44 %
	Pumpeeffekt	+ 92 %
	Pumpeenergi	+ 54 %
	Varmetap	- 25 %

TABELL 5.27: Endringer ved redusert temperaturnivå fra 80°C til 55°C i primærnettet.

Forskjellen mellom varmenett A og B er tydeligere ved maksimal pumpeeffekt enn årlig pumpeenergi. Dette kommer også fram ved sammenlikning av figur 5.50 som viser dimensjonsanalyse for pumpeeffekt, og figur 5.51 som viser dimensjonsanalyse for pumpeenergi. For varmenett A øker pumpeeffekten med 107 %, og for varmenett B øker pumpeeffekten med 92 %.

5.9.2 Nytt varmenett

Prosentvis årlig varmetap, pumpeenergi per varme levert og volumstrøm for ulike trykkfallsbetingelser ved utvikling av nytt varmenett, er oppsummert i tabell 5.28.

		Varmetap [%]	Pumpeenergi [kWh _{el} /MWh _{varme}]	Volumstrøm [l/s]
Varmenett A	Trykkfallsbet.1, 55°C	4,6	1,9	6,7
	Trykkfallsbet.2, 5°C	4,6	2,0	6,7
	Trykkfallsbet.3, 55°C	4,5	2,3	6,7
Varmenett B	Trykkfallsbet.1, 55°C	2,6	1,8	6,7
	Trykkfallsbet.2, 55°C	2,6	1,9	6,7
	Trykkfallsbet.3, 55°C	2,5	2,0	6,7

TABELL 5.28: Hovedresultater for utvikling av nytt varmenett.

Varmetapet for varmenett A og B, vil variere lite for de ulike trykkfallsbetingelsene. Dette er fordi varmenettene som er modellert er små i størrelse og har lav varmekapasitet (kW). Rørdimensjonene ved de ulike trykkfallsbetingelsene er oppsummert i tabell 3.5 og 3.6 i kapittel 3.4, og som det kommer fram er det ikke betydelige forskjeller i rørdimensjonene. Dette gjør at forskjellene i varmetap for de ulike trykkfallsbetingelsene er tilnærmet like. Sammenliknet med case 3 i eksisterende varmenett som har turtemperatur på 55°C, er varmetapet mindre for utvikling av nytt varmenett ved samme temperaturnivå. Dette er grunnet bruk av bedre rørkvaliteter og økt isolasjonsgrad. Trykketapet er omvendt proporsjonal med diameteren i femte potens, og dermed vil en liten endring i rørdimensjoner har større påvirkning på pumpeenergien enn varmetapet. Dette er vist i tabell 5.28 der pumpeenergi per varmelevert er 0,4 kWh_{el}/MWh_{varme} høyere for trykkfallsbetingelse 3 sammenliknet med trykkfallsbetingelse 1 for varmenett A. Tilsvarende er forskjellen 0,2 kWh_{el}/MWh_{varme} for varmenett B. Dette forteller som nevnt tidligere, at pumpeenergi er mer kritisk for varmenett A grunnet lavere linjetetthet.

Kapittel 6

Diskusjon

6.1 Usikkerhet i modellene

De simulerte varmenettene er utviklet basert på et fiktivt område, og det har vært nødvendig å forta en rekke forenklinger i modellene. I dette kapittelet vil de største usikkerhetsmomentene knyttet til modellene bli gjennomgått.

Varmebehov uavhengig av temperaturnivå

Det er benyttet gjennomsnittlige timesverdier for effektbehov fra eksisterende kunder i Trondheim fra 2013 ved simulering av varmenettene. Det er derfor ikke mulig å analysere hvordan varme- og effektbehovet påvirkes ved ulike tiltak og justeringer i varmesystemet hos kunden. I oppgaven blir det derimot utført en rekke analyser på varmesystemet, som i realiteten vil påvirke varme- og effektbehovet. Ved å redusere temperaturnivået fra 80°C til 55°C i primærnettet, har temperaturen på tappevannet hos kundene også blitt redusert fra 65°C til 50°C. Dette vil føre til lavere varmebehov, noe det ikke er tatt høyde for i oppgaven. Dersom varmebehovet ville redusert i takt med reduserte temperaturnivåer, ville reduksjonen i varmetap per levert varme ikke vært like høy som det kommer fram i resultatene i oppgaven. Lavere varmebehov vil også føre til lavere volumstrøm, som vil påvirke både trykktap og pumpeeffekt.

Usikkerhet knyttet til kundeside

Formålsdelt fjernvarmebehov til de ulike kundene er ukjent, som gjør det nødvendig å foreta antakelser på tappevannssystemet. Det er uvisst hvilke kunder som har varmeveksler og hvilke som har akkumuleringstank. For de kundene som har installert akkumuleringstank, vil dette påvirke forbruksprofilene ved at profilene ikke nødvendigvis viser øyeblikkelig forbruk av fjernvarmen, men der fjernvarmevannet akkumuleres i varmtvannstanken. Brukeratferd i forhold til varmtvann kan dermed avvike sammenliknet med reelle forhold. Ved å utføre følsomhetsanalyse

av formålsdelt varmebehov, kunne ulik sammensetning av varmebehov med påvirkning på effektiviteten på det simulerte varmenettet blitt vurdert. Akkumulatortanker krever i tillegg et høyere temperaturnivå enn i sirkulasjonskretser, for å unngå fare for legionella. Som nevnt, blir tappevannstemperaturen redusert ned til 50 °C, men det blir ikke sett på problematikk knyttet til legionella. Ved å redusere temperaturen på varmtvannet ned til 50°C, kreves det derfor tiltak for å hindre vekst av legionella. Likevel er det viktig å sikre gode løsninger for varmtvannssystemet for å hindre vekst av legionella ved implementering av lavtemperatur varme i bygg, før temperaturreduksjoner utføres i fjernvarmenett.

Det blir kun sett på radiatorer som oppvarmingsenhet, mens gulvvarme og ventilasjonsvarme blir sett bort ifra. Gulvvarme er vanlig på bad og brukes ofte i barnehager. Gulvvarme krever lavere temperaturnivå enn radiatorer på grunn av større overflate, og kan utnytte turtemperaturer lavere enn 30 °C. Dette kan også gi lavere returtemperatur, og lavere varmetap. Gulvvarme har derimot høyere responstid enn radiatorer. Ved å kun se på radiatorer i alle bygg tilknyttet varmenettet, kan dette gi en noe villedende resultater sammenliknet med dersom ulike oppvarmingsenheter er benyttet, som ofte er tilfelle i reelle varmenett.

Usikkerhet er knyttet til grensesnitt mellom primærnett og sekundærnett.

Et stort usikkerhetsmoment er knyttet til grensesnittet mellom primærnett og sekundærnett hos kunden. De modellerte kundesentralene framstiller forenklete ideelle kundesentraler, og er basert på ett-trinns tappevannskobling, med parallellkoblede varmevekslere for varmtvann og romoppvarming. Større bygninger er ofte installert med to-trinns tappevannsvexling, der returtemperaturen ofte er noe lavere enn ved ett-trinns tappevannskobling. De simulerte varmevekslerene for oppvarming av varmtvann og romoppvarming illustrerer en ideelle varmevekslere med konstante temperaturvirkningsgrader (η) på 85 %. I realiteten vil temperaturvirkningsgradene variere med massestrømmen, og som vil påvirke returtemperaturen. Spesifikasjoner som varmeoverføringsflate A (m^2), varmeoverføringskoeffisient U (W/m^2K), og NTU-tallet (-) blir ikke tatt hensyn til. NTU er definert som en dimensjonsløs størrelse og representerer størrelsen på varmeveksleren og dermed varmeoverføringsflaten. Dersom hensyn ville blitt tatt til temperaturvirkningsgrad, varmeoverføringsflate og varmeoverføringskoeffisient, ville dette påvirket varmeoverføringsevnen til varmeveksleren.

Usikkerhet knyttet til modellering av varmenettene

Trykktapet i et distribusjonsnett avhenger av flere faktorer, blant annet volumstrøm, rørdimensjoner, ruhet, rørlengder, grener og bend, ventiler og filtre. I oppgaven blir det kun sett på trykktap som følge av friksjonstap, der en konstant friksjonskoeffisient f på 0,025 er antatt. I litteraturstudiet nevnes det at friksjonskoeffisienten avhenger av ruhet på innsiden av røret og Reynoldstallet. Det er derimot knyttet stor usikkerhet til ruhet, da ruhet påvirkes av ytre faktorer som korrosjon og belegg som kan dannes med årene. Følsomhetsanalyse av friksjonskoeffisienten kunne blitt utført

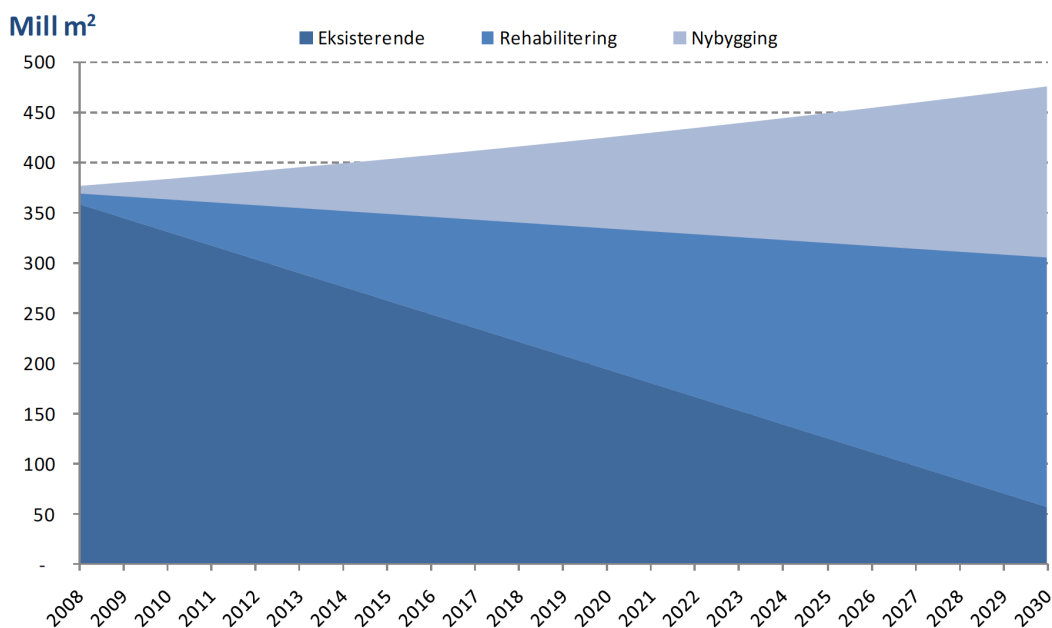
for å analysere i hvor stor grad den har påvirkning på trykktapet og dermed pumpeeffekten i varmenettet.

Varmenettene som er simulert er små i størrelse, der lengste strekning fra varmesentral til kundesentral i varmenett A er på 1230 m, mens varmenett B har lengste strekning fra varmesentral til kundesentral på 550 m. Dette gjør at forskjeller mellom varmenett A og B ved reduksjon av temperaturnivå ikke kommer tydelig fram. Resultatene viser at varmetapet vil reduseres med 25 % for begge varmenettene ved å redusere turtemperaturen i primærnettet fra 80°C til 55°C. Det er gjort forsøk ved å øke rørlengdene, der hovedledningene er økt fra 150 m til 300 m, og stikkledningene er økt fra 30m til 50m. Resultatet viste da at varmetapet reduseres 23,8% for varmenett A og 24,5% for varmenett B. Ifølge resultatene tyder dette på at prosentnedgangen i varmetap er høyere for varmenett med større linjetetthet sammenliknet med varmetap med lavere linjetetthet ved overgang fra 80°C til 55°C.

6.2 Utvikling i varmebehov over årene

Overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme i eksisterende varmenett er en langsiktig prosess, der det kan ta flere tiår før et temperaturnivå på 55°C er oppnådd. Samtidig skjer det en enorm utvikling i varme- og effektbehov i nybygg, samt at flere eksisterende bygg rehabiliteres for å bli mer energieffektive i framtiden. I oppgaven er det ikke sett på hvordan varme- og effektbehov kan utvikles med årene.

Omtrent 53 % av dagens boligmasse er oppført før 1980. Noen av byggene er rehabilitert eller har fått utført enøktiltak, og dermed oppnådd lavere varmebehov. I perioden fra 2005-2014 ble det investert i gjennomsnitt 61 milliarder kroner per år til rehabilitering, ombygging og tilbygg i boliger, og 64 milliarder kroner i andre bygninger [2]. Mye av investeringene går til energieffektivisering av bygg. Dette gjelder bedre isolering, bytting av vinduer og installering av balansert ventilasjon, som vil bidra til redusert energibruk per areal. Bygningsmassen forventes dermed å se annerledes ut de neste årene. Xrgia AS utførte en studie i 2011 som omhandler potensiale for fornybar varme og kjøling i 2030 og 2020 [23]. Som en del av studien ble det utført en framskriving av boligmassen fram til 2030, der resultatet er presentert i figur 6.1 under.



FIGUR 6.1: Framskrivning av byggeareal for alle byggesektorer fram til 2030 [23].

Som vist i figur 6.1 forventes en økning i både nybygg og rehabilitering de neste årene, mens andelen eksisterende bygg vil reduseres. Det er derimot knyttet usikkerhet rundt forventet bygningsmasse de kommende årene, og figur 6.1 viser kun prinsipielt hvordan bygningsmassen kan se ut framover.

I litteraturstudiet kapittel 2.2, blir det tatt opp hvordan fordelingen mellom varmeformålene utvikler seg i takt med strengere bygningsstandarder. Utetemperaturavhengig varmebehov forventes å gå ned grunnet bedre isolering og energieffektive installasjoner i bygg. Dette bidrar til at varmtvannsbehovet vil utgjøre en større andel av det totale varmebehovet i bygg. Videre vil dette påvirke effektbelastningen i fjernvarmenett, siden forbruksmønsteret ved oppvarming av varmtvann vil dominere og er mer sporadisk med høye effekttopper. I tillegg vil dimensjonerende effektbehov reduseres lite ved overgang til strengere bygningsstandarder. Selv om bygningene vil ha lavere varmebehov, kan de fortsatt ha behov for høy spisslast. Peakshaving og utnyttelse av varmeoverskudd i bygg blir derfor viktig å fokusere på ved framtidig fjernvarmesystem, og overgang til lavtemperatur fjernvarme.

Selv om bygg føres opp med passivhusstandard, er det ikke sikkert at varmebehov tilfredsstiller kravene til passivhus etter at byggene er ført opp. Dette kan skyldes brukere, bruksmønster og dårlig drift av bygget. Boligblokk D som er benyttet i kundemassen i simuleringsmodellen, er et eksempel på dette, se tabell 5.1 i kapittel 5.1.1. Spesifikt årlig varmebehov til boligblokken er i 2013 målt til 112 kWh/m², og spesifikt maksimalt effektbehov er målt til 43 W/m². Det anslås derfor at det vil ta mange år før virkningen av nye energieffektive hus vil påvirke og dominere fjernvarmenettet.

Kapittel 7

Konklusjon

Målet med oppgaven har vært å vurdere energisparingspotensialet ved overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme. Det er utviklet to ulike varmenett. Varmenett A består av lang rørstrekning og skal framstille et varmenett med spredt bebyggelse, og har linjetetthet lik 1,3 MWh/m. Varmenett B består av tettere rørrnett og bebyggelse og har linjetetthet lik 2,3 MWh/m. Det blir sett på overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme i eksisterende varmenett, i tillegg til utvikling av nytt lavtemperatur varmenett. Simuleringsmodellene er basert på samme kundegrunnlag. Maksimalt effektbehov i varmenettene er 791 kW og med totalt årlig varmebehov på 1,9 GWh, med 2013 som referanseår. Den totale sammenlagningsfaktoren i varmenettene er 0,83.

For eksisterende varmenett er rørrnettet dimensjonert for trykktap 50-250 Pa/m, og 80°C turtemperatur ved dimensjonerende utetemperatur, og temperaturdifferanse lik 45 K. Maksimalt trykkfall oppstår hos mest perifere kunde, og er på 57 kPa og 35 kPa for varmenett A og B for referansecase (80°C). Ved overgang til 55°C i varmenettet (case 3), er trykktapet henholdsvis på 117 kPa og 71 kPa for mest perifere kunde. Dette viser at trykktapet dobles ved å redusere turtemperatur ved dimensjonerende forhold fra 80°C til 55°C. For varmenett A gir dette en økning i pumpeeffekt på 107 % og en økning i pumpeenergi på 58 %. For varmenett B er økningen noe lavere, med økning i pumpeeffekt på 92 % og økning i pumpeenergi på 54 %, som skyldes kortere rørstrekning for varmenett B. Varmenettene som er modellert er små i størrelse sammenliknet med reelle fjernvarmesystem. Resultatene viser at dette gir påvirkning på varmetapet, der det er liten forskjell mellom varmenett A og B ved overgang til lavtemperatur fjernvarme. Varmetapet er for begge varmenettene redusert med 25 % for overgang fra 80°C til 55°C. For storskala fjernvarmeanlegg forventes det tydeligere forskjell i varmetap basert på ulike nettstrukturer og ulik linjetetthet.

For utvikling av nytt rørrnett blir det sett på ulike betingelser for R-verdi, og er satt mellom 200 til 800 Pa/m i stikkledninger, og 150-600 Pa/m for hovedledninger. R-verdi økes ved å redusere

rørdimensjonene. I motsetning til eksisterende varmenett, er nytt varmenett dimensjonert med en turtemperatur lik 55°C med 30 K i temperaturdifferanse. Ved å øke dimensjonerende R-verdi fra 200-800 Pa/m i stikkledninger og 150-600 Pa/m i hovedledningene, vil pumpeeffekten øke med 105 % og pumpeenergi med 20 % for varmenett A. For varmenett B vil pumpeeffekten øke med 53 % og pumpeenergi med 7,65 %. Dette antyder at linjetetthet spiller en stor rolle ved overgang til lavtemperatur fjernvarme dersom økning av R-verdi tillates. Varmetapet i varmenett A og B vil derimot omtrent ikke påvirkes ved økte R-verdier. Dette kan skyldes at rørdimensjonene ikke er betydelig endret ved ulike R-verdier. Trykktap er omvendt proporsjonal med rørdiameter i femte potens, og påvirkes dermed i større grad enn varmetapet. Liten forskjell i varmetap kan også indikere at varmenettene som er modellert er såpass små i størrelse at forskjellene i varmetap ikke kommer tydelig nok fram. Det antas derimot at nettstruktur og linjetetthet spiller en større rolle på varmetapet ved økning av R-verdi i storskala fjernvarmenett.

Gjennom hele oppgaven fokuseres det på å holde lave returtemperaturer da dette gir høy temperaturdifferanse og behov for mindre vannmengder i varmenettet. Et problem i fjernvarmenett er imidlertid høy returtemperatur fra kundesentraler. Gjennom undersøkelser av kundesentraler funnet i litteraturstudiet henvises det stadig til problemer i styring som hyppigste årsak til for høy returtemperatur. Andre forhold som kan føre til høy returtemperatur er for lav turtemperatur hos perifere kunder grunnet varmetap, omløp mellom tur- og returrør, utmatting av varmeveksler og feil i varmesystem hos kunder. Det er av denne grunn sett på ulike scenarier som kan føre til for høy returtemperatur. Det er utført analyser av omløp, utmatting av varmeveksler, brukeratferd og justering av fyringskurve. Resultater viser at påvirkning på returtemperatur med omløp er av mindre betydning i lavtemperaturnett med 55°C (case 3), enn med 80°C (referansecase). Det er lite som skiller varmenett A og B ved omløp, som kan forklares med at varmenettene er små i størrelse, og der forskjellene ikke kommer tydelig nok fram som nevnt tidligere. På vinterhalvåret (okt-mars), vil omløpsventiler som slipper gjennom 10 % av vannmengden på primærsiden hos samtlige kunder, øke gjennomsnittlig returtemperatur med 3,7 K for referansecase (80°C) og 2,5 K for case 3 (55°C). For referansecasen (80°C) gir dette en økning i varmetapet på 3,3 %, og en økning på 3,1 % for case 3 (55°C). Omløpsventiler er som oftest åpen om sommeren for å hindre at turtemperaturen faller under miste tillatte nivå. Et typisk problem er defekte reguleringsventiler, eller at driftspersonale glemmer å stenge ventilen på vinteren.

Returtemperatur i scenariene ved utmatting av varmeveksler og brukeratferd i form av høyere ønsket innetemperatur er av større betydning for varmenett med lave temperaturer enn høye temperaturer. Utmatting av er en sjeldnere årsak til for høy returtemperatur, men lekkasjer og beleggdannelse er likevel et kjent problem. Resultatene viser at varmeveksler til varmtvann er av størst betydning på returtemperaturen sammenliknet med varmeveksler til romoppvarming, spesielt på sommerhalvåret da oppvarmingsbehovet er svært lavt. Det forventes i framtidige bygg at fyringssesongen også blir kortere, som vil føre til at varmeveksler for varmt tappevann vil spille

en større rolle på returtemperaturen. Ved å øke innetemperaturen hos samtlige kunder fra 21°C til 25°C, vil nødvendig volumstrøm øke med 11 % for case 3 (55°C) og 7 % for referansecasen (80°C). Dette gir tilsvarende økt pumpeenergi på 15 % og 7,5 %. Det er gjort analyser av ulike fyringskurver for varmesystem hos kunden for case 3 (55°C). Resultatene viser at en godt justert fyringskurve kan øke gjennomsnittlig temperaturdifferanse med 3 K sammenliknet med en mindre godt justert fyringskurve. I tillegg vil varmetapet og pumpeenergi reduseres.

Framtidens varmebehov i bygg reduseres. Ved spredt bebyggelse kan dette gi utfordringer med linjetetthet (MWh/m) og dermed konkurransevnen til fjernvarmesystemet. Det er utført simuleringer med varierende linjetetthet og resultater viser at varmetapet øker betydelig ved lav linjetetthet. Trenden viser at referansecase (80°C) har en brattere økning i varmetap ved lav linjetetthet sammenliknet med case 3 (55°C). For pumpeenergi er tilfellet motsatt. Ved å redusere temperaturnivået til 55°C i primærnettet, viser resultatene en kraftig økning i pumpeenergi ved lav linjetetthet sammenliknet med temperaturnivå på 80°C. Som nevnt er de simulerte varmenettene små i størrelse med kapasitet på 791 kW. Det er utført en dimensjonsanalyse av pumpeeffekt og pumpeenergi for å analysere hvordan reduksjon av temperaturnivå vil påvirke fjernvarmenett i større skala. Ved å øke kapasiteten i nettet fra 791 kW til 50 MW, vil pumpeeffekten for case 3 (55°C) vise en klart brattere økning sammenliknet med referansecasen (80°C). Varmenett B kommer best ut, med lavere stigningstall for pumpeeffekt. For årlig elektrisitetsforbruk til pumpe er nettstrukturene av mindre betydning, men temperaturnivå av stor betydning. Ved å tillate økte R-verdier, som i eksempelet ved utvikling av nytt varmenett, vil pumpeeffekten vise en signifikant økning for varmenett A med høye R-verdier. Forskjellen i økning av elektrisitetsbehovet til pumpen, er derimot mindre for de ulike trykktapsbetingelsene.

Oppsummert viser resultatene gjengående betydelige fordeler ved overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme. Prosentvis maksimal pumpeeffekt vil øke i større grad enn prosentvis redusert varmetap, der pumpeeffekten vil øke med rundt 60% og varmetapet vil reduseres med rundt 25% for varmenett A og B. For varmenett A vil årlig pumpeenergi per fjernvarme levert øke fra 1,33 kWh/MWh til 2,11 kWh/MWh ved overgang fra 80°C til 55°C. For varmenett B vil økningen være fra 1,3 kWh/MWh til 2 kWh/MWh. Sammenliknet med et normalt fjernvarmesystem, vil dette ligge mellom 5-10 kWh pumpeenergi per levert varme. Årsaken til modelleringene gir lavere verdier, er at størrelsen på varmenettet er lite, som gir lave trykktap i systemet.

Resultatene viser at overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme kan være kritisk for pumpeeffekten. Dette er grunnet lavere temperaturdifferanse mellom tur- og returledning, og som fører til høye volumstrømmer og dermed høy pumpeeffekt for å kunne sirkulere vannstrømmingen i distribusjonsnettet. Dette gjelder spesielt i områder med lav linjetetthet. Dette kan føre til at effektivitetsgevinsten av å senke temperaturnivået ikke kompenseres nok med økt varmetap, økt vannmengde grunnet lavere temperaturdifferanse og rørdimensjoner.

Målet med oppgaven har likevel vært å lage et grunnlag for et lavtemperatur varmenett og gi en indikasjon på hvilke faktorer som vil være utfordrende ved overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme.

Simuleringene av varmenettene er basert på et fiktivt område, og det har vært nødvendig å gjøre en rekke antakelser og forenklinger. I tillegg er kapasiteten og varmenettene små i størrelse. Dette gjør at forskjellen mellom varmenett A og B ikke kommer like tydelig fram i alle resultater. Det er derfor viktig å være kritisk til resultatene som er lagt fram. Resultatene vil likevel gi et bilde på energisparingspotensialet ved å senke temperaturnivået fra 80°C til 55°C.

Kapittel 8

Videre arbeid

Varmenettene som er simulert er små i størrelse, med kapasitet på 791 kW. Forskjeller mellom de ulike nettstrukturene som er simulert vil ikke komme tydelig nok fram ved alle analyser. For å benytte resultatene i oppgaven som beslutningstaking ved større anlegg, bør det utvikles modeller som tar for seg et fjernvarmeanlegg av større skala. Som videreføring av oppgaven kan dette være aktuelt å se på.

I oppgaven er det sett på ulike scenarioer som kan føre til problemer med høy returtemperatur. I Litteraturstudiet er det avdekket at hovedårsaken til for høy returtemperatur skyldes feil i styring og reguleringsventiler. I modellene som er utviklet, er det ikke sett på styringssystemer eller ventilautoritet. Det kan derfor være interessant å se på hvordan feil i reguleringsventiler påvirker returtemperaturen i en kundesentral.

For dimensjonering av rørene i varmenettene, er det er ikke utført beregning av optimale rørdimensjoner der økonomiske forhold er tatt i betraktning. Rørdimensjonene er valgt kun på basis av tekniske forhold for å tilfredsstillte valgte R-verdier og dimensjonerende varmeeffekt.

Som videreføring av oppgaven foreslås det å forbedre simuleringsmodellen for grensesnittet mellom kundesentral og varmenett. Spesielt varmevekslere og regulering vil være viktig å fokusere på.

For å motivere fjernvarmekunder til å levere lavere returtemperatur til fjernvarmenettet, er tariffer som straffer kunder med høye returtemperaturer og belønner ved lave returtemperaturer vanlig. Volumpris er utviklet hos blant annet Statkraft Varme, der kostnadsledd for vannmengde er inkludert. Mer konkrete kostnadsbesparelser for kunder ved å oppnå lavere returtemperatur, kan være interessant å analysere.

Referanser

- [1] Å. Utne. Statkraft Varme AS. E-post samtale 18.01.17.
- [2] Danfoss A/S. «Introduction for designing district heating systems». I: *The Heating Book-8 steps to control of heating systems* ().
- [3] Statkraft Varme AS. I: *Tekniske bestemmelser for fjernvarme kundesentraler og innvendig røranlegg* (2015).
- [4] Statkraft Varme AS. *Nå kan du selv påvirke fjernvarmeprisen din i Trondheim, ved å utnytte varmen bedre. Faktaark.*
- [5] Å. Utne. Statkraft Varme AS. *Hvorfor oppstår lekkasjer i varmevekslere (ppt)*. Fjernvarmedagene 2013, Fornebu 28.-29.oktober.
- [6] H. Kristjánsson og B. Bøhm. «Optimum design of distribution and service pipes». I: *Section 2. District heating in areas of low density. 10th International Symposium on District Heating and Cooling* (2006).
- [7] H. Kristjánsson og B. Bøhm. I: *Pipe network cost models for system analysis* (2008).
- [8] Norsk Institutt for Bioøkonomi (NIBIO). *Klimadata. AgroMetBase*. URL: <http://lmt.bioforsk.no/agrometbase/getweatherdata.php>.
- [9] LOGSTOR Calculator. URL: <http://calc.logstor.com/en/>.
- [10] C.H Christiansen mfl. I: *Results and experiences from a 2-year study with measurements on a low-temperature DH-system for low energy buildings* (2012). The 13th International Symposium on District Heating and Cooling, Copenhagen.
- [11] CH. Christiansen mfl. «Demonstration af lavenergifjernvarme til lavenergibyggeri i boligforeningen Ringgaardens Afd. 34 i Lystrup». I: *Energistyrelsen-EUDP 2008-II* (2011).
- [12] ENOVA. «Hovedtrender i Enovas satsingsområder». I: *Markedsutviklingen 2015* (2015).
- [13] J.E Pettersen. Folkehelseinstituttet. «Vannraport 123». I: *Forebygging av legionellasmitte - en veiledning 4* (2015).
- [14] A. Fransson. *Avkylningsarbeite på Goteborg Energi ab 1995-2004*. Goteborg Energi, Fjorrvarme, FoU 2005-132, 2005.

- [15] S. Frederiksen og S. Werner. I: *Fjærrv rme. Teori, teknik og funktion* (1993).
- [16] S. Frederiksen og S. Werner. *District Heating and Cooling*. Studentlitteratur AB, Lund, 2013, s. 54–55, 97, 393–398, 444, 462–468. ISBN: 978-91-44-08530-2.
- [17] Dansk fjernvarmes FU konto. «Etablering av lavtemperaturfjernvarme i eksisterende fjernvarmeforsyning». I: (2014). Prosjektrapport.
- [18] H. Gadd og S. Werner. «Fault detection in district heating substations». I: *Applied Energy* 157 (2015), s. 51–59.
- [19] O. Gudmundsson, A. Nielsen og J. Iversen. «The effects of lowering the network temperatures in existing networks». I: DHC13, The 13th International Symposium on District Heating and Cooling, September 3-4, 2012, Copenhagen, Denmark, s. 116–121.
- [20] J. Gustafsson og F. Sandin. *12 - District heating monitoring and control systems A2 - Wiltshire, Robin*. Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems. Woodhead Publishing, 2016, s. 241–258. ISBN: 978-1-78242-374-4.
- [21] J. Gustafsson og F. Sandin. «New developments in pipes and related network components for district heating». I: *Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems* (2016).
- [22] L.P Haugerud, I.R Lien og E. Jensen. Norsk Energi. *Studie p  energibruk i bygg med fjernvarmetilknytning*. 2011.
- [23] M. Havskjold mfl. I: *Potensial for fornybar varme og k oling 2020 og 2030* (2011).
- [24] A. Hesaraki, A. Ploskic og S. Holmberg. «Integrating Low-temperature Heating Systems into Energy Efficient Buildings». I: *Energy Procedia. 6th International Building Physics Conference, IBPC 78* (2015), s. 3043–3048.
- [25] H.Gadd og S.Werner. «Achieving low return temperatures from district heating substations». I: *Applied Energy* 136 (2014), s. 59–67.
- [26] M.E Ingebretsen. *Muligheter for konvertering av eksisterende bygninger til lavtemperatur fjernvarme*. Masteroppgave, NTNU, 2015.
- [27] EHP Task Force Customer Installations. «Guidlines for District Heating Substations». I: *Euroheat and Power* (2008).
- [28] P. Lauenburg. *11 – Temperature optimization in district heating systems*. Advanced District Heating and Cooling (DHC) Systems. Woodhead Publishing, 2016, s. 223–240. ISBN: 978-1-78242-374-4.
- [29] H. Li mfl. «Subtask B: District Heating and Cooling Technologies». I: *IEA Annex TS1: Low Temperature District Heating for Future Energy Systems* (2016).
- [30] H. Li mfl. «Technological issues to supply low temperature district heating». I: The 15th International Symposium on District Heating and Cooling September 4-7, 2016, Seoul, Republic of Korea (South Korea).

- [31] T. Line. *Ultra-lavtemperert nærvarme, COWI, AC ENKO*. Funnet: februar 2017. URL: http://vvs-konferansen.no/onewebmedia/AC%20Save%20energy_web_small.pdf.
- [32] P. Ljunggren og J. Wollerstrand. «Optimum performance of radiator space heating systems connected to achieve lowest possible district heating return temperature». I: *Sektion 8b. Heat metering and water quality* (2006). 10th International Symposium on District Heating and Cooling.
- [33] LOGSTOR. I: *Dokumentasjon og tekniske data. FlextraPipe- PexFlextra* (). URL: https://www.logstor.com/media/1855/pexflextra_en_p_dh.pdf.
- [34] LOGSTOR. I: *Dokumentasjon og tekniske data. LOGSTOR FlextraPipe - AluFlextra* ().
- [35] N.B. Andersen m.fl. *Varme Ståbi*. 4. utg. Nyt Teknisk Forlag, 2004, s. 271. ISBN: 8757125465.
- [36] Thema Consulting Group. Kommunal- og moderniseringsdepartementet. *Konsekvensen av å endre eller fjerne tilknytningsplikten til fjernvarme*. 2015. ISBN: 978-82-93150-89-3.
- [37] Jon. S. Gudmundsson. NTNU. *Trykktap i rørledninger*. 2010.
- [38] P.K Olsen mfl. «Guidelines for Low-Temperature District Heating». I: *EUDP 2010-II: Full-Scale Demonstration of Low Temperature District Heating in Existing Buildings, Journal No. 64010-0479* (2014).
- [39] M. Pirouti mfl. «Optimisation of supply temperature and mass flow rate for a district heating network». I: *Proceedings of ECOS* (2012), s. 26–29.
- [40] A. Dalla Rosa. «Network Design and Optimization for Integrating Energy Concervarion and Renewable Energy Use in Energy Sustainable Communities». I: *The Development of a New District Heating Concept* (2012). Doctoral thesis for the degree of Doctor of Philosophy (PhD), Technical University of Denmark, Department of Civil Engineering, Kgs. Lyngby, Denmark 2012.
- [41] A. Dalla Rosa og J.E. Christensen. «Low-energy district heating in energy-effeicient building areas». I: *Energy* 36 (2011), s. 6890–6899.
- [42] A. Dalla Rosa mfl. «District heating (DH) network design and operation toward a system-wide methodology for optimizing renewable energy solutions (SMORES) in Canada: A case study». I: *Energy* 45 (2012), s. 960–974.
- [43] L. Larsson og S. Andersson og S. Werner. *Nuläge värmegles fjärrvarme*. Svenska Fjärrvärmeföreningens Service AB, 2002.
- [44] V. Novakovic og S.O Hanssen og J.V Thue og I. Wangensteen og F.O Gjerstad. *ENØK i Bygninger*. 3. utg. 2007. ISBN: 978-82-05-37496-6.
- [45] Statistisk sentralbyrå (SSB). I: *Bygningsmassen, 2002* (). URL: <https://www.ssb.no/a/kortnavn/bygningsmasse/arkiv/tab-2002-01-28-02.html>.
- [46] Statistisk sentralbyrå (SSB). *Bygningsmassen, 1. januar 2016*.

-
- [47] Statistisk sentralbyrå (SSB). *Fjernvarme, 2015*.
- [48] J. Stene og O.Ø. Smedegård. COWI. *Hensiktsmessige varme- og kjøleløsninger i bygninger*. 2013.
- [49] E.N. Haugen (PROento AS). Forelesningslide fra faget TEP4535 Energiforsyning og klimatisering av bygninger ved NTNU. 2015.
- [50] J. Tveiten, H. Birkeland og A.L.H.Eide. Norsk Energi. I: *Fjernvarme i Norge. Faktaprosjekt* (2005).
- [51] VVS-Utviklingscenter. *Prenøk 5.0. Kundesentraler for fjernvarme. Systemløsninger og dimensjonering*. Skarland Press AS, 2009.
- [52] VVS-Utviklingscenter. «VVS-bransjens håndbok i vannbåren energi». I: *Prenøk 5.0* (1995).
- [53] P. Wallentén. *Steady-state heat loss from insulated pipes*. Department of Building Physics, Lund, 1991.
- [54] J. Wollerstrand, P. Ljunggren og P.O. Johansson. *Optimal regulering av radiatorsystem*. Svensk Fjärrvärme AB, 2007. ISBN: 978-91-7381-005-0.
- [55] K. Yliniemi. *Fault detection in district heating substations*. Computer Science og Electrical Engineering, Luleå tekniska universitet, 2005.
- [56] D. Zijdemans. *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. Skarland Press AS, 2014. ISBN: 9788290033311.
- [57] H. Zinko mfl. «District Heating Distribution in Areas with Low Heat Demand Density». I: *IEA Implementing Agreement on District Heating and Cooling, including the integration of CHP. ANNEX VII* (2008).
- [58] T. Aanensen og N. Fedoryshyn. Statistisk sentralbyrå. I: *Fjernvarme og fjernkjøling i Norge. Utvikling i sentrale størrelser* (2014).

Tillegg A

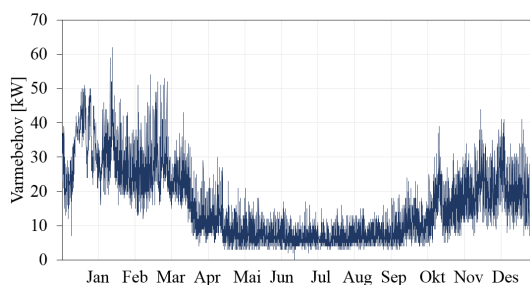
Forbruksdata til kundene i det simulerte varmenettet

Følgende grafer viser forbruksdata for år 2013 for de ulike kundene i det simulerte varmenettet. Enkelte av byggene ble ikke tatt fullstendig i bruk før starten av 2013, og derfor vil noen av forbruksdataene i starten av året avvike fra resten av året. Dette gjelder spesielt boligblokk C og D, og barnehagen.

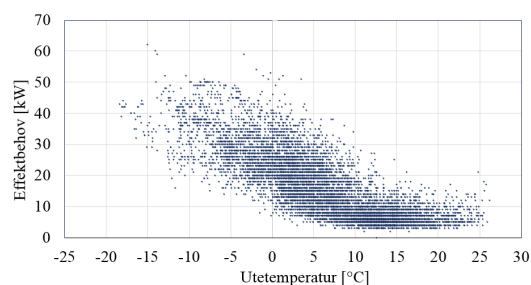
Boligblokk A

Kundesentral 1

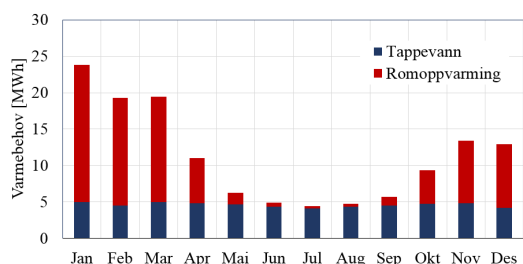
- Romoppvarmingsbehov = 33,8 kWh/(m²·år)
- Tappevannsbehov = 23,1 kWh/(m²·år)



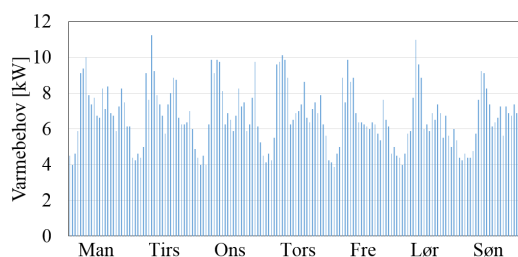
(a) Årlig varmebehov.



(b) Effekt-utetemperaturkurve.

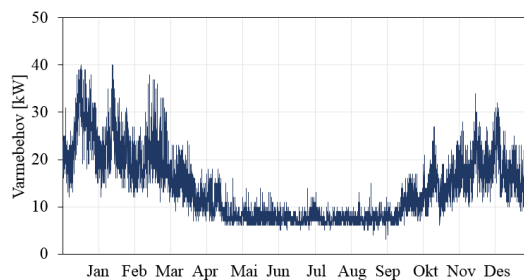


(c) Formålsdelt varmebehov.

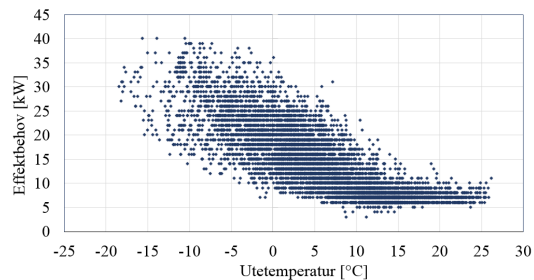


(d) Aggregert ukesprofil for tappevannsforbruk.

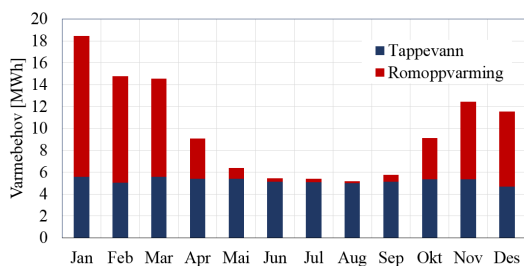
FIGUR A.1: Boligblokk A.

Boligblokk B*Kundesentral 2*

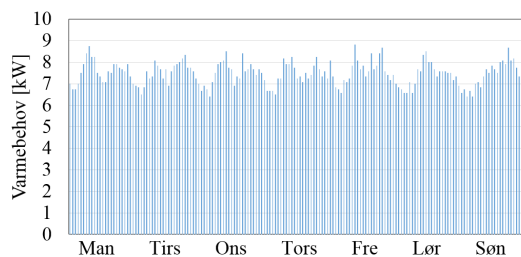
(a) Årlig varmebehov.



(b) Effekt-utetemperaturkurve.

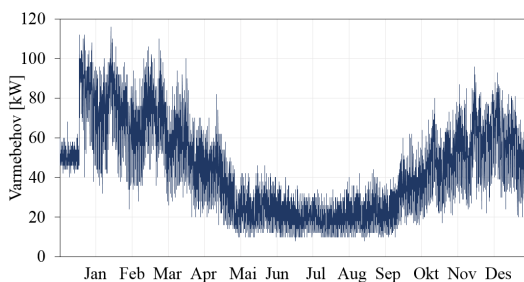


(c) Formålsdelt varmebehov.

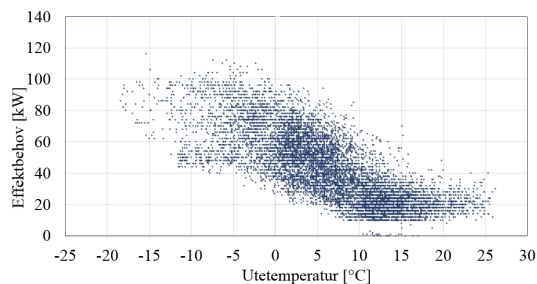


(d) Aggregert ukesprofil for tappevannsforbruk.

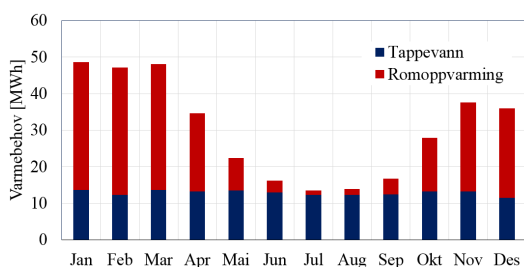
FIGUR A.2: Boligblokk B.

Boligblokk C*Kundesentral 3*

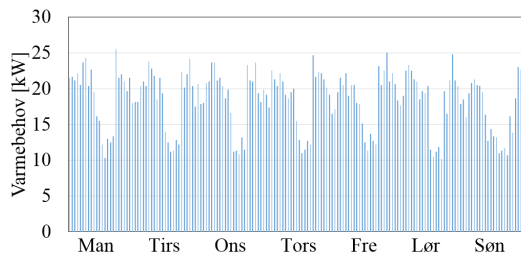
(a) Årlig varmebehov.



(b) Effekt-utetemperaturkurve.



(c) Formålsdelt varmebehov.

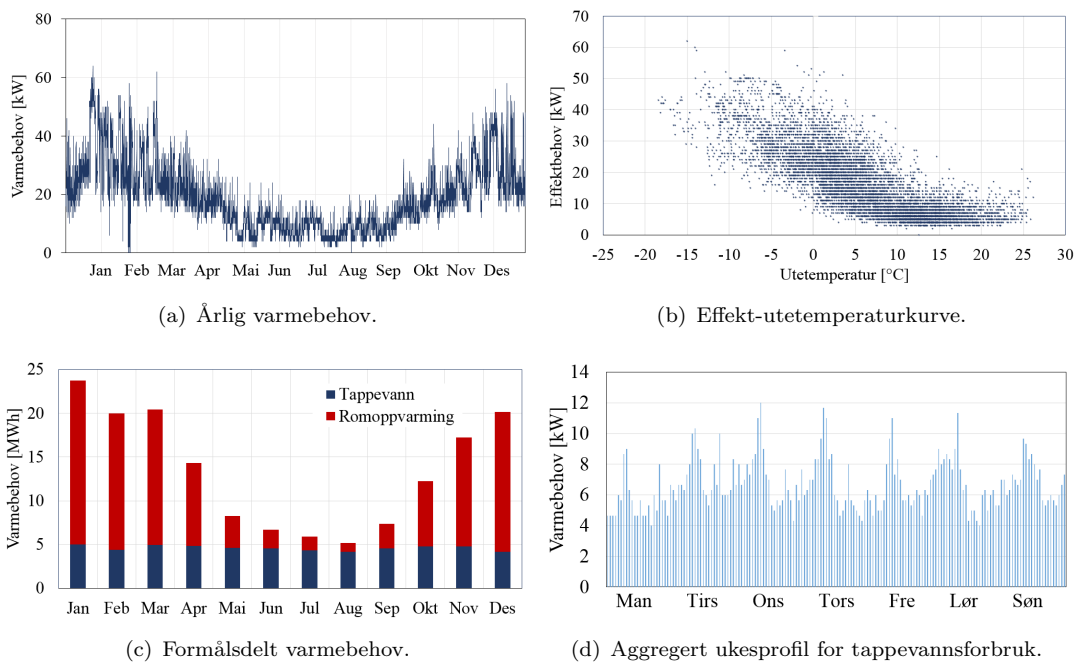


(d) Aggregert ukesprofil for tappevannsforbruk.

FIGUR A.3: Boligblokk C.

Boligblokk D

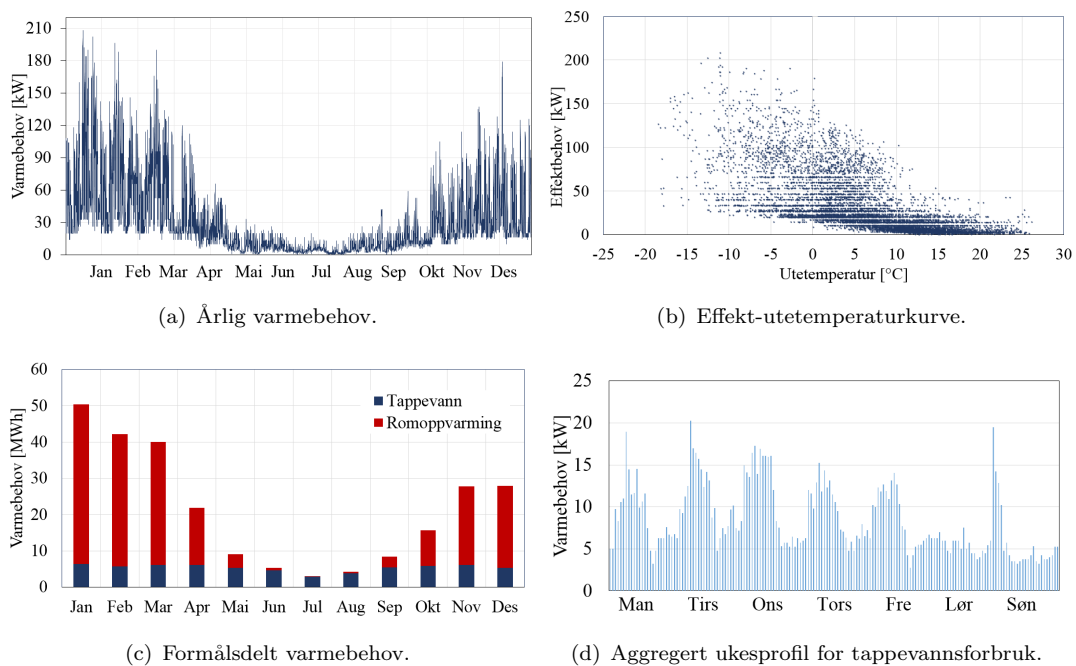
Kundesentral 4



FIGUR A.4: Boligblokk D.

Ungdomsskole

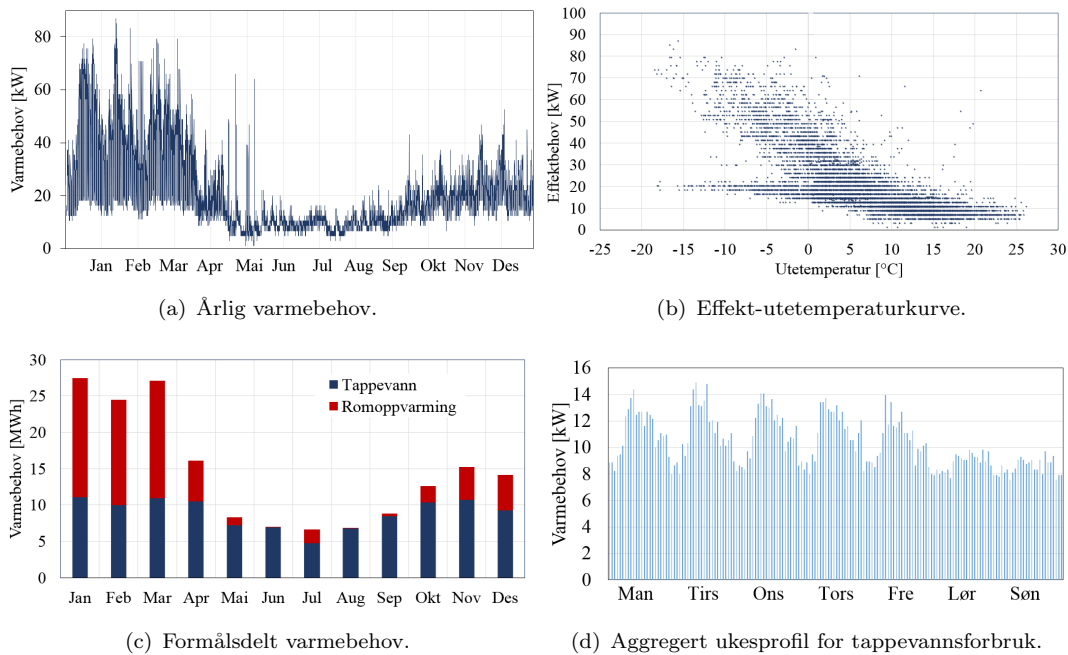
Kundesentral 5



FIGUR A.5: Ungdomsskole.

Idrettshall

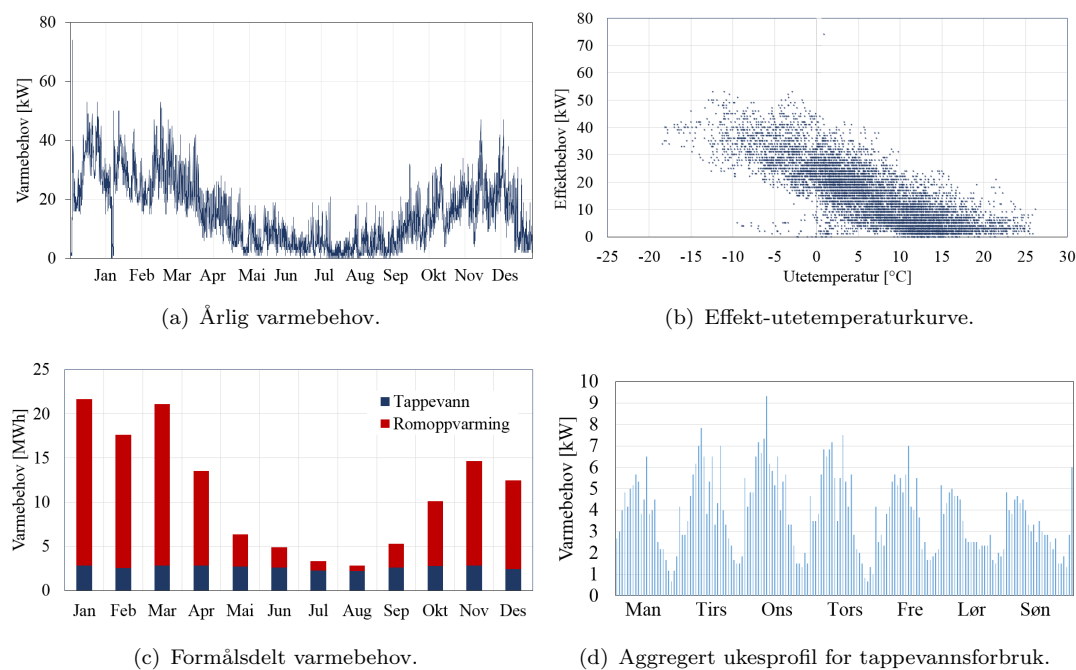
Kundesentral 6



FIGUR A.6: Idrettshall.

Barnehage

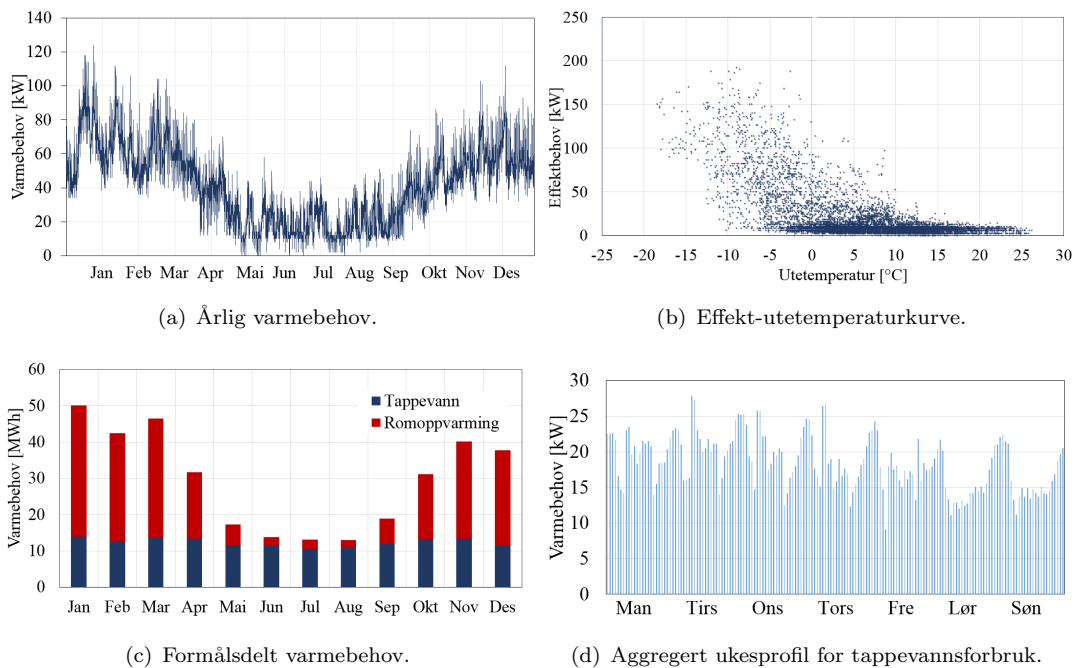
Kundesentral 7



FIGUR A.7: Barnehage.

Helse- og velferdssenter

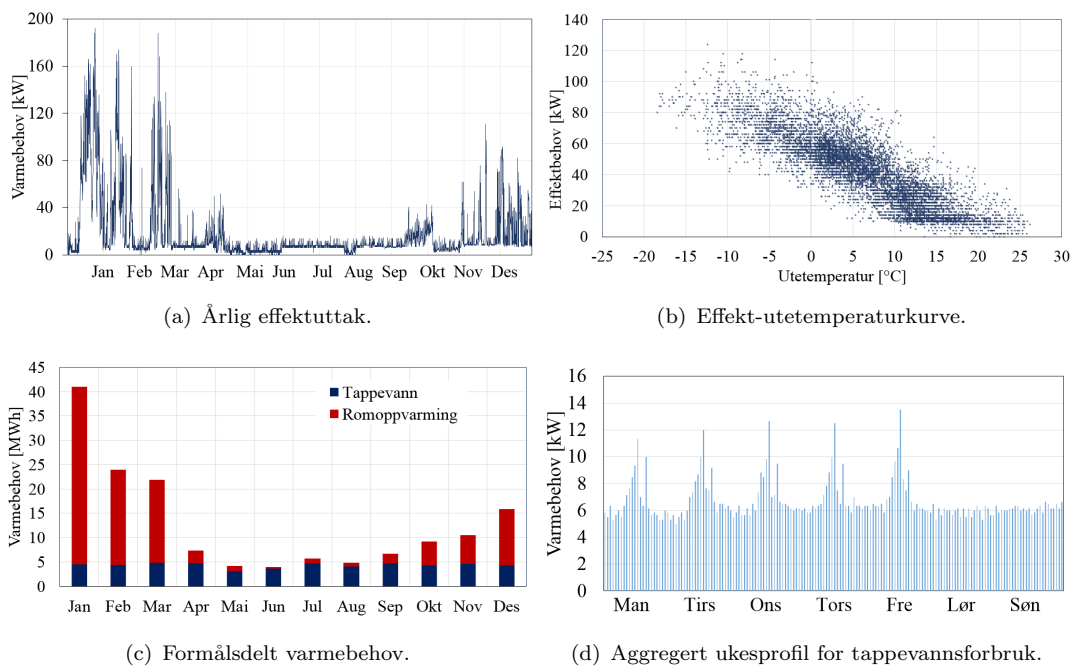
Kundesentral 8



FIGUR A.8: Helse- og velferdssenter.

Kontor-/forretningsbygg

Kundesentral 9



FIGUR A.9: Kontor-/forretningbygg

Lavtemperatur-varmenett

Elise Kristine Løve Nielsen (1), Natasa Nord (2), Hanne Kauko (3), *Norges tekniske- og naturvitenskapelige universitet (NTNU)*

Nøkkelord—lavtemperatur fjernvarme, lav returtemperatur, linjetetthet

I. INTRODUKSJON

Lavtemperatur fjernvarme er et virkemiddel for å nå målene om fleksibel og energieffektiv varmforsyning. Dette innebærer å møte framtidens lavere energi- og effektbehov i bygg og muligheten til å utnytte lavverdige energikilder som spillvarme og fornybar energi. Lavere temperaturer vil i tillegg gi mindre varmetap, og lavere investeringskostnader til rør. Målet med oppgaven er å vurdere energisparingspotensialet ved overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme.

II. METODE

For å illustrere og analysere konseptet om lavtemperatur, er det modellert to fiktive varmenett i MATLAB med ulike nettstrukturer for å analysere trykk- og temperaturdistribusjon i nettet. Varmenett A representerer spredt bebyggelse og har linjetetthet 1,3 MWh/m, mens varmenett B representerer tett bebyggelse og har linjetetthet 2,3 MWh/m, se figur 1 og 2. For områder med lav varmetetthet er utforming av nettstruktur avgjørende for lønnsomheten til fjernvarmesystemet, ved at det har betydning på linjetettheten til varmenettet. For varmenett A er maksimal rørstrekning fra varmesentral til kundesentral 1230 m, mens maksimal rørstrekning for varmenett B er 510 m.

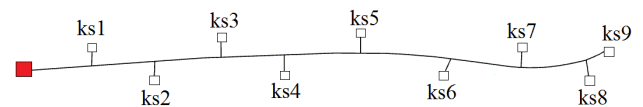
Det er valgt å se på et område sammensatt av ulike typer bygninger for å analysere en variert kundemasse og hvordan ulike typer bygninger i et typisk boligområde opererer sammen. Kundemassen er basert på reelle forbruksdata fra Trondheim i 2013, og er utlevert av Statkraft Varme. Kundemassen består av fire boligblokker med TEK10 og passivhusstandard. I tillegg består kundemassen av en ungdomskole og tilhørende idrettshall, en barnehage, et helse- og velferdssenter og et kontor-/forretningsbygg med lavenergistandard. Hvert bygg har installert en egen kundesentral, og har vannbåren varme til romoppvarming og oppvarming av varmt tappevann. Tappevann- og romoppvarmingsbehovet i alle bygninger dekkes av fjernvarme, og det antas at radiator brukes som oppvarmingskilde i alle bygg og vil dekke alt romoppvarmingsbehov. Disse bygningene har lavt varmebehov, og antas å kunne tilpasses lavtemperatur varmesystem uten å

(1) Elise Løve Nielsen - Student v/ Energiforsyning og klimatisering av bygninger ved NTNU.

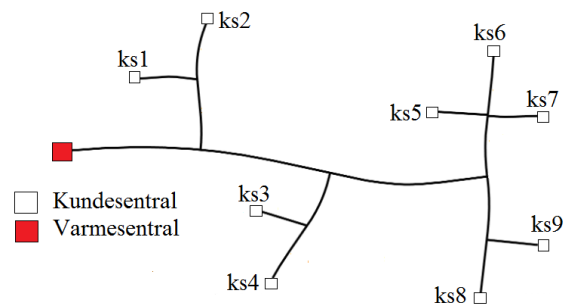
(2) Natasa Nord - Hovedveileder. Førsteamanuensis v/insitutt for Energi og prosesssteknikk

(3) Hanne Kauko - Medveileder. SINTEF Energi

måtte gjøre vesentlige tiltak på varmesystemet.



Figur 1: Varmenett A.



Figur 2: Varmenett B.

Lavtemperatur fjernvarme kan implementeres enten i eksisterende varmenett eller i utvikling av nytt varmenett. Det er valgt å gjøre simuleringer både på nytt og eksisterende varmenett, av den grunn at dimensjonsgrunnlaget på rørene er forskjellig i de to tilfellene som følge av lavere temperaturer og redusert ΔT ved lavtemperaturnett sammenliknet med høytemperaturnett.

Eksisterende varmenett

Det eksisterende varmenettet er dimensjonert basert på følgende parametre:

- Turtemperatur vinter (ved DUT): 80°C
- Turtemperatur sommer: 70°C
- Dimensjonerende temperaturdifferanse, ΔT : 45 K
- Kriterie for R-verdi (ved DUT): 50-250 Pa/m
- Rørtype: Twinrør i stål levert av Logstor, serie 1
- Maksimal vannhastighet: 2 m/s

Overgang fra høytemperatur til lavtemperatur fjernvarme skjer så ved gradvis reduksjon i turtemperatur. I simuleringmodellene er det utviklet fire ulike temperaturcaser,

der to av dem i hovedsak blir gjennomgått her: referansecase og case 3. Referansecase representerer temperaturnivå i tradisjonelle fjernvarmenett og case 3 representerer temperaturnivå i lavtemperaturnett, se Tabell 1 under:

	Primærnett		Radiatorsystem	
	Vinter	Sommer	Vinter	Sommer
Referansecase	80°C	70°C	60°C	25°C
Case 3	55°C	55°C	50°C	20°C

Tabell 1: Turtemperaturer i primærnett og radiatorsystem.

Utvikling av nytt rørrnett

For utvikling av nytt rørrnett benyttes plastrør for rørdimensjoner 32mm og lavere, samt bedre isolasjonsegenskaper. Utvikling av nytt varmenettet er dimensjonert basert på følgende parametre:

- Turtemperatur: 55°C
- Dimensjonerende temperaturredifferanse, ΔT : 30 K
- Rørtype: Twinrør i stål levert av Logstor, serie 3
- Rørtype: Twinrør i Aluflextra-materiale levert av Logstor, serie 3
- Maksimal vannhastighet: 2 m/s

For at lavtemperaturnett skal være energieffektivt og lønnsomt er det viktig at varmetapet holdes lavt. Dette oppnås ved bruk av god isolering og små rørdimensjoner. For å holde rørdimensjonene nede, er det nødvendig å øke trykktapet i rør. Det er derfor definert ulike trykkbetingelser mellom 200 til 800 Pa/m for utvikling av nytt rørrnett.

Beregningsmetoder for kundesentral

Det er valgt å lage en modell av kundesentral for å analysere hvordan kunder og styring i en kundesentral kan påvirke returtemperaturen i et varmenett. I tillegg har det vært nødvendig å lage en modell på grunn av ukjent returtemperatur og massestrøm i primærnettet, som er et resultat av avkjølingsevnen i kundesentraler. Kundesentralene er valgt å være indirekte koblet til primærnettet, med separate parallellkoblede varmevekslere til romoppvarming og oppvarming av varmt tappevann. Likning 1 er benyttet for å beregne returtemperaturen på primærsiden av varmeveksleren.

$$T_{r,p} = T_{t,p} - \varepsilon (T_{t,p} - T_{r,s}) \quad [^{\circ}C] \quad (1)$$

der $T_{t,p}$ og $T_{r,p}$ viser tur- og returtemperatur på primærsiden av varmeveksleren, $T_{r,s}$ viser returtemperatur på sekundærsiden og ε er temperaturvirkningsgraden i varmeveksleren. Likning 2 er benyttet for å beregne returtemperatur i en radiator.

$$T_r = 2 \cdot \left(\left(\frac{\dot{Q}_{vv}}{\dot{Q}_{d,vv}} \right)^{\frac{1}{n_1}} \cdot \left(\frac{T_{t,d} + T_{r,d}}{2} - T_i \right) + T_i \right) + T_{tur} \quad (2)$$

der T_t og T_r er tur- og returtemperatur i radiatoren, \dot{Q}_{vv} er varmebehov, $\dot{Q}_{d,vv}$ er dimensjonerende varmebehov, $T_{t,d}$ og $T_{r,d}$ er dimensjonerende tur- og returtemperatur, T_i er romtemperatur og n_1 er radiatoreksponenten.

Beregningsmetoder for varmenett

Hovedproblemstillingene ved modellering av varmenettene, har vært å simulere varmetap og trykktap.

Som følge av varmetap i distribusjonsnettet, vil det forekomme temperaturfall langs rørrnettet. Likning 3 viser temperaturfall i rør.

$$T_{ut,i} = \begin{cases} T_g + (T_{inn,i} - T_g) \exp\left(-\frac{U_i L_i}{\dot{m}_i c_p}\right) \\ T_g \end{cases} \quad (3)$$

For varmetap i twinrør, er det nødvendig å se på varmetap fra rørene hver for seg, der varmetapet er basert på følgende likninger for turledning q_1 og returledning q_2 :

$$q_1 = U_{11} (T_1 - T_g) - U_{12} (T_2 - T_g) \quad [W/m] \quad (4)$$

$$q_2 = U_{22} (T_2 - T_g) - U_{21} (T_1 - T_g) \quad [W/m] \quad (5)$$

Ved twinpipe, der rørene er identiske og plassert horisonalt i forhold til hverandre, vil $U_{12} = U_{21}$ og $U_{11} = U_{22}$. Dette gir følgende varmetapsuttrykk for twinrør:

$$q_{tot} = q_1 + q_2 = 2 (U_{11} - U_{12}) (T_m - T_g) \quad [W/m] \quad (6)$$

Varmetapskoeffisientene U_{11} og U_{12} er beregnet basert på Wallentens eksplisitte likninger, se [1].

Trykktapet i rør grunnet friksjon er beregnet ved bruk av likning 7:

$$\Delta p_{frikisjon} = \frac{8 \cdot f \cdot L}{d_i^5 \cdot \pi^2 \cdot \rho} \dot{m}^2 \quad [Pa] \quad (7)$$

der f er friksjonskoeffisienten, L er lengden på røret, d_i er rørdiameteren, ρ er vannettheten og \dot{m} er massestrømmen i røret. Trykkfallet over kundesentralene (Δp_{ks}) og varmesentralen (Δp_{vs}) er satt til 70 kPa og 100 kPa. Totalt trykkfall i varmesystemet beregnes som vist i likning 8.

$$\Delta p_{tot} = 2RL + \Delta p_{ks} + \Delta p_{vs} \quad [Pa] \quad (8)$$

der $R \cdot L$ tilsvarer Δp .

Pumpen driftes etter differansetrykket i rørstrekningen som ligger lengst unna varmesentralen. Pumpeeffekten er proporsjonal med trykktapet og volumstrømmen, og er gitt ved likning 9.

$$P_{el} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta} \quad [W] \quad (9)$$

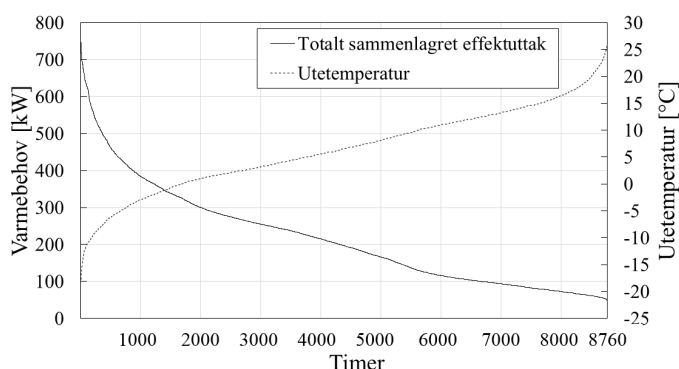
\dot{V} er maksimal volumstrøm i varmenettet og η er virkningsgraden til pumpen, og er satt konstant lik 0,85.

III. RESULTATER

Varmesentralen leverer det totale fjernvarmebehovet til kundene, og er dimensjonert basert på sammenlagingsfaktoren. Følgene spesifikasjoner gjelder for varmenettene for referanseåret 2013:

- Sammenlagingsfaktor = 0,83
- Maksimal kapasitet = 791 kW
- Fjernvarme levert = 1,9 GWh

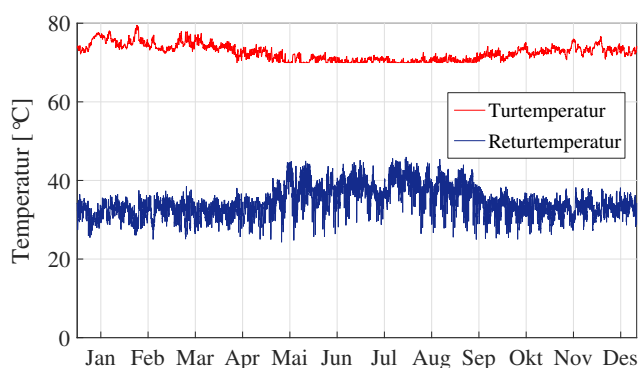
Varighetskurve for sammenlagret effektbehov i referanseområdet er vist i figur 3.



Figur 3: Varighetskurve for referanseområdet.

Temperaturfordistribusjon

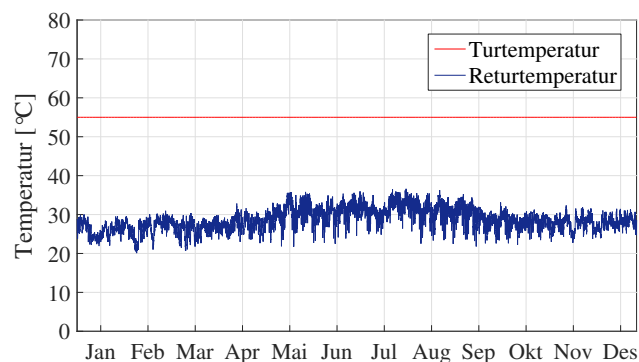
Eksisterende varmenett er dimensjonert for å kunne levere et temperaturnivå på 80°C på vinteren og 70°C på sommeren. De simulerte tur- og returtemperaturene på timesbasis for referansecase er vist i figur 4.



Figur 4: Tur- og returtemperatur i referansecase.

Figur 4 viser hvordan turtemperaturen driftes med lavere temperaturer om sommeren. Dette fører til lavere temperatordifferanse, ΔT , på sommeren grunnet lavere varmebehov. Av hensyn til legionella, er det valgt å senke turtemperaturen

i primærnettet maksimalt ned til 55°C. Simulerte tur- og returtemperaturer for case 3 er presentert i figur 5.

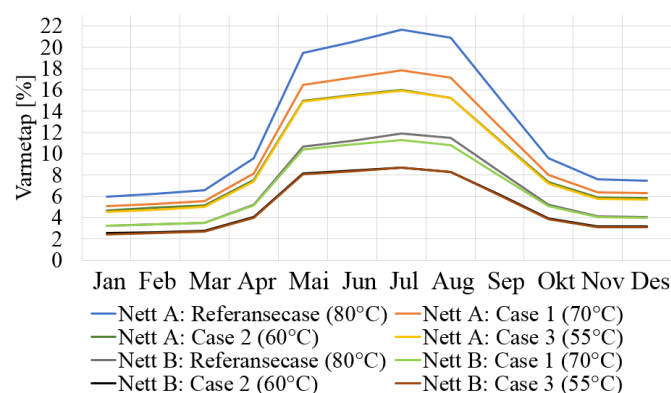


Figur 5: Tur- og returtemperatur i case 3.

For referansecase ligger ΔT gjennomsnittlig omkring 45 K i fyringssesongen og 30-35 K på sommeren, mens tilsvarende for case 3 er 30-35 K i fyringssesongen og 25 K på sommeren. Dette viser betydelig reduksjon i ΔT ved redusert turtemperatur, som gjør det viktig med fokus på lave returtemperaturer ved overgang til lavtemperatur fjernvarme.

Varmetap og trykktap

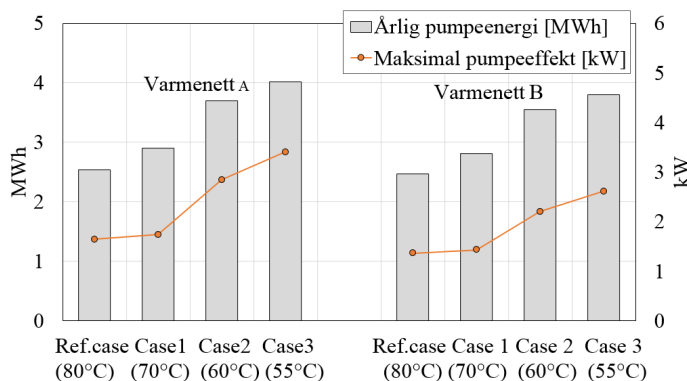
For eksisterende varmenett viser resultatene at varmetapet kan reduseres med 25 % ved å senke turtemperatur fra 80°C til 55°C for varmenett A og B, ved å beholde på rørdimensjonene. Derimot vil maksimal pumpeeffekt øke 107 % og årlig elektrisitetsforbruk til pumpe vil øke 58 % for varmenett A. Tilsvarende for varmenett B er økningen på 92 % og 54 %. Varmenettene er små i størrelse, som kan ha effekt på at forskjellen i redusert varmetap mellom varmenett A og B er liten. Prosentvis varmetap i eksisterende varmenett er vist i figur 6.



Figur 6: Prosentvis varmetap i eksisterende varmenett.

Figur 7 framstiller grafisk hvordan pumpeeffekt og pumpe-

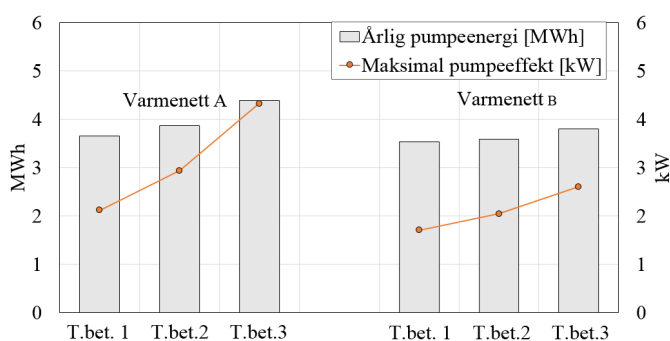
energi øker ved å redusere turtemperaturen for varmenett A og B i eksisterende varmenett.



Figur 7: Årlig pumpeenergi og maksimal pumpeeffekt ved ulike temperaturnivåer i eksisterende varmenett.

Figur 7 viser at redusert temperaturnivå i varmenett A gir større økning i både pumpeeffekt og pumpeenergi enn i varmenett B. Størst økning er i maksimal pumpeeffekt for varmenett A.

Ved å øke dimensjonerende R-verdi fra 200-800 Pa/m i stikkledninger og 150-600 Pa/m i hovedledningene, vil pumpeeffekten øke med 105 % og pumpeenergi med 20 % for varmenett A. For varmenett B vil pumpeeffekten øke med 53 % og pumpeenergi med 7,65 %. Dette antyder at linjetetthet spiller en stor rolle ved overgang til lavtemperatur fjernvarme dersom økning av R-verdi tillates. Varmetapet i varmenett A og B vil derimot omtrent ikke påvirkes ved økte R-verdier. Dette kan skyldes at rørdimensjonene ikke er betydelig endret ved ulike R-verdier. Trykktap er omvendt proporsjonal med rørdiameter i femte potens, og påvirkes dermed i større grad enn varmetapet. Figur 8 framstiller grafisk hvordan pumpeeffekt og pumpeenergi øker for økte trykktapsbetingelser for varmenett A og B i nytt varmenett.



Figur 8: Årlig pumpeenergi og maksimal pumpeeffekt ved ulike betingelser for trykkfall i nytt varmenett.

Det kommer fram i figur 8 at varmenett A er spesielt

sensitiv til økt pumpeeffekt ved reduserte rørdimensjoner. Økningen er mindre betydelig for varmenett B som har høyere linjetetthet. Fra figur 8 kan det konkluderes med at redusering av rørdimensjoner og dermed økt trykktap i systemet gir at dimensjonerende pumpeeffekt øker raskere enn årlig pumpeenergi, og der økningen er betydelig større for varmenett med lav linjetetthet sammenliknet med høyere linjetetthet.

Problemer med returtemperatur

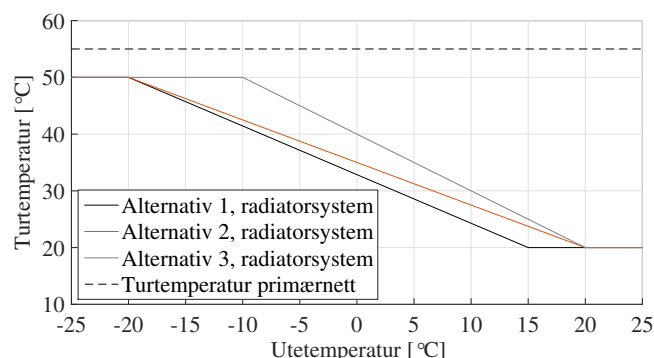
Høy nedkjøling av fjernvarmevann i kundesentraler er et resultat av god drift. Dette er imidlertid ofte ikke tilfelle, og returtemperaturer kan bli for høye. Gjennom en rekke undersøkelser av kundesentraler er feil i styring kommet klart fram som hovedårsaken til for høy returtemperatur [2]. Andre forhold som kan føre til høy returtemperatur er for lav turtemperatur hos perifere kunder grunnet høyt varmetap, omløp mellom tur- og returrør, utmatting av varmeveksler og feil i varmesystem hos kunder. Tabell 2 viser økning i returtemperatur fra kundesentral 1 med omløp på 1 % og 10 % av volumstrømmingen på primærsiden av kundesentralen.

Volumstrøm i omløp	1 %	10 %
Referanse case	+0,7 K	+3,7 K
Case 3	+0,2 K	+2,5 K

Tabell 2: Økning i returtemperatur i perioden okt.-mar. for kundesentral 1 ved omløp på 1 % og 10 %.

Gjennomsnittlig returtemperatur øker med 0,7 K for referansecase og 0,2 K for case 3 dersom 1% av volumstrømmen slippes gjennom omløpsventilen uten å bli avkjølt. Dersom 10% av volumstrømmen slippes gjennom, øker gjennomsnittlig returtemperatur med 3,7 K for referansecase og 2,5 K for case 3. Dette gir at økningen i gjennomsnittlig returtemperatur er større for referansecase sammenliknet med case 3 i tilfeller med omløp.

Det er utført analyser på hvordan valg av fyringskurven til turtemperaturen i radiatorerne kan påvirke returtemperaturen. Ulike valg av fyringskurver er vist i figur 9.



Figur 9: Alternativer til fyringskurver for radiatorsystem.

Tabell 3 viser gjennomsnittlig ΔT på primærsiden av kundesentral 1 for de ulike alternativene for fyringskurve til radiatorne.

	Alt.1	Alt2	Alt3
Vinter (okt.-mar.)	28 K	29 K	31 K
Sommer (apr.-sep.)	24 K	24 K	25 K

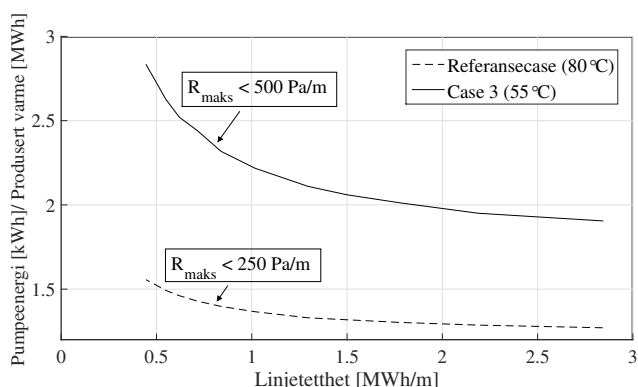
Tabell 3: Gjennomsnittlig ΔT på primærsiden av kundesentral 1 ved ulike fyringskurver.

Som det kommer fram av tabell 3, vil god justering av turtemperaturen være viktig ved overgang til lavtemperatur fjernvarme for å unngå for høye returtemperaturer og dermed for lav ΔT .

Utfordringer med varmetetthet for lavtemperatur fjernvarmenett

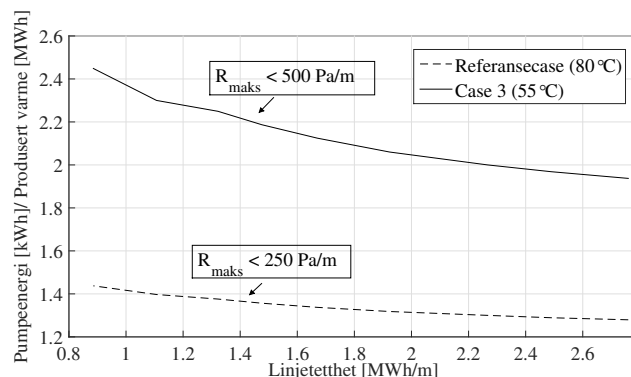
Framtidens mål om strengere krav til energieffektivitet i bygninger vil resultere i lavere linjetetthet (MWh/m) og varmetetthet (MWh/m²). Dette kan være utfordrende ved utbygging av lavtemperatur fjernvarme, siden lønnsomheten for fjernvarme er mest gunstig ved høy varme- og linjetetthet. Godt valg av nettverkstruktur og trasevalg er dermed avgjørende for å oppnå et energieffektivt og lønnsomt lavtemperatur varmenett, og for å unngå for høyt spesifikt varmetap. Begrepet linjetetthet brukes til å definere konkurranseevnen til et fjernvarmenett sammenliknet med alternative energiforsyningsmetoder, og viser hvor mye varme som leveres per meter rørlengde.

Figur 10 viser pumpeenergi per produsert varme som funksjon av linjetetthet for varmenett A.



Figur 10: Prosentvis pumpeeffekt ved varierende linjetetthet for varmenett A.

Figur 11 viser pumpeenergi per produsert varme som funksjon av linjetetthet for varmenett B.



Figur 11: Prosentvis pumpeeffekt ved varierende linjetetthet for varmenett B.

Legg merke til at linjetetthet i figur 10 spenner seg over et større intervall enn i figur 11. Det ser likevel ut til at varmenett A har en brattere økning i pumpeenergi per produsert varme ved lavere linjetetthet enn varmenett B. Resultatene i figur 11 og 10 viser at fellestrekkene er mer kritisk pumpeenergi ved lav linjetetthet (MWh/m) for case 3 (55°C) sammenliknet med referansecasen (80°C).

IV. KONKLUSJON

Ved overgang til 55 grader i varmenettet (case 3), er trykktapet henholdsvis på 117 kPa og 71 kPa til mest perifere kunde. Dette viser at trykkfallet doubles ved å redusere turtemperatur ved dimensjonerende forhold fra 80 grader til 55 grader. For varmenett A gir dette en økning i pumpeeffekt på 107 % og en økning i pumpeenergi på 58. For varmenett B er økningen noe lavere, med økning i pumpeeffekt på 92 % og økning i pumpeenergi på 54 %, som skyldes kortere rørstrekning for varmenett B. Varmenettene som er modellert er små i størrelse sammenliknet med reelle fjernvarmesystem. Resultatene viser at dette gir påvirkning på varmetapet, der det er liten forskjell mellom varmenett A og B ved overgang til lavtemperatur fjernvarme. For storskala fjernvarme anlegg forventes det tydeligere forskjell i varmetap basert på ulike nettstrukturer med ulike linjetetthet.

Lavtemperaturnettene som er simulert, er basert på en rekke antakelser. Det er derfor viktig å ha et kritisk blikk på resultatene. Resultatene vil likevel gi et bilde på hvordan bedre energieffektivitet i varmenett kan oppnås ved å senke temperaturnivået, og hvilke potensialer og utfordringer som er knyttet til lavtemperaturnett.

V. REFERANSER

- [1] P. Wallenten, *Steady-state heat loss from insulated pipes*, Department of Building Physics, Lund, 1991.
- [2] K. Yliniemi, *Fault detection in district heating substations*, Computer Science and Electrical Engineering, Luleå tekniska universitet, 2005.

