

Reduksjon av energibruk i bygninger ved bruk av et intelligent IKT-verktøy

Kristoffer Hundsnes
Madland

Master i energi og miljø

Innlevert: juni 2017

Hovedveileder: Vojislav Novakovic, EPT

Medveileder: Alexander Foss, Effektiv Energi AS

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet
Institutt for energi- og prosessteknikk

EPT-M-2017-49

MASTEROPPGAVE

for

Student Kristoffer Madland

Våren 2017

Reduksjon av energibruk i bygninger ved bruk av et intelligent IKT-verktøy

*Reduction of energy consumption in buildings by use of an intelligent ICT-tool***Bakgrunn og målsetting**

Gründerfirma Effektiv Energi AS (EE) holder på med utvikling av et alternativ til tradisjonell regulering av vannbårne varmeanlegg, EE+ “Hands on” regulering. Forretningsidéen til EE er å “Tilby tjenester for energieffektivisering av verdikjeden for vannbåren nær- og fjernvarme, på en åpen og mobiliserende digital plattform”. EE+ “Hands on” inngår i et større EE+ konsept, som planlegges realisert i de kommende år. Utvikling av EE+ “X” står nå for tur. Dette er en digital plattform for forvaltning, drift, vedlikehold og rehabilitering av vannbårne varmeanlegg (et fulldigitalisert FDVU). EE+ “X” skal støtte et samarbeid med sikte på samtidig høy varmekomfort og energi- og kostnadseffektivitet i et livsløpsperspektiv for anlegg og bygning. EE+ “X” benytter BIM (Bygnings Informasjons Modellering) til å lagre og visualisere data.

I prosjektoppgaven har kandidaten drøftet og utformet forutsetningene for å løse tre praktiske utfordringer ved hjelp av EE+ “X”: 1. Innregulering av vannmengder og varmfordeling i et eksisterende vannbårent varmeanlegg; 2. Optimal integrering av en varmepumpe som grunnlast i et eldre vannbårent varmeanlegg. 3. Adaptiv regulering av en abonnentsentral for å oppnå høyest mulig temperaturdifferanse mellom tur og retur. Hovedmål for masteroppgaven er å undersøke om et fulldigitalisert FDVU (EE+ “X”) for vannbårne energisystemer, kan utnyttes slik at disse tiltakene vil kunne gjennomføres av driftsoperatører og fagarbeidere, uten konsulentbistand.

Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Med utgangspunkt i et eller to konkrete anlegg, undersøkes hvor nøyaktig den digitale modellen av et anlegg må være, for at beregninger og simuleringer vil gi et resultat som oppfyller ovenstående målsetning. Effektiv Energi stiller til disposisjon nødvendig dataunderlag for bygningene som skal undersøkes.
2. Det skal etableres en modell for digital representasjon av et anlegg, slik at simuleringer og beregninger understøtter henholdsvis (i) innregulering, (ii) innpassing av en varmepumpe i et eldre vannbåren varmeanlegg og (iii) adaptiv regulering av undersentral.
3. I den digitale modellen bør det også inngå tidsserier av temperatur- og trykkdata der det kreves, for å utføre de aktuelle beregningene og simuleringene.
4. For å styrke konklusjoner, skal det benyttes informasjon fra det pågående prosjektet med NTNU Gjøvik og Effektiv Energi. Her belyses effektive metoder for modellering av vannbårne anlegg i et forenklet klimaskjerm ved hjelp av OpenBIM og spillteknologi.

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 velkrevet. 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.

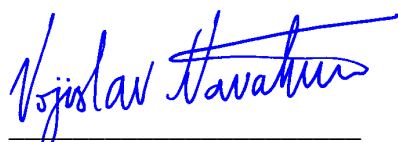
Risikovurdering av kandidatens arbeid skal gjennomføres i henhold til instituttets prosedyrer. Risikovurderingen skal dokumenteres og inngå som del av besvarelsen. Hendelser relatert til kandidatens arbeid med uheldig innvirkning på helse, miljø eller sikkerhet, skal dokumenteres og inngå som en del 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, strømingsteknisk, varmeteknisk)
 Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 15. januar 2017



Vojislav Novakovic
Faglig ansvarlig/veileder

Medveileder(e): Alexander Foss, Effektiv Energi AS, e-post: a.foss@effektivenergi.no

Forord

Denne oppgaven er utarbeidet i vårsemesteret 2017, som avsluttende del av sivilingeniørstudiet Energi og miljø ved NTNU. Spesialiserende studieretning er Energiplanlegging og miljøanalyse, med energiforsyning og klimatisering av bygninger som valgt hovedprofil. Oppgaven er skrevet i samarbeid med bedriften Effektiv Energi, som har bidratt med en spennende problemstilling. Spesielt vil jeg takke Bjørn Naustvik og Alexander Foss, som har bidratt med god fagkunnskap og velvillig hjulpet med spørsmål knyttet til oppgaven. Jeg vil også rette en takk til Pipeflow, som har bidratt med lisens til programvaren for simuleringene.

Jeg vil takke min veileder Vojislav Novakovic for mange gode råd og innspill, som har vært til stor hjelp med arbeidet.

Min kjæreste og min familie har vært en god støtte, og gitt motivasjon under arbeidet med masteroppgaven, og jeg vil derfor rette en takk til dem.

NTNU, 10.06.2017

Kristoffer H. Madland

Sammendrag

Effektiv Energi utvikler for tiden programvaren EE+ "X", med sikte på å lage et IKT-verktøy for enklere drift og vedlikehold av vannbårne oppvarmingsanlegg, og dermed oppnå mer energieffektive og velfungerende oppvarmingsanlegg. I samarbeid med EE+ "X" skal BIM (Bygningsinformasjonsmodellering) brukes for å dokumentere vannbårne oppvarmingssystemer slik de er installert. I forbindelse med utviklingen av denne applikasjonen, tar denne oppgaven for seg tre temaer knyttet til vannbårne oppvarmingssystemer:

- Innregulering av vannmengder i eksisterende oppvarmingsanlegg
- Optimal integrering av varmpumpe i eldre oppvarmingsanlegg
- Adaptiv regulering av abonnentsentral for en høyest mulig kjøling av fjernvarmevann

Innregulering av vannmengder i et oppvarmingsanlegg sørger for at vannstrømmen i hver enkelt del av bygget er som ønsket, og i balanse. Det er derfor essensielt å ha et balansert oppvarmingsanlegg, ettersom det sikrer muligheten for å levere ønskede mengder varme i hver enkelt del av bygget. Ubalanse i et oppvarmingsanlegg kan føre til utilstrekkelig varmeleveranse i deler av bygget, og i ytterste konsekvens helt uoppvarmede rom.

Det er i denne oppgaven blitt sett på to hovedprinsipper for innregulering av vannbårne oppvarmingsanlegg. Det første baserer seg på forhåndsberegning, og det andre benytter målinger utført i anlegget.

Forinnstillingsmetoden, som benytter forhåndsberegning, er den mest diskuterte metoden i denne oppgaven. Denne måten å innregulere oppvarmingsanlegg på er ofte forbundet med feil, ettersom anleggene ikke alltid vil installeres, eller fungere, som planlagt. Effektiv Energi planlegger å dokumentere anleggene slik de er installert, noe som kan øke metodens pålitelighet. Det er funnet at det kreves trykktapsdata og karakteristikker for alle rør og komponenter i hele oppvarmingsanlegget, for å kunne utføre de nødvendige trykktapsberegningene. Videre ble det utført et casestudie på Haugerud Borettslag, som er en av Effektiv Energis kunder. Her ble det modellert to etasjer i en blokk i borettslaget, og beregnet strupebehov i

alle radiatorkurser. Ved å implementere de beregnede strupeventilene i modellen, og deretter gjøre endringer på anleggets karakteristikk, ble det funnet hvor store utslag ulike feil i modellen vil gi. Resultatene for denne modellen fikk mest avvik i tilfellene hvor det var flere feil i modellen i kombinasjon, samt i tilfeller hvor det fantes relativt store ukjente trykktap i rørene. Feil i lengder viste seg ikke særlig utslagsgivende når feilene var små, men ble mer synlige når det var snakk om flere meter feil. Rørene i modellen var relativt glatte, og en økning i lengde ville derfor ikke tilsvare like store trykktap, som de hadde gjort dersom rørene hadde høyere grad av ruhet. Det viste seg at dersom alle rørene hadde høyere grad av ruhet, ville en feil i rørlengder ha en litt større betydning. Det ble også undersøkt isolert hvor stor påvirkning feil ruhetsverdier for rørene ville ha. Her kom det fram at økende feil i ruhetsgrad ville gi økende skeivhet i oppvarmingsanleggets balanse.

Målemetodene krever langt mindre informasjon om anlegget, ettersom det viktigste er å dele inn anlegget i moduler. Denne prosessen kan muligens automatiseres, ved hjelp av en eksisterende BIM-modell av anlegget. Dersom dette er mulig vil EE+ "X" kunne gjøre forarbeidet til metoden, og deretter instruere brukeren gjennom hele balanseringsprosessen. Disse metodene krever også at brukeren kan gi inndata til EE+ "X", slik at den basert på målte data kan bestemme neste steg i innreguleringsprosessen. Begge målemetodene fører til en god innregulering av anlegget, men har litt forskjellige fordeler og ulemper, avhengig av om det er en eller flere personer som skal utføre innreguleringen.

Ved integrering av varmpumper i eldre anlegg, er det flere viktige faktorer som påvirker hvor energieffektiv varmpumpen vil bli, i tillegg til lønnsomheten av investeringen. Av disse bør det nevnes dimensjonering av varmpumpe, temperaturforhold i anlegget, arbeidsmedium, varmekilde, samt anleggets evne til å avgi varme. Det ble funnet at godt forarbeid bør gjøres, for å finne data om det aktuelle anleggets karakteristikk. Varmepumpens effektfaktor er avhengig av hvor høyt temperaturløft den må levere. Dette medfører at et anlegg som er i stand til å levere varme ved lavere turtemperaturer i systemet, vil være gunstig for en varmpumpe. Det er i denne oppgaven diskutert ulike metoder for hvordan dette kan undersøkes, hvor en av de enkleste måtene virker å være testkjøring av anlegget ved lavere temperaturer, og logge temperaturforhold og varmeleveranse. En annen framgangsmåte vil være å bruke radiator-karakteristikk til å regne ut levert varme som funksjon av turtemperatur og massestrøm.

Det er vist at opphopninger av slam i radiatorer kan påvirke oppvarminganleggets evne til å levere varme. Det er derfor lurt å undersøke hvorvidt det er forekomster av dette, og i hvilken grad det påvirker varmeleveransen. Ved betydelige forekomster av slam, bør anlegget renses, for å forbedre varmeleveransen.

Dimensjoneringen av varmepumpen har stor påvirkning på hvor god investeringen er. Det er derfor konkludert med at undersøkelser bør gjøres for å kartlegge byggets energibehov til oppvarming, og dets effekt-varighetskurve. Flere mulige metoder for dette er funnet, hvor blant annet dynamiske simuleringer, statistiske modeller og historiske energidata fra bygget kan benyttes. Videre bør det gjøres utredninger på hvilke varmekilder som er tilgjengelige på stedet, og deres fordeler og ulemper. Vesentlige faktorer her er varmekildens temperatur over året, samt tilknytningskostnadene.

Adaptiv regulering av abonnentsentraler i fjernvarmesystemer har vist seg å kunne øke kjølingen av fjernvarmevannet. Dette vil være gunstig for fjernvarmeleverandører, ettersom en økt ΔT i systemet vil føre til mer økonomisk drift, med blant annet lavere varmetap og høyere effektivitet i varmeproduksjonsenhetene. Metoden baserer seg på finne optimal turtemperatur og massestrøm i radiatorkretsen, slik at returtemperaturen i fjernvarmekretsen minimeres. Dette gjøres ved bruk av en algoritme, som gjør seg kjent med radiatorkretsens karakteristikk, og gradvis oppdaterer anleggets fyringskurve. Denne oppdateringen er antatt å ta noen måneder, ettersom den må optimisere for ulike utetemperaturer og temperaturforhold. Utifra litteraturen virker ikke implementeringen av adaptiv regulering særlig omfangsrik, hvor det i hovedsak bare kreves en pumpe med turtallsstyring, samt muligheten til å styre turtemperaturen i anlegget, samt muligheten til å overvåke dette digitalt. Instruksjoner for monteringer av nødvendige sensorer med mer, bør kunne implenteres i EE+ "X". Den adaptive reguleringen kan også tenkes utført av dette IKT-verktøyet, dersom de riktige algoritmene implementeres.

Abstract

Effektiv Energi is currently developing the software EE + "X", with the aim of creating an ICT tool for easier operation and maintenance of waterborne heating systems, thus achieving more energy efficient and functioning heating systems. In cooperation with EE+ "X", BIM (Building Information Modeling) is used to document waterborne heating systems the way they are installed. In connection with the development of this application, this task entails three themes related to waterborne heating systems:

- Hydronic balancing in existing heating systems
- Optimal integration of heat pump in older heating systems
- Adaptive control in customer substations for the highest possible cooling of district heating water

Hydronic balancing in a heating system ensures that the water flow in each part of the building is as desired. It is therefore essential to have a balanced heating system, as it ensures the possibility of delivering desired amounts of heat in every single part of the building. Imbalance in a heating system can lead to insufficient heat supply in parts of the building, and in extreme cases completely unheated rooms.

In this thesis, two main principles have been considered for the balancing of waterborne heating systems. The first is based on pre-calculation, and the other uses measurements performed in the heating system.

The preset method, which uses pre-calculation, is the most discussed method in this thesis. This way of balancing heating systems is often associated with errors, as the heating systems will not always be installed or function as planned. Effektiv Energi plans to document the heating systems as they are installed, which can increase the reliability of the method. It has been found that pressure drop data and characteristics of all pipes and components throughout the heating system are required, in order to perform the required pressure loss calculations. In addition, a case study was carried out at Haugerud Borettslag, which is one of Effektiv Energi's customers. Two floors were modeled in one block in the housing team,

and the need for throttling in all radiator circuits was calculated. By implementing the calculated balancing valves in the model, and then making changes to the plant's characteristics, the magnitude of the errors were found, as a results of the changes in characteristics. The results for this model had the most discrepancy in cases where there were several errors in the model in combination, as well as in cases where relatively large unknown pressure drops in the tubes was present. Error in lengths did not turn out to be decisive when the errors were small, but became more visible when there were several meters discrepancy. The tubes in the model were relatively smooth, and an increase in length would therefore not equal the same pressure loss as they had if the pipes had a higher degree of roughness. It turned out that if all the pipes had a higher degree of roughness, an error in pipe lengths would have a slightly greater significance. It was also investigated in isolation how much impact a change in roughness for the pipes would have. Here it was found that increasing error in roughness would cause increasing skew in the heating systems water balance.

The measurement methods require far less information about the heating system, the most important task is to divide the plant into modules. This process can possibly be automated, using an existing BIM model of the plant. If this is possible, EE+ "X" will be able to do all preparatory work, and then instruct the user throughout the balancing process. These methods also require the user to provide input to EE+ "X" so that it can determine the next step in the balancing process, based on measured data. Both measurement methods lead to a good adjustment of the plant, but have a few different advantages and disadvantages, depending on whether there is one or more persons to perform the balancing procedure.

When integrating heat pumps into older plants, there are several important factors that affect how energy efficient the heat pump will be, in addition to the profitability of the investment. These include design of the heat pump, temperature conditions in the system, working fluid, heat source, and the heating systems ability to deliver heat. It was found that good preliminary work should be done to find data on the characteristics of the plant in question. The coefficient of performance (COP) in the heat pump depends on how large of a temperature lift it needs to deliver. This means that a heating system capable of delivering heat at lower supply temperature, will be beneficial for a heat pump. In this thesis, different methods are discussed for how this can be investigated, where one of the easiest ways seems to be tes-

ting the plant at lower temperatures, and logging temperatures and heat delivery. Another method would be to use radiator characteristics to calculate delivered heat as a function of the supply temperature and mass flow. It has been shown that accumulations of sludge in radiators can affect the heating system's ability to deliver heat. It is therefore advisable to investigate whether there are instances of this and to what extent it affects heat delivery. In particular, this should be done if the plant has not been through a test run. In case of significant sludge deposits, the plant should be cleaned to improve heat delivery.

The size of the heat pump has a major impact on the investment's profitability. It has therefore been concluded that investigations should be made to map the building's energy needs for heating, and its power-duration curve. Several possible methods for this have been found, including dynamic simulations, statistical models and historical energy data from the building. Assessments should be made on which method will provide the most accurate results, based on information available for the given heating system. Furthermore, investigations should be carried out on the heat sources available, as well as looking into their advantages and disadvantages. Significant factors here are the temperature of the heat source over the year, as well as the connection costs.

Adaptive control of customer substations in district heating systems has been shown to be able to increase the cooling of district heating water. This will be beneficial for district heating suppliers, as an increased ΔT in the system will lead to more economical operation, including lower heat losses and higher efficiency in the heat production units. The method is based on finding the optimal temperature and mass flow in the radiator circuit, so that the return temperature in the district heating circuit is minimized. This is done by using an algorithm that becomes familiar with the radiator circuit characteristics, and gradually updates the building's heating curve. This update is expected to take a few months. Based on presented literature, the implementation of adaptive control does not seem particularly extensive, where it is mainly required only a speed control pump, the ability to control the operating temperature of the system, as well as the ability to monitor this digitally. Instructions for mounting of necessary sensors and more should be possible to implement in EE+ "X". The adaptive control may also be implemented by this ICT tool if the correct algorithms are implemented.

Innhold

| | |
|---|-----------|
| Forord | i |
| Sammendrag | ii |
| Abstract | v |
| 1 Innledning | 1 |
| 2 Innregulering ved bruk av forinnstillingsmetoden | 3 |
| 2.1 Introduksjon | 3 |
| 2.2 Prinsippdemonstrasjon | 4 |
| 2.3 Trykktap i oppvarmingsanlegg | 10 |
| 2.3.1 Rørstrekk | 10 |
| 2.3.2 Ventiler | 12 |
| 2.3.3 Støttap | 13 |
| 2.3.4 Trykktap som følge av høydeendring | 14 |
| 2.4 Nødvendig informasjon om oppvarmingsanlegg | 14 |
| 3 Innregulering ved hjelp av målemetoder | 16 |
| 3.1 Introduksjon | 16 |
| 3.2 Proporsjonalmetoden | 16 |
| 3.3 Kompensasjonsmetoden | 18 |
| 3.4 Nødvendig informasjon om oppvarmingsanlegg | 19 |
| 3.5 Diskusjon | 19 |
| 4 Haugerud Borettslag Casestudie | 21 |
| 4.1 Introduksjon | 21 |
| 4.2 Tekniske tegninger som grunnlag for simuleringsmodell | 22 |
| 4.3 Programvare for simulering | 23 |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 4.4 | Metode | 24 |
| 4.5 | Inndata | 24 |
| 4.5.1 | Vannmengder | 24 |
| 4.5.2 | Ventiler | 25 |
| 4.5.3 | Varmeavgivere | 25 |
| 4.5.4 | Rør | 26 |
| 4.5.5 | Støttap i bend og T-bend | 26 |
| 4.6 | Scenarier og resultater | 27 |
| 4.6.1 | Grunnmodell | 27 |
| 4.6.2 | Avvik i rørenes ruhetstall | 28 |
| 4.6.3 | Avvik i rørenes lengder | 29 |
| 4.6.4 | Avvik i trykktap over radiatorer | 31 |
| 4.6.5 | Avvik i strupeventilenes gjennomstrømningsverdi | 32 |
| 4.6.6 | Ukjente trykktapsforekomster i anlegget | 32 |
| 4.6.7 | Avvik i rørenes trykktapskoeffisient og rørenes lengder | 33 |
| 4.6.8 | Kombinasjon av avvik i radiatorkurs 15 | 34 |
| 4.7 | Nøyaktighetsbetraktninger | 35 |
| 4.8 | Diskusjon | 37 |
| 5 | Integrering av varmepumpe i eldre oppvarmingsanlegg | 39 |
| 5.1 | Introduksjon | 39 |
| 5.2 | Om varmepumper | 39 |
| 5.2.1 | Virkemåte | 40 |
| 5.2.2 | Effektfaktor | 41 |
| 5.2.3 | Dimensjonering av varmepumpe | 41 |
| 5.2.4 | Varmekilder | 42 |
| 5.2.5 | Arbeidsmedium | 43 |
| 5.3 | Potensielle problemer ved varmepumpeintegrering i eldre anlegg | 44 |
| 5.4 | Rensing av rør og radiatorer | 45 |
| 5.5 | Hvordan lage pålitelig effekt-varighetskurve for et bygg | 46 |
| 5.5.1 | Dynamiske simuleringer | 46 |
| 5.5.2 | Forenklete beregninger med likevektsbetingelser | 48 |
| 5.5.3 | Statistiske modeller | 48 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 5.5.4 | Anvendelse av historiske data | 48 |
| 5.5.5 | Effekt-varighetskurve | 49 |
| 5.6 | Testing av temperaturforhold og varmeleveranse | 49 |
| 5.6.1 | Radiator karakteristikk | 49 |
| 5.6.2 | Logging av temperaturer | 50 |
| 5.7 | Diskusjon | 51 |
| 6 | Adaptiv regulering av abonnentsentral for en lavest mulig returtemperatur i fjernvarmeanlegg | 54 |
| 6.1 | Introduksjon | 54 |
| 6.2 | Vanlig regulering | 55 |
| 6.2.1 | Innstilling av regulatorparametere | 56 |
| 6.3 | Adaptiv regulering | 57 |
| 6.4 | Prinsipp for adaptiv regulering av abonnentsentral | 58 |
| 6.4.1 | Valg av optimal massestrøm og temperatur | 59 |
| 6.4.2 | Adaptiv regulering av abonnentsentral med indirekte tilkobling | 60 |
| 6.5 | Krav for å implementere adaptiv regulering | 63 |
| 6.6 | Diskusjon | 64 |
| 7 | Konklusjon | 66 |
| | Kilder | 69 |
| | Vedlegg | 71 |

1. Innledning

Denne oppgaven er skrevet i samarbeid med Effektiv Energi, som har utviklet programvaren EE+ "hands on", og de er nå i prosessen med å utvikle en ny programvare med navn EE+ "X". EE+ "X" er et tenkt hjelpeverktøy i forbindelse med drift og vedlikehold av vannbårne varmesystemer. I den forbindelse er det blitt undersøkt tre områder, hvor EE+ "X" tenkes brukt.

- Innregulering av vannmengder i vannbårne oppvarmingsanlegg
- Optimal integrering av varmepumpe som grunnlast i eldre eksisterende varmeanlegg
- Adaptiv regulering av abonnentsentral for å oppnå høyest mulig kjøling av fjernvarmevannet

Oppgaven har som formål å se hvordan disse problemstillingen kan løses via EE+ "X", og hvilke data og informasjon som kreves for å kunne gjøre dette. Det er blitt lagt mest fokus og arbeid i den første delen, ettersom det er den mest konkrete av de tre problemstillingene, hvor funksjonen EE+ "X" skal fylle er helt tydelig.

Første del av oppgaven omhandler innregulering av vannmengder, og er delt inn i tre kapitler. Det blir først gått gjennom hvordan innregulering kan gjøres via forinnstilling, og deretter hvordan det gjennom målemetoder. Til slutt har det blitt gjort et casestudie, med hensikt å undersøke hvor nøyaktige data som kreves, for å kunne få tilfredsstillende balansering via forinnstillingsmetoden.

I andre del av oppgaven blir det sett nærmere på integrering av varmepumper i eksisterende anlegg. Det blir her sett på faktorer som påvirker varmepumpens energieffektivitet, samt hvilke praktiske forhold ved og rundt et anlegg som har utslag på hvor god en varmepumpeinvestering er. Det blir videre diskutert hvordan denne integreringen kan gjøres på en best mulig måte, ved å gjøre grundig forarbeid før en eventuell varmepumpeinvestering.

Tredje del av oppgaven går inn på temaet adaptiv regulering av abonnentsentraler. Det forklares først hvordan adaptiv regulering skiller seg fra vanlig regulering, og deretter blir det gått spesielt inn på hvordan adaptiv regulering kan gjøres i abonnentsentraler. Til slutt blir det diskutert hva som kreves for å implementere adaptiv regulering, og i hvilken grad EE+ "X" kan hjelpe med dette.

2. Innregulering ved bruk av forinnstillingsmetoden

2.1 Introduksjon

Forinnstillingsmetoden er en metode som utelukkende baserer seg på beregninger og kalkulasjon, på bakgrunn av teori og anleggets karakteristikk. Metoden antar at anleggstegetninger og modeller er korrekte, og representerer systemet slik det er installert, i tillegg til antagelsen om at alle komponenter fungerer som de skal og deres karakteristikk er riktige. Disse antagelsene gjør det mulig å forhåndskalkulere alle ventilinnstillinger, og balansere systemet uten å måle massestrømmer i systemet. Hvis ovennevnte antagelser viser seg å stemme, er denne metoden den enkleste for den som skal utføre balanseringen, ettersom ventilene bare trenger å innstilles slik de er beregnet. Skulle det derimot være avvik mellom de tekniske tegningene og den faktiske installasjonen, vil det kunne forekomme store feil, med resulterende ubalanse i anlegget.

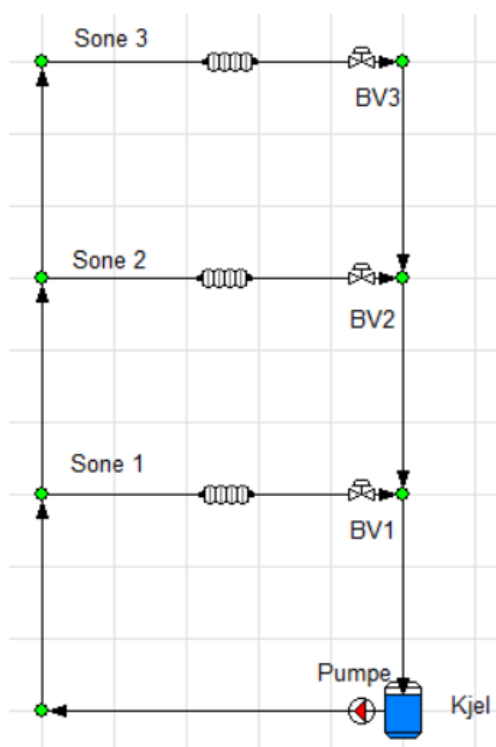
Metoden er forklart av [Zijdemans et al. \(2012\)](#), og starter med å beregne alle trykktap i systemet, for å finne rørestrekningen med høyest trykktap, inkludert ventiler, radiatorer og andre komponenter. Denne rørestrekningen kalles den minst fordelaktige veien, og representerer den motstanden pumpen må overvinne for å drive vannstrøm gjennom systemet. Den minst fordelaktige veien vil da ha større eller likt trykktap som alle andre strekninger i systemet, og resten av rørestrekningene må strupes for å oppnå balanse i systemet. Størrelsen på trykkrupingen er avhengig av hvor stor motstand det er i hvert enkelt røstrekk, hvor mindre trykktap på strekningen vil kreve større struping.

Arbeidet med å forhåndsberegne alle innstillinger er tidkrevende, og gjøres normalt sett av dataprogrammer. Ved ferdig beregning blir alle ventilposisjoner tegnet inn i de tekniske tegningene for systemet, og er klar til å brukes av montørene. Ved bruk av denne metoden bør

det gjøres kontrollmålinger på minst 10% av balanseringsventilene, for å bekrefte at systemet fungerer som planlagt.

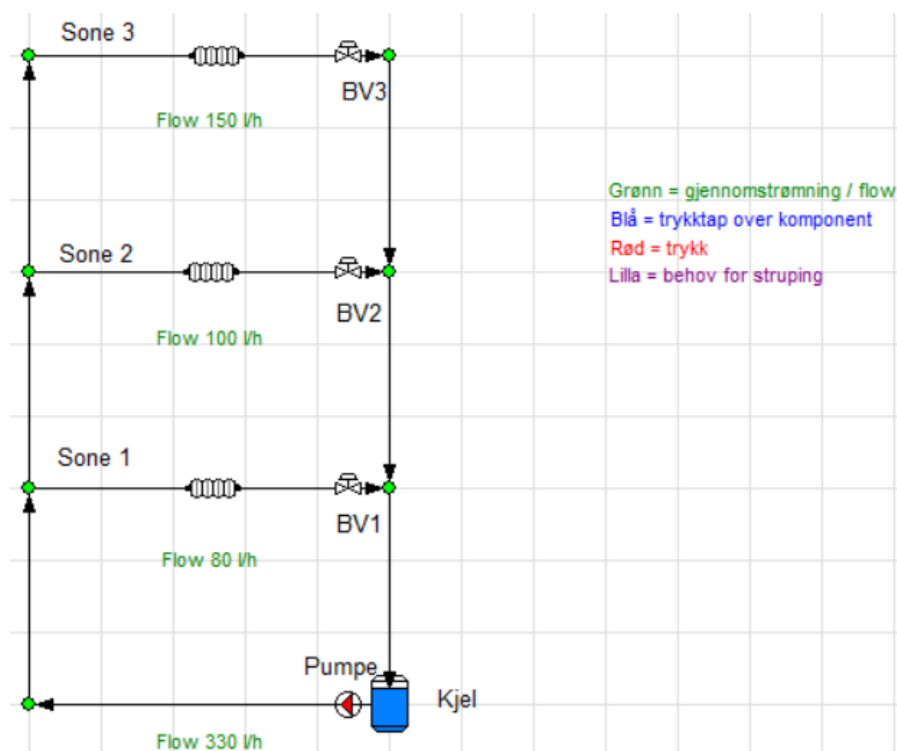
2.2 Prinsippdemonstrasjon

For å gi et bedre innblikk i hvordan forinnstillingsmetoden fungerer, belyses det gjennom et eksempel. Eksempelanlegget er valgt å være lite og enkelt for å gi bedre oversikt over anvendelsen av metoden. I figur 2.1, er det vist en systemskisse av eksempelanlegget, hvor strupeventilene er merket BV. Symbolet brukt for disse brukes i utgangspunktet for reguleringsventiler, men brukes i dette eksempelet for balanseringsventil, i mangel av riktig symbol i programvaren. Det er i dette eksempelet ikke gått nærmere inn på hvordan trykktap for enkelt komponent regnes ut, og hvilke faktorer som spiller inn på trykktapet. Påvirkningen fra hver enkelt komponent blir nærmere gått inn på i et eget kapittel, for mer detaljert belysning av dette. Det settes derfor i eksempelet opp tall for trykktap direkte, ettersom hensikten med eksempelet er å demonstrere forinnstillingsmetodens prinsipp.



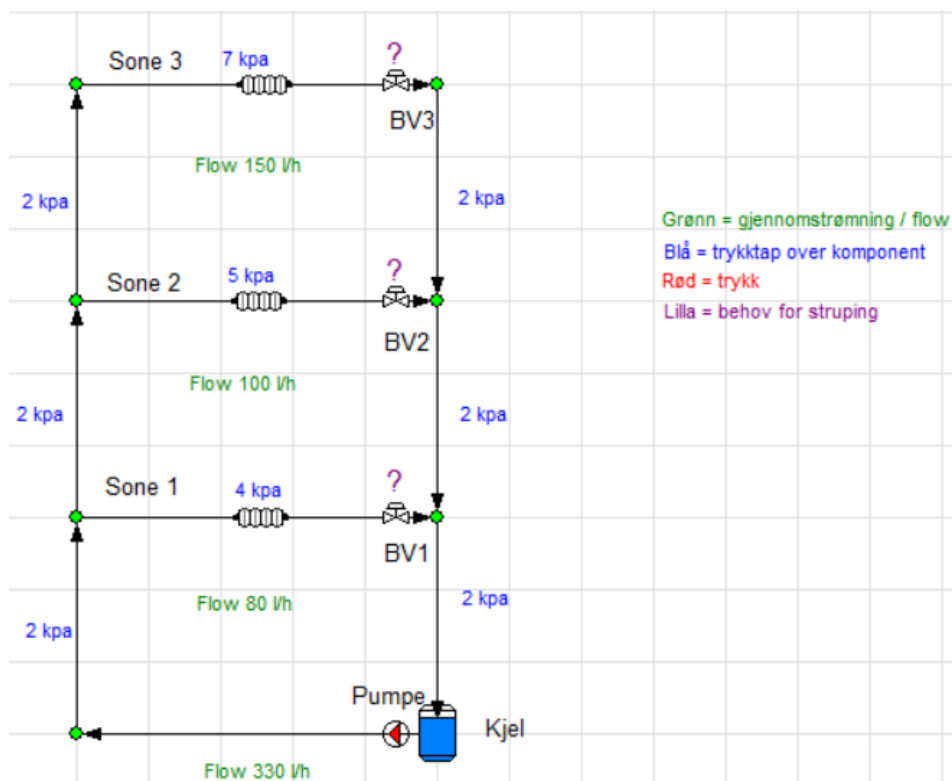
Figur 2.1: Forinnstillingsmetoden, eksempelanlegg.

Før man starter utregning på anlegget er det nødvendig å vite hvor store vannmengder som kreves i hver del av anlegget, samt den totale vannmengden i systemet. Vannmengdene er avhengig av hvor mye oppvarming som kreves i hver del av bygget, og skal være utregnet under prosjektering av anlegget. Den totale vannmengden finnes ved å summere prosjektert vannmengde i hver enkelt sone i bygget. I figur 2.2 er vannmengdene for eksempelanlegget gitt.



Figur 2.2: Forinnstillingsmetoden, eksempelanlegg.

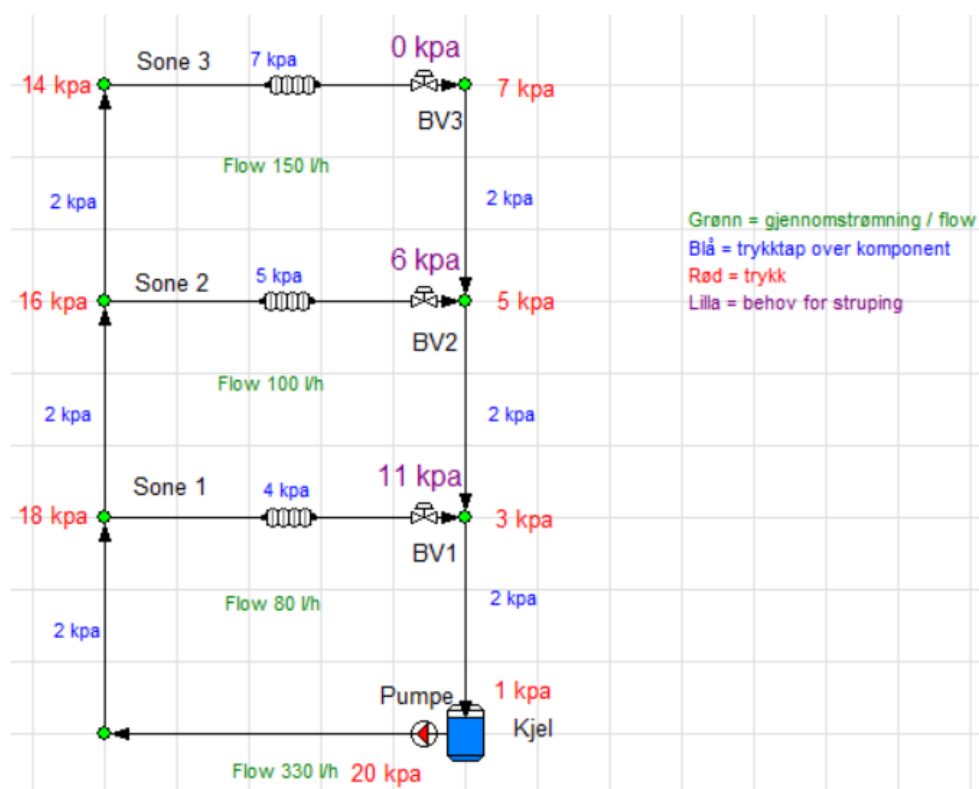
For en gitt komponent, dvs. rør, radiatorer, ventiler med mer, er det antatt gitt en sammenheng mellom gjennomstrømning (flow) og trykktapstall. På grunnlag av dette regnes trykktapet gjennom hver komponent, og dermed gjennom en gitt vei i systemet. For å finne hvor stor trykkøkning som er nødvendig i pumpa, finnes største motstands vei, med andre ord strekningen med høyest trykktap i rørsystemet. Trykktapet gjennom dette strekket regnes ved å bruke sammenhengen mellom trykktap og gjennomstrømning, hvor det brukes prosjekterte verdier for gjennomstrømning. Trykktapet for hver enkelt komponent er gitt som blå skrift i figur 2.3, og danner grunnlaget for beregning av trykktap for hver enkelt strekning.



Figur 2.3: Forinnstillingsmetoden, eksempel-anlegg.

Når trykktap for alle komponenter er kjent, gjenstår bare summering for å finne strekningen med høyest trykktap. Fra tegningen kan det sees at strekningen gjennom sone 3 er strekningen med høyest trykktap, med et totalt trykktap på 19 kPa. Dette er da trykkøkningen pumpa må levere, for å kunne levere prosjektert gjennomstrømning til systemet. På grunnlag trykkøkning over pumpa, samt trykktap i hver enkelt komponent, kan trykket beregnes for hvert punkt i systemet, som gitt i rød skrift i figur 2.4. Verdiene gitt i rødt er basert på trykktapet rundt strekningen med høyest trykktap.

Over er det beregnet hvor mye balanseringsventil 1 skal strupe for å fjerne tilstrekkelig trykk, for å oppnå balanse i systemet. Ligning 3.1 tar utgangspunkt i pumpetrykket og trykket i returledningen rett etter BV1, i tillegg til å bruke kjent informasjon om trykktap i rørstrekk og varmeavgivere for å beregne nødvendig strupestrykk. Ved å anvende samme metode for alle sonene, finnes nødvendig strupebehov fra alle balanseringsventilene. Disse er lagt inn i figur 2.5

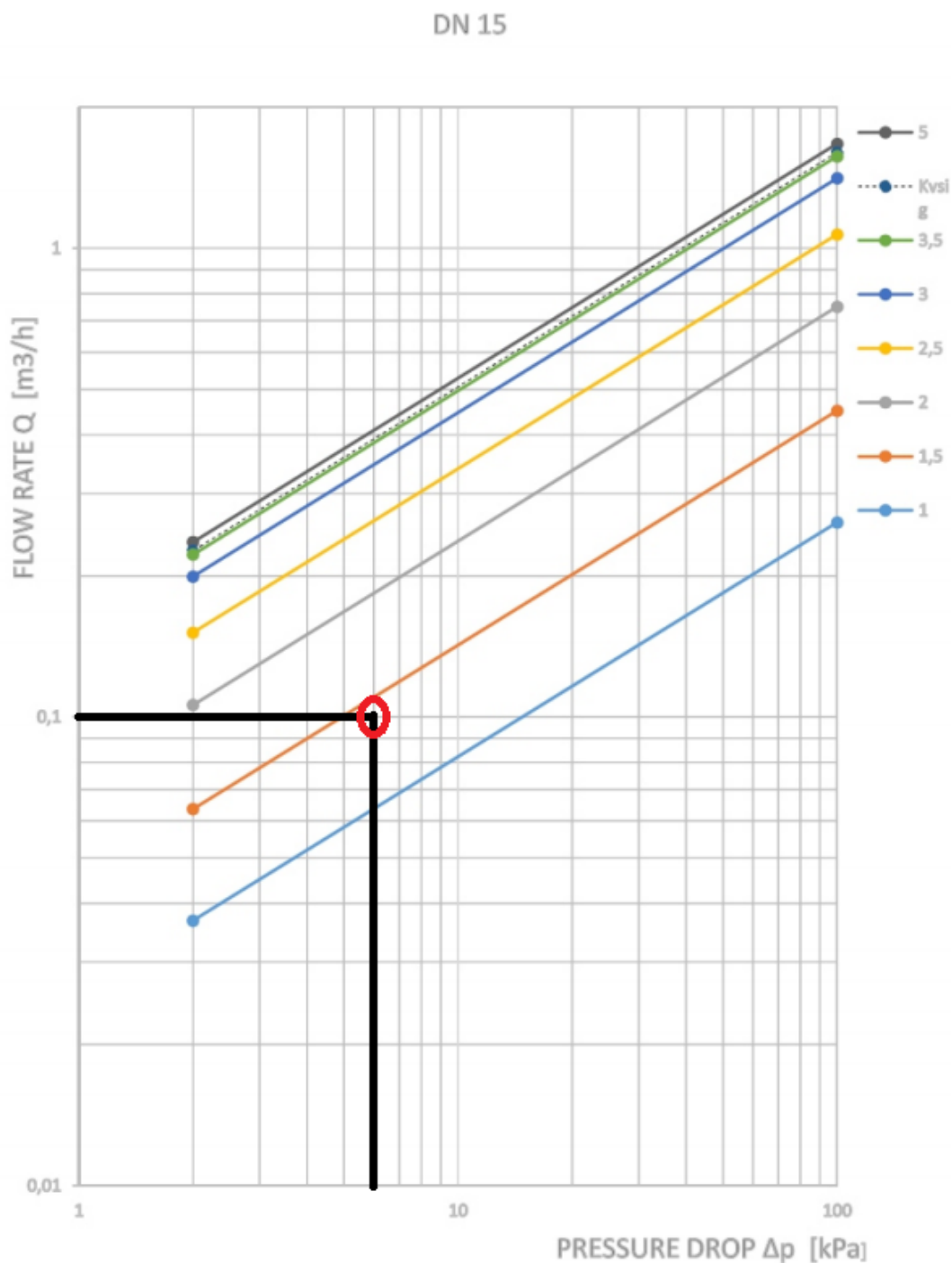


Figur 2.5: Forinnstillingsmetoden, eksempelanlegg.

Strupebehovet i hver sone er forskjellig, hvor det her kreves høyest struping i den korteste strekningen med lavest gjennomstrømningsbehov.

For å oppnå riktig struping og gjennomstrømning gjennom balanseringsventilen, kreves det kjennskap til balanseringsventilens karakteristikk. Informasjon om en balanseringsventils karakteristikk finnes normalt sett i ventilens datablad, utgitt av ventilens produsent, framstilt i et diagram. Eksempel på et slikt diagram er gitt i figur 2.6, for en balanseringsventil fra [Zetkama \(2016\)](#). I diagrammet er y-aksen gitt som volumstrøm, og x-aksen er gitt som trykk-

fall over ventilen. For å stille inn ventilen i riktig posisjon, finner man krysspunktet mellom ventilens gjennomstrømning og trykkfallet over den, og man vil da stille ventilen i posisjonen gitt av de fargede linjene. I diagrammet er det tegnet inn krysspunktet for BV 2, med en volumstrøm på 100 liter per time og et 6 kPa trykkfall over ventilen. Optimal innstilling havner rett under posisjon 1,5, og skal derfor stilles i posisjon 1,5 dersom det ikke finnes mer detaljerte innstillinger.



Figur 2.6: Karakteristikk for en DN15 balanseringsventil, [Zetkama \(2016\)](#)

2.3 Trykktap i oppvarmingsanlegg

Effektiv Energi ønsker å bruke data fra BIM-modeller til sine trykktapsberegninger. Disse dataene skal hentes fra leverandørene, slik at sammenhengen mellom trykktap og gjennomstrømning er gitt. Ideelt sett er det derfor ikke nødvendig med detaljert kunnskap om hvordan trykktap for hver enkelt del av anlegget regnes ut. Dette blir likevel kort gjennomgått her, for å gi et innblikk i hvordan dette gjøres.

I et anlegg forekommer det trykktap over alt, det vil si i alle rørstrekk, radiatorer, kjeler, komponenter og bend osv. De fleste trykktap ønskes lavest mulig, mens noen ønskes kontrollert, for å kunne regulere trykktap og volumstrøm gjennom spesifikke deler av anlegget. [Zijdemans et al. \(2012\)](#) deler trykktap inn i tre kategorier:

- Friksjonstap i rør
- Støttap i bend, T-rør og enkeltkomponenter
- Strupningstap i ventiler

Det blir i denne delen av oppgaven gjennomgått ulike deler som er årsak til trykktap, og det diskuteres hvordan disse kan implementeres i utregninger for trykktap i EE+ "X". Det er verdt å nevne at alle trykktap skal beregnes ved anleggets dimensjonerende forhold. På denne måten vil anlegget balanseres slik at tilstrekkelig varmeleveranse vil være oppnåelig til enhver tid, i hele bygget.

2.3.1 Rørstrekk

Friksjonstap i rør betegner i vannbårne oppvarmingsanlegg motstanden som oppstår, ved at vann strømmer gjennom rørkanelene, hvor det oppstår friksjonskrefter mot rørveggen og innad i vannet. Dette trykktapet er avhengig av mange faktorer, og vil være forskjellig fra anlegg til anlegg. Under er det gitt en liste over de viktigste faktorene for friksjonstap i rør.

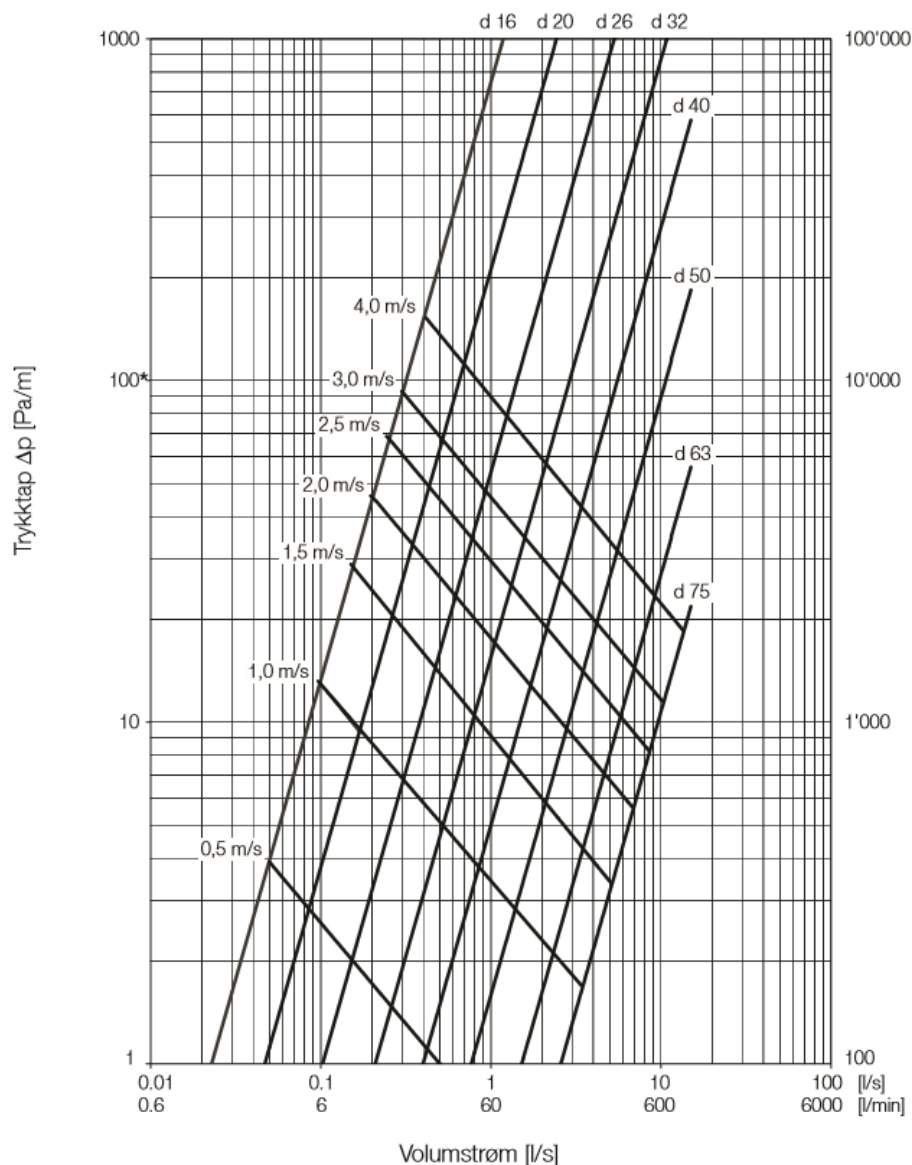
- Vannets hastighet
- Vannets tetthet
- Vannets viskositet

- Rørets indre diameter
- Rørveggens ruhet

Friksjonstapet i rør oppgis som regel på formen trykktap per meter rør. For å finne trykktapet over et rørstrekk ganges denne verdien med rørlengden, og man står igjen med trykktapet for rørstrekket.

Det finnes mange typer rør, med variasjon i materialer og dimensjoner. Vannmengdene i hvert anlegg, og i hver del av et anlegg, vil variere, og det kreves derfor spesifikk informasjon om hvert rør for å kunne utføre beregninger på et gitt anlegg. I figur 2.7 er det gitt et typisk diagram for trykktapsdata, for rørtypen Mepla fra [Geberit \(2017\)](#).

Av skjemaet fremgår trykktap Pa/m samt hastighet m/s



* Max. anbefalt trykktap Pa/m

Figur 2.7: Rørtype Mepla, trykktapsdiagram (Geberit, 2017)

2.3.2 Ventiler

Det finnes flere typer ventiler, med forskjellige typer oppgaver. Reguleringsventiler har som oppgave å regulere vanngjennomstrømning, og eksisterer som både enveis- og flerveisventiler. I en flerveisventil er det mer enn 2 innganger/utganger, hvor hensikten er å enten blande eller fordele vannmengder. Det finnes også strupeventiler, som er innstilt i en fast posisjon, med hensikt å redusere trykket i dens respektive rørstrekk med en viss mengde (Zijdemans

et al., 2012). Automatiske strupeventiler finnes også, hvor disse brukes til å holde et konstant differansetrykk over ventilen (Danfoss, 2017).

For ventiler er trykkfallet over dem gitt ved følgende sammenheng:

$$\Delta p_r = r_v V^2 \quad (2.4)$$

I ligningen er Δp_r gitt som trykkfallet over ventilen, r_v er motstandstallet, og V er volumstrøm. Motstandstallet varierer med ventilens posisjon, men kan ofte betraktes som uavhengig av trykkfall og hastighet. Karakteristikker for ventiler kan komme i litt ulike former, for eksempel som gitt i figur 2.6. Det kan også komme som gjennomstrømning som funksjon av ventilåpning, ved et fast differansetrykk over ventilen, eller som gjennomstrømning som funksjon av differansetrykk, ved en fast ventilinnstilling.

2.3.3 Støttap

Støttap forekommer steder hvor det er en retningsendring, som i bend, T-rør, ventiler, varmeavgivere og lignende. Formelen for støttap er gitt som

$$\Delta P_{støt} = K \rho v^2 / 2 \quad (2.5)$$

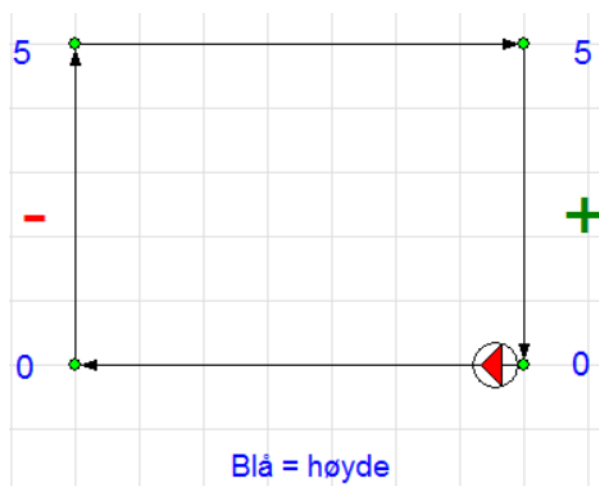
Støttapet er altså avhengig av fluidets tetthet (ρ), dets hastighet (v), samt en trykktapskoeffisient (K). Trykktapskoeffisienten vil variere fra komponent til komponent, og er avgjørende for hvor stort trykktap som forekommer. For bend og T-rør er det gitt standardverdier for trykktapskoeffisient, som funksjon av rørets innvendige diameter. Disse verdiene er imidlertid oppgitt å ha en variasjon på $\pm 40\%$, ettersom det er variasjoner i krumningsradius, sveising/lodding med mer (Zijdemans et al., 2012).

Når trykktapet i varmeavgivere skal finnes, anbefaler Zijdemans et al. (2012) å anvende leverandørdata. Varmeavgivere har forskjellige utforminger og løsninger, og det finnes derfor ikke et diagram hvor man kan finne trykktapskoeffisienter for alle de forskjellige utformingene. Det kan imidlertid sies at det ofte brukes trykktapskoeffisient på 3,0 for radiatorer, selv om denne verdien også vil ha relativt stor usikkerhet. Ved gulvvarme kan metoden for trykktap i rør anvendes, men det vil også normalt sett eksistere leverandørdata for trykktap i også

slike løsninger.

2.3.4 Trykktap som følge av høydeendring

Ved endring i høyde forekommer det et trykktap, som følge av gravitasjonskrefter. I et tilfelle hvor man skal pumpe vann fra en tank A, til en tank ved et høyere punkt B, vil pumpen måtte overvinne trykktapet som følger av høydeendringen. Dette er ikke tilfellet i et lukket system, ettersom netto høydeforskjell er 0. Ved høydeforskjeller i et lukket system, vil trykkene utligne seg ettersom man mister trykk oppover, men får økt trykk nedover [Guides \(2017\)](#). Dette er illustrert i figur 2.8, hvor det er tydelig at systemet "mister trykk" til venstre i figuren, mens det "får trykk" til høyre i figuren. Dette fører til det faktum at trykktap som følge av gravitasjonskrefter ikke må tas med i beregningen i et lukket system, og skal sees bort fra.



Figur 2.8: Trykkforhold ved høydeforskjeller i lukket system

2.4 Nødvendig informasjon om oppvarmingsanlegg

Ettersom forinnstillingsmetoden krever nøyaktige trykktapsdata om hele anlegget, vil det derfor være nødvendig med informasjon både om hver enkelt komponent, i tillegg til hvordan oppvarmingsanlegget er koblet sammen. For hver enkelt komponent i anlegget kreves det trykktapsdata og dimensjoner, i tillegg til prosjekterte vannmengder for hver del av anlegget. Det vil ideelt sett derfor bli hentet leverandørdata fra alle ulike delene i anlegget, slik at standardverdier ikke må benyttes. Når det gjelder støttap i bend og lignende, er det ikke sikkert at det finnes leverandørdata for disse trykktapene, det kan derfor være at noen stan-

dardverdier må brukes.

Forinnstillingsmetoden muliggjør forhåndsberegning av alle ventilinnstillinger, for å oppnå prosjekterte vannmengder i hele systemet. Denne metoden er derfor mest avhengig av å få importert en nøyaktig BIM-modell av anlegget, for å kunne gi riktige ventilinnstillinger til brukeren. I kapittel 4 er det utført et casestudie, med formål å finne ut hvor nøyaktige data som kreves fra BIM-modellen, for å få bra resultater fra forinnstillingsmetoden.

3. Innregulering ved hjelp av målemetoder

3.1 Introduksjon

Innregulering ved hjelp av målinger gir høy nøyaktighet, ettersom prinsippet anvender virkelige gjennomstrømninger og trykkforskjeller i systemet. I motsetning til forinnstillingsmetoden, er de målte verdiene i systemet grunnlaget for innreguleringen, hvor ventilene systematisk stilles helt til balansen i anlegget er god nok.

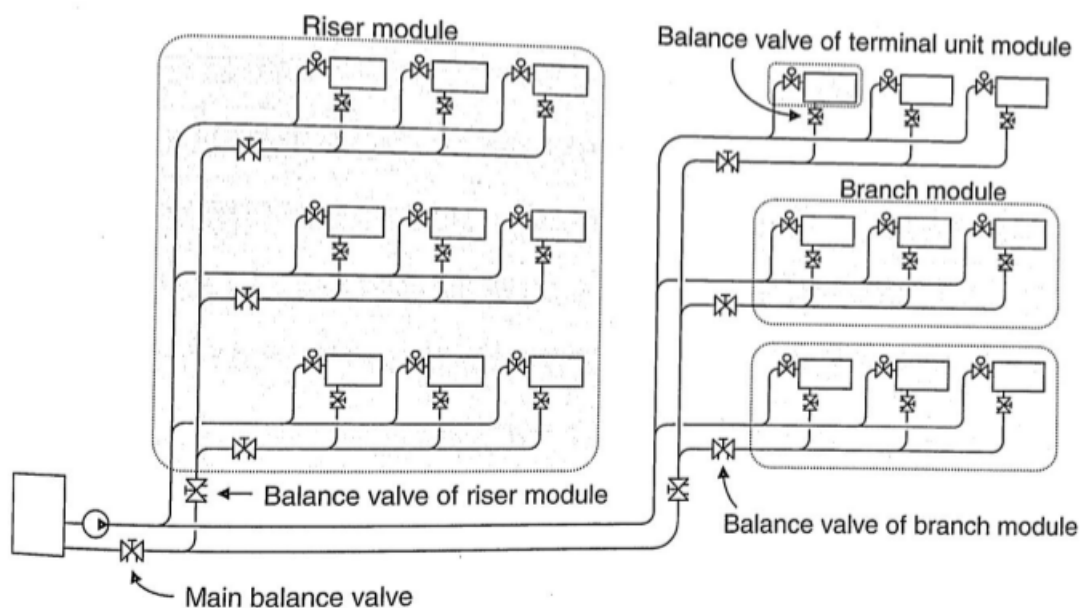
De to målemetodene som forklares i dette kapitlet er mye brukt, og blir regnet som gode og pålitelige innreguleringsmetoder. Først gjennomgås proporsjonalmetoden, og deretter kompensasjonsmetoden, som anvender mange av prinsippene fra proporsjonalmetoden.

3.2 Proporsjonalmetoden

Proporsjonalmetoden er en metodisk måte å balansere enten et vannbårent- eller et ventilasjonssystem, og baserer seg på at en endring i trykkforskjell fordeles proporsjonalt i systemet, så lenge strømningsmotstandene er konstante. Denne metoden starter med å gruppere hele systemet inn i grener (riser), undergrener (branch) og terminaler som vist i figur 3.1. Dette muliggjør balansering først av undergrener, deretter grener, og så til slutt hele systemet. Metoden er beskrevet stegvis av [Nilsson and Comtech \(2003\)](#):

1. Del systemet inn i moduler, hvor hver modul har en egen balanseringsventil.
2. Åpne alle kontroll- og balanseringsventiler.
3. Balanser terminalene i hver undergren.
4. Balanser alle undergrenene mot hverandre.
5. Balanser alle grenene mot hverandre.

6. Juster hovedkontrollventilen for å oppnå ønsket massestrøm i det totale systemet.



Figur 3.1: Vannbåret oppvarmingsystem inndelt i moduler (Nilsson and Commtech, 2003).

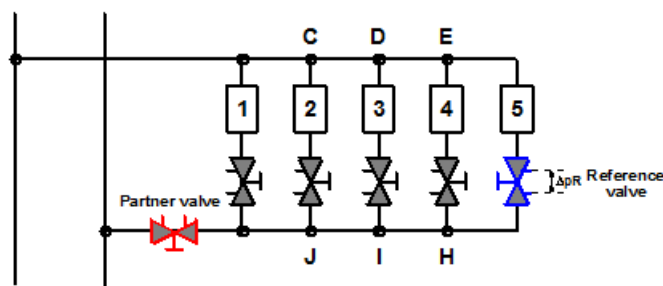
Før balanseringen starter måles massestrømmene i hver gren, undergren og terminal. Dette gjøres når alle ventilene er helt åpne. Alle disse massestrømmene representeres deretter som et forhold mellom faktisk massestrøm og ønsket massestrøm. Terminalene i hver undergren med det laveste forholdet får navnet Indeksterminal (IT), og den siste terminalen i hver undergren får navnet referanseterminal (RT). Balanseringen i av terminalene gjøres ved å justere forholdet til RT likt IT. Når IT og RT har samme forhold, skal disse ikke justeres videre, og resten av undegrenen balanseres stegvis ved å justere hver terminal til den har samme forhold som RT.

Ved balansering av undergrener og grener følges samme prinsipp som for balansering av terminaler. Når alle disse balanseringene er utført stilles hovedkontrollventilen inn til å gi korrekt total massestrøm, og alle terminaler får riktig vanngjennomstrømning.

3.3 Kompensasjonsmetoden

Kompensasjonsmetoden er beskrevet av IMI (2016), og er mye anvendt som balanseringsmetode. Metoden har i prinsippet mange likeheter med proporsjonalmetoden, med noen unntak. For det første krever den to måleinstrumenter og helst to personer til å utføre balanseringen. Når det kommer til referanseventilen i hver undergren, er denne låst i en posisjon for å levere ønsket gjennomstrømning, i motsetning til å ha samme forhold som den ventilen med minst forhold. For å oppnå dette blir justeringer i ventiler kompensert for med en gang ved å stille på undegrenens balanseringsventil (partnerventil), slik at referanseventilens gjennomstrømning forblir den samme gjennom hele balanseringsprosessen.

Ved bruk av kompensasjonsmetoden er det normalt sett ikke behov for å justere de samme terminalventilene flere ganger, i motsetning til proporsjonalmetoden. Grunnen til dette er at kompensasjonsmetoden eliminerer påvirkningen justeringen av ventilene har, ved å kompensere for dette med en gang på partnerventilen. Ved en endring i en av ventilene i en undergren, vil dette oppfattes som en endring i trykkforskjell over referanseventilen. Denne trykkforskjellen kompenseres umiddelbart for, ved å justere partnerventilen til trykkforskjellen over referanseventilen er riktig. Et viktig poeng med denne metoden er at alle strømningsforhold (faktisk gjennomstrømning delt på ønsket gjennomstrømning) holdes lik 1 gjennom hele balanseringsprosessen.



Figur 3.2: Kompensasjonsmetoden, prinsippskisse (IMI, 2016).

I figur 3.2 er metodens virkemåte illustrert, ved å kontinuerlig måle trykkforskjellen over referanseventilen, og kompensere for disse trykkforskjellene ved justering på partnerventilen. Det er mest gunstig å ha to personer til å utføre denne balanseringsmetoden, hvor de er utstyrt med kommunikasjonsverktøy (f.eks. telefon eller walkie-talkie). Balanseringen starter

med å justere massestrømmen i referanseventilen til dimensjonert verdi. Referanseventilen lukkes nå i denne posisjonen, og skal heretter bare overvåkes, ikke justeres. Videre innstilles ventilen for terminal 4 slik at denne får dimensjonert gjennomstrømning. Dette vil føre til en endring i trykk i alle de parallellkoblede terminalene, og registreres som et avvik på referanseventilen. Umiddelbar kompensering for dette følger ved å stille på partnerventilen slik at referanseventilen igjen oppnår riktig trykkforskjell. Samme metode følges på alle terminalene, helt til hele undergrenen er balansert. Samme framgangsmåte brukes for å balansere undergrener og grener.

3.4 Nødvendig informasjon om oppvarmingsanlegg

Balanseringsmetodene beskrevet i dette kapittelet krever ikke detaljerte data om anleggets komponenter, ettersom det baserer seg på målte verdier i systemet. Det er nødvendig at IKT-verktøyet kan identifisere ulike deler av systemet, slik at det kan deles inn i moduler. Informasjon om anleggets oppsett og koblinger er derfor påkrevd for å kunne implementere disse metodene i IKT-verktøyet. Inndelingen av anlegget i de ulike kategoriene kan enten gjøres automatisk av EE+ "X", eller manuelt av IKT-verktøyets operatør.

For å kunne utføre beregningene og nødvendige instruksjoner, kreves det mulighet for å gi inndata til EE+ "X", slik at det kan gi tilbakemelding på neste steg i metoden basert på målte verdier. På denne måten vil EE+"X" motta målt gjennomstrømningsverdi i en balanseringsventil, og på grunnlag av dette gi brukeren tilbakemelding på hva som er neste steg i metoden. Dette vil repeteres helt til hele oppvarmingsanlegget er balansert.

3.5 Diskusjon

Fordelen med målemetodene er at de tar utgangspunkt i hvordan anlegget er, og ikke hvordan det var planlagt å være, og balanserer på grunnlag av faktiske gjennomstrømningsverdier i anlegget. Metoden må sies å være pålitelig, ettersom det hele tiden blir gjort målinger og innstillinger som følge av dette, på en systematisk måte. Dette er tilfellet i både proporsjonalmetoden og kompensasjonsmetoden, hvor begge metodene vil gi like bra balanseringsresultat. Det er dog noen forskjeller mellom kompensasjonsmetoden og proporsjonalmeto-

den. Kompensasjonsmetoden er noe hurtigere enn proporsjonalmetoden, ettersom strupeventilene etter hver radiator kun må stilles en gang. Den er også mer anvendelig underveis i en byggeprosess, ettersom den kan balansere deler av et anlegg, uten å måtte gå tilbake til denne delen senere. Proporsjonalmetoden tar litt lengre tid, ettersom samme strupeventil ofte må stilles mer enn en gang. Denne kan utføres av en person alene, som kan være en fordel i mange sammenhenger.

Denne metoden krever ikke detaljert informasjon om hver enkelt komponent i anlegget, ettersom den kun baserer seg på målte verdier. Informasjon om prosjekterte gjennomstrømningsverdier i anlegget, samt anleggets oppsett er viktig. Dette for å kunne dele opp anlegget i moduler. Dersom denne prosessen automatiseres, vil det kunne lages en prosedyre som veileder brukeren gjennom balanseringsprosedyren, uten at brukeren har særlig kunnskap om teorien bak denne. Det vil være gunstig å ha valget mellom å anvende både kompensasjonsmetoden og proporsjonalmetoden, for å ha en fleksibel programvare. Det vil sannsynligvis være absolutt nødvendig å implementere en balanseringsmetode basert på måling, for å kunne balansere anlegget i tilfeller hvor forinnstillingsmetoden ikke gir gode nok resultater.

4. Haugerud Borettslag Casestudie

4.1 Introduksjon

For å få en mer realistisk tilnærming til anvendelse av forinnstillingsmetoden, har det vannbårne oppvarmingsanlegget i Haugerud borettslag blitt undersøkt. Haugerud borettslag er en kunde av Effektiv Energi, og ble utpekt som et bra eksempelanlegg. Anlegget består av 17 blokker, med ett sentralfyringsanlegg. Hver blokk har egen undersentral som vist i figur 4.1 med varmevekslere og pumper, som igjen fordeler varme rundt i bygget. Bygget er gammelt, med første innflytning i 1966 (Haugerud, 2017), og har tidligere slitt med varmfordeling og høyt energibruk.



Figur 4.1: Undersentral, Haugerud Borettslag

I flere tilfeller er det ikke overensstemmelse mellom prosjektert og ferdig anlegg, ettersom endringer kan forekomme underveis, for eksempel på grunn av praktiske årsaker. Ved eldre anlegg kan endringer også forekomme på grunnlag av slitasje, hvor komponenter som ventiler og radiatorer får endret karakteristikk. I rør kan det dannes slam, som også vil påvirke rørerens trykktap. Det vil også i noen tilfeller være behov for utskiftninger av noen komponenter, som også kan føre til avvik fra prosjektert anlegg. På grunnlag av ovennevnte årsaker, vil et anlegg sjelden være identisk med BIM-modellen og dens tilhørende data.

Dette casestudiet har som formål å finne hvor nøyaktige data som kreves, for at forinnstillingsmetoden skal gi akseptable resultater. Dette har blitt gjort gjennom å lage en modell av anlegget, og simulert ulike tilfeller. Det blir i dette kapitlet først gjennomgått hva som har blitt brukt til å lage modellen, samt litt om programvaren modellen er laget i. Deretter blir metoden for kapitlet presentert, og hvilke inndata som er anvendt i modellen. Til slutt gjennomgås de ulike simuleringene med resultater, med påfølgende nøyaktighetsbetraktninger.

4.2 Tekniske tegninger som grunnlag for simuleringsmodell

Effektiv Energis planlagte IKT-verktøy, baserer seg på å kunne importere data fra BIM. Dette betyr at IKT-verktøyet skal importere all nødvendig informasjon, som rørlengder, koblinger, trykktapsdata og prosjekterte gjennomstrømningsdata med mer. Denne informasjonen skal så brukes til å beregne trykktap i anlegget, og forinnstilling på ventiler, ved samme prinsipp som beskrevet i kapittel 2.

Ettersom det ikke foreligger en BIM-modell av Haugerud borettslag, har det blitt brukt gamle plantegninger for å opprette en modell av anlegget. Borettslaget har vært gjennom noen restaureringer og oppgraderinger, og det har derfor blitt brukt en kombinasjon av tegninger fra forskjellige år. Dette har blitt gjort for å modellere anlegget til å være mest mulig likt anlegget som foreligger på Haugerud.

På grunn av en del mangler i tegningene, har det måttet bli gjort en del antakelser. Poenget med å bruke Haugerud Borettslag var å få et realistisk eksempelanlegg. Det er derfor ikke et

problem for denne oppgaven at flere verdier måtte antas.

4.3 Programvare for simulering

Modelleringen av Haugerud Borettslags oppvarmingsanlegg har foregått i programvaren Pipe Flow Expert fra [Pipeflow \(2017\)](#). Denne programvaren er spesialisert på trykktapsberegninger i rørsystemer, med muligheter for å modellere relativt kompliserte anlegg.

For å finne trykktapet i rør anvendes Darcy-Weisbach-ligningen, som gitt under.

$$h_f = f_D * (L/D) * (V^2/2g) \quad (4.1)$$

Hvor h_f er trykktapshøyden i meter, f_D er friksjonsfaktoren, L er rørlengden, D er rørets indre diameter, V er gjennomsnittshastigheten i røret og g er tyngdeakselerasjonen. Friksjonsfaktoren er avhengig av rørets diameter, rørets ruhet og Reynolds-tallet, som igjen er avhengig av vannets viskositet, tetthet, hastighet og rørets indre diameter. Som følge av dette utføres mange mellomberegninger for å finne rørets totale trykktapshøyde.

For støttap er det gitt standard koeffisienter for utregning av trykktap ved forskjellige typer støttap. Disse er hentet fra industrien, og inkluderer mange typer bend og T-bend.

For komponenter i anlegget er det mulighet til å spesifisere trykktapene i disse, alt etter hvilken komponent som skal settes inn i anlegget. Trykktapene i komponenter blir ofte beskrevet i leverandørens datablader, og det er i programvaren mulighet for å legge dette inn som en kurve, eller som et fast trykktap.

For å finne totalt trykktap over et rørstrekk summeres alle trykktapene langs rørstrekket, inkludert rør, komponenter og støttap. For mer detaljert informasjon om programvarens beregningsmetodikk refereres det til Pipeflows hjemmeside.

4.4 Metode

Metoden i denne oppgaven er basert på målet om å finne hvordan balansering ved hjelp av forinnstillingsmetoden presterer, dersom det er avvik mellom anvendt modell og virkelig anlegg.

Det har derfor først blitt laget en grunnmodell, som skal fungere som utgangspunkt for alle sammenligninger. Denne grunnmodellen representerer modellen slik den er tenkt hentet fra BIM, og tar som beskrevet tidligere utgangspunkt i tekniske tegninger. Grunnmodellen ble simulert, og påfølgende strupekrav i alle radiatorкурser ble funnet.

Deretter ble det gjort ulike endringer på denne modellen, hvor strupeventilene ble holdt låst i samme posisjon som for grunnmodellen. På denne måten ble det funnet ut hvor store forskjeller som oppstår i vannmengder, dersom et anlegg med avvik fra BIM-modellen balanseres på grunnlag av denne. Det er forsøkt å teste ut mange ulike typer avvik, i forskjellig størrelse og form. Blant annet er det gjort endringer på rørlengder, rørenes ruhetstall, trykktap over radiatorer, og gjennomstrømningskoeffisient i ventiler. Det er også analysert flere typer avvik i kombinasjon, for å se effekten av dette.

4.5 Inndata

Det vil her bli gjennomgått hvilke inndata som har blitt brukt for å modellere anlegget på Haugerud. Inndata oppgitt i dette kapitlet beskriver grunnmodellen, som skal fungere som utgangspunkt for sammenligninger. Grunnmodellen er vist i vedlegg 4.

4.5.1 Vannmengder

I de tekniske tegningene for Haugerud borettslag er det lagt ved prosjekterte vannmengder for hver del av anlegget. På grunn av mange ulike vannmengder i de forskjellige delene av anlegget har det blitt valgt å dele radiatorkursene i to kategorier. Den første delen inneholder radiatorkursene med de minste vannmengdene, med 8 liter per minutt på hver kurs. Disse er markert i vedlegg 6. I vedlegg 7 vises radiatorkursene med de største vannmengdene, hvor hver kurs har blitt satt til 10 liter per minutt.

Ved summering har den totale vannmengden for systemet blitt satt til 212 liter per minutt, og dette er blitt lagt inn i pumpen ved hjelp av behovsstyring. Ettersom varmesentralen ikke ligger i en av endene, er det to hovedlinjer som vist i vedlegg 5. I begynnelsen av hovedlinjen markert i svart går det 144 liter per minutt, mens det i begynnelsen på den andre går 68 liter per minutt.

4.5.2 Ventiler

Strupeventilene har først blitt modellert som styringsventiler, hvor hver styringsventil er tildelt prosjektert vannmengde for sitt rørstrekk. Ved simulering regnet programmet ut hvor mye trykk som måtte strupes for å oppnå prosjektert gjennomstrømning. Etter å ha funnet nødvendig strupetrykk ble det regnet ut hvilken gjennomstrømningskoeffisient (K_v) dette tilsvarer i hver strupeventil. Å sette en fast K_v er ekvivalent med å sette strupeventil i en fast posisjon, som ved innregulering av et anlegg. Ventilene ha denne innstillingen i tilnærmet alle simuleringer, ettersom de på denne måten vil vise hvordan gjennomstrømningen i hver radiatorkurs påvirkes, av en endring i systemet. Nødvendig strupetrykk og gjennomstrømningskoeffisientene vises i resultatseksjonen.

4.5.3 Varmeavgivere

For å finne realistiske verdier for trykkfall over varmeavgivere har radiatorleverandører blitt kontaktet. I samtaler med IMI Hydronic Engineering og Lyngson AS har det kommet fram at radiatorene ofte stilles inn til å ha et fast trykktap på 10 kpa over termostatventilen, og at trykkfallet i selve radiatoren er neglisjerbart sammenlignet med trykkfallet i denne. Det ble derfor anbefalt å anta en verdi på 10 kpa trykkfall over radiator inkludert termostatventil. Denne informasjonen bekreftes i en håndbok fra IMI (2017), hvor det anbefales trykktap på 8-10 kpa over termostatventilen i torørssystemer.

Termostatventilene vil i dette tilfellet ha et trykkfall på 10 kpa når brukerne stiller dem i posisjonen "helt åpen". Grunnen til å innføre dette trykkfallet er at ventilene skal ha tilstrekkelig autoritet til å kunne styre gjennomstrømningsmengden i hver radiatorkurs. På grunnlag av ovennevnte informasjon har det blitt brukt et trykkfall på 10 kpa for alle radiatorer i grunnmodellen.

4.5.4 Rør

I utgangspunktet var det tenkt å bruke leverandørdata for rør, fordi rørens materiale ikke er spesifisert i tegningene. Ettersom Pipe Flow Expert ikke tillater spesifikt trykktap som inn-data, men krever rørets innvendige ruhet, ble en standard rørtype gitt av programmet anvendt. I grunnmodellen er det lagt inn stålrør med ruhetstall på 0,0460 mm for alle rør, som vist i figur 4.2.

| Pipe data: P2 | | | (Pipe Id: 2) | | | |
|---------------|-------------------|------------------|------------------|-------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| Material | | Schedule / Class | | Internal Roughness (mm) | | |
| Steel | | Sch. 40 | | 0,0460 | | |
| Nominal Size | Internal Diam. mm | Wall Thick. mm | Outside Diam. mm | Weight kgs/m | Internal Vol m ³ / 100 m | Surface Area m ² / 100 m |
| 15 mm | 15,000 | 2,769 | 20,537 | 1,213 | 0,0177 | 6,4520 |

Figur 4.2: Parametere for stålrør Pipeflow (2017)

Ved valg av rørdimensjoner er det tatt utgangspunkt i tekniske tegninger, med noen forenklinger i samsvar med forenklingene som har blitt gjort for vannmengdene. I radiatorgrenene med 8 liter per minutt gjennomstrømning, har det blitt valgt 15 mm diameter rør. Mens det i grenene med 10 liter per minutt gjennomstrømning har blitt valgt 20 mm diameter rør. Hovedgrenene, markert i 5, har begge diameter på 70 mm nærmest pumpa, men blir redusert til 40 mm når vannmengdene minker.

Rørlengdene er blitt lagt inn som overslagsverdier på grunnlag av tekniske tegninger og målestokk. Radiatorkursene er delt inn på samme måte som for vannmengdene, hvor alle radiatorkurser i samme kategori har lik lengde på kursen.

4.5.5 Støttap i bend og T-bend

Det skilles mellom ulike flere typer bend og T-bend i programvaren. Trykktapene i disse er gitt i programvaren, og er ikke endret. For hver radiatorkurs er det lagt inn 5 bend, på grunnlag av de tekniske tegningene av rørsystemet. Det er også lagt inn ulike T-bend, hvor vannstrømmer møtes eller skilles.

4.6 Scenarier og resultater

Første scenarie som blir analysert er for grunnmodellen, som representerer den tenkte modellen importert fra BIM. Denne modellen skal kun brukes som utgangspunkt for sammenligning med de andre scenariene. Alle andre scenarier skal representere virkelige situasjoner, hvor modellen og det virkelige anlegget ikke samsvarer på ulike punkter. På denne måten er det mulig å analysere hvor stor påvirkning en feil i modellen vil ha på innbalanseringen av et virkelig oppvarmingsanlegg.

Følgende scenarier har blitt implementert i modellen for sammenligning:

- Avvik i rørenes ruhetstall
- Avvik i rørenes lengder
- Avvik i trykktap over radiatorer
- Ukjente trykktapsforekomster i anlegget
- Avvik i rørenes trykktapskoeffisient og rørenes lengder
- Avvik i strupeventilenes gjennomstrømningskoeffisient
- Kombinasjon av flere avvik i radiatorkurs 15

Videre vil det bli gjennomgått hvert scenario, hvor disse forklares, og resultatene fra simuleringene presenteres. Alle tall er hentet fra Pipe Flow Expert, og organisert i tabeller og grafer for å gi oversikt over de relevante resultatene.

4.6.1 Grunnmodell

For grunnmodellen ble de nødvendige strupetrykkene beregnet ved hjelp av styreventiler, satt til dimensjonert vannmengde i hver radiatorgren. En styreventil ble også satt på den ene hovedlinjen, for å sørge for riktig vannmengde til hver side av anlegget. Når de nødvendige strupetrykkene for hver radiatorgren var beregnet, ble disse sammen med vannmengdene for hver gren brukt til å regne ut strømningskoeffisienten for hver strupeventil. Dette er ekvivalent med å sette strupeventilene i en låst posisjon. De nødvendige strupetrykkene, vannmengdene og gjennomstrømningskoeffisientene kan sees i tabellen i figur [4.3](#).

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Trykkstruping [kpa] | Kv [m ³ /time] |
|--------|--------------------------|---------------------|---------------------------|
| 1 | 10 | 5,244 | 2,61186 |
| 2 | 10 | 7,083 | 2,24982 |
| 3 | 10 | 10,324 | 1,86192 |
| 4 | 10 | 9,115 | 1,9826 |
| 5 | 10 | 7,192 | 2,23258 |
| 6 | 10 | 5,153 | 2,63772 |
| 7 | 8 | 0,339 | 8,21486 |
| 8 | 8 | | |
| 9 | 8 | 0,105 | 14,76606 |
| 10 | 8 | 5,626 | 2,01708 |
| 11 | 8 | 6,227 | 1,91364 |
| 12 | 8 | 3,323 | 2,62048 |
| 13 | 8 | 5,944 | 1,96536 |
| 14 | 8 | 5,525 | 2,03432 |
| 15 | 8 | 9,727 | 1,53436 |
| 16 | 8 | 9,445 | 1,56022 |
| 17 | 8 | 4,018 | 2,38774 |
| 18 | 8 | 4,018 | 2,38774 |
| 19 | 8 | 3,792 | 2,4567 |
| 20 | 8 | 3,667 | 2,4998 |
| 21 | 8 | 6,683 | 1,8533 |
| 22 | 8 | 6,016 | 1,94812 |
| 23 | 8 | 0,105 | 14,76606 |
| 24 | 8 | | |
| 25 | 8 | 0,887 | 5,07718 |
| 26 | 68 | 1,507 | 33,11804 |

Figur 4.3: Strupekrav i balanseringsventiler

Som indikert i figur 4.3, ble strekningene gjennom radiatorene på kursene 8 og 24 funnet som de mest ugunstige strekningene på sine respektive hovedlinjer, og disse skal derfor ikke strupes. Simuleringen ga et pumpetrykk på 28,14 kpa, og representerer trykktapet i det mest ugunstige rørstrekket. Gjennomstrømningskoeffisientene i strupeventilene har blitt satt som vist i tabellen, og brukes som grunnlag for videre analyser i resten av scenariene. På denne måten kan endringer i vannmengder registreres i hver radiatorkurs, ved endringer i andre deler av anlegget.

4.6.2 Avvik i rørenes ruhetstall

Avvik i rørenes ruhetstall representerer tilfeller hvor det enten er brukt et annet rørmateriale enn oppgitt i modellen, eller tilfeller hvor det har forekommet begroing eller korrosjon på

innsiden av rørene. Det representerer også tilfeller hvor trykktapsdata importert fra modellen er unøyaktige, og ikke samsvarer med de virkelige trykktapene.

Det har blitt brukt ruhetstall som er både høyere og lavere enn ruhetstallet for grunnmodellen, for å belyse innvirkningen i begge tilfeller. Ruhetsallene er hentet fra [EnggCyclopedia \(2017\)](#), for å ha realistiske verdier. Verdiene som er testet spenner fra 0,0015 mm for plastikk-rør, opp til 4 mm for rør i rustet stål.

Resultatene fra simuleringene med ruhet 0,0015 mm , 0,1 mm, 0,4 mm, 1 mm, 2 mm og 4 mm er vist henholdsvis i vedlegg 9, 10, 11, 12, 13 og 14. I alle tilfellene førte avvik i ruheten til skeiv fordeling i vannbalansen, både for høyere og lavere ruhetstall, hvor økende avvik gav økende ubalanse. I figur 4.4 er sammenhengen mellom avvik i ruhet og maksimalt avvik (for et gitt ruhetstall) i prosent gitt, for alle ruhetstall som er høyere enn ruhetstallet i grunnmodellen.



Figur 4.4: Største avvik i gjennomstrømning som funksjon av avvik i ruhetstall

4.6.3 Avvik i rørenes lengder

Dersom det under installasjonen av anlegget skulle vise seg upraktisk/ugunstig å legge rørene som planlagt i prosjekteringsfasen, kan disse bli lagt alternative veier, uten at dette opp-

dateres i modellen. Dette kan føre til avvik i rørstrekkenes lengder. Hvilke avvik i rørlengder som forekommer ulike steder i anlegget vil være forskjellig fra anlegg til anlegg, og det er derfor valgt noen tilfeldige scenarier:

I denne seksjonen har følgende situasjoner blitt simulert:

- Økning i rørlengde på alle radiatorkretser
- Økning i rørlengde på alle radiatorkretset med dimensjonerende vannmengde på 8 liter per minutt
- Økning i rørlengde på inngangspartier
- Økning i lengde på alle radiatorkretser dimensjonert for 8 liter per minutt, samtidig med en minsking av alle radiatorkretser dimensjonert for 10 liter per minutt.
- Gradvis økning i lengde på ett radiatorstrekk

I første punkt økte lengden i alle radiatorkretser med 5 meter, virkningen av dette kan sees i vedlegg 15, med største avvik i radiatorgren 1 med en økning på 6,1%. Største negative avvik ble funnet i radiatorkretsene 7, 8 og 9, med et avvik på -2,4%.

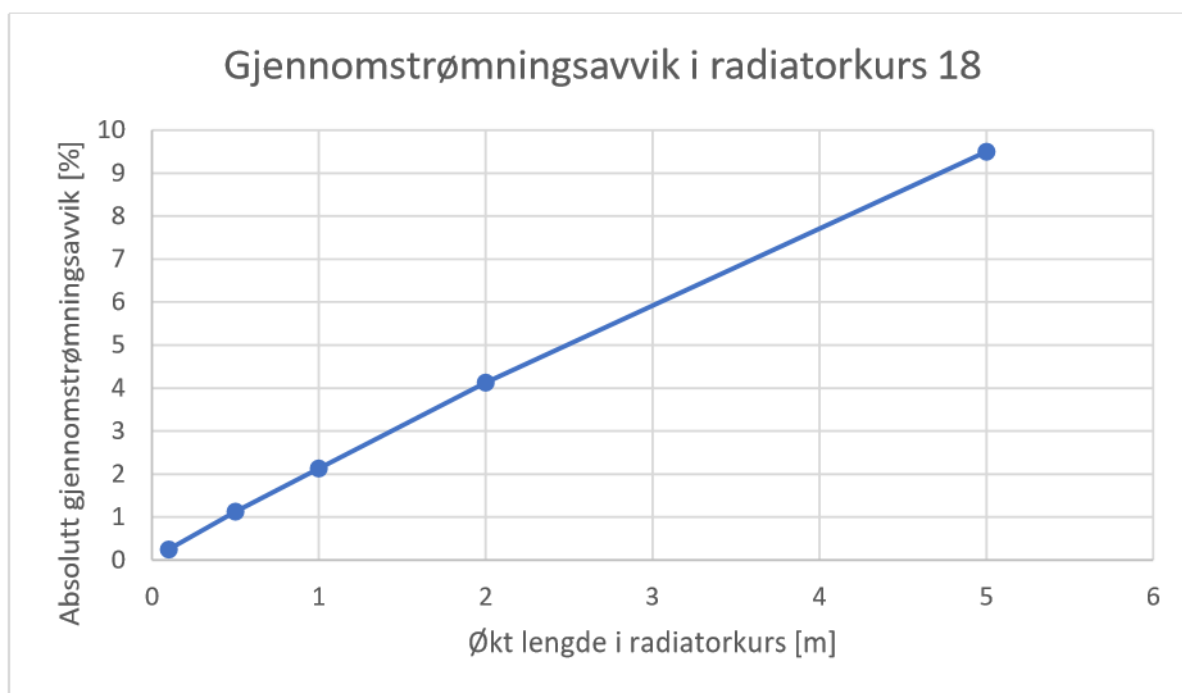
I andre punkt ble alle radiatorkretser med dimensjonerende vannmengde 8 liter per minutt økt med 5 meter, mens de resterende radiatorkretsene forble uendret. Resultatet av dette kan sees i vedlegg 16, med største avvik i radiatorgren 1, med en økning på 10,2%. Største negative avvik ble funnet i radiatorgrenene 7, 8 og 9 med et avvik på -4%.

I tredje punkt ble alle rørlengdene i inngangspartiene økt med 10 meter. Resultatet kan sees i vedlegg 17, hvor de største avvikene forekom i inngangspartiene 10, 15 og 21, med avvik på henholdsvis -19,1%, -14,9% og -17,9%.

I fjerde punkt ble alle radiatorkretser dimensjonert for 8 liter per minutt økt med 5 meter, mens radiatorkretsene dimensjonert for 10 liter per minutt ble minsket med 4 meter. Resultatet kan sees i vedlegg 18, hvor største avvik forekom i radiatorgren 1 med en økning på

13,8%. Største negative avvik ble funnet i radiatorgrenene 7, 8 og 9, med avvik på -5,4%.

I femte punkt ble det lagt inn økt lengde på en radiatorkurs, for å se hvordan avviket i denne kursen forandrer seg ved ulike økninger i lengde. Resultatene fra simuleringen er vist i vedlegg 19, 20, 21, 22 og 23. Avviket i radiatorkurs 18 som funksjon av økt lengde i radiatorkursen er vist i figur 4.5.



Figur 4.5: Absolutt gjennomstrømningsavvik i radiatorkurs 18, ved økning i lengde på radiatorkursen

4.6.4 Avvik i trykktap over radiatorer

Trykktap over radiatorene kan avvike fra modellen av flere grunner, som for eksempel ved begroing, feil innstilling av termostatventil eller ved defekter i radiatoren. Det er i denne seksjonen valgt å implementere likt avvik i alle radiatorer, og de to følgende scenariene har blitt simulert:

- Økt trykktap i alle radiatorer
- Minsket trykktap i alle radiatorer

Ved økning i trykkfall over radiatorer har det blitt simulert en økning til 15 kpa i alle radiatorer. Ved minskning i trykkfall over radiatorer har det blitt simulert en minskning til 5 kpa trykkfall over alle radiatorer. Resultatene for økning og minskning i trykkfall kan sees i henholdsvis vedlegg 24 og 25. I begge tilfellene viser resultatene at en lik økning i trykkfall på hver radiatorkurs ikke vil føre til endringer i gjennomstrømningene, og alle gjennomstrømninger forble uforandret.

4.6.5 Avvik i strupeventilenes gjennomstrømningsverdi

Denne seksjonen ser på hvordan avvik i K_v vil påvirke balansen. Avvik i strupeventilenes gjennomstrømningsverdi kan forekomme dersom det foreligger feil informasjon om strupeventilenes karakteristikk. Det vil også kunne være avvik knyttet til det faktum at strupeventilene ikke har nok innstillinger til å være helt nøyaktige, som vist i 2.6. Det er her simulert to situasjoner:

- 10% økning i gjennomstrømningsverdi i alle strupeventiler
- 10% reduksjon i gjennomstrømningsverdi i alle strupeventiler

Resultatene fra 10% økning i K_v -verdien kan sees i vedlegg 35. De største avvikene forekom i radiatorkretsene 23 og 24, med et gjennomstrømningsavvik på -3,9%.

Resultatene fra 10% reduksjon i K_v -verdien kan sees i vedlegg 35. Her ble største avvik funnet i radiatorkrets 24, med et avvik på 5,3%.

4.6.6 Ukjente trykktapsforekomster i anlegget

Ukjente trykktapkomponenter illustrerer tilfeller hvor det skjuler seg ekstra strømningsmotstander inne i rørene, som kan forekomme ved for eksempel sveising/sammenslåing av rør, begroing i enkeltdeler av anlegget, samt ukjente ventiler/komponenter. Følgende scenarier har blitt simulert:

- Trykktap som følge av slamdannelse i deler av anlegget med mindre vannmengder
- Tilfeldige ukjente trykktap i anlegget

Første punkt er valgt på grunnlag av muligheten for slamdannelse i deler av anlegget hvor det er lavere sirkulerende vannmengder. Dette er valgt til å være i endene av anlegget, hvor det vil forekomme bend, hvor det kan hope seg opp slam. I andre punkt har det blitt lagt inn trykktap vilkårlige steder i anlegget, og skal representere tilfeldige trykktap.

I situasjonen med slamdannelse har det blitt lagt inn trykktap i hver ende av anlegget, det vil si i bendene før radiatorkursene 7 og 25. Trykktapene som har blitt implementert er på 5 kpa, 10 kpa og 13 kpa, med resultater gitt henholdsvis i vedlegg 26, 27 og 28. Disse endringene ga i både kurs 7 og 25, hvor begge fikk betydelig reduserte gjennomstrømninger. I tilfellet med 5 kpa trykktap ble gjennomstrømningen redusert med 25% i gren 7, og 23,9% i gren 25. Med trykktap på 10 kpa ble gjennomstrømningen redusert med 58,4% i gren 7, og 55,6% i gren 25. Trykkfall på 13 kpa ga en reduksjon på 94,5% i gren 7, og 83% i gren 25.

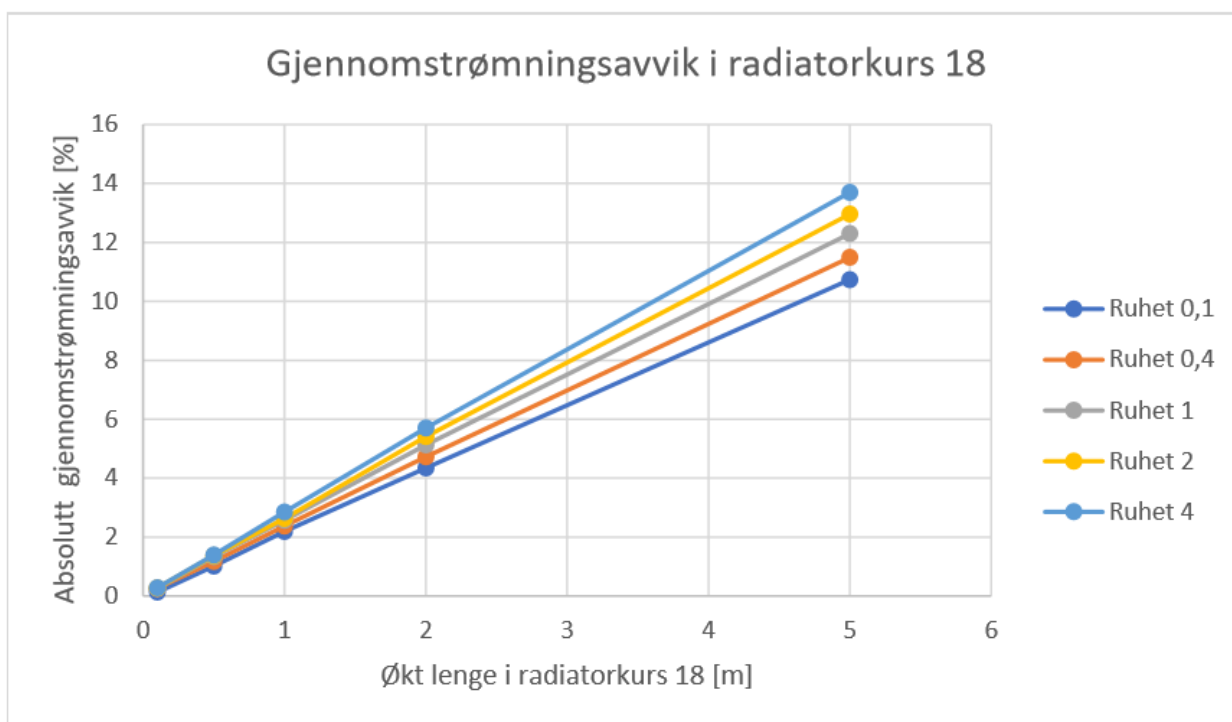
I tillegg til slamdannelse med trykktap på 10 kpa før radiatorkrets 7 og 25, ble det også implementert tilfeldige trykktap i radiatorkretsene 1, 13 og 19. Disse er på 5 kpa hver, og skal simulere trykktap som følge av ukjente motstander i anlegget. Resultatet for denne simuleringen er vist i vedlegg 29. Dette førte til merkbare avvik i alle radiatorkretser, med minste avvik på 5%, og største avvik i radiatorkretsene 7 og 25 med avvik på -51,5% i begge. Radiatorkretsene 1, 13 og 19 med tilfeldige trykktap fikk også reduksjon i gjennomstrømning, med avvik på henholdsvis -14,8%, -10,9% og -12,8%.

4.6.7 Avvik i rørenes trykktapskoeffisient og rørenes lengder

Ettersom rørene brukt i grunnmodellen er relativt glatte, sammenlignet med de høyere ruhetstallene testet tidligere, har det her blitt undersøkt effekten av å ha avvik i både ruhetstall og lengde på radiatorkurs 18. For å isolere effekten av selve lengdeøkningen i radiatorkurs 18, har hvert resultat blitt sammenlignet med gjennomstrømningene som oppstår i systemet ved økt ruhet. Eksempelvis har det ved lengdeøkning i radiatorkurs 18 ved ruhetstall 1, blitt tatt utgangspunkt i gjennomstrømningen som oppstår i radiatorkurs 18 ved ruhetstall 1 i hele anlegget (uten lengdeøkning), som vist i vedlegg 12. Dersom det tas utgangspunkt i grunnmodellen vil avviket vise den samlede påvirkningen av økt lengde i radiatorkurs 18, i tillegg til økt ruhet i hele systemet.

I figur 4.6, laget med utgangspunkt i vedlegg 30, 31, 32, 33 og 34 er det vist hvordan lengdeøkning i radiatorkurs 18 påvirker gjennomstrømningsavviket, ved forskjellige ruhetstall. Høyere grad av ruhet ga høyere avvik ved samme lengdeøkning.

Forskjellen mellom de ulike ruhetsgradene i diagrammet er imidlertid ikke så stor, ettersom det ble sammenlignet med gjennomstrømningene som oppstår ved å bare øke ruhetsgraden i hele systemet. Dersom resultatet sammenlignes med grunnmodellen, vil forskjellene være større. Eksempelvis vil ekstremtilfellet vist i vedlegg 34, med ruhetstall 4 og lengdeøkning på 5 meter, gi en gjennomstrømning på 6,35 liter per minutt, som tilsvarer et avvik på cirka -21%.



Figur 4.6: Avvik i gjennomstrømning som funksjon av økt lengde i radiatorkurs 18, ved ulike ruhetstall

4.6.8 Kombinasjon av avvik i radiatorkurs 15

For å illustrere hvordan en kombinasjon av relativt små avvik fra modellen kan gi større utslag, har det blitt lagt inn flere avvik i radiatorkurs 15. Følgende modifikasjoner har blitt gjort

på radiatorkurs 15:

- Økning i ruhet fra 0,0460 til 1, bare i denne radiatorkursen
- Økning i lengde med 5 meter
- Økning i trykktap i radiator fra 10 kpa til 11 kpa
- Reduksjon av gjennomstrømningskoeffisient i strupeventilen med 10%

Resultatet av dette er vist i vedlegg 37, hvor det forekommer et avvik i radiatorkurs 15 på cirka 32%.

4.7 Nøyaktighetsbetraktninger

Det ble først undersøkt hvordan avvik i rørenes trykktapsegenskaper vil påvirke vanngjennomstrømningene i de ulike radiatorkretsene. Ved å se på grafen i figur 4.4, er det tydelig at feil informasjon om rørenes trykktapsegenskaper vil ha en påvirkning på balanseringen. Det forekom gjennomstrømningsavvik for alle avvik i ruhetstall, hvor gjennomstrømningsavvikene økte i størrelse med avviket i ruhet. Ved det største simulerte ruhetstallet (4, rustet stålrør), var største gjennomstrømningsavvik litt i overkant av 20%.

Etter dette ble det testet hvordan avvik i rørlengdene påvirker gjennomstrømningene. Forskjellige varianter ble testet, med relativt store avvik på 5 meter og 10 meter i noen radiatorkurser. Ved en lengdeøkning i alle radiatorkurser ble det små avvik, med største avvik på 6,1%. Avvikene ble større da kun noen radiatorstrekk fikk endret lengde, mens andre enten ble holdt konstant eller fikk redusert lengde. Ved et avvik på hele 10 meter i inngangspartiene, fikk de reduserte vanngjennomstrømninger på opptil 19,1%. Effekten av gradvis økning i lengde i en enkelt radiatorkurs er vist i figur 4.5. Sammenhengen mellom økning i lengde og redusert gjennomstrømning viser seg i dette tilfellet å være nesten lineær, med økende gjennomstrømningsavvik med økende lengdeavvik. Gjennomstrømningsavviket i dette tilfellet var imidlertid ikke veldig stort, spesielt ikke ved de minste lengdeavvikene. Eksempelvis ble det -0,25% gjennomstrømningsavvik ved 0,1 meter lengdeøkning, og -2,1% gjennomstrømningsavvik ved 1 meter lengdeøkning.

Simuleringene ved en reduksjon/økning i trykkfall over radiatorene ga null avvik, og viser derfor at dersom et konstant trykkfall innføres likt over alle radiatorkursene, vil det ikke ha noen betydning for balansen mellom dem.

Da strupeventilenes gjennomstrømningsverdier ble økt og redusert med 10% ga det relativt små avvik, hvor største avvik ved økning og reduksjon kom på henholdsvis -3,9% og 5,3%.

Ukjente trykktapsforekomster er vanskelige å forutse, og derfor også vanskelige å vite størrelsen på og hvor de forekommer. Ved simulert slamdannelse i endene av oppvarmingsanlegget, ble det vist betydelige avvik i radiatorkursene etter slamdannelsen. Ved å øke trykktapet medført av denne slamdannelsen ble det vist at slik slamdannelse nesten kan eliminere gjennomstrømning i deler av anlegg, og skape store problemer. Det ble også testet slamdannelse (10 kpa) i endene av anlegget, i kombinasjon med tilfeldige trykktap (5 kpa) i tre radiatorkurs. Det ble også her vist avvik i de tre radiatorkursene med 5 kpa trykktap, på mellom 10% og 15%.

Ved undersøkelse av hvordan rørlengder påvirker gjennomstrømningsverdiene, i et system hvor rørene har høyere ruhetstall, ble det funnet at høyere ruhet vil gi høyere gjennomstrømningsavvik ved samme økning i lengde. Ved de første simuleringene ved endring i rørlengdene, er ruhetstallet for grunnmodellen anvendt, som er relativt lavt. Ved avvik i rørlengder er det derfor viktig å merke seg hvilken type rør det dreier seg om, ettersom noen rørtypen vil kunne medføre betraktelig større trykktap enn andre.

Til slutt ble det undersøkt hvordan en kombinasjon av feil i en radiatorkurs (15) vil påvirke gjennomstrømningen i denne kursen. Det ble lagt inn avvik i strupeventil, radiator, rørlengder og ruhet bare for radiatorkurs 15. Det viste seg at en økning på 5 meter lengde, med ruhetstall 1, i tillegg til 10% økning i trykktap over radiator og 10% reduksjon i gjennomstrømningskoeffisient i strupeventilen ga et totalt gjennomstrømningsavvik på 32% i denne radiatorkursen. Dette illustrerer det faktum at flere relativt små feil samlet sett kan føre til store gjennomstrømningsavvik, og derav ubalanse i oppvarmingsanlegget.

4.8 Diskusjon

Målet med denne delen av oppgaven er å belyse hvordan feil informasjon av et oppvarmingsanlegg vil påvirke vannbalansen, gitt at forinnstillingsmetoden er brukt for innstilling av strupeventilene. Dette for å kunne få en oversiktig over hvor nøyaktige data som kreves om et anlegg, for at forinnstillingsmetoden skal være pålitelig.

Flere faktorer som spiller inn på et anleggs trykktap har blitt variert i simuleringene over. Faktorer som rørlengder viste seg å spille en relativt liten rolle, spesielt ved små avvik fra grunnmodellen. Ved store avvik i rørlengdene, gav dette mer signifikante utslag i gjennomstrømningsavvik i noen radiatorкурser. Effektiv Energi ønsket å vite om rørlengdene må være korrekte ned på centimeternivå, for at forinnstillingsmetoden skal være anvendelig. Resultatene fra simuleringene tyder på at det ikke er grunn til å tro at noen centimeter feil i rørlengdene vil påvirke resultatet nevneverdig. Dette vil avhenge litt av rørenes ruhet, og hvor stort ekstra trykktap det medfører å øke lengden, men for grunnmodellen med stålrør kunne rørene ha avvik på et par meter uten særlige utslag. Resultatene viser også at gjennomstrømningsavviket i en radiatorkurs vil øke tilnærmet lineært med økende rørlengde.

Ved dokumentering av et anlegg er det viktig å dokumentere rørenes ruhet. Det viste seg at store avvik i rørenes trykktapegenskaper gav en ubalanse i hele anlegget. Det er dog en stor forskjell mellom stålrør (som for grunnmodellen) og rustet stål (4 mm ruhetstall), og dette bør kunne oppdages ved inspeksjon av anlegget. Det er ikke i denne oppgaven undersøkt hvordan rørenes ruhet kan måles i et installert anlegg, men et avvik på mindre enn 0,1 mm vil etter resultatene å dømme ha liten innvirkning på balansen i anlegget.

Problemer kan oppstå dersom det er ukjente trykktapsforekomster i anlegget, skjult i rørene. Dette viste seg å gi store utslag, når det var en betydelig størrelse på trykktapene. Disse kan være lette å overse ved dokumentering av anlegget, og det bør sjekkes for disse, i den grad det er mulig. Blant annet kan det undersøkes særlig nøye for slam i deler av anlegget hvor det sirkulerer relativt små vannmengder, og i typiske steder med stor opphoppingsfare. Ved anvendelse av forinnstillingsmetoden er det vanlig å ta stikkprøver i anlegget, for å se om balanseringen har vært vellykket. Disse stikkprøvene burde planlegges slik at de har størst mulig sjans for å avdekke eventuelle feil og problemer.

Flere relativt små avvik i kombinasjon med hverandre, kan medføre store avvik i en radiatorkurs, spesielt om disse drar i samme retning. Det vil si at alle avvikene for eksempel bidrar til redusert gjennomstrømning i kursen. Eksempelsimuleringen for radiatorkurs 15, viste at dette fort kan gi store utslag. Det ble tatt utgangspunkt i høyere ruhet, økning i lengde, samt høyere struping i både strupeventil og radiatorventil. En slik situasjon kan være realistisk dersom en radiatorkurs har hatt f.eks. lekkasjer, og har blitt byttet ut med andre materialer og komponenter.

Noen av simuleringene som har blitt gjort er vanskelige å trekke noen konklusjoner fra, ettersom de er litt tilfeldige, og ikke nødvendigvis representerer en realistisk situasjon. Alle simuleringene handler i essensen om en økning eller en reduksjon i trykktap over radiatorkursene, og noen av disse har muligens vært overflødige. Det var ønskelig å teste flest mulig situasjoner som kan oppstå, men i etterkant er det tydelig at noen av disse kunne vært fjernet eller utført på en annen måte. Resultatene gjelder også bare for dette anlegget, og det kan være vanskelig å trekke for mange generelle konklusjoner på grunnlag av denne modellen.

Forinnstillingsmetoden virker å være tilstrekkelig nøyaktig i mange tilfeller, alt etter hvor stort nøyaktighetskrav som stilles til avvik i gjennomstrømning. Hvis anlegget og dets komponenter er tilnærmet som beskrevet i modellen, vil det etter resultatene å dømme ikke være et problem å bruke denne metoden for innstilling av strupeventilene i et oppvarmingsanlegg. Dette vil sannsynligvis oftere være tilfellet i nyere anlegg, enn i gamle, ettersom komponenter slites, og deres karakteristikk kan avvike noe fra ny tilstand. Ved bruk av forinnstillingsmetoden i eldre anlegg anbefales det å undersøke anlegget når det dokumenteres, slik at opphoping av slam og andre trykktapsforekomster kan avdekkes. Når metoden blir tatt i bruk bør det tas tilstrekkelig med stikkprøver, for å sørge for at vanngjennomstrømningene er i balanse. Spesielt bør det tas stikkprøver i mulige problemdeler av anlegget, dersom det er mulig å gjøre antakelser rundt dette. I EE+ "X" kan det derfor bli tatt utgangspunkt i forinnstillingsmetoden, med målemetodene å falle tilbake på, dersom den ikke skulle føre frem. Med disse implementert kan EE+ "X" bli et robust verktøy for innstilling av strupeventiler, i både nye og eldre anlegg.

5. Integrering av varmepumpe i eldre oppvarmingsanlegg

5.1 Introduksjon

I nyere tid har det blitt vanlig å bytte ut eldre oljekjeler med varmepumper i vannbårne oppvarmingsanlegg. Dette kommer som en følge av varmepumpens effektivitet og popularitet, i tillegg til det faktum at oljekjeler fases ut, og skal bli forbudt ([Miljødirektoratet, 2015](#)). Det har i mange tilfeller vist seg at varmepumpen ikke leverer som forventet ([Storbækken, 2015](#)). Det er derfor viktig å kartlegge på hvilke måter man kan optimalisere integrering av varmepumpe oppvarmingsanlegg, både i nye og eldre anlegg. Effektiv Energi har som mål å kunne bruke verktøyet EE+ "X" til å optimalisere integreringen av varmepumper i eldre anlegg, som i utgangspunktet er dimensjonert for høye temperaturer.

Det blir i dette kapitlet først gjennomgått hvordan en varmepumpe fungerer, og hvilke faktorer som spiller inn på varmepumpens energieffektivitet. Deretter blir det drøftet potensielle problemer som oppstår ved integrering av varmepumpe i et eldre anlegg, opprinnelig dimensjonert for høye temperaturer. Til slutt sett på hvilke tiltak som kan gjøres i forkant av varmepumpeinstalleringen, samt hvilke faktorer som spiller inn på valget av varmepumpe, og hvorvidt disse tiltakene kan effektiviseres ved hjelp av et digitalt verktøy som EE+ "X".

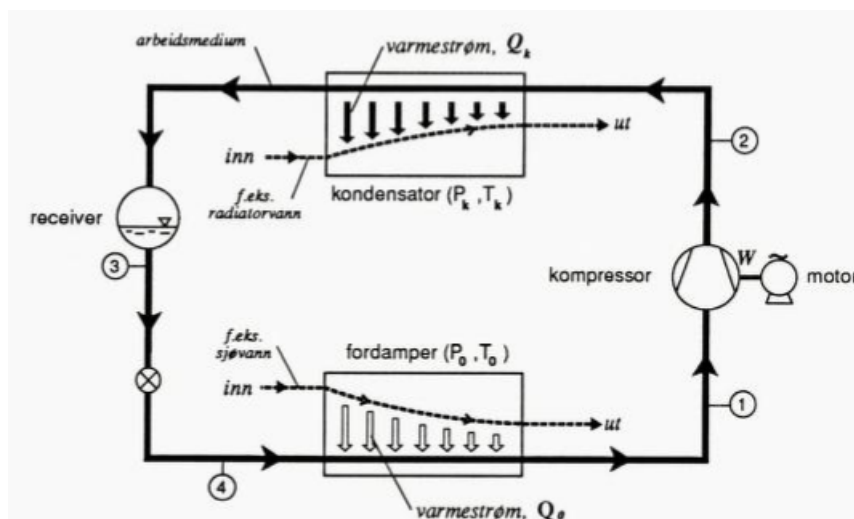
5.2 Om varmepumper

I denne delen blir det kort gjennomgått varmepumpens virkemåte, og hvilke parametere som spiller inn på varmepumpens effektivitet. Det er i dette kapitlet blitt tatt utgangspunkt i litteratur fra [Stene \(1997a\)](#) og [Stene \(1997b\)](#).

5.2.1 Virkemåte

En varmepumpe er i stand til å levere varme fra et lavere til et høyere temperaturnivå. På denne måten kan den for eksempel transportere varme fra kald uteluft til varm inneluft. Dette gjøres ved å bruke et arbeidsmedium med egenskaper som gjør at det fordamper og kondenserer ved ulike temperaturer, avhengig av trykket.

I figur 5.1 er varmepumpeprosessen illustrert. Hovedkomponentene er fordamperen, kompressoren, kondensatoren og strupeventilen. I fordamperen er det lavt trykk, slik at arbeidsmediet fordamper i kontakt med varmekilden, og tar på denne måten opp varme. Videre går arbeidsmediet inn i kompressoren som mettet gass, hvor det får økt trykk og temperatur. Arbeidsmediet går deretter inn i kondensatoren, som har en strupeventil i utgangen, og bygger opp trykket og temperaturen helt til kondenseringstemperaturen overstiger temperaturen på det varmeopptakende mediet (for eksempel inneluft eller radiatorvann). Dette vil føre til at arbeidsmediet kondenserer, og avgir varme til det varmeopptakende mediet. Denne prosessen foregår kontinuerlig i varmepumpen, som på denne måten er i stand til å utnytte arbeidsmediets egenskaper til å bringe varme fra et lavere temperaturnivå til et høyere temperaturnivå.



Figur 5.1: Varmepumpe systemskisse (Stene, 1997b)

5.2.2 Effektfaktor

En varmepumpes effektfaktor beskriver hvor energieffektiv varmepumpen er. Dette er gitt som forholdet mellom varmeenergien levert i kondensatoren og den elektriske energien brukt i kompressoren. Forkortelsen COP (Coefficient of performance) blir ofte brukt for effektfaktoren, og formelen for denne er gitt i ligningen under.

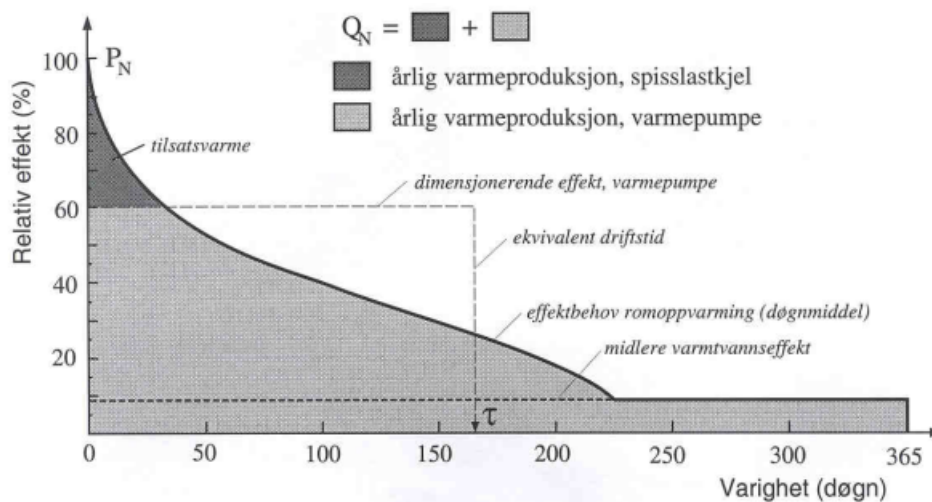
$$COP = Q_k / W_{el} \quad (5.1)$$

Varmepumpens COP vil alltid være høyere enn 1, ettersom varmen levert er et bidrag av både elektrisk effekt tilført, i tillegg til varme hentet fra omgivelsene. Hvor stor COP er avhenger av varmepumpens arbeidsbetingelser.

5.2.3 Dimensjonering av varmepumpe

Varmepumper er en relativt dyr investering, sammenlignet med for eksempel en elektrisk kjel. Dette medfører at varmepumpen er avhengig av god utnyttelse og høy ekvivalent driftstid. Ekvivalent driftstid er definert som forholdet mellom avgitt varmeenergi over året og dimensjonerende effekt, og beskriver hvor lang tid varmepumpen hadde vært i bruk hvis den hadde gått på full ytelse hele tiden.

Dette medfører at det er viktig å ha et riktig bilde av bygningens oppvarmings- og effektbehov, for å kunne dimensjonere varmepumpen best mulig. Dimensjonering gjøres på grunnlag av en effekt-varighetskurve, som beskriver hvor ofte ulike effektbehov oppstår gjennom året. Forskning på området har vist at en varmepumpe dimensjonert for 40-70% av et byggs effektbehov til oppvarming, vil dekke 90-95% av byggets totale energibehov til oppvarming, som illustrert i figur 5.2.



Figur 5.2: Typisk effekt-varighetskurve for et bygg (Stene, 1997a).

5.2.4 Varmekilder

Varmepumpens varmekilde spiller en stor rolle i varmepumpens effektfaktor, ettersom den bestemmer hvor stort temperaturløft det vil være til varmeopptaksmediet. Lavt temperaturløft vil gi en høyere effektfaktor, enn et høyt temperaturløft. Valget av varmekilde er derfor viktig ved installasjon av varmepumpe. En god varmekilde oppfyller følgende krav:

- Tilstrekkelig disponibel mengde på det aktuelle stedet.
- Høyest mulig temperatur over året.
- Høy varmekapasitet og gode varmeoverføringsegenskaper.
- Minst mulig korrosiv og forurenset.
- Lave kostnader for tilknytning.
- Lave transportkostnader fra varmekilde til varmepumpe.

De to mest vanlige varmekildene i Norge er uteluft og sjøvann, hvor det også er forventet en stigning i antall varmepumper med grunnvarme som varmekilde. Noen utvalgte og vanlige varmekilder er vist i tabell 5.1 under, med typiske temperaturnivåer ved dimensjonerende utetemperatur.

| Varmekilde | Temperaturnivå ved dim utetemperatur |
|-------------------------|---|
| Uteluft | $-50^{\circ}\text{C} \leq T \leq -10^{\circ}\text{C}$ |
| Sjøvann | $3^{\circ}\text{C} \leq T \leq 8^{\circ}\text{C}$ |
| Grunnvarme | $4^{\circ}\text{C} \leq T \leq 8^{\circ}\text{C}$ |
| Ventilasjonsluft | $15^{\circ}\text{C} \leq T \leq 25^{\circ}\text{C}$ |
| Spillvarme fra industri | $T > 10^{\circ}\text{C}$ |

Tabell 5.1: Temperaturnivå på noen utvalgte varmekilder (Stene, 1997b).

5.2.5 Arbeidsmedium

Arbeidsmediet sirkulerer i varmepumpen, og er ansvarlig for å hente varme fra varmekilden, og levere varme til varmeopptaksmediet. Det finnes flere typer arbeidsmedier, med ulike fordeler og ulemper. Valg av arbeidsmedium påvirker blant annet effektfaktoren, den volumetriske varmeytelsen, sikkerhet og slitasje på komponenter og rør. Både naturlige og kjemisk framstilte arbeidsmedier er aktuelle, hvor det er verdt å nevne amoniakk, HFK-blandinger, hydrokarboner, R-134a, R-22 og karbondioksid. Av de nevnte er bare amoniakk og karbondioksid naturlige, mens resten er kjemisk framstilte.

Det er lurt å finne et arbeidsmedium som presterer greit på alle områder, og ikke medbringer særlige problemer. Når det kommer til termodynamiske egenskaper, regnes amoniakk som overlegen de andre arbeidsmediene. Det eksisterer dog problemer knyttet til ødeleggelse av kopper og kopperlegeringer, ved tilstedeværelse av fuktighet. Dette gjør at disse materialene ikke kan brukes ved anvendelse av amoniakk som arbeidsmedium. I masteroppgaven skrevet av Erstad (2013) ble det gjort et saksstudie på Rendalen sykehjem, hvor eksisterende oljekjeler skulle byttes ut med varmepumpe. Det ble konkludert med at R-134a var et egnet arbeidsmedium i dette tilfellet, fordi det kan levere relativt høye temperaturer, opp mot 60°C . Studier utført ved SINTEF av Stene and Jakobsen (2006) viser også at varmepumper basert på karbondioksid er gunstig ved høye temperaturkrav, hvor det spesielt har blitt undersøkt oppvarming av tappevann. Varmepumper basert på karbondioksid får motsatt karakteristikk sammenlignet med de fleste varmepumper, ettersom effektfaktoren er mest avhengig av lav returtemperatur i oppvarmingsanlegget.

5.3 Potensielle problemer ved varmepumpeintegrering i eldre anlegg

I masteroppgaven skrevet av [Storbækken \(2015\)](#) rapporteres det om flere tilfeller av varmepumper som ikke fungerer som ønsket. Dette har blitt knyttet til flere ulike årsaker som at varmepumpen kjøres på for høye/lave trykk og temperaturer, feildimensjonering og feilregulering.

[Erstad \(2013\)](#) skriver i sin masteroppgave om problemene knyttet til varmepumper som skal implementeres i eldre anlegg, hvor det opprinnelig er dimensjonert for høye temperaturer. Som tidligere nevnt vil varmepumpens energieffektivitet synke ved økende temperaturløft, og det er derfor gunstig å ha lavest mulig turtemperaturer i anlegget. Samtidig må det sørges for at anlegget er i stand til å levere tilstrekkelige mengder varme til alle oppvarmede områder. Disse problemstillingene kan også knyttes til dannelse av slam og belegg i varmeavgivere, som ofte oppstår over tid ved opphoping av korrosjon ([Eggen and Frydenlund, 2002](#)). Dette medfører dårligere varmeavgivelse, og kan potensielt føre til at temperaturen i anlegget må økes for å kunne levere nok varme til bygget. Dette vil igjen endre på byggets tur- og returtemperaturer, og kan potensielt ha en negativ virkning på varmepumpens ytelse.

Ved manglende kunnskap om byggets oppvarmingsbehov, vil det kunne forekomme feildimensjonering av varmepumpen. En eventuell overdimensjonering av varmepumpen vil føre til en dårligere investering, ettersom den ekvivalente driftstiden vil synke. Underdimensjonering av varmepumpen vil føre til at en større andel må dekkes av spisslastskilden, med dårligere energieffektivitet. Ved varmepumpeinstallasjoner i eldre anlegg kan overdimensjonering forekomme for eksempel i tilfeller hvor det er blitt gjort oppgraderinger på byggets fasade, og oppvarmingsbehovet har blitt mindre enn hva det var når bygget ble reist.

Videre vil det bli sett på hvilke tiltak som kan gjøres før en varmepumpe installeres i et eldre anlegg, for å legge best mulig til rette for gode driftsforhold for varmepumpen. Følgende utfordringer vil bli sett nærmere på:

- Dannelse av slam og belegg i radiatorer
- Hvordan lage en pålitelig effekt-varighetskurve for et bygg

- Undersøkelse av hvordan anlegget presterer med lavere temperaturnivåer

5.4 Rensing av rør og radiatorer

Det vil i de fleste tilfeller, over tid, dannes belegg på innsiden av varmevekslere i vannbårne oppvarmingsystemer (Eggen and Frydenlund, 2002). Det finnes flere beleggtypen, og de deles ofte inn i gruppene:

- Utfellingsbelegg
- Partikkelbelegg
- Kjemisk-reaksjons-belegg
- Korrosjonsbelegg
- Biologisk belegg
- Frysebelegg

For vannbårne oppvarmingsanlegg er ikke frysebelegg, biologisk belegg og kjemisk-reaksjonsbelegg særlig relevant, mens de andre forekommer oftere. Varmeledningsevnen på belegget som dannes er stort sett lavere enn materialet varmeveksleren er laget av. Dette fører til at den totale termiske motstanden i varmeoverføringsflaten øker, og varmeoverføringen vil dermed synke. Beleggdannelse har dog ikke stor innflytelse på varmeoverføringsegenskapene i en radiator, hvor Eggen and Frydenlund (2002) oppgir en endring i U-verdi fra 12,5 til 12,4 som følge av beleggdannelse i en eksempel radiator. Hovedproblemet i radiatorer oppstår ved dannelse av slam, som kommer av opphoping av korrosjon. Dette vil igjen føre til dårligere varmeavgivelse.

Dersom det eksisterer slam og belegg, kan oppvarmingsanlegget renses. Dette kan for eksempel gjøres ved å skylle anlegget med spesialiserte kjemikalier (Fernox, 2017). En slik rengjøring av oppvarmingsanlegget vil føre til bedre varmeoverføringsegenskaper i varmeavgiverne, og er gunstig ved installering av varmepumpe som grunnlastkilde.

5.5 Hvordan lage pålitelig effekt-varighetskurve for et bygg

Dimensjoneringen av varmepumpen har vist seg å være en viktig del ved investering i varmepumpe, ettersom kostnaden per installerte kW i varmepumper er høy, sammenlignet med for eksempel elektriske kjeler.

For å kunne lage en pålitelig varighetskurve for bygget kreves først pålitelig informasjon om byggets oppvarmingsbehov. Det blir derfor først i dette kapitlet gjennomgått hvordan det kan skaffes pålitelige data om byggs oppvarmings- og effektbehov, for å kunne lage en effekt-varighetskurve. Deretter blir det vist hvordan en effekt-varighetskurve lages.

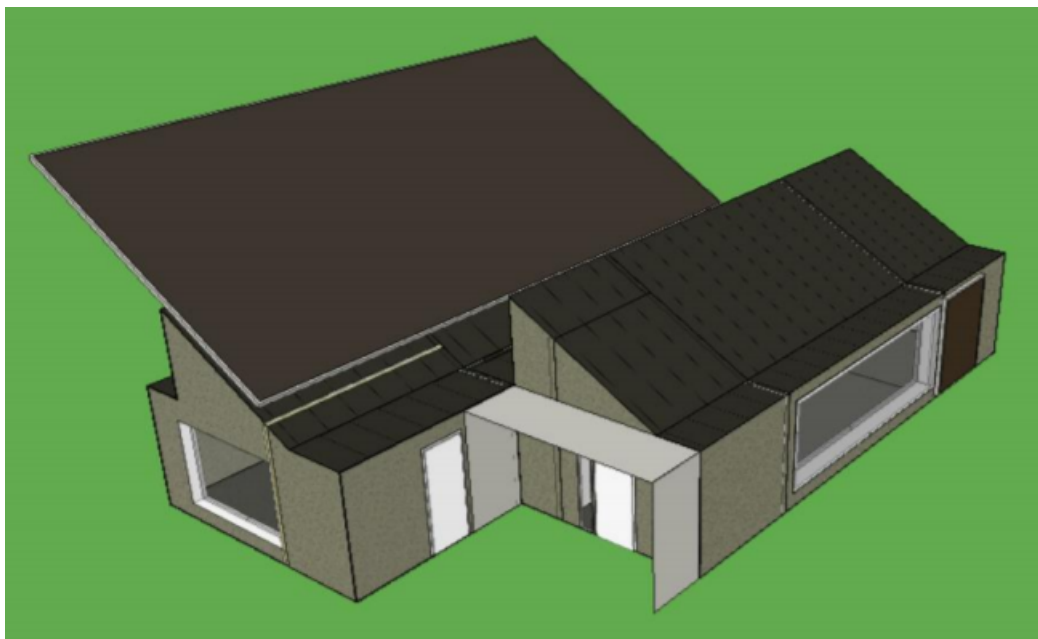
[Jaffal et al. \(2009\)](#) gir tre ulike metoder brukt til å forutse en bygnings oppvarmingsbehov:

- Dynamiske simuleringer
- Forenklede beregninger med likevektsbetingelser
- Statistiske modeller basert på dynamiske simuleringer

Disse punktene blir diskutert videre, samt anvendelse av allerede eksisterende data om oppvarmingsbehov, dersom disse eksisterer. Det blir deretter vist hvordan data om byggets oppvarmingsbehov brukes til å lage en varighetskurve.

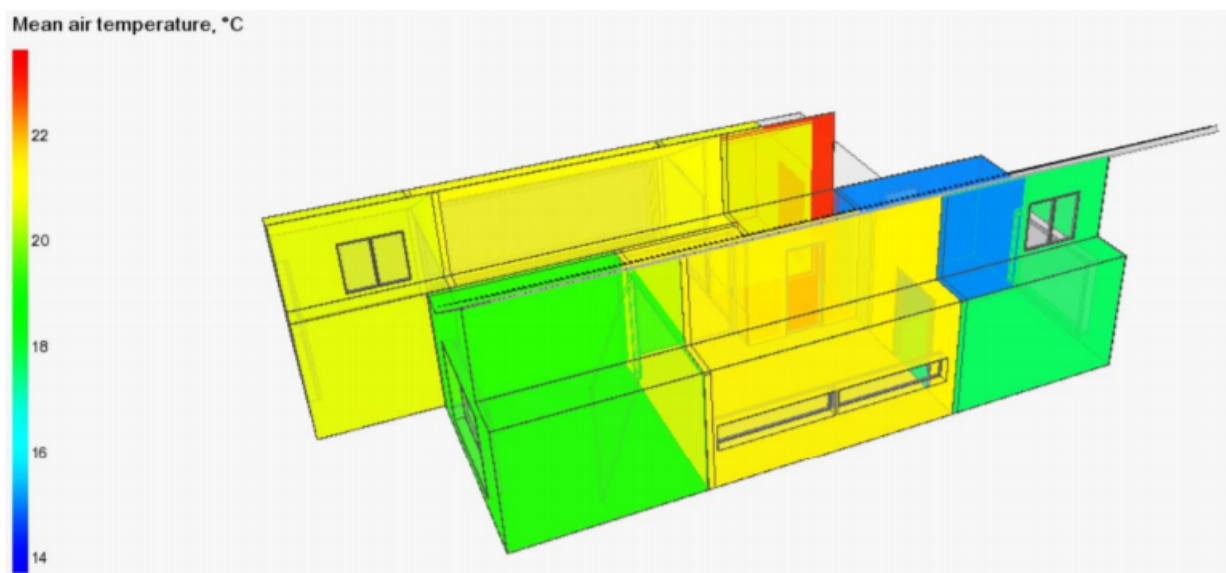
5.5.1 Dynamiske simuleringer

Dynamiske simuleringer krever detaljerte data om bygningskroppen og været. Ved bruk av denne metoden fås nøyaktige data om oppvarmingsbehov gjennom døgnet. Metoden krever grundig arbeid med modellen av bygningen, for å få en mest mulig nøyaktig beskrivelse av bygningskroppen. Simuleringene anvender værdata, for eksempel på timebasis, til å anslå byggets oppvarmings- eller kjølebehov. Ofte anvendes spesialisert programvare, hvor [Jaffal et al. \(2009\)](#) oppgir TRNSYS i sitt eksempel. Det eksisterer flere programmer for dette, for eksempel IDA ICE, som blir brukt i fagene Klimateknikk og Bygningssimulering ved NTNU. I figur 5.3 viser en 3D-modell av The Living Lab, som er bygget som et forskningsprosjekt ved NTNU i Trondheim. Modellen ble laget i programmet IDA ICE i et gruppeprosjekt av studenter i faget Bygningssimulering.



Figur 5.3: 3D-modell av The Living Lab, *gruppeprosjekt Bygningssimulering NTNU*

I modellen av bygget ble det implementert detaljerte data om bygningskroppen, oppvarmingssystemet, okkupasjon, lys og andre varmekilder. Simuleringer ga detaljerte resultater, med temperaturfordelinger og varmetap for hver enkelt del av bygget, som vist i figur 5.4



Figur 5.4: Temperaturfordeling i The Living Lab, *gruppeprosjekt Bygningssimulering NTNU*

5.5.2 Forenklete beregninger med likevektsbetingelser

Forenklete metoder brukes ofte når en raskt vil anslå et byggs oppvarmingsbehov, ettersom det krever mindre forarbeid og datakraft. Eksempler på dette er graddagsmetoden, som anvender temperaturforskjellene mellom dimensjonerende innetemperatur og utetemperatur, i tillegg til en total U-verdi for bygningskroppen. Dette gir et overslag på hvor stort oppvarmingsbehovet er fra dag til dag, men neglisjerer faktorer som vind, solinnstråling, varmelagring osv. Metoden blir av [Jaffal et al. \(2009\)](#) beskrevet som lite anvendelig for bygg med lavt energibehov, ettersom den generaliserer hele bygningskroppen med en felles U-verdi. Dette gjør det vanskelig å analysere hvor store varmetap som forekommer i hvilke deler av bygget.

5.5.3 Statistiske modeller

Statistiske modeller laget ved hjelp av regresjon fra simuleringsresultater, er en forenklet metode som ivaretar nøyaktigheten i dynamiske simuleringer, i tillegg til å være raske å bruke. Metoden tar sikte på å lage polynomfunksjoner for byggets energibruk, som funksjon av byggets oppbygning og fysiske karakteristikk. Koeffisienter i disse funksjonene finnes gjennom regresjon fra resultater funnet i dynamiske simuleringer. Et eksempel på anvendelse av denne metoden blir beskrevet i detalj av [Jaffal et al. \(2009\)](#).

5.5.4 Anvendelse av historiske data

I anlegg som allerede er tatt i bruk vil det noen ganger foreligge historiske energidata fra byggets SD-anlegg. Dette er tilfellet i anlegget i Haugerud Borettslag, som er blitt brukt som eksempelanlegg til analyse av forinnstillingsmetoden. I anlegg hvor det eksisterer data om temperaturer og varmebruk, kan det være mulig å lage en effekt-varighetskurve på grunnlag av historiske data. Dersom det foreligger data om oppvarmingsbehov for hver time, vil dette være nok til å kunne lage en varighetskurve. Dette kan også finnes indirekte ved utregning, dersom det blir logget temperaturer før og etter kjelen, i tillegg til gjennomstrømningsmengde. Denne metoden er basert på antagelsen om at levert oppvarming til bygget er det samme som byggets oppvarmingsbehov. I eksempelanlegget på Haugerud har ikke dette alltid vært tilfelle, ettersom det har forekommet overleveranse av varme. Dette førte til at beboerne måtte åpne vinduene for å få behagelig innneklima.

5.5.5 Effekt-varighetskurve

For å lage en effekt-varighetskurve trenger man en liste med byggets effektbehov til oppvarming hver dag i et helt år, og ideelt sett hver time i et helt år. Denne listen sorteres fra størst til minst effekt, og plottes så med effekt på y-aksen og timer på x-aksen. Dette resulterer i en kurve hvor en kan lese av hvor store deler av året det forekommer ulike effektbehov. En typisk effekt-varighetskurve er gitt i figur 5.2. I figuren er det også tegnet inn typisk effektfordeling mellom varmepumpe og spisslastkjel.

5.6 Testing av temperaturforhold og varmeleveranse

Dersom det vurderes å bytte ut en eksisterende spisslastkjel med en varmepumpe, er det en god ide å undersøke hvordan anlegget presterer under planlagte temperaturforhold. Som beskrevet tidligere er eldre anlegg ofte dimensjonert for høye temperaturer, mens dette er ugunstig for en varmepumpe. Ved å teste i hvilken grad anlegget er i stand til å levere varme ved temperaturer tilpasset en varmepumpe, vil dette kunne hjelpe med valget av varmepumpens spesifikasjoner, som for eksempel hvilket arbeidsmedium som skal anvendes.

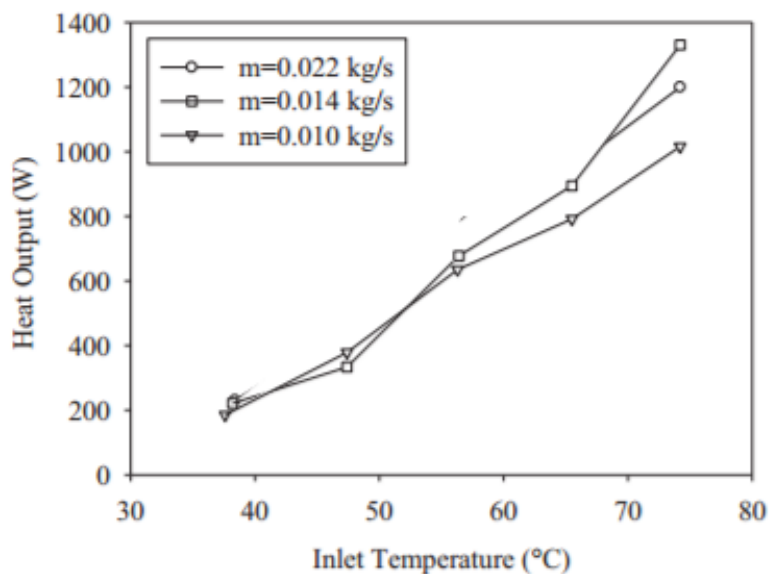
Det blir derfor gjennomgått ulike framgangsmåter for å forutsi hvordan et anlegg vil prestere ved lavere temperaturforhold. Metodene skal hjelpe med å forutsi forhold som tur og returtemperaturer, samt avgitt varmemengde i radiatorer.

5.6.1 Radiatorkarakteristikker

Dersom det foreligger data for varmeavgiverene, kan det gjøres en forhåndsregning for å sjekke hvordan disse vil avlevere varme ved turtemperaturnivåer passende for en varmepumpe. I et tilfelle hvor varmeavgiverene er overdimensjonerte, kan de være i stand til å avlevere nødvendig varmemengde, også ved lavere turtemperaturer.

[Calisir et al. \(2015\)](#) har gjort et forsøk hvor en radiator, med dimensjoner 1000 mm x 600 mm, skulle varme opp et rom med konstant lufttemperatur på 25 °C. Det ble laget en karakteristikk for varmeavgivelse i radiatoren, som funksjon av inngangstemperatur i radiatoren og massestrømmen. I figur 5.5 under er resultatet av forsøket vist. Hvis det foreligger lignende karakteristikker for radiatorer i et bygg hvor en varmepumpe skal installeres, kan disse

brukes til å forutse varmeavgivelse i radiatorer ved en eventuell senkning i turtemperatur. Varmeavgivelsen ved senking i turtemperatur kan i noen tilfeller være tilstrekkelig, for eksempel i tilfeller hvor radiatorene i utgangspunktet var overdimensjonerte.

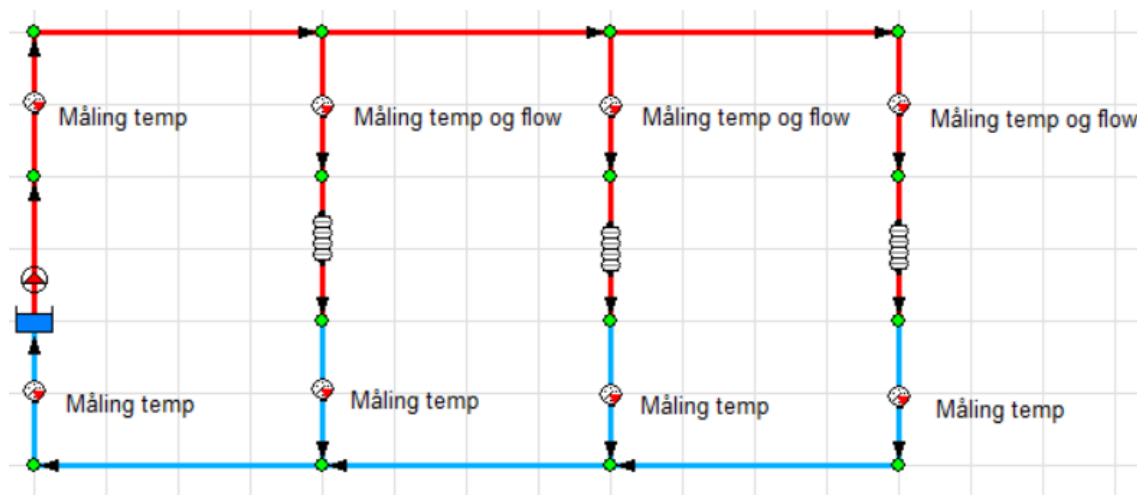


Figur 5.5: Varmeavgivelse i testradiator, som funksjon av massestrøm og inngangstemperatur (Calisir et al., 2015)

5.6.2 Logging av temperaturer

For å teste i hvilken grad anlegget leverer varme ved lavere turtemperaturer, kan det utføres et testeksperiment, hvor den allerede eksisterende kjelen styres til å levere turtemperaturer som tenkt i et system med varmpumpe som grunnlast. Målet med dette eksperimentet er å se om varmeavgiverene er i stand til å levere nok varme ved lavere turtemperaturer.

Ved å logge temperaturer rundt i systemet vil man da få verdier for hvordan systemet vil prestere ved disse temperaturene. Eksempelvis kan det logges temperaturer og vanngjennomstrømning før og etter radiatorer, i tillegg til temperaturer før og etter varmesentral. Dette er illustrert i figur 5.6.



Figur 5.6: Måling av varmeavgivelse i radiatorer

Ved en slik logging kan det regnes ut avgitt varmeeffekt i hver enkelt radiator, ved å bruke formelen under.

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p\Delta T \quad (5.2)$$

I formelen er \dot{Q} avgitt varmeeffekt, \dot{m} er massetrøm, c_p er vannets spesifikke varmekapasitet og ΔT er temperaturfall over en radiator.

Samme type eksperiment kan også utføres på andre typer varmevekslere, ikke bare radiatorer. På denne måten vil en få en oversikt over temperaturforhold og varmeavgivelse alle steder i anlegget, samt oppvarmingssystemets totale ΔT (forskjell mellom tur og returtemperatur).

5.7 Diskusjon

Ved installering av varmepumpe i eldre bygg er det flere faktorer som bør undersøkes på forhånd, for å kunne få et riktig bilde av hvor godt den vil prestere i det aktuelle bygget. Dersom det ikke gjøres undersøkelser av oppvarmingsanlegget og bygget, vil det kunne føre til at varmepumpen ikke presterer som forventet, og gir en dårlig opplevelse for beboerne. Viktige faktorer er anleggets evne til å levere varme ved temperaturer passende for en varmepumpe, og kartlegging av byggets energibehov for riktig dimensjonering av varmepumpen.

Effekten av belegg- og slamdannelse har blitt undersøkt, og det har vist seg at spesielt slamdannelse, i form av opphoping av korrosjon i radiatorer, vil kunne redusere varmeavgivelsen betraktelig. Ved slike forhold vil en varmepumpe få problemer, ettersom radiatorene ikke nødvendigvis vil kunne levere tilstrekkelig varme ved turtemperaturer gunstig for en varmepumpe. En løsning på dette kan være å rense anlegget, for å legge til rette for optimale forhold for varmeavgivelse. Før en eventuell installasjon av en varmepumpe vil det også være lurt å kartlegge hvor godt radiatorene klarer å levere varme ved lavere turtemperaturer. Dette kan gjøres ved å testkjøre anlegget ved lavere turtemperaturer, og logge temperaturer og vanngjennomstrømning ulike steder i anlegget for å få en oversikt over varmeavgivelse i radiatorer, samt ΔT for hele anlegget.

Etttersom varmepumpen er en dyr investering bør det også kartlegges hvor stort energibehov bygget har, og dets effekt-varighetskurve. Flere metoder kan brukes her, og vil variere etter hvilken informasjon som er tilgjengelig. Dersom det eksisterer historiske energidata fra byggets eksisterende oppvarmingsanlegg, kan disse brukes til å finne byggets årlige energibehov, og lage en effekt-varighetskurve for dimensjonering. En BIM-modell av bygget, i kombinasjon med værdata, vil også kunne brukes til å gjøre dynamiske simuleringer for å få et rimelig nøyaktig bilde av byggets oppvarmingsbehov. Simuleringer vil variere i nøyaktighet, alt etter hvor nøyaktige data som foreligger for bygningen, og nøyaktigheten av klimadata for stedet.

Varmekilden spiller en stor rolle på varmepumpens energieffektivitet, ettersom minst mulig temperaturløft vil en best mulig effektfaktor. Det bør derfor gjøres undersøkelser om hvilke varmekilder som er tilgjengelige, samt fordelene og ulempene med hver løsning. Luft er den mest tilgjengelige varmekilden, men er også den mest ugunstige med tanke på effektfaktoren. Temperaturene på varmekildene vil kunne variere alt etter hvor i landet bygget befinner seg, og en oversikt over temperaturnivåer er derfor viktig når valget av varmekilde skal tas. Når det er gjort gode undersøkelser, vil varmepumpen kunne dimensjoneres, og arbeidsmedium kan velges på grunnlag av oppvarmingsanleggets karakteristikk ved lavere turtemperaturer. På denne måten vil valget av varmepumpens egenskaper bli gjort på en skikkelig måte, med et mer riktig grunnlag enn hvis det hadde blitt brukt overslagsdata. Dersom anlegget skulle vise seg uegnet til å ha en varmepumpe som varmeproduksjonsenhet, er det

positivt å ha avdekket dette før investeringen forekommer, og det er derfor å anbefale å gjøre godt forarbeid før investeringen gjøres.

Det er i denne oppgaven bare diskutert forhold som påvirker varmepumpens energieffektivitet. Det finnes imidlertid andre faktorer som for eksempel støy, og giftighet/lukt ved eventuelle lekkasjer i varmepumpen. Dette bør det også gjøres beregninger og undersøkelser på, for å minske den negative påvirkningen dette kan ha på beboerne.

6. Adaptiv regulering av abonnentsentral for en lavest mulig returtemperatur i fjernvarmeanlegg

6.1 Introduksjon

Fjernvarmedistributører ønsker høyest mulig forskjell mellom tur- og returtemperatur (ΔT) på fjernvarmevannet, og dermed lavest mulig returtemperatur, ettersom dette vil gi økt energi-effektivitet i driften av anlegget. En lav returtemperatur gir muligheten til å øke effektiviteten i varmeproduksjonsenhetene, for eksempel ved bruk av avgasskondensering til å forvarme det kalde returvannet, før det går inn i varmeproduksjonsenhetene ([Frederiksen and Werner, 2013](#)). En høy ΔT signaliserer også at fjernvarmevannet er i stand til å avgi mye varme, og dermed minske pumpekostnadene og varmetapet i transporten.

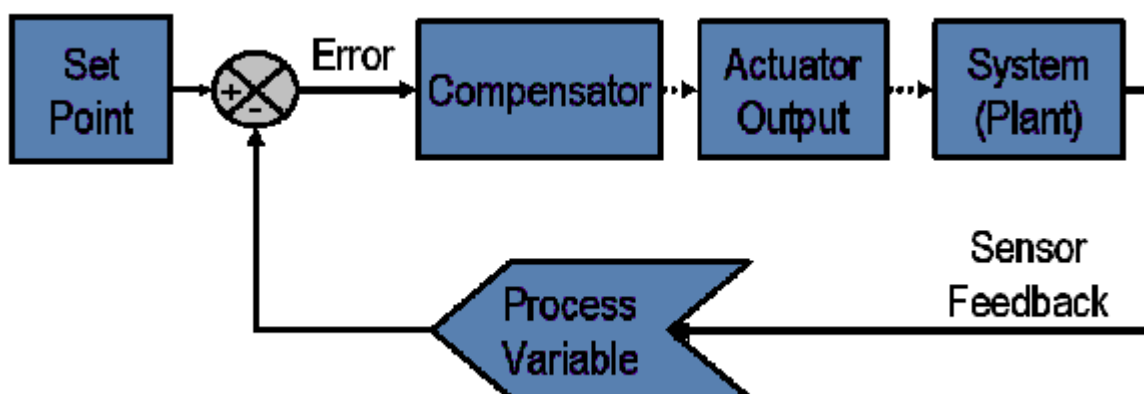
Det har blitt vist at adaptiv regulering av abonnentsentraler kan øke forskjellen mellom tur- og returtemperatur (ΔT) på fjernvarmevann, og dermed gi lavere returtemperatur. Grundige eksperimenter har blitt utført av [Lauenburg and Wollerstrand \(2010\)](#), hvor fire testobjekter fikk implementert adaptiv regulering på sine respektive abonnentsentraler. Noe av potensialet i reguleringsmetoden ligger i det faktum at varmevekslerene vil være overdimensjonerte for alle varmebehov, unntatt dimensjonerende varmebehov. Eksperimentet viste en økt kjøling av fjernvarmevannet i alle testobjektene, hvor abonnentsentralen med størst forskjell fikk en økt kjøling på 4,6%, som tilsvarte litt over 2 °C.

Det blir først i dette kapitlet gjennomgått forskjeller og likheter mellom vanlig regulering og adaptiv regulering. Deretter beskrives prinsippet for valg av optimal massestrøm og turtemperatur i radiatorkretsen, med resulterende lavest mulig returtemperatur i fjernvarmenettet. Til slutt beskrives det hvordan adaptiv regulering kan anvendes i abonnentsentraler tilkoblet

fjernvarmenett, samt reguleringsalgoritmen laget av [Lauenburg and Wollerstrand \(2010\)](#).

6.2 Vanlig regulering

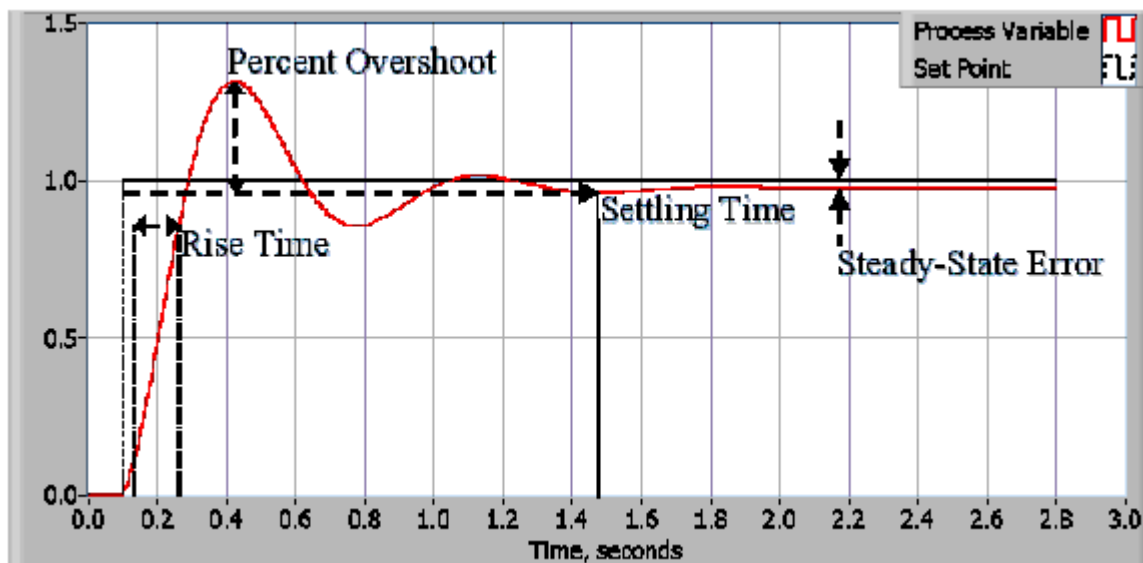
En regulator har som oppgave å regulere en prosess, til en ønsket tilstand. Dette gjøres gjennom å kontinuerlig måle prosessen, og sende målingene til regulatoren, som vist i figur 6.1. Regulatoren bestemmer deretter hvilket pådrag som skal utføres i aktuatoren (f.eks. en ventil). Denne prosessen foregår kontinuerlig, for å holde prosessen nærmest mulig den ønskede tilstanden.



Figur 6.1: Reguleringsløyfe ([Instruments, 2017](#))

Den mest vanlige regulatoren i industrisammenheng er PID-regulatoren (Proporsjonal Integrasjon Derivasjon) ([Instruments, 2017](#)), og det vil derfor bli tatt utgangspunkt i denne for å forklare reguleringsprosessen.

PID-regulatoren består av et proporsjonalledd, et integralledd og et derivatledd. Hvert av disse leddene har ulik påvirkning på reguleringen, og må kombineres på en god måte for et godt resultat. En typisk respons i prosessen som følge av regulering er vist i figur 6.2, og er viktig for forståelsen av hvordan hvert ledd i regulatoren påvirker reguleringen.



Figur 6.2: Respons i et typisk PID-reguleringssystem (Instruments, 2017)

Proporsjonalleddet tar utgangspunkt i størrelsen på avviket mellom ønsket tilstand og faktisk tilstand i prosessen (f.eks. forskjell i temperatur), og multipliserer dette med et konstant proporsjonalledd for å finne pådrag i aktuatoren. Et større avvik vil derfor gi et større pådrag i aktuatoren, som igjen fører til raskere endring i prosessens tilstand.

Integralleddet har som formål å fjerne stasjonære avvik, som er forskjellen som oppstår over tid mellom ønsket tilstand og målt tilstand i prosessen. Dette gjøres ved å summere avvikene over tid, og kompensere for disse.

Derivatleddet ser på hvor raskt tilstanden i prosessen endrer seg, og vil senke pådraget dersom prosessen endrer seg for raskt. Hensikten med dette er å unngå for store oversvingninger, slik at prosessen svinger seg raskere inn mot setpunktet. Derivatleddet er sensitivt for støy og ytre påvirkninger, og kan gjøre reguleringen ustabil dersom denne stilles for høyt.

6.2.1 Innstilling av regulatorparametere

Innstillingen av regulatoren gjøres ved å endre proporsjonalkonstanten K i proporsjonaldeleddet, integraltiden T_i i integralleddet, og derivattiden T_d i derivatleddet. Det finnes flere metoder for innstilling av disse parameterene, hvor Instruments (2017) nevner *prøve- og feile-*

metoden og Ziegler Nichols metode.

I prøve- og feilemetoden stilles først integralleddet og derivatleddet til null, og proporsjonal-konstanten K økes helt til responsen i prosessen oscillerer. Deretter økes integraltiden slik at oscilleringen stopper, og helt til stasjonæravviket er minst mulig. Til slutt stilles derivattiden for å oppnå en akseptabelt rask innsvingning til setpunktet. Det er her viktig å huske på at T_d ikke bør stilles for høyt, ettersom dette kan føre til ustabil regulering.

Ziegler Nichols metode er basert på verdier fra tabellen vist i figur 6.3. Metoden starter i likhet med prøve- og feilemetoden, med integral- og derivatleddet lik null, og stiller proporsjonal-leddet til responsen oscillerer. Ved dette punktet noteres den kritiske proporsjonalkonstanten K_c , samt perioden til svingningene P_c . Deretter stilles verdiene inn, som beskrevet i nederste rad i tabellen.

| Control | P | Ti | Td |
|---------|-----------|-----------|---------|
| P | $0.5K_c$ | - | - |
| PI | $0.45K_c$ | $P_c/1.2$ | - |
| PID | $0.60K_c$ | $0.5P_c$ | $P_c/8$ |

Figur 6.3: Tabell for innstilling av regulatorparametere ved bruk av Ziegler Nichols metode (Instruments, 2017)

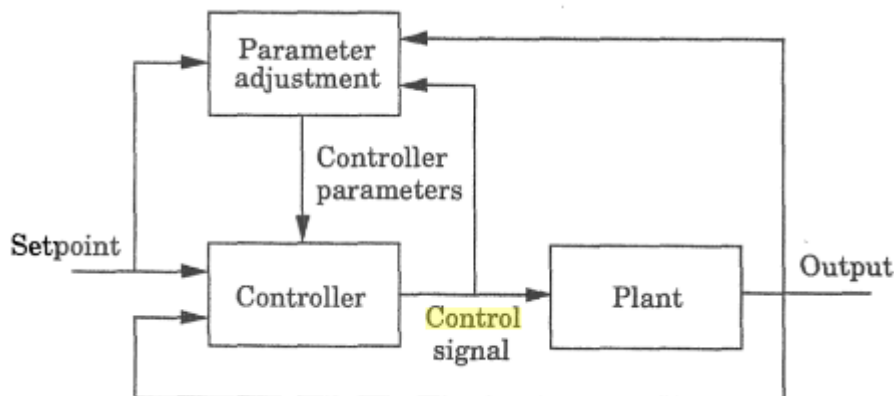
6.3 Adaptiv regulering

En adaptiv regulator har mange felles egenskaper med vanlige regulatorer, men har mer fleksibilitet. Definisjonen av en adaptiv regulator er av Åström and Wittenmark (1995) gitt som:

En adaptiv regulator er en regulator med justerbare parametere, og en mekanisme for å justere parameterne.

En adaptiv regulator kan derfor endre sin oppførsel på grunnlag av endringer og forstyrrelser i prosessen den skal styre, som illustrert i figur 6.4. Forskjellen mellom en adaptiv regulator

og en vanlig regulator er mekanismen som kan justere regulatorens parametere. I en PID-regulator som beskrevet i seksjonen over, vil en adaptiv regulator kunne stille på parametrene K , T_i og T_d , dersom forholdene rundt eller i prosessen endrer seg.



Figur 6.4: Adaptiv regulator i reguleringskrets (Åström and Wittenmark, 1995).

6.4 Prinsipp for adaptiv regulering av abonnentsentral

I et vannbårent oppvarmingsanlegg tilknyttet et fjernvarmenett, finnes det to hovedprinsipper for tilkobling: direkte- og indirekte tilkobling. I en direkte tilkobling brukes fjernvarmevannet direkte i bygget, hvor temperaturen på vannet i bygget reguleres med en blandeventil. I en indirekte kobling er fjernvarmenettet og vannet som sirkulerer i byggets rør adskilt ved en varmeveksler, hvor varmen overføres fra fjernvarmenettet til vannet i bygget. I Norge anvendes indirekte tilkobling, og derfor blir bare denne typen tilkobling diskutert.

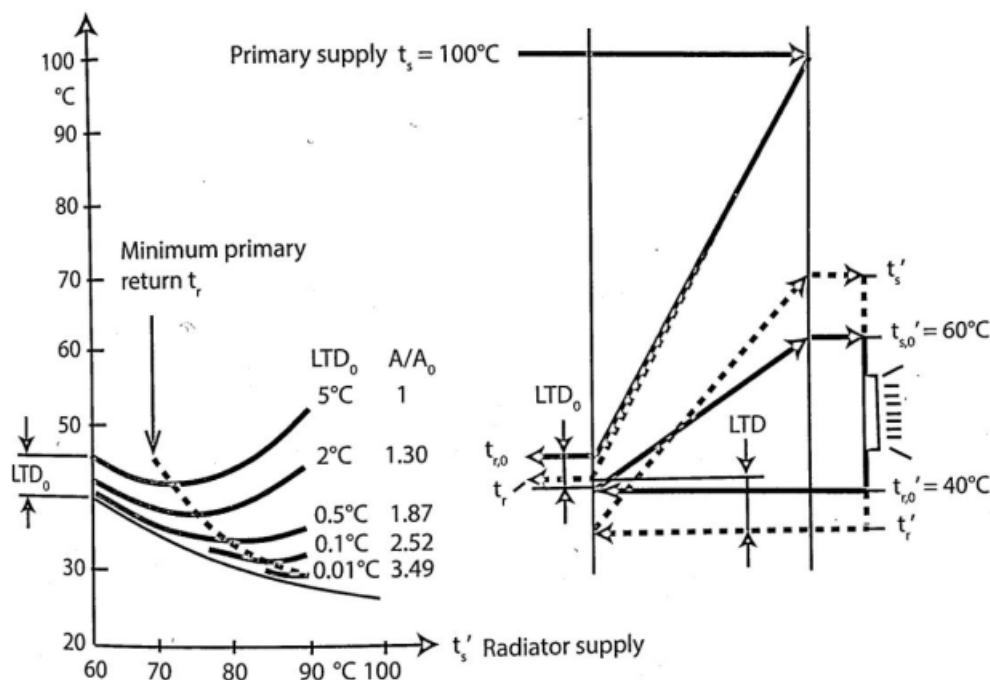
I en direkte tilkobling er det fra et termodynamisk perspektiv mest gunstig å ha høyest mulig radiatortemperatur, for å oppnå en lavest mulig returtemperatur på fjernvarmevannet. I en indirekte kobling er det mer komplisert, ettersom differansen mellom fjernvarmevannets returtemperatur og vannet i byggets returtemperatur øker, ved økende turtemperatur i bygget (Frederiksen and Werner, 2013).

Videre blir det derfor først vist hvordan optimal massestrøm og temperatur velges, for å gi en lavest mulig returtemperatur på fjernvarmevannet. Deretter blir det vist hvordan adaptiv regulering gjøres i en abonnentsentral med indirekte tilkobling.

6.4.1 Valg av optimal massestrøm og temperatur

I vannbårne oppvarmingsanlegg skilles det mellom mengderegulering og temperaturregulering. Hovedforskjellen er at i temperaturregulerte oppvarmingsystemer er massestrømmen i primærledningen konstant, mens den kan variere i mengderegulerte oppvarmingsystemer (Stene, 1997a). Adaptiv regulering av en abonnentsentral krever muligheten til å variere både massestrømmen og temperaturen i systemet, og et mengderegulert oppvarmingsanlegg er derfor nødvendig for utførelse av dette (Frederiksen and Wollerstrand, 1987).

En beregningsmodell med mål om å finne optimal radiatortemperatur, for å minimere returtemperaturen i fjernvarmenettet, ble laget av Frederiksen and Wollerstrand (1987). Denne modellen antar konstant temperatur i fjernvarmenettet, samt konstant levert energi i varmeveksleren mellom bygget og fjernvarmevannet. Poenget er å finne optimal turtemperatur til radiatorene, for å så velge optimal massestrøm basert på byggets effektbehov. Resultatet av modellen er vist i figur 6.5, hvor en kan se at større areal på varmeveksleren gir høyere optimal turtemperatur i radiatorene, og dermed lavere returtemperatur på fjernvarmevannet. Konklusjonen er at for en gitt varmeveksler, ved et gitt energibehov og temperatur i fjernvarmenettet, finnes det en optimal turtemperatur til radiatorene, som minimerer returtemperaturen i fjernvarmenettet.

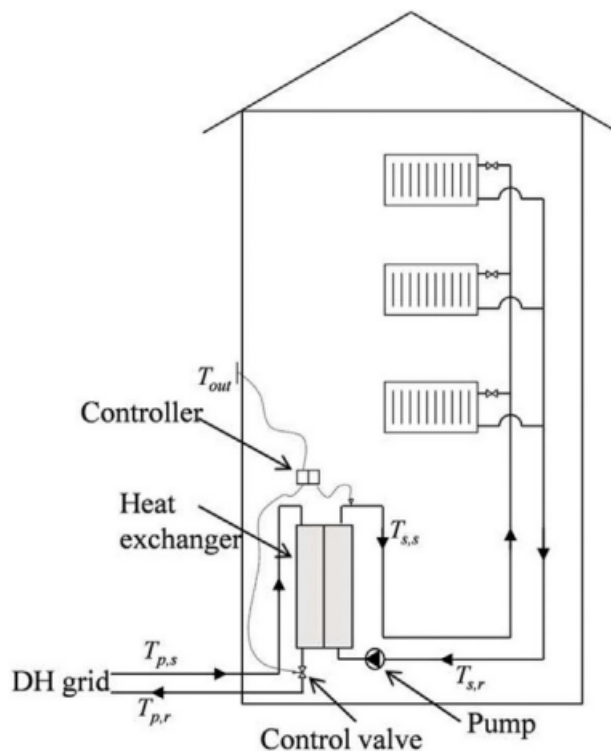


Figur 6.5: Valg av optimal turtemperatur i radiatorkrets (Frederiksen and Wollerstrand, 1987)

6.4.2 Adaptiv regulering av abonnentsentral med indirekte tilkobling

I beregningsmodellen laget av [Frederiksen and Wollerstrand \(1987\)](#) ble det antatt konstant temperatur på fjernvarmevannet, i tillegg til konstant levert energi i varmeveksleren. I et virkelig scenario vil disse parameterene ikke være konstante, ettersom både byggets energibehov og temperaturen på fjernvarmevannet vil variere. Adaptiv regulering av abonnentsentralen må derfor implementeres for å kunne finne optimal radiatortemperatur og massestrøm, til enhver tid.

Forskningsprosjektet av [Lauenburg and Wollerstrand \(2010\)](#) som nevnt i introduksjonen, implementerte adaptiv regulering av abonnentsentraler i fire radiatorsystemer, tilkoblet et fjernvarmenett. Det ble utviklet flere kontrollalgoritmer for å finne optimal radiatortemperatur og massestrøm, hvor den som presterte best blir presentert. En prinsipptegning for det tekniske oppsettet er vist i figur 6.6.



Figur 6.6: Oppsett av kontrollsystem (Lauenburg and Wollerstrand, 2010).

Som vist i prinsipptegningen blir byggets energibehov beregnet på grunnlag av utetemperatur. Denne informasjonen blir prosessert i en regulator som styrer levert energimengde i varmeveksleren via en kontrollventil. Oppgaven til den adaptive regulatoren er å styre pumpehastigheten (massestrømmen) i bygget, og dermed radiatortemperaturen. Maksimal turtemperatur til radiatorene er begrenset av temperaturen på fjernvarmevannet, og kan aldri bli høyere enn denne.

Den adaptive reguleringen går derfor i dette eksperimentet ut på å finne optimal turtemperatur og massestrøm i radiatorkretsen, gitt varierende forhold i både energibehov og temperatur på fjernvarmevann. Det ble ikke nærmere gått inn på hvordan selve kontrollventilen inn til varmeveksleren kontrolleres, for å oppnå riktig turtemperatur i radiatorkretsen. Parameterne som justeres i dette tilfellet er altså setpunktet for radiatortemperaturen, i kombinasjon med massestrømmen i radiatorkretsen, og ikke PID-parameterne K , T_i og T_d for regulering av varmevekslerens kontrollventil.

Algoritme for adaptiv regulering

I den adaptive regulatoren er det implementert en kontrollalgoritme, som skal sørge for at optimal massestrøm og temperatur blir valgt til enhver tid. Denne kan regnes som kjernen i den adaptive reguleringen, ettersom den finner det optimale operasjonspunktet. [Lauenburg and Wollerstrand \(2010\)](#) testet flere algoritmer, hvorav de presenterte den som presterte best. Flytskjemaene for algoritmen kan sees i vedleggene 1, 2 og 3.

Parametere som fjernvarmevannets turtemperatur og byggets energibehov vil variere. Den adaptive regulatoren ønsker til enhver tid å gjøre fjernvarmevannets returtemperatur lavest mulig. Fjernvarmevannets returtemperatur er det samme som summen av byggets returtemperatur og varmevekslerens *grädighet*. *Grädighet* er betegnelsen for minste temperaturforskjell mellom varm og kald side på varmeveksleren, altså forskjellen mellom returtemperaturene i henholdsvis fjernvarmevannet og radiatorkretsen. Den adaptive regulatoren baserer seg derfor på å minimere denne summen, for å oppnå lavest mulig returtemperatur på fjernvarmevannet. Det optimale punktet finnes når *grädighet* og byggets returtemperatur har samme deriverte, eller når summen av de deriverte er null, dersom fortegn tas med i betraktningen.

For å gjøre regulatoren kjent med systemet, utføres en test av radiatorkretsen, hvor pumpehastigheten varieres, ved et gitt energibehov. Ved å logge temperaturer og massestrøm, finnes forskjellen i radiatorkretsens tur- og returtemperatur, som en funksjon av pumpehastigheten. Pumpehastigheten startet på nominell pumpehastighet, og ble senket med 10% hvert steg. Dersom det viste seg at fjernvarmevannets returtemperatur ble høyere fra et steg til et annet, ble pumpehastigheten istedet økt med mindre intervaller, med utgangspunkt i steget hvor dette skjedde. Eksempelvis hvis pumpen ble senket fra 50% til 40%, og dette ga en høyere fjernvarmereturtemperatur, vil pumpehastigheten økes fra 40% til f.eks. 41%, helt til optimalt punkt finnes. Denne testingen fortsetter ved ulike energibehov, og styringskurven (valg av turtemperatur til radiatorene og massestrøm) oppdateres stegvis.

Etter hvert vil den adaptive regulatoren samle mer og mer informasjon om abonnentsentralen og radiatorkretsens karakteristikk, og styringskurven for radiatorkretsen blir mer og mer optimert. [Lauenburg and Wollerstrand \(2010\)](#) hevder at det vil ta noen måneder for å

kalibrere regulatoren til ønsket nivå.

6.5 Krav for å implementere adaptiv regulering

Effektiv Energi ønsker å bruke IKT-verktøyet EE+ "X" til å gjøre implementering av adaptiv regulering enklest mulig. Målet er at dette skal kunne gjøres av fagarbeidere, ved hjelp av enkle instruksjoner fra EE+ "X". Det må derfor undersøkes hva som kreves for å implementere adaptiv regulering i en abonnentsentral.

Metoden for adaptiv regulering av abonnentsentral beskrevet i dette kapittelet, gjelder bare for abonnentsentraler hvor vannet i radiatorkretsen er indirekte koblet til fjernvarmevannet, via en varmeveksler.

Hovedprinsippet bak adaptiv regulering i abonnentsentraler dreier seg om å kunne variere turtemperatur og massestrøm i radiatorkretsen. Det er derfor nødvendig at pumpen i den aktuelle radiatorkretsen kan levere variabel massestrøm, og at denne kan styres ved hjelp av teknisk utstyr. Det vil også være nødvendig med termometer, og mulighet til å logge disse. Termometerne skal være plassert slik at de måler tur- og returtemperatur både i radiatorkretsen og i fjernvarmevannet.

For at riktig turtemperatur i radiatorkretsen skal oppnås, er reguleringen av kontrollventilen i varmeveksleren viktig. Det finnes både mekaniske og motoriserte kontrollventiler, hvor de mekaniske normalt sett styres på prinsipp av en P-regulator, mens de motoriserte som oftest kommer med PID-regulatorer ([Frederiksen and Werner, 2013](#)). For å oppnå riktig turtemperatur i radiatorkretsen kreves derfor riktig innstilling av disse parameterene, for å oppnå en mest mulig hurtig og presis innstilling til riktig temperaturnivå.

Termometerne og pumpen må være koblet slik at informasjon kan sendes mellom regulatoren og henholdsvis termometerne og pumpen. For å kunne fjernovervåke reguleringen, må informasjonen kunne sendes digitalt, slik at den kan overvåkes over internett. Dette vil gi mulighet til å analysere reguleringen, i tillegg til å kunne forsikre seg at reguleringsprosessen fungerer som planlagt. Effektiv Energi ser for seg en standard utstyrspakke,

som skal sørge for at komponentene samspiller og at loggede data kan sendes til en nettsky for overvåking.

For at en fagmann, uten å ha satt seg inn i teorien bak adaptiv regulering, skal kunne utføre installeringen av utstyret, kreves det enkle og presise instruksjoner. Dersom det eksisterer en BIM-modell av anlegget, kan det lages instruksjoner med visuell representasjon, for å vise hvor målere og sensorer skal plasseres.

6.6 Diskusjon

Eksperimentet utført av [Lauenburg and Wollerstrand \(2010\)](#) viser at det er mulig å øke kjølingen av fjernvarmevannet over en abonnentsentral. Gevinsten av dette ligger hos fjernvarmeleverandøren, ettersom de vil få reduserte driftskostnader av en økt ΔT i fjernvarmenettet. Hvor store økonomiske fordeler de vil oppnå av å implementere adaptiv regulering er ikke undersøkt i denne oppgaven, men selve implementeringen virker ikke veldig omfangsrik og dyr, ettersom det bare kreves noen sensorer og en velfungerende algoritme.

Dersom installeringen av adaptiv regulering blir gjort enkel, ved hjelp av Effektiv Energis EE+ "X", vil dette kunne være en lettvinnt måte å senke driftskostnader for fjernvarmeselskapene. En viktig del av adaptiv regulering som diskutert i dette kapitlet, er igangkjøringen av algoritmen. Her kreves informasjon om byggets tidligere fyringskurve, og andre parametere som f.eks. innetemperatur og dimensjonerende utetemperatur. Selve startfasen gjøres ved at kontrollalgoritmen tester systemet, for å finne hvordan temperaturfallet over radiatorkretsen er ved ulike temperaturer og pumpehastigheter. Dette bør gjøres på natten, for å hindre at beboerne i bygget blir påvirket av dette. Når den adaptive reguleringen er igang, vil algoritmen kunne forbedre fyringskurven gradvis, etter hvert som den får mer informasjon om byggets optimale fyringskurve.

Reguleringen av kontrollventilen inn til varmeveksleren er ikke mye diskutert i oppgaven. Kontroll av denne er også nødvendig for å kunne sørge for at optimal turtemperatur til radiatorne blir møtt. Selv om dette ikke direkte er en del av den adaptive reguleringsalgoritmen, er den en viktig forutsetning for at dette skal foregå effektivt. Det bør derfor undersøkes, og

sørge for at varmeveksleren er i stand til å regulere turtemperaturen i radiatorkretsen nøyaktig og akseptabelt hurtig.

Fokuset i dette kapitlet har vært på fjernvarmeanlegg, men adaptiv regulering av abonnentsentral kan være relevant også til andre oppvarmingsystemer. Oppvarmingsanlegget på Haugerud Borettslag består av 17 blokker, med en sentral varmeproduksjonsenhet. I dette tilfellet kan det tenkes at adaptiv regulering kunne blitt implementert i hver undersentral, og gitt en økt ΔT i systemet. Slike sentralfyringsanlegg med undersentraler og fjernvarmenett er i prinsippet liket, og adaptiv regulering kan derfor også ha en god effekt også på sentralfyringsanlegg.

Ovenstående tatt i betraktning virker adaptiv regulering å være et smart tiltak for å senke returtemperaturen i et fjernvarmenett, eller et sentralfyringsanlegg. Hvor god investering dette er avhenger av det ubrukte potensialet til økt kjøling, som ligger i fjernvarmenettets kunder. Dersom det er stort potensiale, og kostnadene med en implementering av adaptiv regulering ikke er store, vil det kunne være et godt tiltak. Den økte kjølingen funnet i eksperimentene av [Lauenburg and Wollerstrand \(2010\)](#) er merkbar, men heller ikke veldig stor. Det må derfor gjøres analyser for hvert enkelt fjernvarmenett, for å finne potensialet og de eventuelle kostnadene som medfølger installering av det nødvendige utstyret.

7. Konklusjon

Ved sammenligning er det tydelig at målemetodene krever langt mindre informasjon om anlegget, enn hva forinnstillingsmetoden gjør. For målemetodene vil det være nok å ha informasjon om anleggets struktur og oppsett, slik at det kan deles inn i ulike moduler, som spesifisert i proporsjonal- og kompensasjonsmetoden. Forinnstillingsmetoden krever detaljert informasjon om anleggets struktur, samt detaljert informasjon om alle komponentene i anlegget. Simuleringene utført på eksempel-anlegget Haugerud Borettslag viser at rørlengdene ikke må være nøyaktige på centimeternivå, spesielt ikke ved relativt glatte rør (lav ruhet). Det bør være relativt god nøyaktighet på dokumenteringen av anlegget, ettersom flere avvik i kombinasjon kan gjøre større utslag. Effektiv Energi planlegger å dokumentere anlegg slik de er installert, og dersom dette gjøres nøyaktig, vil forinnstillingsmetoden i mange tilfeller kunne føre til tilfredsstillende balansering. Det konkluderes derfor med at forinnstillingsmetoden kan brukes som utgangspunkt i IKT-verktøyet EE+ "X". Det faktum at både små feil i kombinasjon, samt ukjente trykktapsforekomster skjult i rørene, kan gjøre større utslag på enkelte radiatorкурser, fører til konklusjonen om at EE+ "X" også bør utrustes med målemetodene som et alternativ, dersom forinnstilling ikke fører frem.

Ved implementering av varmepumpe i eldre anlegg er det flere forhold som påvirker hvor vellykket investeringen blir. Varmepumpens effektfaktor avhenger av en rekke forhold, hvor både oppvarmingsanlegget, varmekilden og varmepumpens egenskaper spiller inn. Før det investeres i varmepumpe er det derfor lurt å gjøre grundige undersøkelser av forholdene varmepumpen skal plasseres inn i, før avgjørelsene blir tatt. Dersom oppvarmingsanlegget ikke er i stand til å levere varme ved lave nok temperaturer, passende for en varmepumpe, vil dette ha negativ påvirkning på effektfaktoren. Det kan være flere grunner til at anlegget ikke klarer å levere varme ved lave temperaturer, hvor dimensjoneringen av radiatorene spiller en viktig faktor. En annen faktor er opphoping av slam, som kan føre til dårlig varmeavgivelse. Dette kan kartlegges på forhånd, blant annet ved hjelp av testkjøring av anlegget. Videre er det viktig at det blir gjort undersøkelser på varmekilder tilgjengelig på stedet, og deres tem-

peraturer gjennom året, for å kunne gjøre realistiske overslag på hvor store temperaturløft varmpumpen må levere. Byggets oppvarmingsbehov spiller også en stor rolle på selve investeringskostnaden, ettersom varmpumpen bør dimensjoneres på en slik måte at den får høy ekvivalent driftstid, og dermed god utnyttelse. Når alle disse betraktningene er gjort, kan varmpumpens spesifikasjoner, derav dimensjonerende effekt og arbeidsmedium med mer, velges til å passe til det spesifikke oppvarmingsanlegget den skal settes inn i, dersom det viser seg gunstig med en slik implementering. Det konkluderes med at en varmpumpeinvestering i eldre anlegg krever kartlegging og forarbeid, knyttet til byggets oppvarmingsbehov, tilgjengelige varmekilder og oppvarmingsanleggets varmeleveringsegenskaper. Deretter kan det avgjøres om en varmpumpe passer godt inn i anlegget, og hvilke spesifikasjoner som er passende.

Adaptiv regulering har gitt gode resultater i eksperimentene utført av [Lauenburg and Wollerstrand \(2010\)](#), hvor alle enhetene i eksperimentet fikt økt kjøling av fjernvarmevannet. Det beste resultatet var i størrelsesorden 2 °C, som tilsvarte en økt kjøling på 4,6%. Det er ikke blitt gjort økonomiske betraktninger i denne oppgaven, og det kan derfor ikke konkluderes hvorvidt en implementering av slikt utstyr vil være en god investering. Selve implementeringen av adaptiv regulering virker ikke omfattende, ettersom det meste av arbeidet ligger i selve reguleringsalgoritmen. Det vil derfor sannsynlig være et smart valg å implementere denne teknologien, dersom det skulle vise seg økonomisk gunstig. Potensialet i metoden ligger i overdimensjonerte varmevekslere, hvor alle varmevekslere vil være overdimensjonerte for alle oppvarmingsbehov untatt dimensjonerende forhold. Noen varmevekslere kan også være overdimensjonerte utover dette, og forskjellen mellom dimensjonerende forhold og normale driftsforhold vil variere fra sted til sted. Dette fører til at potensialet i adaptiv regulering vil være ulikt, og variere fra bygg til bygg, og fra sted til sted. Det konkluderes derfor med at analyser må gjøres på hvert enkelt tilfelle, for å kunne fastslå reguleringsmetodens potensiale. Dette vil også føre til at den økonomiske gevinsten ved en slik implementering vil være ulik i forskjellige fjernvarmenett. Når det kommer til praktiske forhold ved installering av adaptiv regulering virker det å være en relativt enkel prosess. Adaptiv regulering benytter målte verdier før og etter varmeveksler, og det kan derfor konkluderes med at det ikke kreves nøyaktige data om anleggets komponenter for å implementere dette. Det kreves installering av sensorer, og utstyr til å registrere og styre pumpen og turtemperaturen i an-

legget. I tillegg kreves det også startbetingelser til reguleringsprosessen, hvor disse trolig kan hentes automatisk fra BIM, eller legges inn manuelt. Det konkluderes på grunnlag av dette med at installeringen bør kunne gjøres av fagmenn ved hjelp av instruksjoner fra EE+ "X", uten forkunnskaper om adaptiv regulering.

Kilder

Calisir, T., Baskaya, S., Yasar, H. O., and Yucedag, S. (2015). *Experimental Investegation of panel radiator heat output enhancement for efficient thermal use under actual operating conditions*, Gazi University, Turkey and DemirDokum A.S., Turkey.

Danfoss (2017). <http://www.danfoss.no>.

Eggen, T. G. and Frydenlund, F. (2002). *Vannbehandling, Korrosjon i lukkede vannsystem*.

EnggCyclopedia (2017). <http://www.enggyclopedia.com/2011/09/absolute-roughness/>.

Erstad, M. G. (2013). *Rehabilitering av større oljefyrte varmesystemer for implementering av varmpumper*, Masteroppgave NTNU Trondheim.

Fernox (2017). <https://www.fernox.com/>.

Frederiksen, S. and Werner, S. (2013). *District heating and cooling*. Studentlitteratur, Lund.

Frederiksen, S. and Wollerstrand, J. (1987). *Performance of District Heating House Stations in Altered Operational Modes*. UNICHAL Conference, Berlin.

Geberit (2017). <http://www.geberit.no>.

Guides, E. P. (2017). <http://engproguides.com/tdh.html>.

Haugerud (2017). <http://www.haugerudborettslag.no>.

IMI (2016). *Tech tool document*. IMI Hydronic Engineering, hjemmeside.

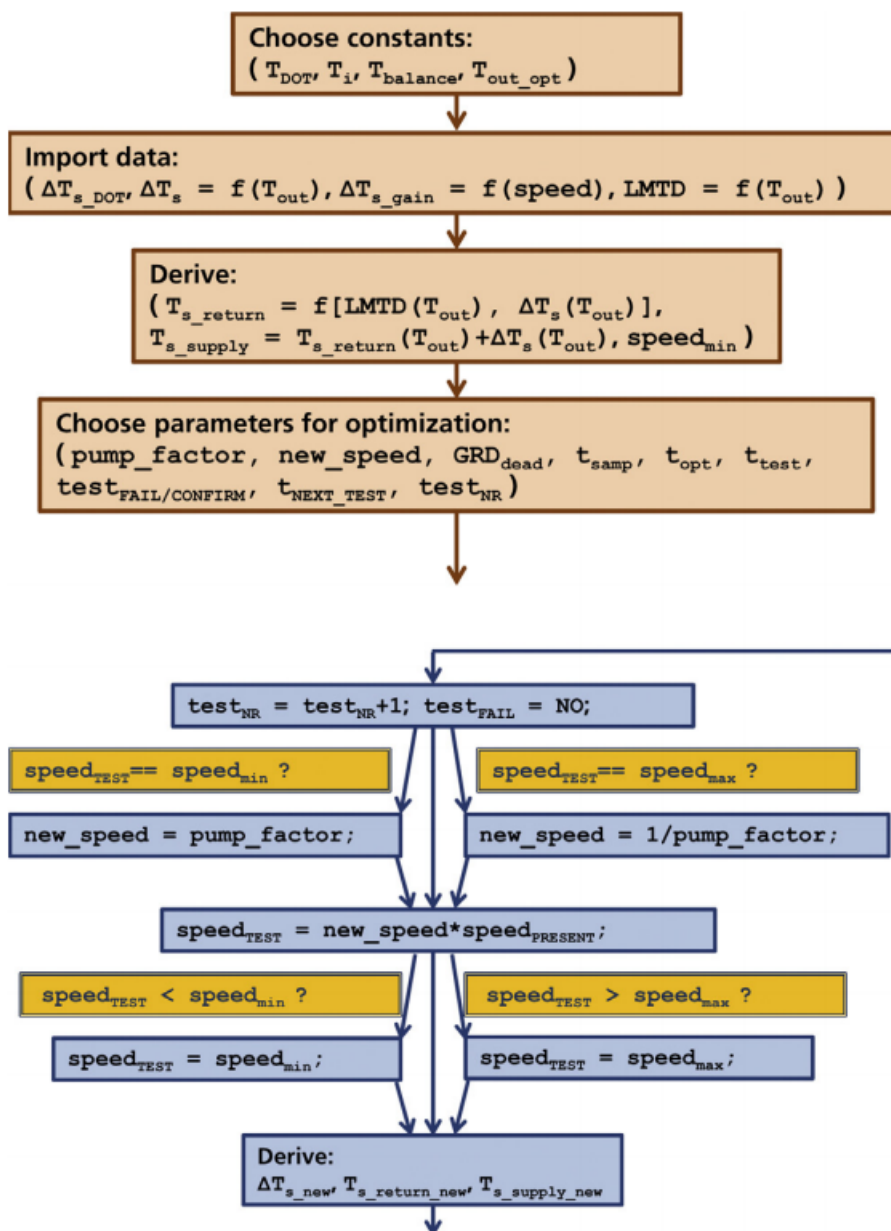
IMI (2017). *Injustering av radiatorsystem, En handbok för konstruktion, injustering och felsökning i system för vattenburen radiatorvärme*.

Instruments, N. (2017). National Instruments, <http://www.ni.com/en-no.html>.

- Jaffal, I., Inard, C., and Ghiaus, C. (2009). *Energy and Buildings, Volume 41*. Elsevier.
- Lauenburg, P. and Wollerstrand, J. (2010). Adaptive control of radiator systems for a lowest possible return temperature. *Energy Buildings*, 72:132–140.
- Miljødirektoratet (2015). *Foreslår forskrift om forbud mot oljefyring*. Miljødirektoratets hjemmeside.
- Nilsson, P.-E. and Commtech, G. (2003). *Achieving the desired indoor climate : energy efficiency aspects of system design*. Studentlitteratur, Lund.
- Pipeflow (2017). *Pipe Flow, fluid thinking software solutions*, <http://pipeflow.com/>.
- Stene, J. (1997a). *Varmepumper : bygningsoppvarming*, volume STF84 A97303 of *SINTEF rapport (SINTEF Kulde- og næringsmiddelteknikk : trykt utg.)*. SINTEF Energi, Klima- og kuldeteknikk, Trondheim, 3. utg. edition.
- Stene, J. (1997b). *Varmepumper : grunnleggende varmepumpeteknikk*, volume STF84 A97302 of *SINTEF rapport (SINTEF Kulde- og næringsmiddelteknikk : trykt utg.)*. SINTEF Energi, Klima- og kuldeteknikk, Trondheim, 4. utg. edition.
- Stene, J. and Jakobsen, A. (2006). *Forprosjekt - prototyp CO-varmepumpesystem for oppvarming og kjøling av en større bygning*, volume TR A6195 of *Teknisk rapport (SINTEF energiforskning : trykt utg.)*. SINTEF energiforskning, Trondheim.
- Storbækken, T. (2015). *Varmepumper: Drift eller vedlikehold? -Hvorfor varmepumper ikke alltid står til forventningene.*, Masteroppgave NMBU.
- Zetkama (2016). <http://www.zetkama.com>.
- Zijdemans, D., Stensaas, L. I., Røed, S., Skjevraak, G., and Palm, A. (2012). *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. Skarland press, Oslo.
- Åström, K. J. and Wittenmark, B. (1995). *Adaptive control*. Addison-Wesley, Reading, Mass, 2nd ed. edition.

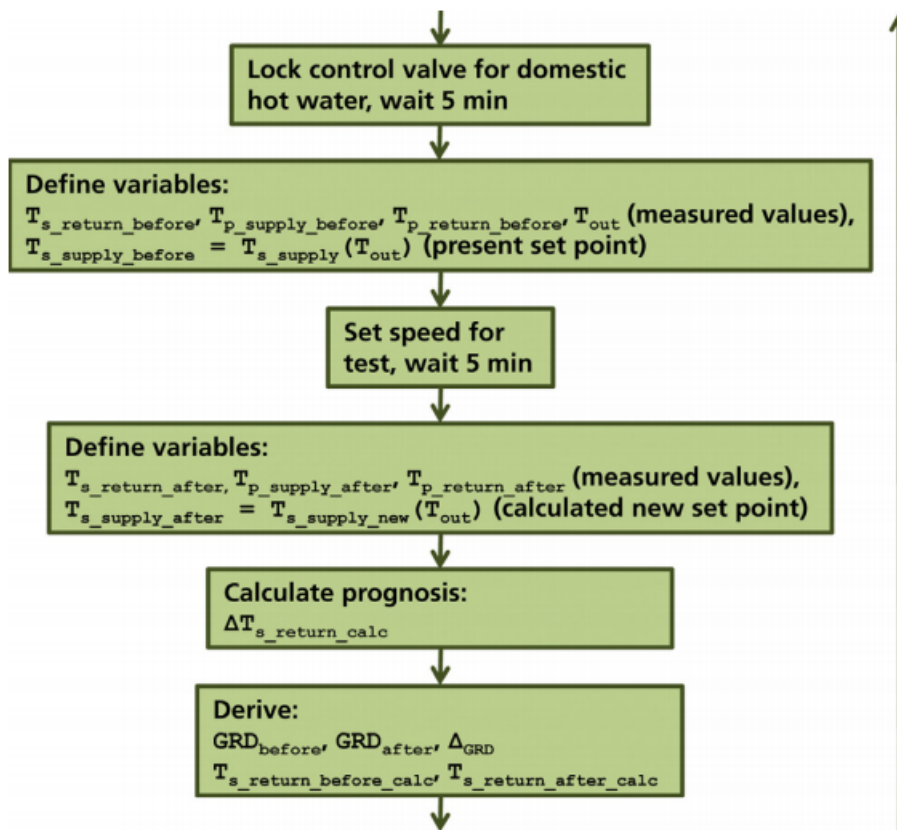
Vedlegg

Vedlegg 1



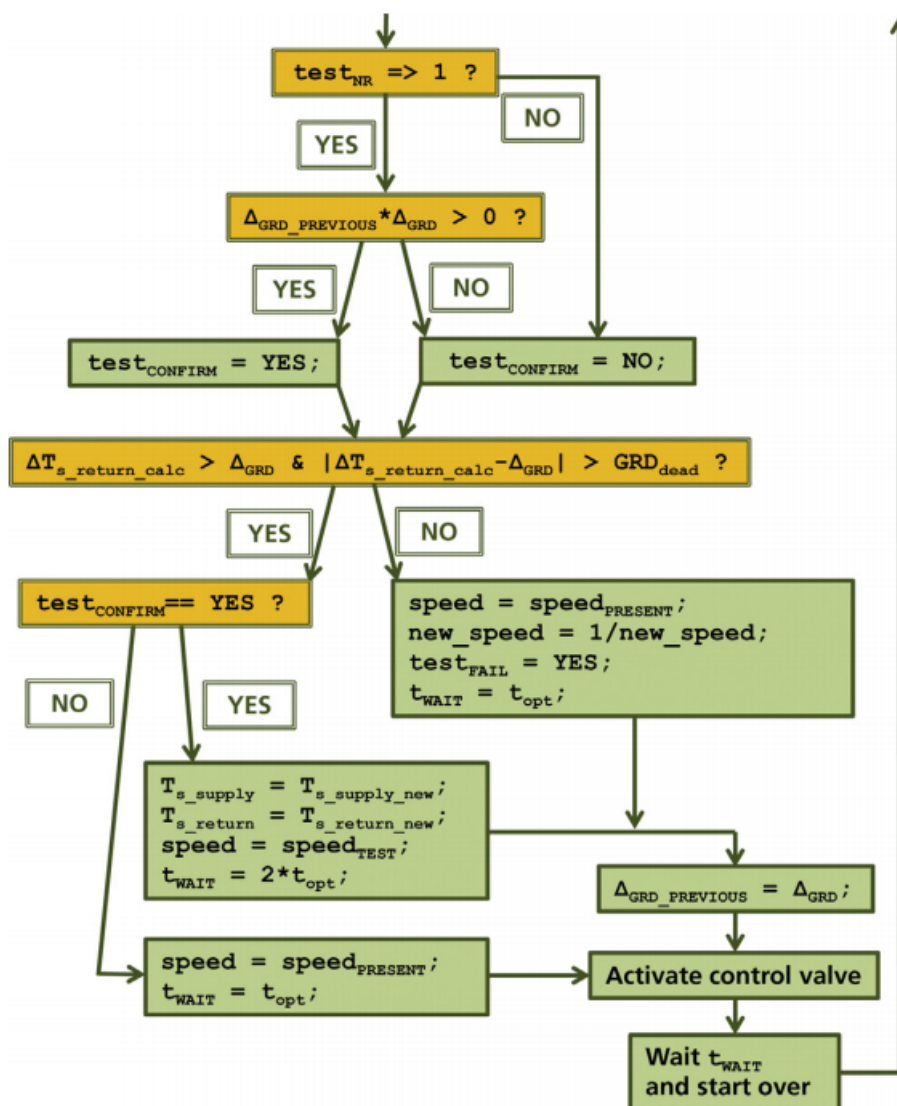
Figur 1: Adaptiv regulering, flytskjema (Lauenburg and Wollerstrand, 2010)

Vedlegg 2



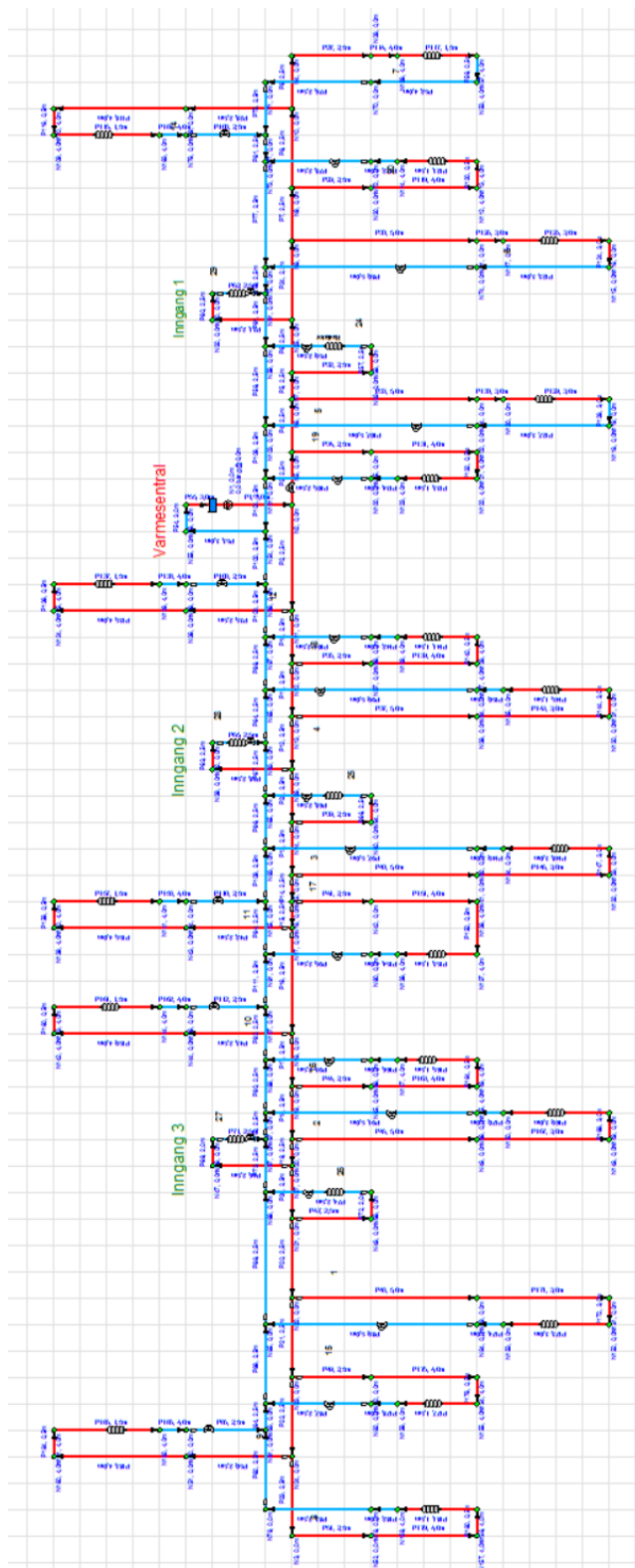
Figur 2: Adaptiv regulering, flytskjema (Lauenburg and Wollerstrand, 2010)

Vedlegg 3



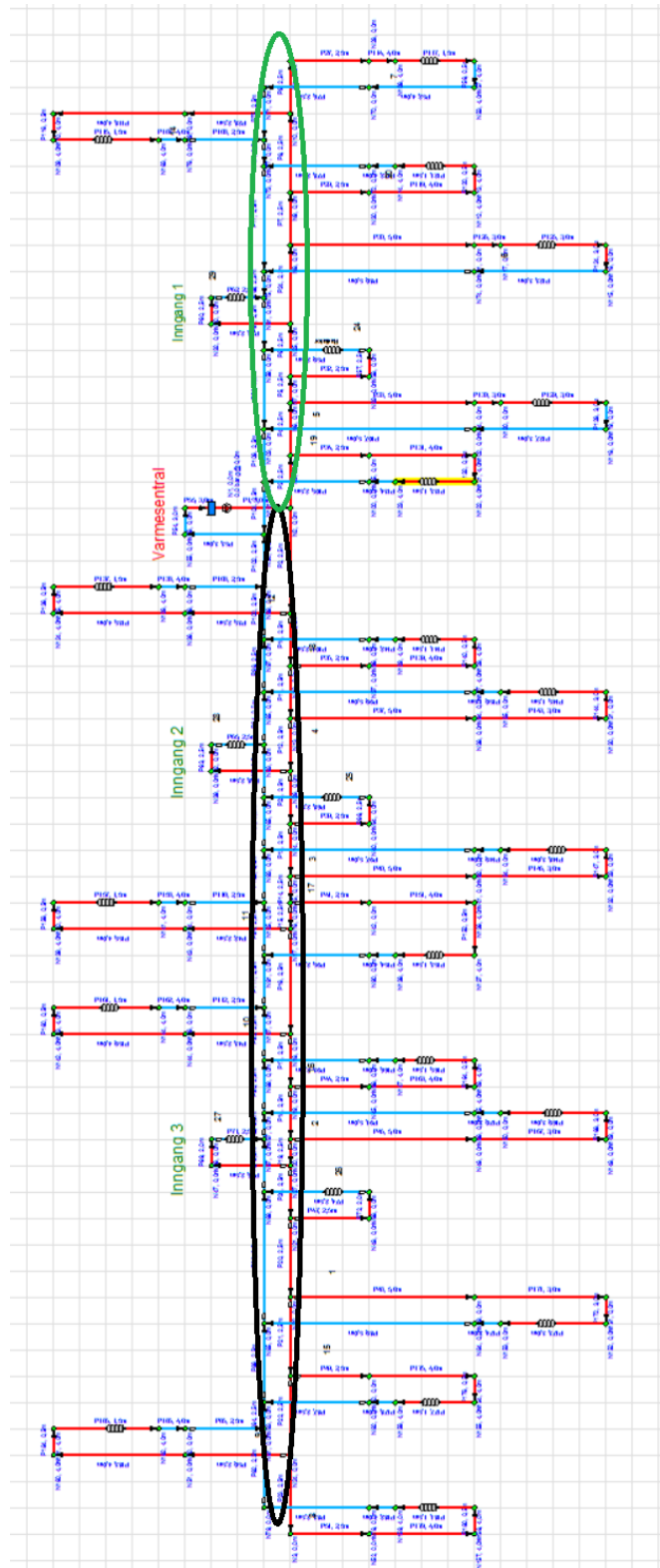
Figur 3: Adaptiv regulering, flytskjema (Lauenburg and Wollerstrand, 2010)

Vedlegg 4



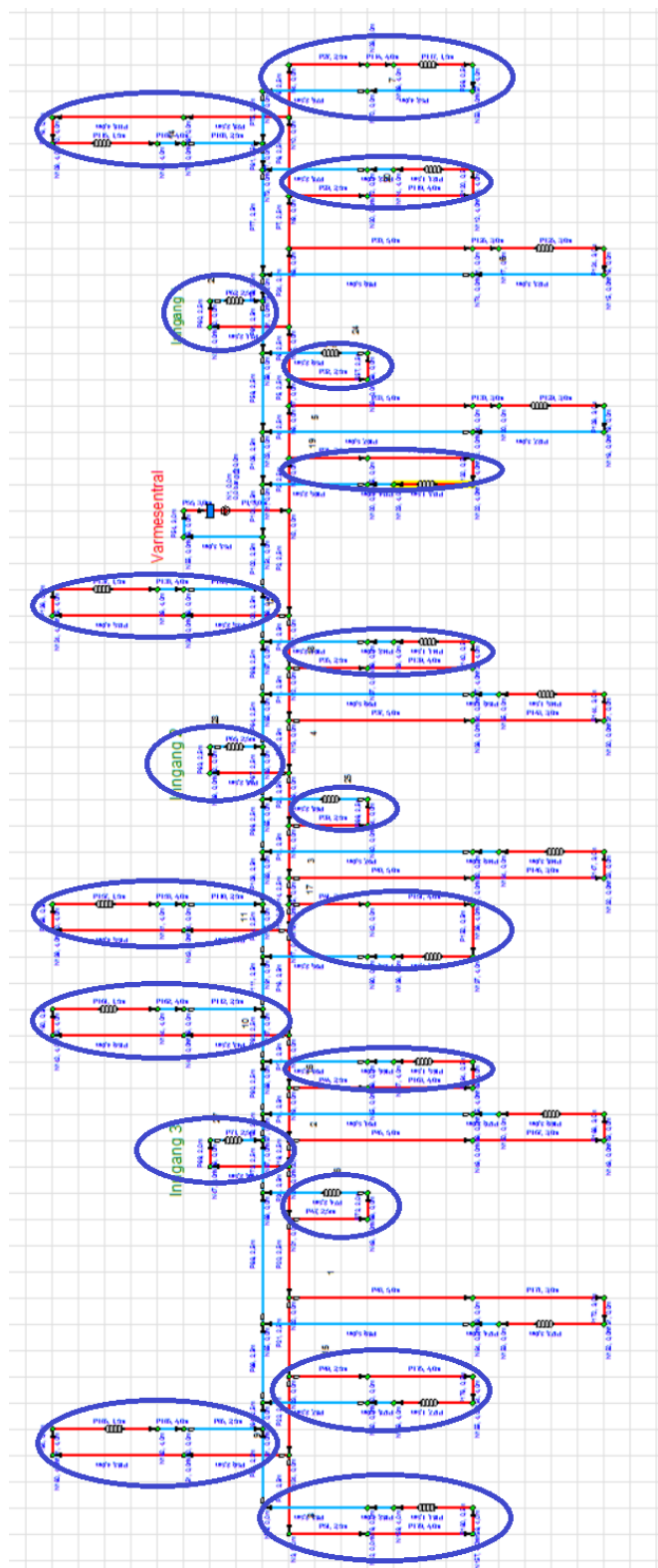
Figur 4: Haugerud borettslag, grunnmodell

Vedlegg 5



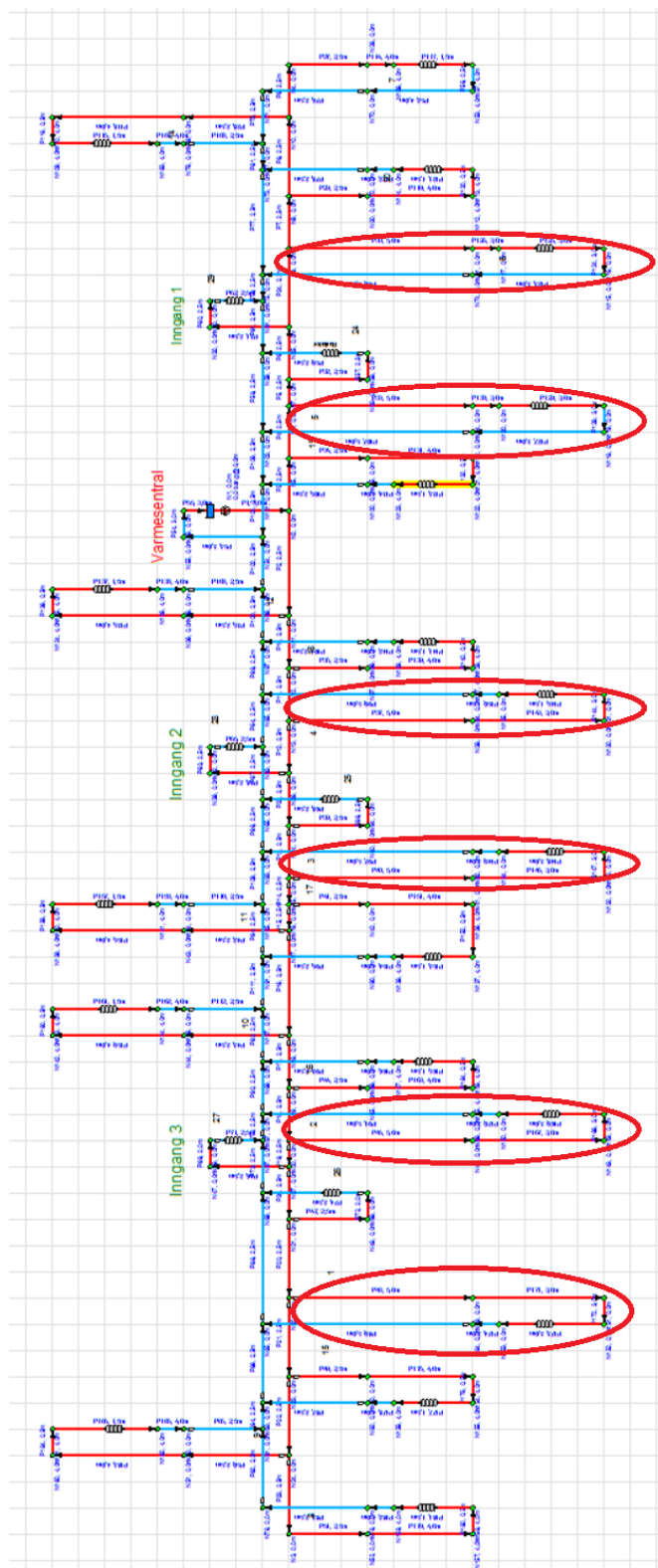
Figur 5: Haugerud borettslag, grunnmodell hovedlinjer

Vedlegg 6



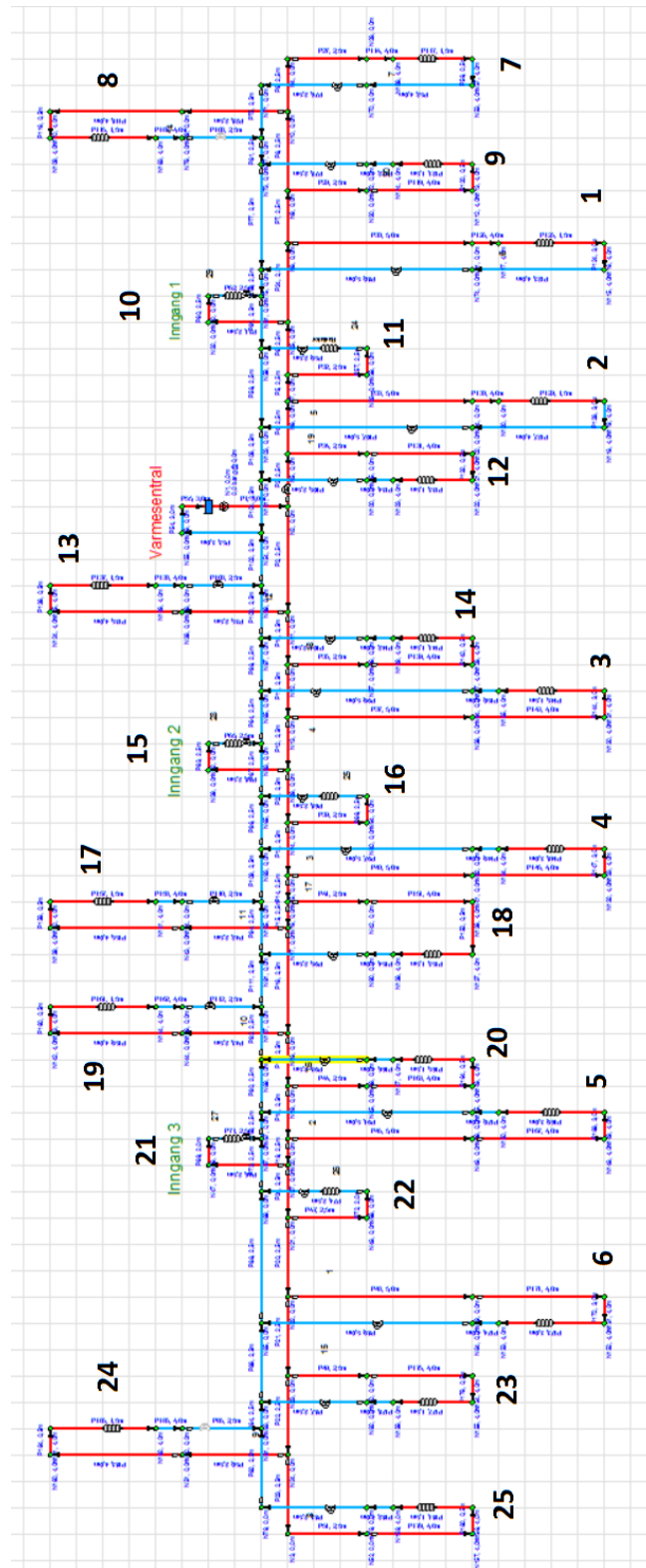
Figur 6: Haugerud borettslag, grunnmodell 16 mm rør

Vedlegg 7



Figur 7: Haugerud borettslag, grunnmodell 20 mm rør

Vedlegg 8



Figur 8: Haugerud borettslag, ventilnummerering

Vedlegg 9

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 9,85 | -0,15 | -1,50 |
| 2 | 9,82 | -0,18 | -1,80 |
| 3 | 9,81 | -0,19 | -1,90 |
| 4 | 9,82 | -0,18 | -1,80 |
| 5 | 9,85 | -0,15 | -1,50 |
| 6 | 9,87 | -0,13 | -1,30 |
| 7 | 8,2 | 0,2 | 2,50 |
| 8 | 8,2 | 0,2 | 2,50 |
| 9 | 8,2 | 0,2 | 2,50 |
| 10 | 7,92 | -0,08 | -1,00 |
| 11 | 7,91 | -0,09 | -1,13 |
| 12 | 8,07 | 0,07 | 0,88 |
| 13 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 14 | 8,04 | 0,04 | 0,50 |
| 15 | 7,88 | -0,12 | -1,50 |
| 16 | 7,88 | -0,12 | -1,50 |
| 17 | 8,06 | 0,06 | 0,75 |
| 18 | 8,06 | 0,06 | 0,75 |
| 19 | 8,07 | 0,07 | 0,88 |
| 20 | 8,07 | 0,07 | 0,88 |
| 21 | 7,9 | -0,1 | -1,25 |
| 22 | 7,91 | -0,09 | -1,13 |
| 23 | 8,19 | 0,19 | 2,37 |
| 24 | 8,19 | 0,19 | 2,37 |
| 25 | 8,19 | 0,19 | 2,37 |
| 26 | 68,18 | 0,18 | 0,26 |

Figur 9: Gjennomstrømningsavvik ved ruhet 0,0015 mm

Vedlegg 10

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 10,12 | 0,12 | 1,20 |
| 2 | 10,15 | 0,15 | 1,50 |
| 3 | 10,17 | 0,17 | 1,70 |
| 4 | 10,15 | 0,15 | 1,50 |
| 5 | 10,12 | 0,12 | 1,20 |
| 6 | 10,09 | 0,09 | 0,90 |
| 7 | 7,84 | -0,16 | -2,00 |
| 8 | 7,84 | -0,16 | -2,00 |
| 9 | 7,84 | -0,16 | -2,00 |
| 10 | 8,07 | 0,07 | 0,88 |
| 11 | 8,08 | 0,08 | 1,00 |
| 12 | 7,94 | -0,06 | -0,75 |
| 13 | 7,97 | -0,03 | -0,38 |
| 14 | 7,97 | -0,03 | -0,38 |
| 15 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 16 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 17 | 7,94 | -0,06 | -0,75 |
| 18 | 7,94 | -0,06 | -0,75 |
| 19 | 7,94 | -0,06 | -0,75 |
| 20 | 7,94 | -0,06 | -0,75 |
| 21 | 8,08 | 0,08 | 1,00 |
| 22 | 8,08 | 0,08 | 1,00 |
| 23 | 7,84 | -0,16 | -2,00 |
| 24 | 7,84 | -0,16 | -2,00 |
| 25 | 7,84 | -0,16 | -2,00 |
| 26 | 67,86 | -0,14 | -0,21 |

Figur 10: Gjennomstrømningsavvik ved ruhet 0,1 mm

Vedlegg 11

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 10,42 | 0,42 | 4,20 |
| 2 | 10,57 | 0,57 | 5,70 |
| 3 | 10,67 | 0,67 | 6,70 |
| 4 | 10,58 | 0,58 | 5,80 |
| 5 | 10,46 | 0,46 | 4,60 |
| 6 | 10,32 | 0,32 | 3,20 |
| 7 | 7,4 | -0,6 | -7,50 |
| 8 | 7,4 | -0,6 | -7,50 |
| 9 | 7,41 | -0,59 | -7,38 |
| 10 | 8,26 | 0,26 | 3,25 |
| 11 | 8,3 | 0,3 | 3,75 |
| 12 | 7,75 | -0,25 | -3,13 |
| 13 | 7,87 | -0,13 | -1,63 |
| 14 | 7,85 | -0,15 | -1,88 |
| 15 | 8,44 | 0,44 | 5,50 |
| 16 | 8,44 | 0,44 | 5,50 |
| 17 | 7,76 | -0,24 | -3,00 |
| 18 | 7,76 | -0,24 | -3,00 |
| 19 | 7,75 | -0,25 | -3,13 |
| 20 | 7,75 | -0,25 | -3,13 |
| 21 | 8,33 | 0,33 | 4,13 |
| 22 | 8,29 | 0,29 | 3,62 |
| 23 | 7,41 | -0,59 | -7,38 |
| 24 | 7,4 | -0,6 | -7,50 |
| 25 | 7,4 | -0,6 | -7,50 |
| 26 | 67,52 | -0,48 | -0,71 |

Figur 11: Gjennomstrømningsavvik ved ruhet 0,4 mm

Vedlegg 12

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 10,67 | 0,67 | 6,70 |
| 2 | 10,94 | 0,94 | 9,40 |
| 3 | 11,13 | 1,13 | 11,30 |
| 4 | 10,97 | 0,97 | 9,70 |
| 5 | 10,75 | 0,75 | 7,50 |
| 6 | 10,49 | 0,49 | 4,90 |
| 7 | 7,06 | -0,94 | -11,75 |
| 8 | 7,06 | -0,94 | -11,75 |
| 9 | 7,07 | -0,93 | -11,63 |
| 10 | 8,41 | 0,41 | 5,13 |
| 11 | 8,48 | 0,48 | 6,00 |
| 12 | 7,57 | -0,43 | -5,38 |
| 13 | 7,76 | -0,24 | -3,00 |
| 14 | 7,72 | -0,28 | -3,50 |
| 15 | 8,75 | 0,75 | 9,38 |
| 16 | 8,73 | 0,73 | 9,13 |
| 17 | 7,58 | -0,42 | -5,25 |
| 18 | 7,58 | -0,42 | -5,25 |
| 19 | 7,56 | -0,44 | -5,50 |
| 20 | 7,56 | -0,44 | -5,50 |
| 21 | 8,54 | 0,54 | 6,75 |
| 22 | 8,47 | 0,47 | 5,88 |
| 23 | 7,06 | -0,94 | -11,75 |
| 24 | 7,05 | -0,95 | -11,88 |
| 25 | 7,05 | -0,95 | -11,88 |
| 26 | 67,26 | -0,74 | -1,09 |

Figur 12: Gjennomstrømningsavvik ved ruhet 1 mm

Vedlegg 13

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 10,89 | 0,89 | 8,90 |
| 2 | 11,25 | 1,25 | 12,50 |
| 3 | 11,54 | 1,54 | 15,40 |
| 4 | 11,3 | 1,3 | 13,00 |
| 5 | 11 | 1 | 10,00 |
| 6 | 10,65 | 0,65 | 6,50 |
| 7 | 6,8 | -1,2 | -15,00 |
| 8 | 6,8 | -1,2 | -15,00 |
| 9 | 6,81 | -1,19 | -14,88 |
| 10 | 8,51 | 0,51 | 6,38 |
| 11 | 8,61 | 0,61 | 7,62 |
| 12 | 7,4 | -0,6 | -7,50 |
| 13 | 7,62 | -0,38 | -4,75 |
| 14 | 7,58 | -0,42 | -5,25 |
| 15 | 8,99 | 0,99 | 12,38 |
| 16 | 8,96 | 0,96 | 12,00 |
| 17 | 7,41 | -0,59 | -7,38 |
| 18 | 7,41 | -0,59 | -7,38 |
| 19 | 7,39 | -0,61 | -7,63 |
| 20 | 7,38 | -0,62 | -7,75 |
| 21 | 8,7 | 0,7 | 8,75 |
| 22 | 8,61 | 0,61 | 7,62 |
| 23 | 6,8 | -1,2 | -15,00 |
| 24 | 6,79 | -1,21 | -15,13 |
| 25 | 6,78 | -1,22 | -15,25 |
| 26 | 67,08 | -0,92 | -1,35 |

Figur 13: Gjennomstrømningsavvik ved ruhet 2 mm

Vedlegg 14

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 11,14 | 1,14 | 11,40 |
| 2 | 11,59 | 1,59 | 15,90 |
| 3 | 12,02 | 2,02 | 20,20 |
| 4 | 11,69 | 1,69 | 16,90 |
| 5 | 11,31 | 1,31 | 13,10 |
| 6 | 10,88 | 0,88 | 8,80 |
| 7 | 6,54 | -1,46 | -18,25 |
| 8 | 6,54 | -1,46 | -18,25 |
| 9 | 6,55 | -1,45 | -18,13 |
| 10 | 8,58 | 0,58 | 7,25 |
| 11 | 8,7 | 0,7 | 8,75 |
| 12 | 7,18 | -0,82 | -10,25 |
| 13 | 7,45 | -0,55 | -6,88 |
| 14 | 7,4 | -0,6 | -7,50 |
| 15 | 9,2 | 1,2 | 15,00 |
| 16 | 9,17 | 1,17 | 14,63 |
| 17 | 7,22 | -0,78 | -9,75 |
| 18 | 7,22 | -0,78 | -9,75 |
| 19 | 7,2 | -0,8 | -10,00 |
| 20 | 7,18 | -0,82 | -10,25 |
| 21 | 8,86 | 0,86 | 10,75 |
| 22 | 8,75 | 0,75 | 9,38 |
| 23 | 6,56 | -1,44 | -18,00 |
| 24 | 6,54 | -1,46 | -18,25 |
| 25 | 6,54 | -1,46 | -18,25 |
| 26 | 66,81 | -1,19 | -1,75 |

Figur 14: Gjennomstrømningsavvik ved ruhet 4 mm

Vedlegg 15

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 10,61 | 0,61 | 6,10 |
| 2 | 10,52 | 0,52 | 5,20 |
| 3 | 10,42 | 0,42 | 4,20 |
| 4 | 10,44 | 0,44 | 4,40 |
| 5 | 10,5 | 0,5 | 5,00 |
| 6 | 10,59 | 0,59 | 5,90 |
| 7 | 7,81 | -0,19 | -2,38 |
| 8 | 7,81 | -0,19 | -2,38 |
| 9 | 7,81 | -0,19 | -2,38 |
| 10 | 7,82 | -0,18 | -2,25 |
| 11 | 7,83 | -0,17 | -2,13 |
| 12 | 7,84 | -0,16 | -2,00 |
| 13 | 7,87 | -0,13 | -1,63 |
| 14 | 7,87 | -0,13 | -1,63 |
| 15 | 7,86 | -0,14 | -1,75 |
| 16 | 7,86 | -0,14 | -1,75 |
| 17 | 7,86 | -0,14 | -1,75 |
| 18 | 7,86 | -0,14 | -1,75 |
| 19 | 7,85 | -0,15 | -1,88 |
| 20 | 7,85 | -0,15 | -1,88 |
| 21 | 7,84 | -0,16 | -2,00 |
| 22 | 7,83 | -0,17 | -2,13 |
| 23 | 7,82 | -0,18 | -2,25 |
| 24 | 7,82 | -0,18 | -2,25 |
| 25 | 7,82 | -0,18 | -2,25 |
| 26 | 68,05 | 0,05 | 0,07 |

Figur 15: Gjennomstrømningsavvik ved 5 meter økning i lengde på alle radiatorkretser

Vedlegg 16

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 11,02 | 1,02 | 10,20 |
| 2 | 10,86 | 0,86 | 8,60 |
| 3 | 10,69 | 0,69 | 6,90 |
| 4 | 10,73 | 0,73 | 7,30 |
| 5 | 10,83 | 0,83 | 8,30 |
| 6 | 10,98 | 0,98 | 9,80 |
| 7 | 7,68 | -0,32 | -4,00 |
| 8 | 7,68 | -0,32 | -4,00 |
| 9 | 7,68 | -0,32 | -4,00 |
| 10 | 7,7 | -0,3 | -3,75 |
| 11 | 7,71 | -0,29 | -3,63 |
| 12 | 7,74 | -0,26 | -3,25 |
| 13 | 7,78 | -0,22 | -2,75 |
| 14 | 7,78 | -0,22 | -2,75 |
| 15 | 7,78 | -0,22 | -2,75 |
| 16 | 7,77 | -0,23 | -2,88 |
| 17 | 7,76 | -0,24 | -3,00 |
| 18 | 7,76 | -0,24 | -3,00 |
| 19 | 7,76 | -0,24 | -3,00 |
| 20 | 7,76 | -0,24 | -3,00 |
| 21 | 7,73 | -0,27 | -3,37 |
| 22 | 7,72 | -0,28 | -3,50 |
| 23 | 7,7 | -0,3 | -3,75 |
| 24 | 7,7 | -0,3 | -3,75 |
| 25 | 7,7 | -0,3 | -3,75 |
| 26 | 68,09 | 0,09 | 0,13 |

Figur 16: Gjennomstrømningsavvik ved 5 meter økning i lengde på alle radiatorretser dimensjonert for 8 lpm

Vedlegg 17

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|-----------|--------------------------|---------------|---------------|
| 1 | 10,27 | 0,27 | 2,70 |
| 2 | 10,23 | 0,23 | 2,30 |
| 3 | 10,18 | 0,18 | 1,80 |
| 4 | 10,18 | 0,18 | 1,80 |
| 5 | 10,21 | 0,21 | 2,10 |
| 6 | 10,24 | 0,24 | 2,40 |
| 7 | 8,22 | 0,22 | 2,75 |
| 8 | 8,22 | 0,22 | 2,75 |
| 9 | 8,22 | 0,22 | 2,75 |
| 10 | 6,47 | -1,53 | -19,13 |
| 11 | 8,2 | 0,2 | 2,50 |
| 12 | 8,17 | 0,17 | 2,13 |
| 13 | 8,14 | 0,14 | 1,75 |
| 14 | 8,14 | 0,14 | 1,75 |
| 15 | 6,81 | -1,19 | -14,88 |
| 16 | 8,14 | 0,14 | 1,75 |
| 17 | 8,15 | 0,15 | 1,88 |
| 18 | 8,15 | 0,15 | 1,88 |
| 19 | 8,16 | 0,16 | 2,00 |
| 20 | 8,16 | 0,16 | 2,00 |
| 21 | 6,57 | -1,43 | -17,88 |
| 22 | 8,19 | 0,19 | 2,37 |
| 23 | 8,2 | 0,2 | 2,50 |
| 24 | 8,2 | 0,2 | 2,50 |
| 25 | 8,2 | 0,2 | 2,50 |
| 26 | 67,99 | -0,01 | -0,01 |

Figur 17: Gjennomstrømningsavvik ved 10 meter økning i lengde på inngangspartiernes radiatorretser

Vedlegg 18

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 11,38 | 1,38 | 13,80 |
| 2 | 11,16 | 1,16 | 11,60 |
| 3 | 10,91 | 0,91 | 9,10 |
| 4 | 10,97 | 0,97 | 9,70 |
| 5 | 11,11 | 1,11 | 11,10 |
| 6 | 11,33 | 1,33 | 13,30 |
| 7 | 7,57 | -0,43 | -5,38 |
| 8 | 7,57 | -0,43 | -5,38 |
| 9 | 7,57 | -0,43 | -5,38 |
| 10 | 7,6 | -0,4 | -5,00 |
| 11 | 7,61 | -0,39 | -4,88 |
| 12 | 7,65 | -0,35 | -4,38 |
| 13 | 7,71 | -0,29 | -3,63 |
| 14 | 7,7 | -0,3 | -3,75 |
| 15 | 7,7 | -0,3 | -3,75 |
| 16 | 7,7 | -0,3 | -3,75 |
| 17 | 7,68 | -0,32 | -4,00 |
| 18 | 7,68 | -0,32 | -4,00 |
| 19 | 7,68 | -0,32 | -4,00 |
| 20 | 7,68 | -0,32 | -4,00 |
| 21 | 7,63 | -0,37 | -4,63 |
| 22 | 7,62 | -0,38 | -4,75 |
| 23 | 7,59 | -0,41 | -5,13 |
| 24 | 7,59 | -0,41 | -5,13 |
| 25 | 7,59 | -0,41 | -5,13 |
| 26 | 68,13 | 0,13 | 0,19 |

Figur 18: Gjennomstrømningsavvik ved 5 meter økning i lengde på alle radiatorkretser dimensjonert for 8 lpm, og 4 meter minskning i alle radiatorkretser dimensjonert for 10 lpm

Vedlegg 19

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|-----------|--------------------------|---------------|--------------|
| 1 | 10 | 0 | 0,00 |
| 2 | 10 | 0 | 0,00 |
| 3 | 10 | 0 | 0,00 |
| 4 | 10 | 0 | 0,00 |
| 5 | 10 | 0 | 0,00 |
| 6 | 10 | 0 | 0,00 |
| 7 | 8 | 0 | 0,00 |
| 8 | 8 | 0 | 0,00 |
| 9 | 8 | 0 | 0,00 |
| 10 | 8 | 0 | 0,00 |
| 11 | 8 | 0 | 0,00 |
| 12 | 8 | 0 | 0,00 |
| 13 | 8 | 0 | 0,00 |
| 14 | 8 | 0 | 0,00 |
| 15 | 8 | 0 | 0,00 |
| 16 | 8 | 0 | 0,00 |
| 17 | 8 | 0 | 0,00 |
| 18 | 7,98 | -0,02 | -0,25 |
| 19 | 8 | 0 | 0,00 |
| 20 | 8 | 0 | 0,00 |
| 21 | 8 | 0 | 0,00 |
| 22 | 8 | 0 | 0,00 |
| 23 | 8 | 0 | 0,00 |
| 24 | 8 | 0 | 0,00 |
| 25 | 8 | 0 | 0,00 |
| 26 | 68 | 0 | 0,00 |

Figur 19: Gjennomstrømningsavvik ved 0,1 meter økning i lengde på radiatorkurs 18

Vedlegg 20

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|-----------|--------------------------|---------------|--------------|
| 1 | 10 | 0 | 0,00 |
| 2 | 10 | 0 | 0,00 |
| 3 | 10 | 0 | 0,00 |
| 4 | 10 | 0 | 0,00 |
| 5 | 10 | 0 | 0,00 |
| 6 | 10 | 0 | 0,00 |
| 7 | 8 | 0 | 0,00 |
| 8 | 8 | 0 | 0,00 |
| 9 | 8 | 0 | 0,00 |
| 10 | 8 | 0 | 0,00 |
| 11 | 8 | 0 | 0,00 |
| 12 | 8 | 0 | 0,00 |
| 13 | 8 | 0 | 0,00 |
| 14 | 8 | 0 | 0,00 |
| 15 | 8 | 0 | 0,00 |
| 16 | 8 | 0 | 0,00 |
| 17 | 8 | 0 | 0,00 |
| 18 | 7,91 | -0,09 | -1,13 |
| 19 | 8 | 0 | 0,00 |
| 20 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 21 | 8 | 0 | 0,00 |
| 22 | 8 | 0 | 0,00 |
| 23 | 8 | 0 | 0,00 |
| 24 | 8 | 0 | 0,00 |
| 25 | 8 | 0 | 0,00 |
| 26 | 68 | 0 | 0,00 |

Figur 20: Gjennomstrømningsavvik ved 0,5 meter økning i lengde på radiatorkurs 18

Vedlegg 21

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|-----------|--------------------------|---------------|--------------|
| 1 | 10,01 | 0,01 | 0,10 |
| 2 | 10,01 | 0,01 | 0,10 |
| 3 | 10,01 | 0,01 | 0,10 |
| 4 | 10,01 | 0,01 | 0,10 |
| 5 | 10,01 | 0,01 | 0,10 |
| 6 | 10,01 | 0,01 | 0,10 |
| 7 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 8 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 9 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 10 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 11 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 12 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 13 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 14 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 15 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 16 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 17 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 18 | 7,83 | -0,17 | -2,13 |
| 19 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 20 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 21 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 22 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 23 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 24 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 25 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 26 | 68,05 | 0,05 | 0,07 |

Figur 21: Gjennomstrømningsavvik ved 1 meter økning i lengde på radiatorkurs 18

Vedlegg 22

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|-----------|--------------------------|---------------|--------------|
| 1 | 10,01 | 0,01 | 0,10 |
| 2 | 10,01 | 0,01 | 0,10 |
| 3 | 10,01 | 0,01 | 0,10 |
| 4 | 10,02 | 0,02 | 0,20 |
| 5 | 10,02 | 0,02 | 0,20 |
| 6 | 10,02 | 0,02 | 0,20 |
| 7 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 8 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 9 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 10 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 11 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 12 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 13 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 14 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 15 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 16 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 17 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 18 | 7,67 | -0,33 | -4,13 |
| 19 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 20 | 8,02 | 0,02 | 0,25 |
| 21 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 22 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 23 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 24 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 25 | 8,01 | 0,01 | 0,12 |
| 26 | 68,09 | 0,09 | 0,13 |

Figur 22: Gjennomstrømningsavvik ved 2 meter økning i lengde på radiatorkurs 18

Vedlegg 23

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 10,03 | 0,03 | 0,30 |
| 2 | 10,03 | 0,03 | 0,30 |
| 3 | 10,04 | 0,04 | 0,40 |
| 4 | 10,04 | 0,04 | 0,40 |
| 5 | 10,04 | 0,04 | 0,40 |
| 6 | 10,04 | 0,04 | 0,40 |
| 7 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 8 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 9 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 10 | 8,02 | 0,02 | 0,25 |
| 11 | 8,02 | 0,02 | 0,25 |
| 12 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 13 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 14 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 15 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 16 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 17 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 18 | 7,24 | -0,76 | -9,5 |
| 19 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 20 | 8,04 | 0,04 | 0,50 |
| 21 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 22 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 23 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 24 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 25 | 8,03 | 0,03 | 0,37 |
| 26 | 68,22 | 0,22 | 0,32 |

Figur 23: Gjennomstrømningsavvik ved 5 meter økning i lengde på radiatorkurs 18

Vedlegg 24

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 10 | 0 | 0,00 |
| 2 | 10 | 0 | 0,00 |
| 3 | 10 | 0 | 0,00 |
| 4 | 10 | 0 | 0,00 |
| 5 | 10 | 0 | 0,00 |
| 6 | 10 | 0 | 0,00 |
| 7 | 8 | 0 | 0,00 |
| 8 | 8 | 0 | 0,00 |
| 9 | 8 | 0 | 0,00 |
| 10 | 8 | 0 | 0,00 |
| 11 | 8 | 0 | 0,00 |
| 12 | 8 | 0 | 0,00 |
| 13 | 8 | 0 | 0,00 |
| 14 | 8 | 0 | 0,00 |
| 15 | 8 | 0 | 0,00 |
| 16 | 8 | 0 | 0,00 |
| 17 | 8 | 0 | 0,00 |
| 18 | 8 | 0 | 0,00 |
| 19 | 8 | 0 | 0,00 |
| 20 | 8 | 0 | 0,00 |
| 21 | 8 | 0 | 0,00 |
| 22 | 8 | 0 | 0,00 |
| 23 | 8 | 0 | 0,00 |
| 24 | 8 | 0 | 0,00 |
| 25 | 8 | 0 | 0,00 |
| 26 | 68 | 0 | 0,00 |

Figur 24: Gjennomstrømningsavvik ved økning til 15 kpa trykkfall over alle radiatorer

Vedlegg 25

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 10 | 0 | 0,00 |
| 2 | 10 | 0 | 0,00 |
| 3 | 10 | 0 | 0,00 |
| 4 | 10 | 0 | 0,00 |
| 5 | 10 | 0 | 0,00 |
| 6 | 10 | 0 | 0,00 |
| 7 | 8 | 0 | 0,00 |
| 8 | 8 | 0 | 0,00 |
| 9 | 8 | 0 | 0,00 |
| 10 | 8 | 0 | 0,00 |
| 11 | 8 | 0 | 0,00 |
| 12 | 8 | 0 | 0,00 |
| 13 | 8 | 0 | 0,00 |
| 14 | 8 | 0 | 0,00 |
| 15 | 8 | 0 | 0,00 |
| 16 | 8 | 0 | 0,00 |
| 17 | 8 | 0 | 0,00 |
| 18 | 8 | 0 | 0,00 |
| 19 | 8 | 0 | 0,00 |
| 20 | 8 | 0 | 0,00 |
| 21 | 8 | 0 | 0,00 |
| 22 | 8 | 0 | 0,00 |
| 23 | 8 | 0 | 0,00 |
| 24 | 8 | 0 | 0,00 |
| 25 | 8 | 0 | 0,00 |
| 26 | 68 | 0 | 0,00 |

Figur 25: Gjennomstrømningsavvik ved senking til 5 kpa trykkfall over alle radiatorer

Vedlegg 26

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|-----------|--------------------------|---------------|---------------|
| 1 | 10,28 | 0,28 | 2,80 |
| 2 | 10,2 | 0,2 | 2,00 |
| 3 | 10,13 | 0,13 | 1,30 |
| 4 | 10,14 | 0,14 | 1,40 |
| 5 | 10,18 | 0,18 | 1,80 |
| 6 | 10,25 | 0,25 | 2,50 |
| 7 | 6 | -2 | -25,00 |
| 8 | 8,25 | 0,25 | 3,13 |
| 9 | 8,24 | 0,24 | 3,00 |
| 10 | 8,2 | 0,2 | 2,50 |
| 11 | 8,18 | 0,18 | 2,25 |
| 12 | 8,15 | 0,15 | 1,88 |
| 13 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 14 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 15 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 16 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 17 | 8,12 | 0,12 | 1,50 |
| 18 | 8,12 | 0,12 | 1,50 |
| 19 | 8,12 | 0,12 | 1,50 |
| 20 | 8,13 | 0,13 | 1,63 |
| 21 | 8,16 | 0,16 | 2,00 |
| 22 | 8,18 | 0,18 | 2,25 |
| 23 | 8,22 | 0,22 | 2,75 |
| 24 | 8,23 | 0,23 | 2,88 |
| 25 | 6,09 | -1,91 | -23,88 |
| 26 | 67,52 | -0,48 | -0,71 |

Figur 26: Gjennomstrømningsavvik ved 5 kpa trykkfall før radiatorrets 7 og 25

Vedlegg 27

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|-----------|--------------------------|---------------|---------------|
| 1 | 10,64 | 0,64 | 6,40 |
| 2 | 10,48 | 0,48 | 4,80 |
| 3 | 10,31 | 0,31 | 3,10 |
| 4 | 10,33 | 0,33 | 3,30 |
| 5 | 10,41 | 0,41 | 4,10 |
| 6 | 10,57 | 0,57 | 5,70 |
| 7 | 3,33 | -4,67 | -58,38 |
| 8 | 8,59 | 0,59 | 7,38 |
| 9 | 8,56 | 0,56 | 7,00 |
| 10 | 8,47 | 0,47 | 5,88 |
| 11 | 8,43 | 0,43 | 5,38 |
| 12 | 8,34 | 0,34 | 4,25 |
| 13 | 8,25 | 0,25 | 3,13 |
| 14 | 8,25 | 0,25 | 3,13 |
| 15 | 8,26 | 0,26 | 3,25 |
| 16 | 8,26 | 0,26 | 3,25 |
| 17 | 8,28 | 0,28 | 3,50 |
| 18 | 8,28 | 0,28 | 3,50 |
| 19 | 8,28 | 0,28 | 3,50 |
| 20 | 8,29 | 0,29 | 3,62 |
| 21 | 8,37 | 0,37 | 4,62 |
| 22 | 8,41 | 0,41 | 5,13 |
| 23 | 8,5 | 0,5 | 6,25 |
| 24 | 8,52 | 0,52 | 6,50 |
| 25 | 3,56 | -4,44 | -55,50 |
| 26 | 66,85 | -1,15 | -1,69 |

Figur 27: Gjennomstrømningsavvik ved 10 kpa trykkfall før radiatorkrets 7 og 25

Vedlegg 28

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 11,02 | 1,02 | 10,20 |
| 2 | 10,76 | 0,76 | 7,60 |
| 3 | 10,49 | 0,49 | 4,90 |
| 4 | 10,52 | 0,52 | 5,20 |
| 5 | 10,64 | 0,64 | 6,40 |
| 6 | 10,88 | 0,88 | 8,80 |
| 7 | 0,44 | -7,56 | -94,50 |
| 8 | 8,92 | 0,92 | 11,50 |
| 9 | 8,89 | 0,89 | 11,13 |
| 10 | 8,74 | 0,74 | 9,25 |
| 11 | 8,68 | 0,68 | 8,50 |
| 12 | 8,54 | 0,54 | 6,75 |
| 13 | 8,39 | 0,39 | 4,88 |
| 14 | 8,4 | 0,4 | 5,00 |
| 15 | 8,4 | 0,4 | 5,00 |
| 16 | 8,41 | 0,41 | 5,13 |
| 17 | 8,43 | 0,43 | 5,38 |
| 18 | 8,43 | 0,43 | 5,38 |
| 19 | 8,44 | 0,44 | 5,50 |
| 20 | 8,45 | 0,45 | 5,62 |
| 21 | 8,57 | 0,57 | 7,13 |
| 22 | 8,64 | 0,64 | 8,00 |
| 23 | 8,77 | 0,77 | 9,62 |
| 24 | 8,8 | 0,8 | 10,00 |
| 25 | 1,35 | -6,65 | -83,13 |
| 26 | 66 | -2 | -2,94 |

Figur 28: Gjennomstrømningsavvik ved 13 kpa trykkfall før radiatorkrets 7 og 25

Vedlegg 29

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|-----------|--------------------------|---------------|---------------|
| 1 | 8,52 | -1,48 | -14,80 |
| 2 | 10,73 | 0,73 | 7,30 |
| 3 | 10,5 | 0,5 | 5,00 |
| 4 | 10,52 | 0,52 | 5,20 |
| 5 | 10,6 | 0,6 | 6,00 |
| 6 | 10,77 | 0,77 | 7,70 |
| 7 | 3,88 | -4,12 | -51,50 |
| 8 | 8,84 | 0,84 | 10,50 |
| 9 | 8,82 | 0,82 | 10,25 |
| 10 | 8,7 | 0,7 | 8,75 |
| 11 | 8,64 | 0,64 | 8,00 |
| 12 | 8,53 | 0,53 | 6,62 |
| 13 | 7,13 | -0,87 | -10,88 |
| 14 | 8,4 | 0,4 | 5,00 |
| 15 | 8,4 | 0,4 | 5,00 |
| 16 | 8,41 | 0,41 | 5,13 |
| 17 | 8,44 | 0,44 | 5,50 |
| 18 | 8,44 | 0,44 | 5,50 |
| 19 | 6,98 | -1,02 | -12,75 |
| 20 | 8,45 | 0,45 | 5,62 |
| 21 | 8,52 | 0,52 | 6,50 |
| 22 | 8,57 | 0,57 | 7,13 |
| 23 | 8,66 | 0,66 | 8,25 |
| 24 | 8,68 | 0,68 | 8,50 |
| 25 | 3,88 | -4,12 | -51,50 |
| 26 | 66,67 | -1,33 | -1,96 |

Figur 29: Gjennomstrømningsavvik ved 10 kpa trykkfall før radiatorkrets 7 og 25, samt 5 kpa trykkfall i radiatorkrets 1, 13 og 19.

Vedlegg 30

| Avvik i lengde [m] | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------------------|--------------------------|---------------|-----------|
| 0,1 | 7,93 | -0,01 | -0,13 |
| 0,5 | 7,86 | -0,08 | -1,02 |
| 1 | 7,77 | -0,17 | -2,19 |
| 2 | 7,61 | -0,33 | -4,34 |
| 5 | 7,17 | -0,77 | -10,74 |

Figur 30: Gjennomstrømningsavvik som funksjon av økt lengde på radiatorkurs 18, ved ruhetstall 0,1

Vedlegg 31

| Avvik i lengde [m] | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------------------|--------------------------|---------------|-----------|
| 0,1 | 7,74 | -0,02 | -0,26 |
| 0,5 | 7,67 | -0,09 | -1,17 |
| 1 | 7,58 | -0,18 | -2,37 |
| 2 | 7,41 | -0,35 | -4,72 |
| 5 | 6,96 | -0,8 | -11,49 |

Figur 31: Gjennomstrømningsavvik som funksjon av økt lengde på radiatorkurs 18, ved ruhetstall 0,4

Vedlegg 32

| Avvik i lengde [m] | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------------------|--------------------------|---------------|-----------|
| 0,1 | 7,56 | -0,02 | -0,26 |
| 0,5 | 7,48 | -0,1 | -1,34 |
| 1 | 7,39 | -0,19 | -2,57 |
| 2 | 7,21 | -0,37 | -5,13 |
| 5 | 6,75 | -0,83 | -12,30 |

Figur 32: Gjennomstrømningsavvik som funksjon av økt lengde på radiatorkurs 18, ved ruhetstall 1

Vedlegg 33

| Avvik i lengde [m] | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------------------|--------------------------|---------------|-----------|
| 0,1 | 7,39 | -0,02 | -0,27 |
| 0,5 | 7,31 | -0,1 | -1,37 |
| 1 | 7,22 | -0,19 | -2,63 |
| 2 | 7,03 | -0,38 | -5,41 |
| 5 | 6,56 | -0,85 | -12,96 |

Figur 33: Gjennomstrømningsavvik som funksjon av økt lengde på radiatorkurs 18, ved ruhetstall 2

Vedlegg 34

| Avvik i lengde [m] | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------------------|--------------------------|---------------|-----------|
| 0,1 | 7,2 | -0,02 | -0,28 |
| 0,5 | 7,12 | -0,1 | -1,40 |
| 1 | 7,02 | -0,2 | -2,85 |
| 2 | 6,83 | -0,39 | -5,71 |
| 5 | 6,35 | -0,87 | -13,70 |

Figur 34: Gjennomstrømningsavvik som funksjon av økt lengde på radiatorkurs 18, ved ruhetstall 4

Vedlegg 35

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|--------|--------------------------|---------------|-----------|
| 1 | 10,13 | 0,13 | 1,30 |
| 2 | 10,24 | 0,24 | 2,40 |
| 3 | 10,29 | 0,29 | 2,90 |
| 4 | 10,25 | 0,25 | 2,50 |
| 5 | 10,14 | 0,14 | 1,40 |
| 6 | 10,03 | 0,03 | 0,30 |
| 7 | 7,77 | -0,23 | -2,88 |
| 8 | 7,75 | -0,25 | -3,13 |
| 9 | 7,76 | -0,24 | -3,00 |
| 10 | 8,12 | 0,12 | 1,50 |
| 11 | 8,14 | 0,14 | 1,75 |
| 12 | 7,97 | -0,03 | -0,38 |
| 13 | 8,02 | 0,02 | 0,25 |
| 14 | 8 | 0 | 0,00 |
| 15 | 8,2 | 0,2 | 2,50 |
| 16 | 8,2 | 0,2 | 2,50 |
| 17 | 7,93 | -0,07 | -0,88 |
| 18 | 7,93 | -0,07 | -0,88 |
| 19 | 7,92 | -0,08 | -1,00 |
| 20 | 7,92 | -0,08 | -1,00 |
| 21 | 8,1 | 0,1 | 1,25 |
| 22 | 8,06 | 0,06 | 0,75 |
| 23 | 7,69 | -0,31 | -3,88 |
| 24 | 7,69 | -0,31 | -3,88 |
| 25 | 7,74 | -0,26 | -3,25 |
| 26 | 67,89 | -0,11 | -0,16 |

Figur 35: Gjennomstrømningsavvik ved 10% økning i alle Kv-verdier

Vedlegg 36

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|-----------|--------------------------|---------------|-------------|
| 1 | 9,82 | -0,18 | -1,80 |
| 2 | 9,71 | -0,29 | -2,90 |
| 3 | 9,66 | -0,34 | -3,40 |
| 4 | 9,72 | -0,28 | -2,80 |
| 5 | 9,83 | -0,17 | -1,70 |
| 6 | 9,96 | -0,04 | -0,40 |
| 7 | 8,29 | 0,29 | 3,62 |
| 8 | 8,33 | 0,33 | 4,13 |
| 9 | 8,31 | 0,31 | 3,88 |
| 10 | 7,83 | -0,17 | -2,13 |
| 11 | 7,79 | -0,21 | -2,63 |
| 12 | 8,02 | 0,02 | 0,25 |
| 13 | 7,97 | -0,03 | -0,38 |
| 14 | 7,98 | -0,02 | -0,25 |
| 15 | 7,75 | -0,25 | -3,13 |
| 16 | 7,77 | -0,23 | -2,88 |
| 17 | 8,07 | 0,07 | 0,88 |
| 18 | 8,07 | 0,07 | 0,88 |
| 19 | 8,09 | 0,09 | 1,13 |
| 20 | 8,1 | 0,1 | 1,25 |
| 21 | 7,88 | -0,12 | -1,50 |
| 22 | 7,9 | -0,1 | -1,25 |
| 23 | 8,41 | 0,41 | 5,125 |
| 24 | 8,42 | 0,42 | 5,25 |
| 25 | 8,33 | 0,33 | 4,13 |
| 26 | 68,1 | 0,1 | 0,15 |

Figur 36: Gjennomstrømningsavvik ved 10% reduksjon i Kv-verdier

Vedlegg 37

| Ventil | Gjennomstrømning [L/min] | Avvik [L/min] | Avvik [%] |
|-----------|--------------------------|---------------|---------------|
| 1 | 10,11 | 0,11 | 1,10 |
| 2 | 10,11 | 0,11 | 1,10 |
| 3 | 10,13 | 0,13 | 1,30 |
| 4 | 10,13 | 0,13 | 1,30 |
| 5 | 10,13 | 0,13 | 1,30 |
| 6 | 10,13 | 0,13 | 1,30 |
| 7 | 8,09 | 0,09 | 1,125 |
| 8 | 8,09 | 0,09 | 1,13 |
| 9 | 8,09 | 0,09 | 1,13 |
| 10 | 8,09 | 0,09 | 1,13 |
| 11 | 8,09 | 0,09 | 1,13 |
| 12 | 8,09 | 0,09 | 1,13 |
| 13 | 8,1 | 0,1 | 1,25 |
| 14 | 8,1 | 0,1 | 1,25 |
| 15 | 5,43 | -2,57 | -32,13 |
| 16 | 8,1 | 0,1 | 1,25 |
| 17 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 18 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 19 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 20 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 21 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 22 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 23 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 24 | 8,11 | 0,11 | 1,37 |
| 25 | 8,11 | 0,11 | 1,375 |
| 26 | 68,77 | 0,77 | 1,13 |

Figur 37: Gjennomstrømningsavvik i kurs 15 ved en kombinasjon av feil.