

# Analyse av energiytelser til sirkulasjonspumper i bygninger

**Jonas Skoog Hansen**

Produktutvikling og produksjon

Innlevert: juni 2013

Hovedveileder: Natasa Nord, EPT

Norges teknisk-naturvitenskapelige universitet  
Institutt for energi- og prosessteknikk



EPT-M-2013-106

## MASTEROPPGAVE

for

Stud.techn. Jonas Skoog Hansen

Våren 2013

### Analyse av energiytelser til sirkulasjonspumper i bygninger

*Energy performance analysis of circulation pumps in buildings*

#### Bakgrunn og målsetting

For å minske energibruk i bygninger er det viktig å se på alle komponentene i anlegget. Vannbaserte systemer er en fleksibel løsning for klimatisering, fordi de kan utnytte energi fra forskjellige fornybare energikilder. Vannbaserte anlegg kan styres på ulike måter som for eksempel mengderegulering, temperaturregulering eller kombinasjon av de to. I dag finnes diverse utstyr for å styre et vannbasert anlegg, turtallsregulerende sirkulasjonspumper, kontrollutstyr, dynamisk innreguleringsventiler, osv... Reguleringsventiler i et vannbasert anlegg bidrar mye til økt energibruk til sirkulasjonspumper. Istedenfor reguleringsventiler kan en anvende distribuerte sirkulasjonspumper i de vannbaserte anleggene. Distribuerte sirkulasjonspumper er turtallsstyrt og kan dermed styre varmeanlegget. Oppgaven skal analysere energiytelser til sirkulasjonspumper i vannbaserte anlegg. Oppgaven skal se på både anlegg styrt med reguleringsventiler og anlegg styrt med distribuert sirkulasjonspumper.

Oppgaven er knyttet til Erichsen & Horgen A/S. Det kan være fordel å velge ett løpende prosjekt hos Erichsen & Horgen for analyse.

Målet med oppgaven er å analysere energiytelser til sirkulasjonspumper som anvendes i vannbasert anlegg. Kandidaten skal anvende matematisk modellering av vannbaserte systemer i regneark eller et andre program for å analysere spesifikk pumpeeffekt (SPP) og energibruk til sirkulasjonspumper ved ulike driftsforhold og forskjellige temperaturnivåer i anlegget.

#### Oppgaven bearbeides ut fra følgende punkter

1. Litteraturstudium om trykkfallberegning, sirkulasjonspumper, anvendelse av distribuerte sirkulasjonspumper i vannbaserte anlegg og styring av vannbaserte systemer og sirkulasjonspumper.
2. For en typisk bygning (kontor eller bolig) prosjekter et system med reguleringsventiler og et med distribuerte sirkulasjonspumper. For denne bygningen finn varmebehov med timesoppløsning over ett helt år. Samle og organisere praktiske utfordring med prosjektering, installasjon og drift av vannbaserte anlegg.

3. Utvikle i Excel eller et andre beregningsprogram alle nødvendige matematiske modeller for å beregne energiytelser til sirkulasjonspumper. Bruk underlag fra punkt 1 og 2 for å beregne energibruk til sirkulasjonspumper over hele året for de analyserte anleggene.
4. Tekno-økonomisk analyse av de analyserte anleggene. Forberede en draft artikkel om arbeidet.

” \_ ”

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

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

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

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

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


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, institutt navn, 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, strømmingsteknisk, varmeteknisk)
- Feltarbeid

NTNU, Institutt for energi- og prosesssteknikk, 21. januar 2013

  
Olav Bolland  
Instituttleder

  
Natasa Nord  
Faglig ansvarlig/veileder



# Forord

Denne masteroppgaven er skrevet i 10. semester ved Institutt for Energi- og prosesssteknikk ved NTNU, og er en videreføring av et fordypningsprosjekt som ble skrevet i 9. semester. Formålet med oppgaven har vært å få en dypere forståelse for teorien rundt vannbårne varmelegger og energibruken til sirkulasjonspumper, samt å studere varmelegger med desentraliserte pumper. Jeg har fordypet meg i fagområdet energiforsyning og klimatisering av bygninger. Innenfor dette fagområdet er vannbårne varmelegger og pumper et sentralt tema. Med dagens fokus på miljøvennlige energikilder og energieffektive bygninger vil vannbårne varmelegger sannsynligvis bli et viktig tema også i årene som kommer. Derfor valgte jeg dette temaet for både min fordypningsoppgave og masteroppgave.

I forbindelse med arbeidet med oppgaven vil jeg rette en stor takk til min veileder ved NTNU, Natasa Nord. Hun har vært til stor hjelp med gode diskusjoner og forslag. I tillegg vil jeg takke Erichsen & Horgen A/S for god hjelp med tegninger, beregningsprogram, kontorplass og ikke minst god lunch. Til slutt vil jeg takke Henrikke for korrekturlesing. Eventuelle skrivefeil i oppgaven er ene og alene mitt ansvar.

Trondheim, 7 juni 2013



# Sammendrag

Kravene til energibruk i bygninger har blitt stadig strengere de seneste årene. Dette stiller ikke bare store krav til bygningskroppen, men også til de tekniske systemene inne i bygningen. I EU finnes det over 140 millioner sirkulasjonspumper med et totalt energibehov på 53,2 TWh per år. Bare i Sverige er det totale energibehovet til pumper i ikke-industrialiserte bygninger 2,15 TWh. Denne oppgaven tar for seg energibehovet til sirkulasjonspumper og mulighetene for å redusere dette energibehovet ved å benytte desentraliserte pumper.

Rapporten begynner med å se på relevant teori om virkemåten til sentrifugalpumper i vannbårne varmeanlegg. Videre blir egenskapene til reguleringsventiler og ulike anleggsutførelser for vannbårne varmeanlegg gjennomgått. Til slutt i litteraturstudiet beskrives prinsippet bak desentraliserte pumper. I metodedelene av oppgaven blir formuler for trykkfallsberegninger gjennomgått og verifisert med trykkfallsberegninger i MagiCad for et varmeanlegg i en fritidsmesse ved Jørstadmoen militærleir. Det blir også utarbeidet matematiske modeller for egenskapene til reguleringsventiler.

Det blir gjennomført simuleringer i Excel med timesverdier som sammenligner energibehovet til en sentral pumpe med energibehovet til desentraliserte pumper for varmeanlegget ved fritidsmessene. Disse sammenligningene viser en teoretisk besparelse i pumpeenergi på mellom 72,4 og 83,3 %. Den høyeste pumpeeffekten øker derimot med mellom 74,3 og 115,2 % hvis man bytter til desentraliserte pumper. Ved høye vannmengder er det den sentrale pumpen som bruker minst energi, men under 68 % av dimensjonerende vannmengde er de desentraliserte pumpene mest effektive. Varmeanlegg arbeider ofte langt unna dimensjonerende verdier og i dette tilfellet er gjennomsnittlig vannmengde i simuleringsperioden 9,2 % av dimensjonerende vannmengde. Desentraliserte pumper gir en besparelse i anleggskostnadene ved at man slipper å installere radiatortermostater og strupeventiler. Den opprinnelige pumpeenergien for varmeanlegget i fritidsmessene er for lite til at kun en besparelse i pumpeenergi kan forsvare en merinvestering. For et standard varmeanlegg som er satt til å inneholde en pumpe på 500 W, 80 radiatortermostater og strupeventiler kan dette derimot forsvare en merinvestering på 230 471 NOK eller 2 881 NOK per radiator.

Andre studier viser mulighetene for en besparelse i varmeenergi på mellom 19 og 50 % ved å benytte desentraliserte pumper. Årsaken til dette er mulighetene til en mer nøyaktig regulering, noe som kan spare energi ved for eksempel nattsinking av romtemperaturen. En besparelse i varmeenergi og utstyr kan forsvare en merinvestering i desentraliserte pumper på 7 134 NOK per radiator i fritidsmessen. For større anlegg vil man kunne forvente en merkbar besparelse i både kostnader til pumpeenergi og varmeenergi, og desentraliserte pumper kan være et godt alternativ.

# Abstract

In the latest years the focus on energy use in buildings in Norway has increased. This focus has led to new building codes which does not just influence the building envelope, but also the technical systems inside the building. In the European Union there are over 140 millions circulators with a total energydemand of 53,2 TWh per year. Only in Sweden the total energy demand for circulators in non-industrialized buildings are 2,15 TWh. This thesis looks at the energydemand for circulators, and the possibilities to reduce this energydemand by introducing decentralized pumps.

This thesis starts with relevant theory for circulators in hydronic heating systems. Then the properties for valves and system design are being discussed. The last theory part looks at decentralized pumping systems. Then the methods used in the thesis to calculate the energy demand for circulators are being presented. This includes pressuredrop calculations by formulas which are verified by the computer program MagiCad for a real hydronic heating system. Mathematical models of the properties for a control valve has also been made.

Energy demand for one central circulator and decentralized pumps have been simulated in Excel with hourly values. These simulations shows a theoretical reduction in pump energy with decentralized pumps between 72,4 and 83,3 %. The highest pump power on the other hand, is increasing with decentralized pumps between 74,3 and 115,2 %. With a mass flow over 68 % it is the pumping solutions with one central pump which is the most effective one. But the hydronic heating system usually operates with a lower mass flow and the average massflow for the whole simulation period is 9,2 %. Decentralized pumping solutions also gives a reduction in system investment, because you do not need control valves to regulate the flow or throttling valves to balance the system. The hydronic heating system investigated in this thesis is small, with only 17 radiators, and the saving in pump energy is too small too economically defend an investment in decentralized pumps. For a larger hydronic heating system with a 500 W central pump, 80 radiators with control valves and 80 throttling valves, the savings in pump energy and system investments can defend and extra investment in decentralized pumps with 230 471 NOK or 2 881 NOK per radiator.



Other studies shows that there is a possibility to save between 19 and 50 % in heat energy with decentralized pumps. The reason for these savings are more accurate control with for example night temperature setback. The savings in heat energy could defend an investment in decentralized pumps with 7 134 NOK per radiator in the building studied in this thesis. For large hydronic heating systems there could be a noticeable saving in both pump and heat energy with decentralized pumps and therefor this pumping solution could be a good option.

# Innhold

<b>Forord</b>	<b>iii</b>
<b>Sammendrag</b>	<b>v</b>
<b>Abstract</b>	<b>vii</b>
<b>Figurliste</b>	<b>xiii</b>
<b>Tabelliste</b>	<b>xvi</b>
<b>1 Innledning</b>	<b>1</b>
1.1 Bakgrunn for oppgaven . . . . .	1
1.2 Forutsetninger og begrensninger . . . . .	2
1.3 Oppgavens oppbygning . . . . .	2
<b>2 Litteraturstudie</b>	<b>3</b>
2.1 Sirkulasjonspumper . . . . .	3
2.1.1 Trykkforhold . . . . .	3
2.1.2 Hvordan fungerer en pumpe . . . . .	4
2.2 Trykkfall . . . . .	6
2.2.1 Friksjonstap . . . . .	7
2.2.2 Støttap . . . . .	10
2.3 Distribusjonssystem . . . . .	10
2.3.1 Ettrørs-anlegg . . . . .	10
2.3.2 Torørs-anlegg med direkte retur . . . . .	11
2.3.3 Torørs-anlegg med omvendt retur . . . . .	11
2.3.4 Differensialtrykk . . . . .	12
2.4 Varmeavgivere og regulering . . . . .	12
2.4.1 Varmeavgivere . . . . .	13
2.4.1.1 Radiatorer . . . . .	13
2.4.1.2 Varmebatteri . . . . .	14
2.4.2 Reguleringsprinsipper . . . . .	14
2.4.2.1 Mengderegulering . . . . .	14
2.4.2.2 Temperaturregulering . . . . .	16
2.4.3 Reguleringsveniler . . . . .	16
2.4.3.1 Kv-verdi . . . . .	17

2.4.3.2	Ventilautoritet . . . . .	18
2.4.3.3	Ventilkarakteristikk . . . . .	18
2.4.4	Innregulering av varmeanlegg . . . . .	20
2.4.4.1	Manuell strupeventil . . . . .	22
2.4.4.2	Trykkdifferanseregulator . . . . .	22
2.4.4.3	Konstant differensialtrykk med bypass-ventil . . . . .	22
2.4.4.4	Dynamiske reguleringsventiler . . . . .	23
2.5	Anleggskarakteristikk . . . . .	24
2.5.1	Anleggskart . . . . .	25
2.6	Energiforbruk til pumper og regulering . . . . .	26
2.6.1	Pumpeeffekt . . . . .	26
2.6.2	Regulering av pumper . . . . .	27
2.6.3	Induksjonsmotorer . . . . .	27
2.6.4	EC-motorer . . . . .	28
2.6.4.1	Affinitetslovene . . . . .	29
2.6.5	Turtallsregulering . . . . .	31
2.6.5.1	Turtallsregulering med konstant trykk . . . . .	31
2.6.5.2	Turtallsregulering med kalkulert differansetrykk . . . . .	32
2.6.5.3	Turtallsregulering med målt differansetrykk . . . . .	33
2.6.6	Spesifikk pumpeeffekt . . . . .	34
2.6.6.1	Typiske verdier for SPP . . . . .	35
2.7	Shuntgrupper og koblingsprinsipper . . . . .	36
2.7.1	Koblinger med konstant vannmengde . . . . .	36
2.7.2	Koblinger med variabel vannmengde . . . . .	38
2.8	Desentraliserte pumper . . . . .	39
2.8.1	Anleggsutførelse og trykkforhold ved desentraliserte pumper . . . . .	41
2.8.1.1	Varmeanlegg med desentraliserte pumper fra Tyskland . . . . .	41
2.8.1.2	Eksempel på utførelse av varmeanlegg med desentraliserte pumper . . . . .	42
2.8.1.3	Eksempel på endring fra en sentral pumpe til desentraliserte pumper . . . . .	43
2.8.1.4	Praktiske erfaringer med desentraliserte pumper . . . . .	43
<b>3</b>	<b>Metoder</b>	<b>46</b>
3.1	Vannmengder under drift . . . . .	46
3.1.1	Vannmengde til varmebatteri . . . . .	47
3.2	Trykkfall i rørnett . . . . .	47
3.2.1	Trykkfall i rør og bend . . . . .	48
3.2.2	Trykkfall i radiator og ventiler . . . . .	48
3.2.2.1	Reguleringsventil . . . . .	50
3.2.2.2	Strupeventiler . . . . .	55
3.3	Simulering av sirkulasjonspumper . . . . .	56
3.3.1	Virkningsgrader . . . . .	58
<b>4</b>	<b>Simuleringsmodeller</b>	<b>60</b>

4.1	Innledning . . . . .	60
4.1.1	Bygningens beskrivelse . . . . .	60
4.1.2	Varmeanlegget . . . . .	60
4.2	Sentral pumpe med standard reguleringsventiler . . . . .	65
4.2.1	Beskrivelse av modellen . . . . .	65
4.2.2	Fremgangsmåte . . . . .	66
4.2.2.1	Vannmengde . . . . .	67
4.2.2.2	Trykkfall . . . . .	67
4.2.2.3	Pumpetrykk og virkningsgrader . . . . .	68
4.2.2.4	Flytskjema . . . . .	68
4.3	Desentraliserte pumper . . . . .	71
4.3.1	Beskrivelse av modellen . . . . .	71
4.3.2	Fremgangsmåte . . . . .	72
4.3.2.1	Vannmengde . . . . .	73
4.3.2.2	Trykkfall . . . . .	73
4.3.2.3	Pumpetrykk og virkningsgrader . . . . .	74
4.3.2.4	Flytskjema . . . . .	75
4.4	Sentral pumpe og trykkuavhengig motorventil . . . . .	77
4.4.1	Beskrivelse av modellen . . . . .	77
4.4.2	Fremgangsmåte . . . . .	77
4.4.2.1	Vannmengde . . . . .	78
4.4.2.2	Trykkfall . . . . .	78
4.4.2.3	Pumpetrykk og virkningsgrader . . . . .	78
4.4.2.4	Flytskjema . . . . .	80
4.5	Økt trykkfall i anlegget . . . . .	80
4.5.0.5	Pumpe til varmebatteriet . . . . .	82
<b>5</b>	<b>Resultater</b>	<b>85</b>
5.1	Verifisering av trykkfallsberegninger . . . . .	85
5.2	En sentral pumpe med reguleringsventiler . . . . .	87
5.3	Desentraliserte pumper . . . . .	91
5.4	Sentral pumpe og Frese Optima Compact trykkuavhengig motorventil . . . . .	94
5.5	Pumpe til varmebatteri . . . . .	98
5.6	Økt trykkfall i anlegget . . . . .	98
5.6.1	En sentral pumpe med reguleringsventiler og økt trykkfall . . . . .	98
5.6.2	Desentraliserte pumper og økt trykkfall . . . . .	100
5.6.3	Sentral pumpe, Frese Optima Compact trykkuavhengig motorventil og økt trykkfall . . . . .	100
5.7	Oppsummering av resultatene . . . . .	103
<b>6</b>	<b>Diskusjon</b>	<b>105</b>
6.1	Verifisering av reguleringsventilene i modell 1 . . . . .	105
6.2	Besparelse med desentraliserte pumper . . . . .	105
6.2.1	Energibehov . . . . .	106

6.2.2	Effektbehov . . . . .	108
6.2.3	Spesifikk pumpeeffekt . . . . .	109
6.2.4	Økt trykkfall i anlegget . . . . .	110
6.2.5	Sammenligning med andre rapporter . . . . .	111
6.2.5.1	Doktorgradsavhandling fra Sverige . . . . .	111
6.2.5.2	Målinger fra Tyskland . . . . .	112
6.3	Pumpe til varmebatteri . . . . .	112
6.4	Økonomisk analyse . . . . .	113
6.4.1	Pumpeenergi . . . . .	113
6.4.2	Varmeenergi . . . . .	115
<b>7</b>	<b>Konklusjon</b>	<b>118</b>
7.1	Konklusjon fra litteraturstudie og simuleringer . . . . .	118
7.2	Videre arbeid . . . . .	120
<b>A</b>	<b>Nye energikrav til pumper</b>	<b>121</b>
<b>B</b>	<b>Plantegning av fritidsmesse</b>	<b>124</b>
	<b>Bibliografi</b>	<b>125</b>



# Figurer

2.1	Pariserhjul som illustrerer hvordan den geodetiske løftehøyden i tur/retur opphever hverandre [1]. . . . .	5
2.2	Hastigheter ved inn- og utløp av et løpehjul [2]. . . . .	6
2.3	Vannstrøm i en sentrifugalpumpe [2]. . . . .	7
2.4	Figuren viser typiske hastighetsprofiler for laminær og turbulent strømning [3].	8
2.5	Ettrørs-anlegg [4]. . . . .	11
2.6	Torrørs-anlegg med direkte retur [4]. . . . .	11
2.7	Torrørsanlegg med omvendt retur [4]. . . . .	11
2.8	Differensialtrykk [5]. . . . .	12
2.9	Radiator [6]. . . . .	14
2.10	Varmebatteri for ventilasjonsanlegg [7]. . . . .	15
2.11	Varmeavgivelse fra en radiator [4]. . . . .	16
2.12	Seteventil [8]. . . . .	17
2.13	Tre ulike ventilkarakteristikker [4]. . . . .	20
2.14	Prinsippet bak regulering med eksponentsiell ventilkarakteristikk [9]. . . . .	21
2.15	Drivtrykket minker utover i anlegget som følge av trykktap i rørene [4]. . . . .	21
2.16	Prinsippskisse av trykkdifferanseregulator [10]. . . . .	23
2.17	Prinsippskisse av trykkdifferanseregulering med bypass-ventil [11]. . . . .	23
2.18	Dynamisk reguleringsventil fra TA Hydronics [9]. . . . .	24
2.19	Anleggskart [12]. . . . .	26
2.20	Virkningsgrader for pumper [1]. . . . .	27
2.21	Induksjonsmotor [13] . . . . .	28
2.22	EC-motor [13] . . . . .	29
2.23	Affinitetes-parabol [2]. . . . .	30
2.24	Pumpekurve som viser regulering med konstant trykk [1]. . . . .	32
2.25	Kapasitetsdiagram til en sentrifugalpumpe som viser hvordan virkningsgraden avtar med avtagende vannmengde [12]. . . . .	32
2.26	Kalkulert differansetrykk [14]. . . . .	33
2.27	Målt variabelt differansetrykk [15]. . . . .	34
2.28	Ulike koblinger for konstant vannmengde på primærsiden. . . . .	37
2.29	Ulike koblinger for variabel vannmengde på primærsiden. . . . .	38
2.30	Pumpesystemer [16]. . . . .	40
2.31	Sammenligning mellom varmeanlegg med desentraliserte pumper og standard varmeanlegg. . . . .	40
2.32	Desentralisert pumpe fra WILO [17]. . . . .	41

2.33	Anleggsutførelse fra Fraunhofer sin forskningsrapport om desentraliserte pumper [18]. . . . .	42
2.34	Komplett anlegg med desentraliserte pumper [17]. . . . .	43
2.35	Skisse over varmeanlegget som Markusson brukte i doktorgradsavhandlingen [19].	44
2.36	Resultater fra forskningsprosjektet til Fraunhofer Institute [18]. . . . .	45
3.1	Eksempel på reguleringskrets for radiator 10. . . . .	49
3.2	Variierende areal for reguleringsventil. . . . .	52
3.3	Strømningsmotstand i reguleringsventil. . . . .	54
3.4	Sammensatt karakteristikk av radiator og reguleringsventil. . . . .	55
3.5	Frese alpha ventil med innsatsdel [20]. . . . .	56
3.6	Kalkulert differansetrykk og pumpens arbeidspunkt. . . . .	57
3.7	Forskjellen mellom virkelig og lineær virkningsgrad. . . . .	58
4.1	3D-modell av den nye fritidsmessen på Jørstadmoen. . . . .	61
4.2	Effekt-varighetskurve for fritidsmessen. . . . .	61
4.3	Energibehov til oppvarming av fritidsmessen. . . . .	62
4.4	Systemskisse av varmeanlegget. . . . .	62
4.5	Radiatorkrets . . . . .	63
4.6	Effektbehov gjennom året. . . . .	65
4.7	Delen av varmeanlegget som er med i modellen. . . . .	66
4.8	Radiatorkrets med Frese Alpha dynamisk strupeventil [20]. . . . .	67
4.9	Pumpediagram for Grundfos Alpha2 15-40 130. . . . .	69
4.10	Flytskjema for modellen med en sentral pumpe og reguleringsventiler. . . . .	70
4.11	Eksempel på anleggsutførelse med desentraliserte pumper fra WILO [21]. . . . .	71
4.12	Simuleringsmodell med desentraliserte pumper. . . . .	72
4.13	Pumpediagram for WILO GeniAx Pump 1.0 [21]. . . . .	75
4.14	Flytskjema for trykkfallsberegning for modellen med desentraliserte pumper. . . . .	76
4.15	Radiatorkrets med Frese Optima Compact dynamisk reguleringsventil [20]. . . . .	77
4.16	Pumpediagram med pumpens arbeidspunkter for Grundfos Alpha2 25-50 180. . . . .	79
4.17	Flytskjema for simulering med sentral pumpe og Frese Optima Compact reguleringsventiler. . . . .	81
4.18	Systemskjema for varmebatteriet. . . . .	83
4.19	Pumpediagram for shuntpumpen Grundfos Alpha2 L 15-40 130. . . . .	84
5.1	Frekvensdiagram for vannmengde og effektbehov gjennom simuleringsperioden. . . . .	86
5.2	Trykkfallsberegning i MagiCad mellom radiatorkrets 11 og 13. . . . .	86
5.3	Pumpestrykk og anleggskart for modell 1. . . . .	88
5.4	Pumpeenergi gjennom året for en sentral pumpe med reguleringsventiler. . . . .	88
5.5	Effekt-varighetskurve for sirkulasjonspumpen i modell 1. . . . .	89
5.6	SPP-verdien avhengig av vannmengden for modell 1. . . . .	90
5.7	Pumpeeffekt for modell 1 sammenlignet med en pumpe som følger affinitetslovene. . . . .	90
5.8	Trykkøkning for desentralisert pumpe i radiatorkrets 16. . . . .	91
5.9	Pumpeenergi gjennom året for desentraliserte pumper. . . . .	92

---

5.10	Effekt-varighetskurve for de desentraliserte pumpene i modell 2. . . . .	92
5.11	Største og minste effektbehov for de ulike pumpene. . . . .	93
5.12	SPP-verdien avhengig av vannmengden for desentraliserte pumper. . . . .	93
5.13	Den totale pumpeeffekten for de desentraliserte pumpene sammenlignet med en pumpe som følger affinitetslovene. . . . .	94
5.14	Pumpetrykk og anleggskart for modell med en sentral pumpe og Frese Optima Compact. . . . .	95
5.15	Pumpeenergi gjennom året for en sentral pumpe med dynamiske reguleringsventiler. . . . .	95
5.16	Effekt-varighetskurve for sirkulasjonspumpen i modell 3. . . . .	96
5.17	SPP-verdien avhengig av vannmengden for modell 3. . . . .	97
5.18	Pumpeeffekt for modell 3 sammenlignet med en ideell pumpe som følger affinitetslovene. . . . .	97
5.19	Anleggskart og pumpetrykk for modell 1 med økt trykkfall. . . . .	99
5.20	Økning i energibehov med økt trykkfall for modell 1. . . . .	99
5.21	Økning i effektbehov for modell 1 med økt trykkfall. . . . .	100
5.22	Økning i energibehovet for desentraliserte pumper med økt trykkfall. . . . .	101
5.23	Økning i effektbehov for desentraliserte pumper med økt trykkfall. . . . .	101
5.24	Største og minste effektbehov for de desentraliserte pumpene med økt trykkfall. . . . .	102
5.25	Anleggskart og pumpetrykk for modell 3 med økt trykkfall. . . . .	102
5.26	Økning i energibehovet for modell 3 med økt trykkfall. . . . .	103
5.27	Økning i effektbehov for modell 3 med økt trykkfall. . . . .	104
6.1	Sammenligning av trykkfall for modell 1 og modell 3. . . . .	106
6.2	Energi behovet til en sentral pumpe og desentraliserte pumper gjennom året. . . . .	107
6.3	Sammenhengen mellom effekt og vannmengde for modell 1 og modell 2. . . . .	108
6.4	SPP-verdiene for modell 1 og modell 2 avhengig av vannmengde. . . . .	109
6.5	Gjennomsnittlig effekt på pumper i Sverige [19]. . . . .	114
A.1	Punktet på pumpekurven hvor $\text{løftehøyde} \cdot \text{vannmengde} = \text{max}$ . . . . .	122
A.2	Referansepunkter for den målte løftehøyden. . . . .	122
A.3	Kontroll av målt løftehøyde opp mot referanseløftehøyden. . . . .	123
A.4	Standard brukstid for pumpen. . . . .	123
B.1	Plantegning av fritidsmessen. . . . .	124

# Tabeller

3.1	Tabell over støttapskoeffisienter. . . . .	48
3.2	Trykkfall og ventilautoritet i reguleringskretsene. . . . .	50
3.3	Tabell over parametere for simulering av reguleringsventilene. . . . .	53
3.4	Tabell over parametere for simulering av reguleringsventilene. . . . .	54
4.1	Tabell over dimensjonerende effekt til radiatorer . . . . .	64
4.2	Tabell over dimensjonerende effekt til radiatorer . . . . .	82
5.1	Sammenligning av trykkfallberegninger fra formel og MagiCad. . . . .	87
5.2	Tabell over de viktigste resultatene fra simuleringene. . . . .	104
6.1	Sammenligning mellom modell 1 og modell 2. . . . .	106
6.2	Sammenligning mellom modell 2 og andre forsøk / målinger. . . . .	112

# Kapittel 1

## Innledning

### 1.1 Bakgrunn for oppgaven

Energibruk i bygninger har i de seneste årene blitt et veldig aktuelt tema i Norge. Byggeforskriftene har blitt betydelig skjerpet med TEK07 og TEK10. Snart kommer TEK15 hvor det er ventet enda strengere krav når det kommer til bygningers energibehov [22]. I det reviderte bygningsenergidirektivet fra EU heter det at fra 2020 skal alle nybygg være nesten nullenergibygger. I 2010 var det totale energibehovet som går til drift av bygninger i Norge på 80 TWh, og hensikten med disse tiltakene er å redusere dette energibehovet [23].

Isolasjonstykkelse og oppvarmingsbehov blir gjerne nevnt i sammenheng med energieffektive bygninger. Det er likevel viktig å huske på at det kan være store besparelser å hente ved og gjøre de tekniske installasjonene i bygningene mer energieffektive. Det har blant annet blitt krav til energieffektive ventilasjonsanlegg gjennom SFP-faktoren. Sirkulasjonspumper til varme- og kjøleanlegg er et annet eksempel på viktige tekniske installasjoner som finnes i de fleste større bygninger. EU-landene har et samlet energibehov til sirkulasjonspumper på 53,2 TWh per år, og denne energien er fordelt til å drifte over 140 millioner sirkulasjonspumper. Dette tilsvarer energiproduksjonen til 5 kjernekraftverk [24] og [25]. Det har ikke blitt funnet gode tall for energibehovet til pumper i Norge, men i Sverige er det totale energibehovet til pumper i ikke-industrialiserte bygninger på 2,15 TWh [19]. Med krav om andre energikilder enn direktevirkende elektrisitet eller fossilt brensel i byggeforskriftene, har vannbårne varmeanlegg med tilhørende sirkulasjonspumper blitt enda mer aktuelt på grunn av fleksibiliteten rundt valg av energikilde.

På bakgrunn av tallene ovenfor vil denne oppgaven se på mulighetene for å redusere energibehovet til sirkulasjonspumper. I dag har det blitt mer fokus på energiforbruket til sirkulasjonspumper, og det har kommet krav om energieffektiviteten til nye pumper [26]. I stedet



for å bare se på selve pumpen vil denne oppgaven se på forbedringer i hele varmeanlegget som kan minske energibehovet til sirkulasjonspumper. Oppgaven vil studere muligheten for å bruke flere små desentraliserte pumper. Ved å erstatte reguleringsventilene med en liten sirkulasjonspumpe i tilknytning til hver radiator er teorien at dette kan minske det totale energibehovet.

## 1.2 Forutsetninger og begrensninger

Denne oppgaven tar utgangspunkt i et virkelig varmeanlegg som er under bygging. Av hensyn til tidsbruk og pålitelige data er anlegget noe forenklet ved at det ikke er tatt med utstyr som luftutskillere, sikkerhetsventiler, filtre, måleutstyr og lignende. Oppgaven behandler bare pumper i vannbårne varmeanlegg, men en stor del av både teori og resultater skal kunne være overførbart til vannbårne kjøleanlegg.

## 1.3 Oppgavens oppbygning

Kapittel 1 er en introduksjon til oppgaven. Den forklarer hvorfor oppgavens tema er aktuelt i dag og ulike begrensninger og forutsetninger som har blitt gjort. Her finnes også en beskrivelse av oppgavens oppbygning. Kapittel 2 inneholder resultatet av oppgavens litteraturstudie. Litteraturstudiet tar for seg grunnleggende teori for varmeanlegg generelt. I tillegg er det mer detaljert teori om pumper og andre viktige komponenter i et varmeanlegg. Mye av teorien fra dette kapitlet blir brukt som grunnlag for simuleringene senere i oppgaven. Kapittel 3 beskriver hvilke metoder som er blitt brukt for å simulere pumpedriften til et varmeanlegg. Disse tre første kapitlene utgjør den teoretiske delen av oppgaven.

Kapittel 4 beskriver varmeanlegget som simuleringene av pumpeenergien bygger på. Der blir hver simulering forklart i detalj med flytskjema. Kapittel 5 lister opp resultatene fra simuleringene i kapittel 4. Kapittel 6 studerer resultatene fra kapittel 5. Kapittel 7 oppsummerer resultatene og diskusjonen fra kapittel 5 og 6. Kapittel 4 til 7 utgjør den praktiske delen av oppgaven med fokus på simuleringer av energibehovet til sirkulasjonspumper.

Avslutningsvis finner man vedlegg som ikke er med i selve oppgaven.

# Kapittel 2

## Litteraturstudie

### 2.1 Sirkulasjonspumper

Pumper brukes for å sirkulere vann rundt i varmeanlegg. Dette skjer ved at pumpene tilfører energi til vannet i form av arbeid. Ytelse og drift av sirkulasjonspumper er relatert til systemets trykkfall og massestrøm. Derfor vil oppgaven først ta for seg ulike former for trykk og trykkendring i systemet. Deretter vil man se på virkemåte og oppbygning for typiske pumper i varmeanlegg.

#### 2.1.1 Trykkforhold

For å forstå hvordan en pumpe kan øke trykket i et varmeanlegg, er det viktig å forstå de ulike formene for trykk og hvordan disse trykkene varierer avhengig av hverandre. Bernoullis ligning viser sammenhengen mellom geodetisk-, statisk- og dynamisk trykk for en ideel væske med stasjonær strømning i to punkt hvor man ikke har energitap. Benevnningen kan være enten m, Pa eller J som vist i ligning (2.1), (2.2) og (2.3).

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} [m]. \quad (2.1)$$

$$\rho \cdot g \cdot z_1 + p_1 + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} = \rho \cdot g \cdot z_2 + p_2 + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} [Pa]. \quad (2.2)$$

$$m \cdot g \cdot z_1 + p_1 \cdot \frac{m}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_1^2 = m \cdot g \cdot z_2 + p_2 \cdot \frac{m}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_2^2 [J]. \quad (2.3)$$

Første ledd i ligning (2.1) er det geodetiske trykket  $z_1$ , andre ledd er det statiske trykket ( $\frac{p_1}{\rho \cdot g}$ ) og det siste leddet er det dynamisk trykket ( $\frac{v_1^2}{2 \cdot g}$ ). Summen av det geodetiske- og statiske trykket kalles trykknivå [m], mens summen av geodetisk-, statisk- og dynamisk trykk kalles energinivå [m]. Energinivået representerer den mekaniske energien i væsken og kalles også *head* på engelsk. Det er mengden av denne mekaniske energien som en pumpe øker for å sirkulere vannet, som vist i ligning (2.4) [27] og [28].

$$H_{total} = H_{geodetisk} + H_{statisk} + H_{dynamisk} [m]. \quad (2.4)$$

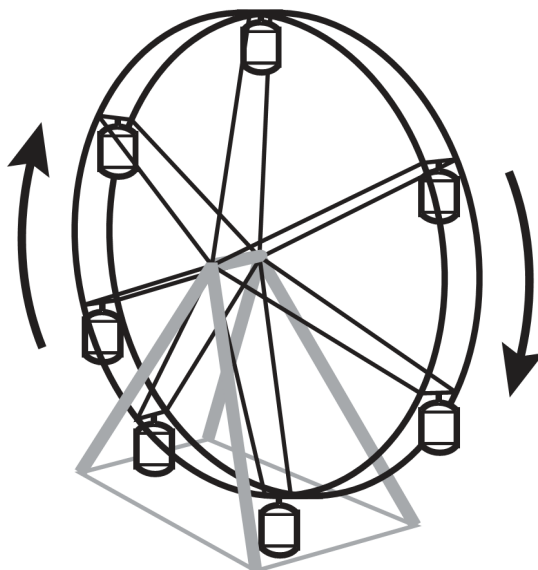
Hvis hastighetsprofilen på strømmingen ikke er jevnt fordelt over tverrsnittet bruker man en hastighetsfordelingskoeffisient,  $\alpha$ , for å kompensere for dette. Hastighetskoeffisienten multipliseres med gjennomsnittlig hastighet for å finne det dynamiske trykket i Bernoullis ligning (2.2). Hastighetskoeffisienten viser forholdet mellom den virkelige kinetiske energien for hastighetsprofilen til strømmingen og den kinetiske energien til gjennomsnittlig hastighet. Jo større sprik i hastighetsprofilen, jo større  $\alpha$ . For laminær strømming i et sirkulært rør er  $\alpha=2$  og for turbulent strømming er  $\alpha=1-1,15$  nesten uansett tverrsnittsform [27]. For å beregne  $\alpha$  kan man benytte følgende ligning,

$$\alpha = \frac{\int V_{lokal} dA}{V_{snitt} A}. \quad (2.5)$$

De aller fleste vannbårne oppvarmingssystemer er i dag lukkede kretser hvor det samme vannet sirkulerer kontinuerlig rundt i anlegget. I et slikt lukket distribusjonssystem vil man ikke måtte overvinne motstand på grunn av høydeforskjeller i anlegget. Væsken som skal bli transportert oppover i systemet vil bli påvirket av et statisk trykk som følge av vekten av vannsøylen, det geodetiske trykket. Men fordi den samme væsken skal strømme ned igjen og tilbake til utgangspunktet, vil man få det samme geodetiske trykket og disse utligner hverandre. Dette gjelder uansett anleggsutforming og rørdimensjoner. Det er kun motstanden i rør og komponenter som må overvinnes for at væsken skal sirkulere i anlegget. Dette kan sammenlignes med et pariserhjul hvor vekten av hvert sete er den samme på vei opp som på vei ned. Dette vises med figur 2.1 [17].

### 2.1.2 Hvordan fungerer en pumpe

Som vist i avsnitt 2.1.1, trenger ikke pumpene i en lukket krets å overvinne noen geodetisk løftehøyde, og de aller fleste varmeanlegg er i dag lukkede kretser. Derfor ville et mer passende ord for pumper i varmeanlegg være sirkulatorer. Pumpene som brukes i varme- og kjøleanlegg er i all hovedsak sentrifugalpumper [17]. Sentrifugalpumper har fått navnet sitt fordi de benytter sentrifugalkraften for å tilføre mekanisk energi til fluidet som skal



FIGUR 2.1: Pariserhjul som illustrerer hvordan den geodetiske løftehøyden i tur/retur opphever hverandre [1].

pumpes. Men sentrifugalkraften er en fiktiv kraft fordi den mangler en motkraft og er heller en sirkulær form for treghet. Derfor kan det være mer riktig å beskrive virkemåten til en sentrifugalpumpe uten å fokusere på selve sentrifugalkraften. Figur 2.2 viser hastighetene til et vannmolekyl når det går inn i, og forlater skovelen på løpehjulet i en Pumpe. Disse hastighetene viser den mekaniske energien som blir tilført i pumpen, slik at den teoretiske løftehøyden  $H_t$  blir som ligning (2.6).

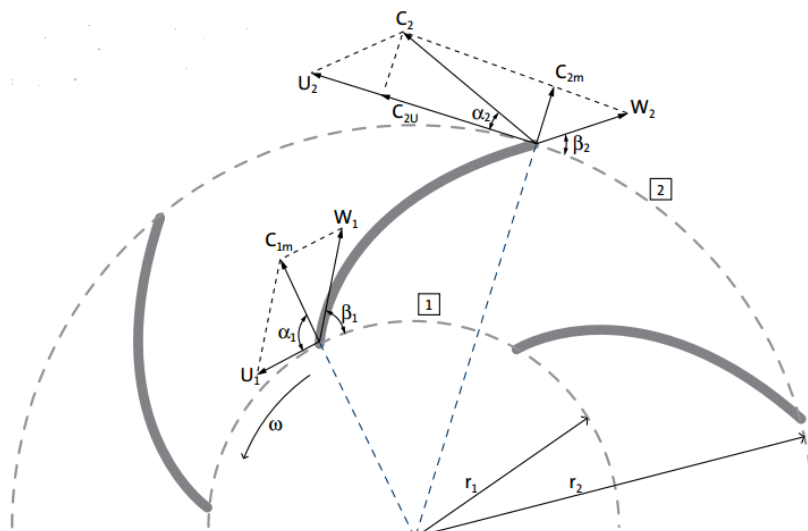
$$H_t = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2 \cdot g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2 \cdot g} [m], \quad (2.6)$$

hvor leddet  $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$  viser trykkøkningen på grunn av forskjellen på vinkelhastighet mellom innløp og utløp for løpehjulet. Dette er det dominerende leddet for sentrifugalpumper. Det er for dette leddet den omtalte sentrifugalkraften bidrar til å øke energinivået. Dette gir en statisk trykkøkning.

Leddene  $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2 \cdot g}$  viser den absolutte økningen i dynamisk trykk mellom innløp og utløp for løpehjulet.

Leddene  $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2 \cdot g}$  viser økningen av trykk på grunn av endringen til den relative hastigheten med hensyn på løpehjulet og gir en statisk trykkøkning [27], [29] og [2].

Etter at pumpehjulet har overført energi til vannet har man fått en økning av både statisk og dynamisk trykk. Dette vannet treffer pumpehuset og hastighetsenergien blir omdannet til trykkenergi, som man kan lese av Bernoulli's ligning (2.1). Vannet følger så rundt i pumpehuset til det strømmer ut av pumpen og videre rundt i anlegget. Figur 2.3 viser



FIGUR 2.2: Hastigheter ved inn- og utløp av et løpehjul [2].

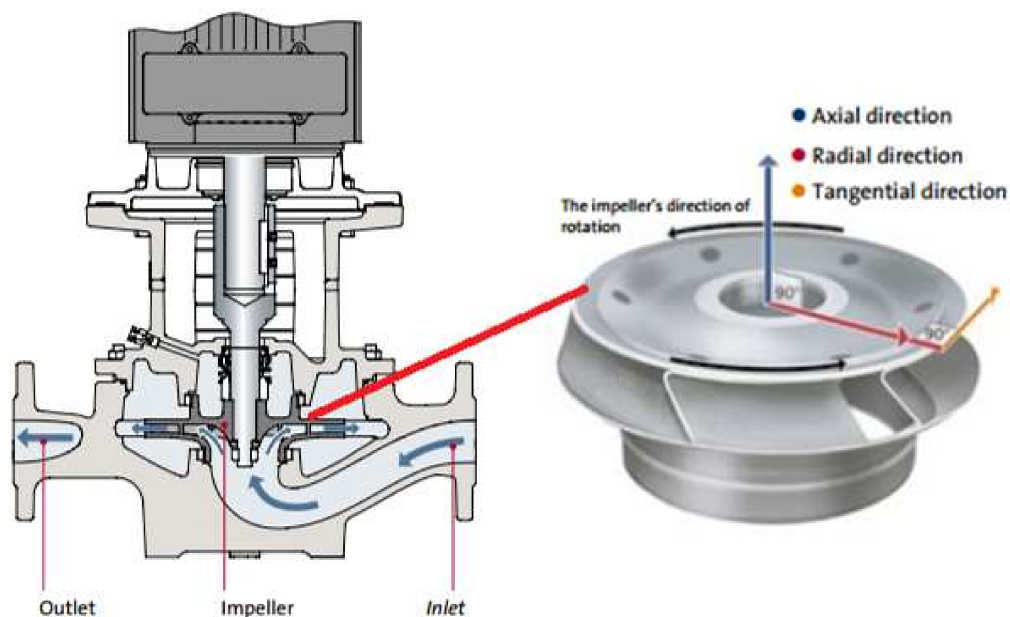
hvordan vannet beveger seg rundt i pumpen og et typisk løpehjul. Energinivået som en pumpe produserer blir ofte omtalt som trykkdifferansen mellom innløp og utløp av pumpen. Denne definisjonen er noe ufullstendig, da trykkøkningen over pumpen er et bevis for at man har økt energinivået etter pumpen, men ikke nødvendigvis for hvor mye mekanisk energi som er blitt overført. Energinivået som en pumpe tilfører systemet er uavhengig av hvilken type fluid som blir sirkulert. Vann-glykol blanding vil ha et annet differansetrykk over pumpen enn vanlig vann, selv om pumpen tilfører begge fluidene like mye mekanisk energi og hever energinivået like mye ved samme massestrøm. Derfor vil det i mange tilfeller være nyttig å omtale økningen i energinivå i form av løftehøyde  $H$  [m]. For et vannbårent varmeanlegg hvor man ser bort fra geodetisk løftehøyde, blir omregningen som vist i ligningen nedenfor

$$\Delta H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} [17]. \quad (2.7)$$

## 2.2 Trykkfall

Hvor mye mekanisk energi en pumpe trenger å overføre til vannet er avhengig av trykkfallet i anlegget. Derfor er trykkfall sentralt når man skal beregne nødvendig effekt og energiforbruk til pumper. Som nevnt i avsnitt 2.1.1 er det trykktap på grunn av motstand i rør og komponenter som må overvinnes. I denne delen som omhandler trykkfall tar oppgaven for seg disse to ulike formene for trykktap. Man ser på hvilke parametere som har innvirkning på trykkfallet og hvordan trykkfallet kan beregnes.



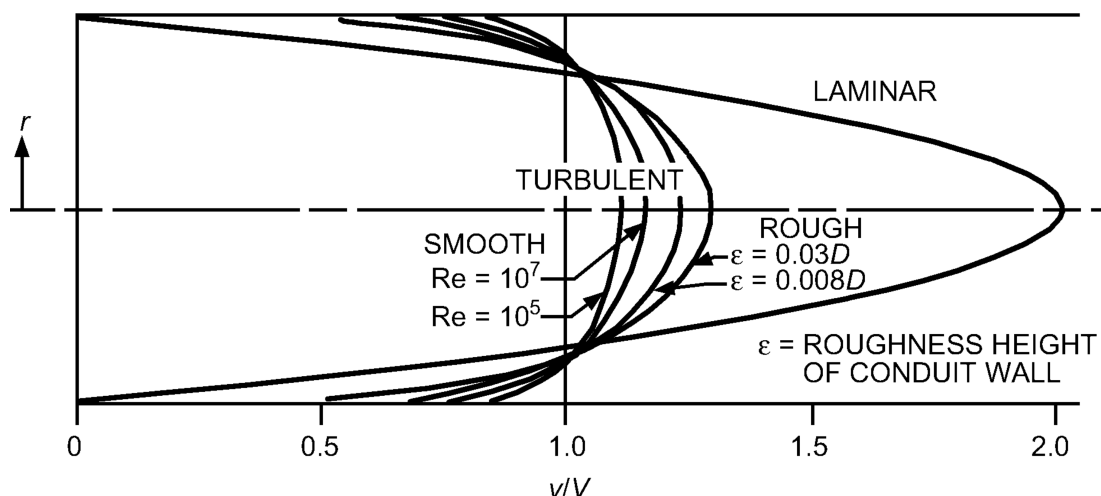


FIGUR 2.3: Vannstrøm i en sentrifugalpumpe [2].

### 2.2.1 Friksjonstap

Når en væske strømmer langs en avgrensning, for eksempel innsiden på et rør, er hastigheten null helt inntil rørveggen. Det utvikler seg en hastighetsprofil hvor hastigheten øker jo lenger ut fra rørveggen man kommer, med høyest hastighet i midten av strømmingen. Det oppstår skjærspenninger i strømmingen på grunn av viskøs friksjon, og fordi hastigheten er null ved rørveggen er det her man har størst skjærspenninger. Hastighetsprofilen til turbulent strømming er flatere enn den til laminær strømming. Dette fører til at hastigheten på væsken må gå ned fra høy til lav hastighet på kort tid og man får høyere skjærspenninger og mer viskøs friksjon enn ved laminær strømming. Dette er illustrert figur 2.4 som viser typiske hastighetsprofiler for laminær og turbulent strømming [3].

Viskøsiteten til en væske er motstanden mot å flyte. Når en væske strømmer gjennom et rør, vil man få et energitap som følge av viskøs friksjon som beskrevet over. Denne friksjonen oppstår både langs innsiden på røret og inne i selve væsken. Man vil få et viskøst grenselag som starter langs røret og utvikler seg inn mot midten. Viskøs friksjon omformer mekanisk energi til termisk energi og energinivået synker mens temperaturen øker. Ifølge termodynamikkens første lov er det ikke noe energitap, energien blir bare omformet. Vannet i et varmeanlegg kan betegnes som en tilnærmet inkompressibel væske. Med en konstant volumstrøm gjennom en gitt rørdimensjonen kan ikke væsken minke hastigheten på grunn av viskøs friksjon. Derfor ser man tapet av energinivå som et trykktap nedstrøms i strømningsretningen[17].



FIGUR 2.4: Figuren viser typiske hastighetsprofiler for laminær og turbulent strømning [3].

En formel for friksjonstap i rør er gitt ved formel (2.8) og kalles Darcy-Weisbach ligning. Rørfriksjonstallet er en funksjon av Reynoldstallet, innvendig ruhet til røret og formen på røret [30].

$$R = \frac{f}{D_i} \frac{\rho \cdot v^2}{2} [Pa/m]. \quad (2.8)$$

- $R$  - friksjonstap.
- $f$  - friksjonstall (Darcy friction factor).
- $D_i$  - Rørets innvendige diameter.
- $v$  - midlere strømningshastighet.
- $\rho$  - vannets tetthet.

Reynoldstallet avgjør om strømmingen er laminær eller turbulent og kan finnes med ligning (2.9). Ved laminær strømning vil molekylene strømme slik at bevegelsesbanene er parallelle med hverandre. Turbulent strømning oppstår ved høyere hastigheter eller hvis en laminær strømning utsettes for forstyrrelser. Her vil molekylene bevege seg på tvers av strømningsretningen og blande seg med hverandre. En typisk strømning er i utgangspunktet laminær, men ved Reynolds tall større enn 2300 begynner man å få turbulent strømning og figur 2.4 viser hvordan hastighetsprofilen forandrer seg med ulike Reynoldstall [28].

$$Re = \frac{v \cdot D_i}{\nu} = \frac{\rho \cdot D_i \cdot v}{\mu}. \quad (2.9)$$

Ved laminær strømning blir friksjonstallet

$$f_L = \frac{64}{Re} = \frac{64 \cdot \nu}{v \cdot D_i}. \quad (2.10)$$

Turbulent strømning er den vanligste strømningsformen for varmeanlegg. Det er mer komplisert å finne friksjonsfaktoren  $f$  for turbulent strømning. Colebrooks formel (2.11) er en empirisk formel som kan brukes for å finne friksjonsfaktoren for turbulent strømning. Denne formelen har blitt brukt til å plote et diagram hvor man kan lese av friksjonsfaktoren, kjent som *Moody diagram*. I figur 2.11 er  $\epsilon$  ruheten til røret og  $\sqrt{f_T}$  er friksjonstallet.

$$\frac{1}{\sqrt{f_T}} = -2 \log\left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f_T}} + \frac{\epsilon/D_i}{3,72}\right). \quad (2.11)$$

En noe forenklet versjon av formel (2.11) gjør det enklere å finne friksjonsfaktoren  $f$  uten å benytte dataprogrammer eller diagram. Den skal variere mindre enn 2 prosent i forhold til Colebrook sin formel [31].

$$\frac{1}{\sqrt{f_T}} = -1,8 \log\left(\frac{6,9}{Re} + \frac{\epsilon/D_i}{3,7}\right). \quad (2.12)$$

Hazan Williams har funnet en sammenheng mellom friksjonstapet  $R$ , den innvendige rørdiamteren  $D_i$  [mm] og massestrømmen  $\dot{m}$  [kg/h] for vann ved 80°C. Denne sammenhengen er vist i ligning (2.13) og (2.14) [30].

$$\text{Stålrør: } R = 4357 \cdot \dot{m}^{1,826} \cdot D_i^{-4,892} \text{ [Pa/m]}. \quad (2.13)$$

$$\text{Plast og kobberør: } R = 3623 \cdot \dot{m}^{1,707} \cdot D_i^{-4,642} \text{ [Pa/m]}. \quad (2.14)$$

En generell formel for friksjonstapet ved strømning i rør er gitt ved formel (2.15) [4]. Denne viser hvordan trykkfallet i anlegget er avhengig av vannmengden opphøyd i  $x$  potens. Valg av eksponenten  $x$  vil bli behandlet senere i oppgaven, i avsnitt 2.5. Konstanten  $k$  beskriver anleggets strømningsmotstand og er avhengig av blant annet type rør og størrelse. Den er karakteristisk for et spesielt anlegg og må derfor beregnes separat for alle anlegg.

$$\Delta P = k \cdot \dot{V}^x. \quad (2.15)$$

Ved å bruke små rørdimensjoner vil man få et billig røranlegg men med høyere trykkfall og behov for mer pumpeenergi. Større rørdimensjoner gir igjen et dyrere anlegg men med

mindre trykkfall og lavere behov for pumpeenergi. Et vanlig dimensjonerende trykktap som skyldes friksjon i varmeanlegg kan sies å ligge på 100-200 [Pa/m] [30].

### 2.2.2 Støttap

Støttap oppstår der hvor man får retningsendringer i anlegget. Eksempler på dette er endring av rørdiameter, ventiler og bend. Her vil det dannes ekstra turbulens og den kinetiske energien fra denne turbulensen blir til varme. Ligning (2.16) og (2.17) viser formelen for utregning av støttap for enhetene [m] og [Pa].  $\zeta$  er en støttapskoeffisient som må finnes spesielt for hver enkelt rørdel som man skal regne ut støttapet for. Ligning (2.17) viser at støttap generelt er mindre omfattende å beregne enn friksjonstap, men man er avhengig av en korrekt verdi for støttapskoeffisienten  $\zeta$  [30].

$$\Delta H = \zeta \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} [m]. \quad (2.16)$$

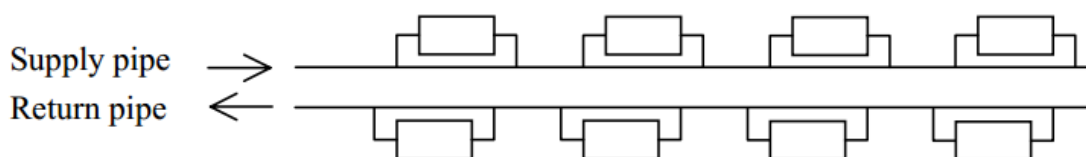
$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} [Pa]. \quad (2.17)$$

## 2.3 Distribusjonssystem

Det finnes mange ulike måter å bygge opp et varmeanlegg på. Ulike rørføringer vil ha betydning for hvordan trykkforholdene blir i anlegget. Under følger de mest vanlige prinsippene for hvordan man kobler sammen rørene i et varmeanlegg.

### 2.3.1 Ettrørs-anlegg

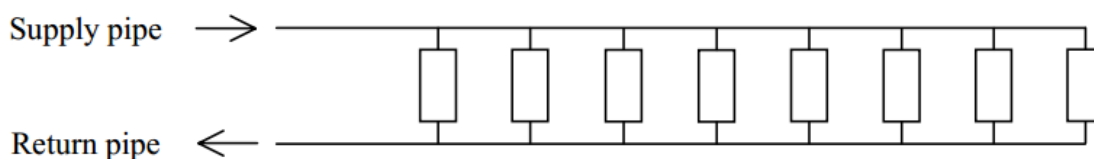
Denne type distribusjonssystem består av ett hovedrør som både fungerer som tur- og returrør. Ut fra dette røret går det tur- og returrør til varmeavgiverne. Dette betyr at turvannet for en varmeavgiver inneholder delvis returvannet fra varmeavgivere lenger bak i systemet, og temperaturen til vannet vil gradvis synke gjennom systemet. For å kompensere for dette kan man enten ha større varmeavgivere lenger ut i systemet eller større vannmengde gjennom radiatorene lenger ut i systemet. Det er metoden med økende areal på varmeavgiverne som er den mest brukte metoden for ettrørs-anlegg. Varmeavgiverne blir koblet i serie i ettrørs-anlegg. Denne typen anlegg blir lite brukt på grunn av årsakene nevnt over. Figur 2.5 viser hvordan varmeavgiverne er koblet i et slikt system [10] og [4].



FIGUR 2.5: Ettrørs-anlegg [4].

### 2.3.2 Torørs-anlegg med direkte retur

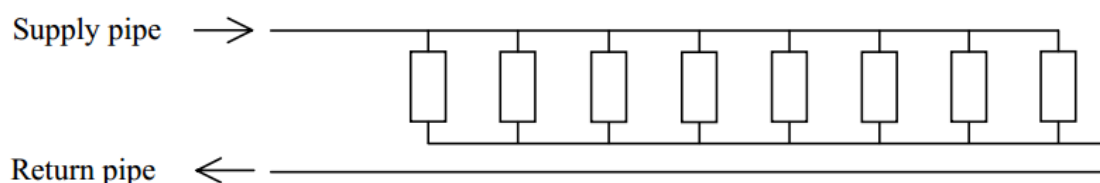
Dette er den mest brukte utformingen for distribusjonssystemer. Hver varmeavgiver mottar turvann fra et felles turrør og returnerer returvann til et felles returrør. Varmeavgiverene blir koblet i et hydraulisk parallelt system som vist i figur 2.6. Dette systemet gir turvann med omtrent samme temperatur til alle varmeavgivere eller underkretser, og alle varmeavgivere kan bli dimensjonert ut ifra lik turtemperatur. Derfor er direkte torørs-distribusjonssystem godt egnet for lavtemperatur-anlegg hvor man ofte vil ha små temperaturfall. En annen fordel er separat regulering av hver varmeavgiver. Direkte torørs-anlegg er den mest økonomiske anleggsutformingen for et anlegg med variabel vannmengde. Dette er fordi det krever lite rørføring og har ofte mindre friksjonstap enn torørs-anlegg med omvendt retur [10] og [4].



FIGUR 2.6: Torørs-anlegg med direkte retur [4].

### 2.3.3 Torørs-anlegg med omvendt retur

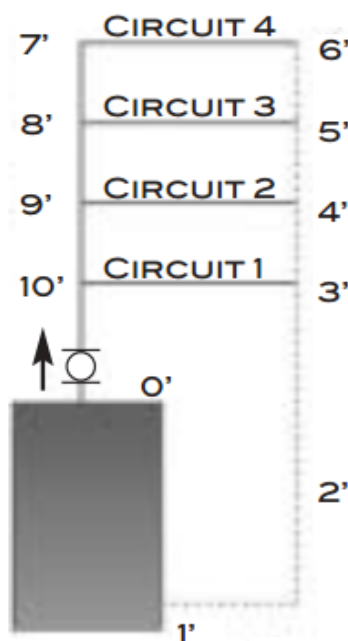
Torørs-anlegg med omvendt retur fungerer etter samme prinsipp som torørs-anlegg med direkte retur, men radiatoren med kortest turløslengde, har lengst returløslengde som vist i figur 2.7. Dette gir samme rørlengde for alle radiatorløslengdene og dermed tilnærmet samme friksjonstap. Dette gjør i mange tilfeller anlegget enklere å innregulere [17] og [4].



FIGUR 2.7: Torørsanlegg med omvendt retur [4].

### 2.3.4 Differensialtrykk

Differensialtrykk eller drivtrykk er et begrep som stadig dukker opp når man snakker om pumper og vannbårne varmeanlegg. Dette kan forklares som trykkforskjellen over en viss rørstrekning, en varmeavgiver eller en ventil. Det er denne trykkforskjellen som gjør at vannet strømmer rundt i varmeanlegget. Differensialtrykket er også viktig for ventilautoritet og regulering av vannmengde. Dette blir forklart senere i oppgaven. Figur 2.8 illustrerer differensialtrykk i et varmeanlegg. Tallene i figuren viser hvor stort trykk pumpen leverer akkurat i det punktet. Sagt på en annen måte, blir det hvor mye av pumpens totale trykkøkning som fortsatt er disponibelt til å sirkulere vann gjennom systemet. I den første kretsen har man tallet 10 ved ene enden av kretsen og 3 ved andre enden, dette gir et differensialtrykk på 7. Differensialtrykket minker jo lenger fra pumpen kretsen befinner seg, dette er også illustrert i figur 2.15 som forklarer prinsippet bak innregulering [5].



FIGUR 2.8: Differensialtrykk [5].

## 2.4 Varmeavgivere og regulering

Det finnes mange ulike typer ventiler i et varmeanlegg som alle har forskjellige oppgaver. I denne oppgaven vil det bli lagt vekt på reguleringsventiler og strupeventiler fordi disse har gjerne størst betydning for trykkfall og pumpedrift. Andre ventiltyper kan være sikkerhetsventil, shuntventil og tilbakeslagsventil. Reguleringsventilen og de ulike reguleringsprinsippene bygger på teorien om varmeoverføring fra varmeavgivere. Derfor vil oppgaven ta

for seg grunnleggende teori om varmetransport og varmeavgivere. Varmeavgivere kommer i mange varianter, men denne oppgaven vil kun ta for seg radiatorer og varmebatteri til ventilasjonsaggregater. Dette er noen av de mest vanlige typene av varmeavgivere.

### 2.4.1 Varmeavgivere

Varmeoverføring kommer av en temperaturforskjell, men hvor mye varme som blir overført avhenger av flere faktorer. Ligning (2.18) viser formelen for varmeoverføring mellom to medier ved hjelp av en varmeveksler. For å regne ut den midlere temperaturdifferansen mellom varmeavgiveren og omgivelsene benyttes både aritmetisk-, geometrisk- og logaritmisk temperaturdifferanse. Logaritmisk temperaturdifferanse gir det mest nøyaktige svaret, mens den aritmetiske temperaturdifferansen er enklest å beregne. Den aritmetiske temperaturdifferansen er gjennomsnittstemperaturen mellom vannet inn og ut av radiatoren minus romtemperaturen,  $\frac{T_{w,1}+T_{w,2}}{2} - T_{rom}$  [10].

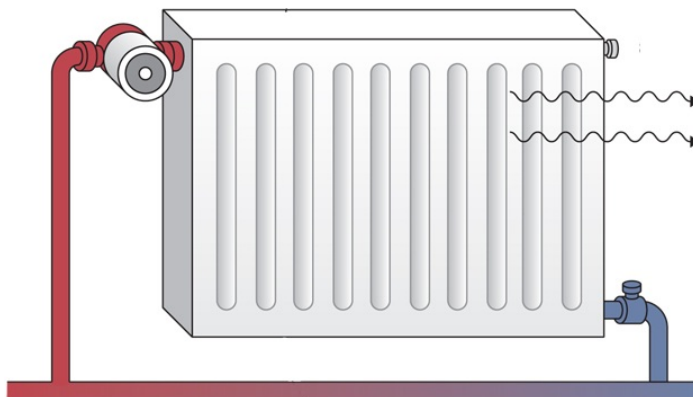
$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_m. \quad (2.18)$$

En annen ligning for å beregne avgitt varmeeffekt fra en varmeavgiver er ligning (2.19). Denne ligningen tar utgangspunkt i massestrøm og temperaturnivå på væsken som strømmer gjennom varmeavgiveren.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = \dot{C} \cdot \Delta T. \quad (2.19)$$

#### 2.4.1.1 Radiatorer

Navnet radiator skulle tilsi at denne varmeavgiveren avgir størstedelen av varmen ved stråling, men kun 30-60 prosent av varmen avgis ved stråling, resten ved naturlig konveksjon. Varmeoverføringstallet,  $U$ , for varmeoverføringen gjennom en radiator er tilnærmet lik varmeoverføringstallet fra radiatoren til omgivelsene. Varmeoverføringstallet mellom radiatoren og omgivelsene varierer avhengig av temperaturforskjellene fordi mye av varmeoverføringen skjer ved naturlig konveksjon. Derfor er formelen for varmeavgivelsen fra en radiator gitt ved ligning (2.20). Legg merke til eksponenten  $n$ . Dette er en radiatoreksponent som avhenger av størrelse og design på radiatoren. Den er vanligvis mellom 1,1-1,4 [10] og David Zijdermans [30] opererer med  $n = 1,33$ . Det er radiatoreksponenten som tar hensyn til varmeavgivelsen på grunn av stråling i radiatoren. Jo større  $n$ , jo større andel av varmen blir avgitt ved stråling.  $K_{rad} [\frac{W}{K^n}]$  er en radiatorkonstant som er avhengig av størrelse og utforming av radiatoren.  $\Delta T_m$  er gjennomsnittlig temperaturforskjell mellom radiatoren og rommet. Figur 2.9 viser en typisk radiator.



FIGUR 2.9: Radiator [6].

$$\dot{Q} = K_{rad} \cdot \Delta T_m^n. \quad (2.20)$$

### 2.4.1.2 Varmebatteri

Varmeoverføringen fra det varme vannet til den kalde luften i et varmebatteri skjer hovedsaklig på grunn av tvungen konveksjon. Det betyr at varmeoverføringstallet  $U$  i ligning (2.18) er avhengig av både vannmengde og luftmengde gjennom varmebatteriet. Verdien av  $U \cdot A$  for varmebatteriet er avhengig av endringer i vannmengden og luftmengden gjennom varmebatteriet, men ikke avhengig av endringer i temperaturen  $\Delta T$ . Derfor kan ikke ligning (2.18) forenkles på samme måte som for radiatorer. For å finne karakteristikken til et varmebatteri kreves det derfor ofte målinger. Figur 2.10 viser et typisk varmebatteri for ventilasjonsanlegg.

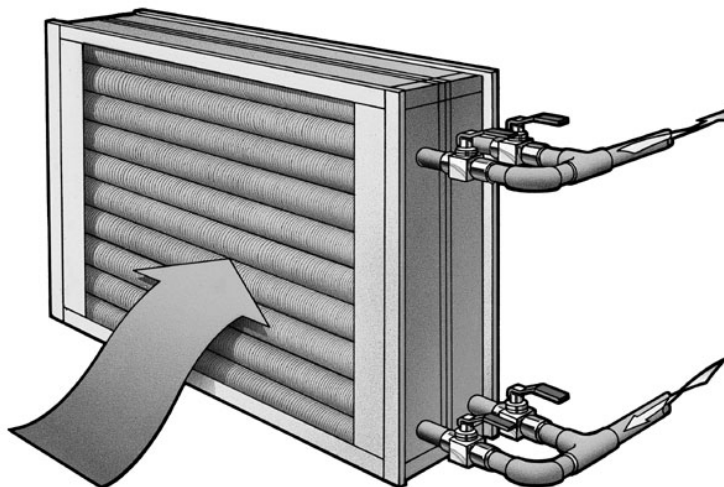
## 2.4.2 Reguleringsprinsipper

### 2.4.2.1 Mengderegulering

Ved mengderegulering av et vannbårent distribusjonssystem vil man regulere den avgitte effekten ved å endre massestrømmen til vannet. Formel (2.19) viser sammenhengen mellom avgitt varmeeffekt og massestrøm. Men ved å endre massestrømmen vil også temperaturfallet  $\Delta T_m$  til vannet gjennom radiatoren endre seg som vist i følgende ligning

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_d} = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{tur,maks} - T_{retur})}{\dot{m}_d \cdot c_p \cdot (T_{tur,maks} - T_{retur,maks})}. \quad (2.21)$$





FIGUR 2.10: Varmebatteri for ventilasjonsanlegg [7].

Bruker man formel (2.20) med konstant  $K_{rad}$  får man

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_d} = \left( \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{m,maks}} \right)^n. \quad (2.22)$$

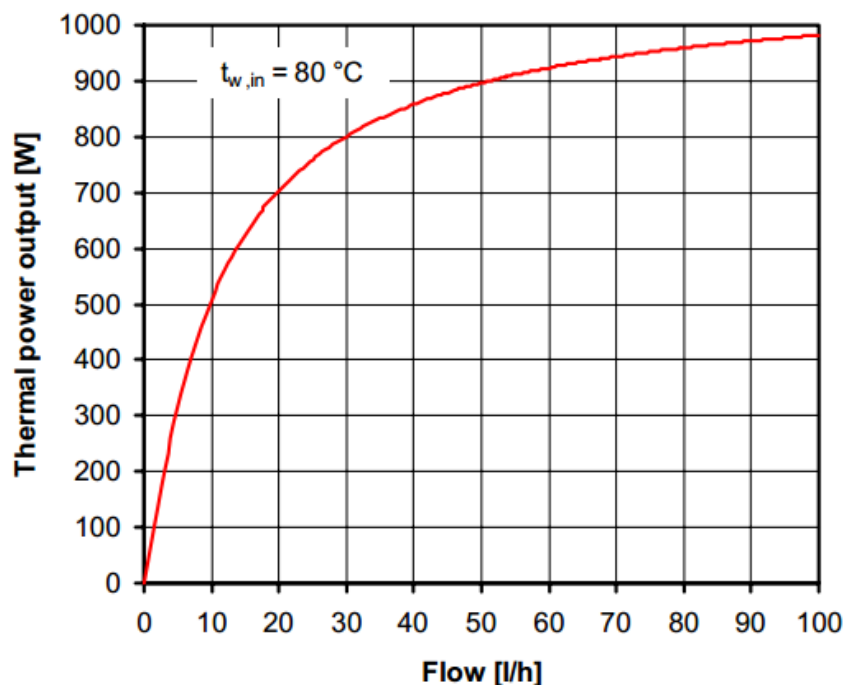
Ved å bruke den aritmetiske middeltemperataturen  $\Delta T_{m,ar} = \frac{T_{tur} + T_{retur}}{2} - T_{rom}$  for  $\Delta T_m$  i formel (2.22) og løse ut for  $T_{retur}$  får man ligning (2.23) som er

$$T_{retur} = 2 \cdot \left( \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_d} \right)^{-n} \cdot \left( \left( \frac{T_{tur,maks} + T_{retur,maks}}{2} \right) - T_{rom} \right) + T_{rom} - \frac{T_{tur}}{2}. \quad (2.23)$$

Til slutt setter man inn formel (2.23) for  $T_{retur}$  i formel (2.21) og løser ut for  $\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d}$

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} = \frac{\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_d} \cdot (T_{tur,maks} - T_{retur,maks})}{T_{tur} - 2 \cdot \left( \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_d} \right)^{-n} \cdot \left( \left( \frac{T_{tur,maks} + T_{retur,maks}}{2} \right) - T_{rom} \right) + T_{rom} - \frac{T_{tur}}{2}}. \quad (2.24)$$

Når man plotter denne formelen med hensyn på  $\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_d}$  og  $\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d}$ , vil man se at grafen ikke blir lineær. Figur 2.11 viser dette plottet for en tur-temperatur på 80 °C og her kan man se hvordan små forandringer i vannmengden får store utslag for den avgitte effekten. Dette gir hurtig respons på varmeavgivelsen hvis en radiatorventil endrer posisjon, men for en stor del av driftstiden vil radiatorventilene stå med veldig liten åpning. Ved å bruke en utekompenseringskurve som endrer turtemperaturen etter utetemperaturen, kan man endre disse forholdene [10],[30], [9] og [4].



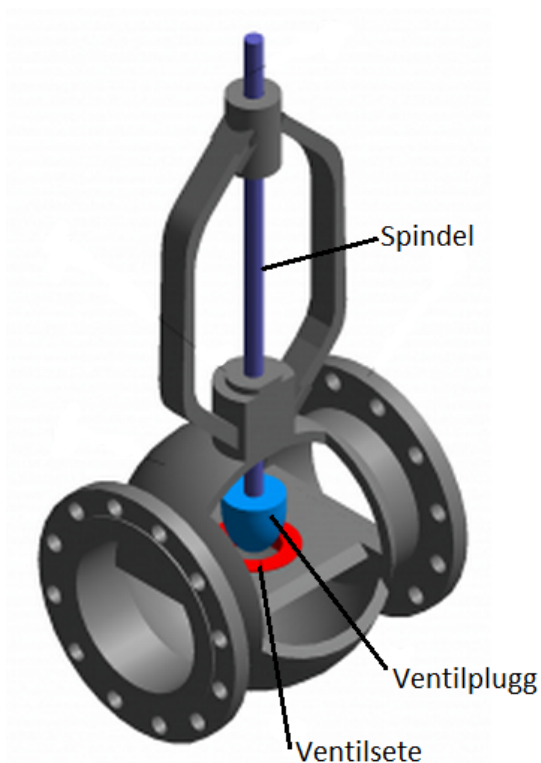
FIGUR 2.11: Varmeavgivelse fra en radiator [4].

### 2.4.2.2 Temperaturregulering

Et temperaturregulert anlegg sirkulerer en konstant vannmengde og regulerer den avgitte effekten ved å endre turtemperaturen på vannet. Med et temperaturregulert anlegg vil man oppnå et konstant trykkfall i anlegget uansett driftsforhold. Grunnen til dette er at trykkfallet er konstant så lenge vannmengden er konstant. Man kan enten regulere varmekilden direkte eller bruke ventiler for å regulere vanntemperaturen inn på hver enkelt varmeavgiver. Et temperaturregulert anlegg vil i utgangspunktet bruke mer pumpeenergi enn et mengderegulert anlegg fordi den sirkulerte massestrømmen blir høyere [10].

### 2.4.3 Reguleringsventiler

Reguleringsventiler som vanligvis brukes i varmeanlegg er av typen seteventiler. I en seteventil reguleres strømningsmotstanden ved at en ventilplugg senkes eller heves over et ventilsete. Er ventilpluggen helt nedsenket i setet, er gjennomstrømningsarealet til ventilen på et minimum og ventilen er helt lukket. Er ventilpluggen i helt hevet posisjon, gir det størst mulig gjennomstrømningsareal og ventilen er helt åpen. Figur 2.12 viser et snitt av en typisk reguleringsventil.



FIGUR 2.12: Seteventil [8].

### 2.4.3.1 $K_v$ -verdi

Kapasiteten til en reguleringsventil er gitt ved en  $K_v$ -verdi.  $K_v$ -verdien sier hvor mye vann i  $m^3/h$  som strømmer gjennom ventilen med et differensialtrykk på 1 bar over ventilen. Jo større ventilåpningen er, jo større  $K_v$ -verdi får ventilen.  $K_v$ -verdien regnes ut fra formel (2.25).

$$K_v = \frac{V}{\sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta p_0} \frac{\rho_0}{\rho}}}. \quad (2.25)$$

Når man benytter vann som varmebærer i anlegget vil  $\frac{\Delta \rho_0}{\rho} \approx 1$ , fordi vann antas å være inkompressibelt. For anlegg hvor det benyttes glykol må man ta hensyn til endret tetthet for væsken. Referansetrykkfallet  $\Delta p_0 = \Delta p$  slik at uttrykket for  $K_v$ -verdien kan forenkles til

$$K_v = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta p}}. \quad (2.26)$$

Den største  $K_v$ -verdien vil man få når ventilen står i helt åpen stilling. Denne verdien kalles  $K_{vs}$ -verdien. Ved helt stengt ventil får man den minste  $K_v$ -verdien som kalles  $K_{v0}$ -verdien. Ved å benytte  $K_{vs}$ -verdien kan man enkelt ta ut riktig størrelse på reguleringsventilen når man vet vannmengde og ønsket trykkfall over ventilen. Produsentene lager vanligvis reguleringsventiler med  $K_{vs}$ -verdier etter Renard-serien (R5). R5 serien går ut på å dele inn tallene mellom 1 til 10 i 5 intervaller. Faktoren mellom tallene blir for R5 serien  $\sqrt[5]{10}$ . Avrundet til en desimal blir serien 1 - 1,6 - 2,5 - 4 - 6,3. Fordi det er et relativt stort sprang mellom de ulike verdiene vil man ikke kunne bruke kun  $K_{vs}$ -verdien til å innregulere anlegget [10].

### 2.4.3.2 Ventilautoritet

Ventilautoriteten  $N$  er forholdet mellom trykkfallet i helt åpen reguleringsventil og trykkfallet i den mengderegulerte kretsen inkludert den åpne reguleringsventilen som vist i ligning (3.4). Konstanten  $\gamma$  er forholdet mellom trykkfallet over reguleringsventilen og trykkfallet i hele reguleringskretsen,  $\frac{\Delta P_{ventil}}{\Delta P_{krets}}$ .

$$N = \frac{\text{trykkfal over åpen ventil}}{\text{trykkfall i åpen ventil} + \text{trykkfall i mengdevariabel krets}} = \frac{\gamma}{1 + \gamma}. \quad (2.27)$$

Med en helt lukket ventil vil ventilen ta opp hele trykket i kretsen. Hvis man åpner ventilen så vil mer og mer av trykkfallet bli tatt opp av systemet. Et system med høyt trykkfall vil gi en betydelig økning av trykkfallet i systemet når ventilen begynner å åpne, mens det vil avta etter hvert. Vannmengden gjennom systemet er avhengig av trykket, og vil dermed også ha en ujevn variasjon. Med et system som har lavere trykkfall får man ikke denne reaksjonen i like stor grad. Derfor vil man ha en viss andel av trykkfallet i reguleringskretsen over reguleringsventilen. En ventilautoritet større enn 0,2-0,3 [11] skal i de fleste tilfeller være tilstrekkelig [30].

### 2.4.3.3 Ventilkarakteristikk

Ventilkarakteristikken er en kurve som beskriver forholdet mellom ventilkapasiteten  $K_v/K_{vs}$  og den relative ventilåpningen  $Z$ . Dette kan illustreres med å erstatte  $K_v/K_{vs}$  med  $\dot{m}/\dot{m}_{max}$  og tenke seg en ventil som er koblet til en tank. Så kan man måle vannmengden som strømmer gjennom ventilen ved forskjellige verdier for  $Z$  og konstant trykkfall. Med disse målingene kan man koble vannmengden opp mot ventilposisjonen og man får dermed ventilens karakteristikk. Det finnes ulike ventilkarakteristikk, og de mest vanlige for reguleringsventiler er lineær- og eksponential-karakteristikk, mens en *quickopening* karakteristikk ofte benyttes for stengeventiler. Det skilles mellom mekanisk ventilkarakteristikk

og reell ventilkarakteristikk. Mekanisk ventilkarakteristikk er karakteristikken til en ventil når man har konstant differansetrykk over ventilen som beskrevet over i situasjonen med tanken. Figur 2.13 viser tre ulike mekaniske ventilkarakteristikker. Derimot vil man som regel få varierende differensialtrykk over ventilen ved ulike posisjoner i et varmeanlegg. Den karakteristikken som ventilen får når den er plassert i varmeanlegget kalles for den reelle ventilkarakteristikken. Hvor stor forskjell det er mellom den mekaniske og den reelle ventilkarakteristikken avhenger av ventilautoriteten. Jo større ventilautoritet, jo mindre avvik mellom mekanisk og reell ventilautoritet [10].

Ventilens reguleringsområde,  $R$ , er forholdet mellom volumstrømmen ved helt åpen ventil og den minste kontrollerbare volumstrømmen som vist i ligning (2.28). Jo høyere verdi på  $R$ , desto mer nøyaktig er ventilen. Vanlig verdi for  $R$  er rundt 30 [10].

$$R = \frac{\dot{V}_{max}}{\dot{V}_{min}}. \quad (2.28)$$

Ventilens relative åpning,  $Z$ , er forholdet mellom åpningen til en helt åpen og helt stengt ventil.  $Z$  sier hvor mange prosent ventilen er åpen som vist i ligning (2.29), hvor  $y$  er ventilens løftehøyde og  $y_{max}$  er den største løftehøyde som inntreffer ved helt åpen ventil.

$$Z = \frac{y}{y_{max}}. \quad (2.29)$$

En eksponential ventilkarakteristikk kan ifølge Stensaas [11] beskrives som en funksjon av reguleringsområdet,  $R$ , og den relative ventilåpningen,  $Z$ , som vist i ligning (2.30).

$$f(Z) = R^{Z-1}. \quad (2.30)$$

Og vannstrømmen gjennom en eksponentialventil blir ifølge Stensaas [11]

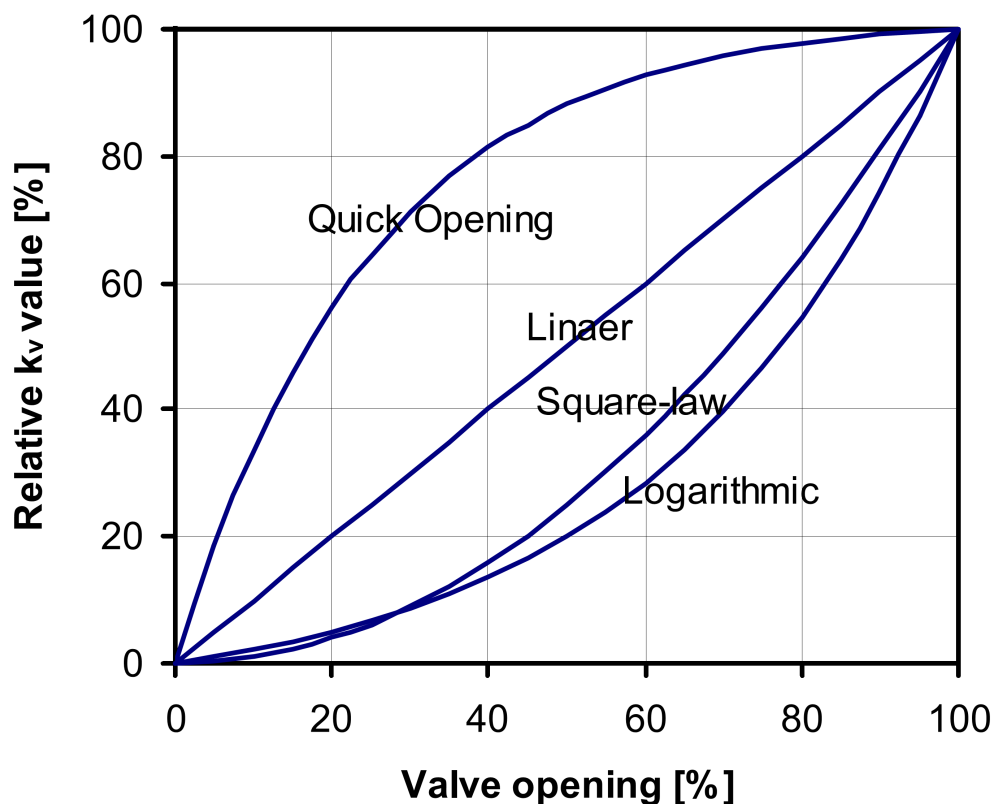
$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}} = R^{Z-1} \cdot \sqrt{\frac{1 + \gamma}{\gamma + R^{2(Z-1)}}}. \quad (2.31)$$

En lineær ventilkarakteristikk kan på samme måte ifølge Stensaas [11] beskrives som en funksjon av  $R$  og  $Z$ , og er vist i ligning (2.32).

$$f(z) = z + \frac{1 - z}{R}. \quad (2.32)$$

Vannstrømmen gjennom den lineære ventilen blir

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}} = \left(Z + \frac{1-Z}{R}\right) \cdot \sqrt{\frac{1+\gamma}{\gamma + \left(Z + \frac{1-Z}{R}\right)^2}}. \quad (2.33)$$

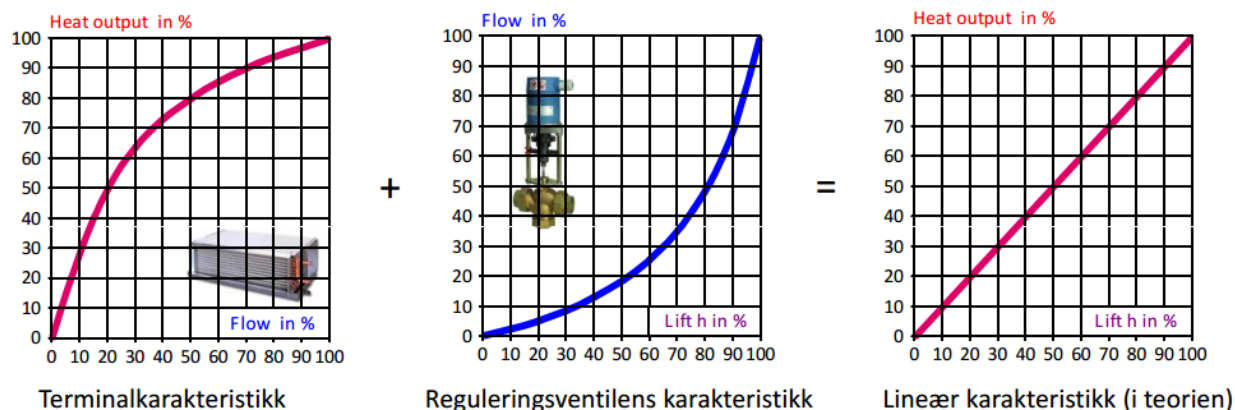


FIGUR 2.13: Tre ulike ventilkarakteristikker [4].

I mange tilfeller vil man prøve å oppnå en lineær sammenheng mellom varmeavgivelse og reguleringsventilens posisjon. Dette gir gjerne en mest mulig nøyaktig og forutsigbar regulering av varmeavgivelsen. Figur 2.14 viser hvordan en typisk varmeavgiver sammen med en eksponentiell ventilkarakteristikk vil gi en lineær sammenheng mellom ventilposisjon og varmeavgivelse [10], [4] og [9].

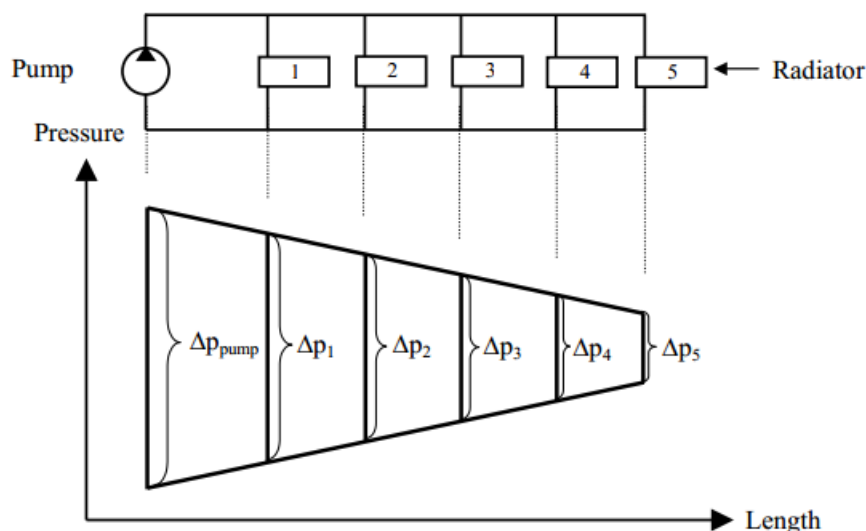
#### 2.4.4 Innregulering av varmeanlegg

I et distribusjonssystem med flere parallelle kretser, slik som for eksempel figur 2.6, vil sirkulert vannmengde i hver krets være avhengig av hver krets sin hydrauliske motstand. Denne vannmengden vil i mange tilfeller avvike fra den vannmengden varmeavgiveren trenger for å fungere optimalt. Figur 2.15 viser hvordan det disponible drivtrykket avtar utover i anlegget som følge av større friksjonstap. Dette løses ved å øke trykkfallet gjennom hver krets slik at



FIGUR 2.14: Prinsippet bak regulering med eksponentsiell ventilkarakteristikk [9].

hver krets kun har nok tilgjengelig trykk for å transportere den ønskede vannmengde. For å øke trykkfallet i kretsen benytter man strupeventiler [4].



FIGUR 2.15: Drivtrykket minker utover i anlegget som følge av trykktap i rørene [4].

Anlegget innreguleres for dimensjonerende driftsforhold. Det betyr at anlegget stort sett vil operere under andre forhold enn det som ble lagt til grunn under innreguleringen. Både behovet for innregulering og hvordan ulike driftsforhold påvirker det innregulerte anlegget avhenger av om man har et mengde- eller temperaturregulert anlegg [17]. Ulike metoder som brukes for å innregulere varmeanlegg blir forklart under, og enkelte av disse prinsippene vil bli brukt videre for å simulere trykkfallet i et varmeanlegg.

*Et anlegg er innregulert når hele anleggets vannmengde (via sluttkomponenter, fordelings-rør og hovedfordelingsrør) svarer til den vannmengdemengde som ble fastlagt ved anleggets design. Bjørn Tengesdal, COVA [32].*

#### 2.4.4.1 Manuell strupeventil

Ved dimensjonerende forhold med alle reguleringsventiler åpne vil man ha den største sirkulerte vannmengden i systemet. Hvis man kun benytter manuelle strupeventiler vil disse ventilene stilles inn for å øke den hydrauliske motstanden, slik at hver krets får samme hydrauliske motstand ved dimensjonerende forhold. Da er man sikret at hver krets også får riktig vannmengde ved dimensjonerende forhold. Etter som varmebehovet minker i enkelte soner vil reguleringsventiler stenge og både trykktapet i anlegget og trykkdifferansen mellom tur- og returløpet for pumpen vil øke. De varmeavgiverne med åpne reguleringsventiler vil nå få en høyere disponibel trykkdifferanse over seg og vannmengden vil derfor øke. Den økte trykkdifferansen over ventilene kan blant annet føre til støy og økt slitasje på anlegget. Hvis anlegget utvides fører dette gjerne til at det må foretas en helt ny innregulering. For å unngå dette har man flere løsninger som vil bli diskutert under [30], [33] og [17].

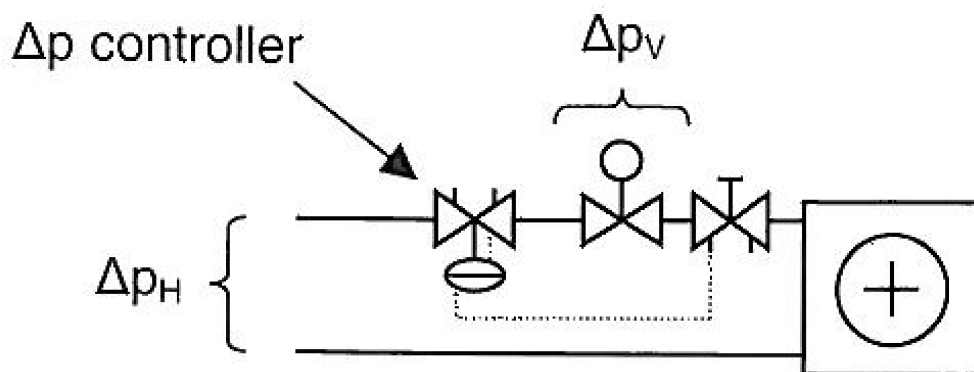
#### 2.4.4.2 Trykkdifferanseregulator

En måte å innregulere anlegget på, slik at man får ønsket vannmengde gjennom hver radiator-krets, er med trykkdifferanseregulatorer. Trykkdifferanseregulatoren stilles inn på en konstant trykkdifferanse og holder dette differanetrykket konstant ved å øke eller minke trykket over en reguleringsventil. Dette gjør at hver radiator-krets kan reguleres mer uavhengig av de andre radiator-kretsene og ventilautoriteten både øker og stabiliserer seg. Regulatoren kan for eksempel måle differansetrykket mellom tur og retur for en varmekrets, eller før og etter en strupeventil. Når en radiatorventil begynner å stenge vil volumstrømmen reduseres og det disponible trykket over reguleringsventilene vil øke fordi trykkfallet i rørene minker. En membran i trykkdifferanseregulatoren vil kjenne det økende disponible trykket og strupe dette ned til ønsket nivå. Det motsatte skjer ved økende vannmengde og mindre disponibelt trykkfall over reguleringsventilene. Det er viktig med en forholdsvis stor trykkdifferanse over trykkdifferanseregulatoren i åpen stilling for å få en presis regulering, noe som fører til høyere trykkfall og mer energi til pumpedrift, som forklart i avsnitt 2.4.3.2. Figur 2.16 viser en prinsippskisse av hvordan en trykkdifferanseregulator opprettholder konstant differansetrykk over en reguleringsventil.  $\Delta p_h$  er det tilgjengelige differansetrykket,  $\Delta p_{controller}$  er trykkfallet over trykkdifferanseregulatoren og  $\Delta p_v$  er trykkfallet over reguleringsventilen [10], [11] og [34].

#### 2.4.4.3 Konstant differensialtrykk med bypass-ventil

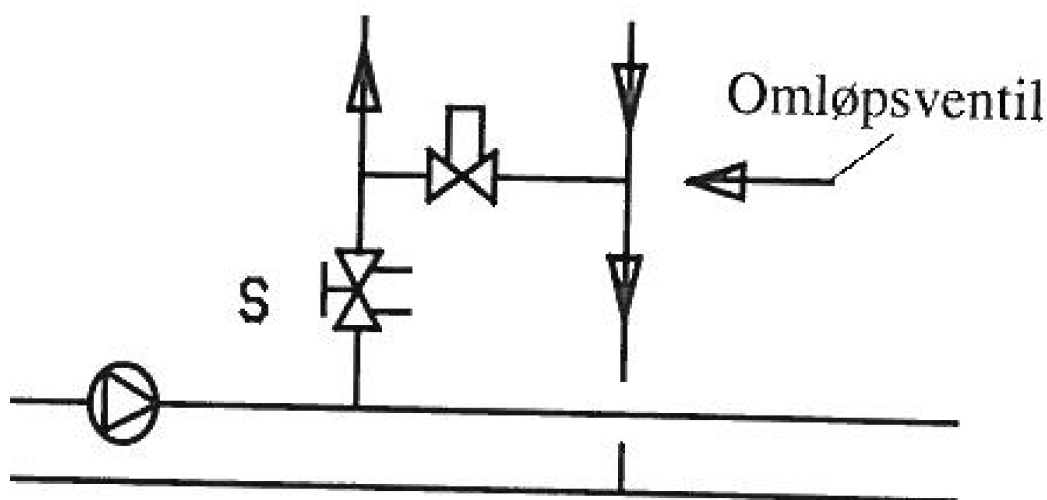
Prinsippet bak denne metoden er mye av det samme som for trykkdifferanseregulatoren som er beskrevet over. Med denne metoden stilles det tilgjengelige differansetrykket inn på





FIGUR 2.16: Prinsippkisse av trykkdifferanseregulator [10].

en maksimal verdi. Når differansetrykket kommer opp på denne verdien åpner en bypass-ventil slik at noe av vannmengden strømmer utenfor reguleringskretsen. Dette gjør at det disponible differansetrykket ikke vil overskride den maksimale verdien som bypass-ventilen er stilt inn på. Figur 2.17 viser en prinsippkisse av hvordan en slik bypass-ventil kan være koblet inn for å holde det disponible drivtrykket innenfor en maksimal verdi på en streng med radiatorer [17] og [11].

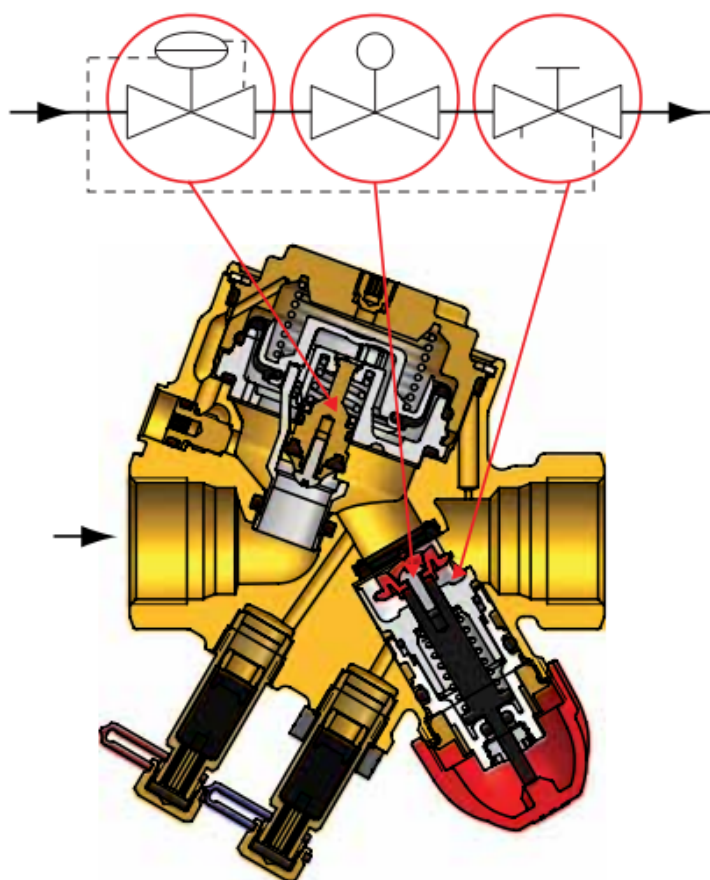


FIGUR 2.17: Prinsippkisse av trykkdifferanseregulering med bypass-ventil [11].

#### 2.4.4.4 Dynamiske reguleringsventiler

En dynamisk reguleringsventil kan stilles inn på en bestemt vannmengde og opprettholde denne vannmengden uavhengig av endringer i differansetrykket. Ventilen stiller seg automatisk inn på den Kv-verdi som vil gi ønsket vannmengde gjennom ventilen. Dette gjøres med en fjærbelastet patron som endrer posisjon avhengig av differensialtrykket over ventilen. Denne patronen styrer ventilåpningen og sammenhengen mellom differansetrykk og

ventilåpning skal gi en gitt vannmengde gjennom ventilen innenfor et intervall av differensialtrykk. Figur 2.18 viser hvordan en slik reguleringsventil kan fungere. Her har man reguleringsventil, strupeventil og differansetrykkregulator i en og samme ventil. Disse ventilene trenger et minimum tilgjengelig differansetrykk for å fungere. Den ventilen som har størst trykktap i kretsen pumpe-ventil-pumpe blir den kritiske ventilen, og det er denne ventilen man stiller inn pumpen etter. Disse ventilene kan ofte ikke brukes som avstengningsventiler og kostnaden for avstengningsventiler kommer derfor i tillegg. Dynamiske reguleringsventiler har også høyere trykkfall en vanlige manuelle strupeventiler, noe som kan føre til høyere pumpekostnader. Det finnes dynamiske ventiler som kun er beregnet for innregulering og dynamiske ventiler som fungerer både som strupeventil og reguleringsventil [32], [33].



FIGUR 2.18: Dynamisk reguleringsventil fra TA Hydraulics [9].

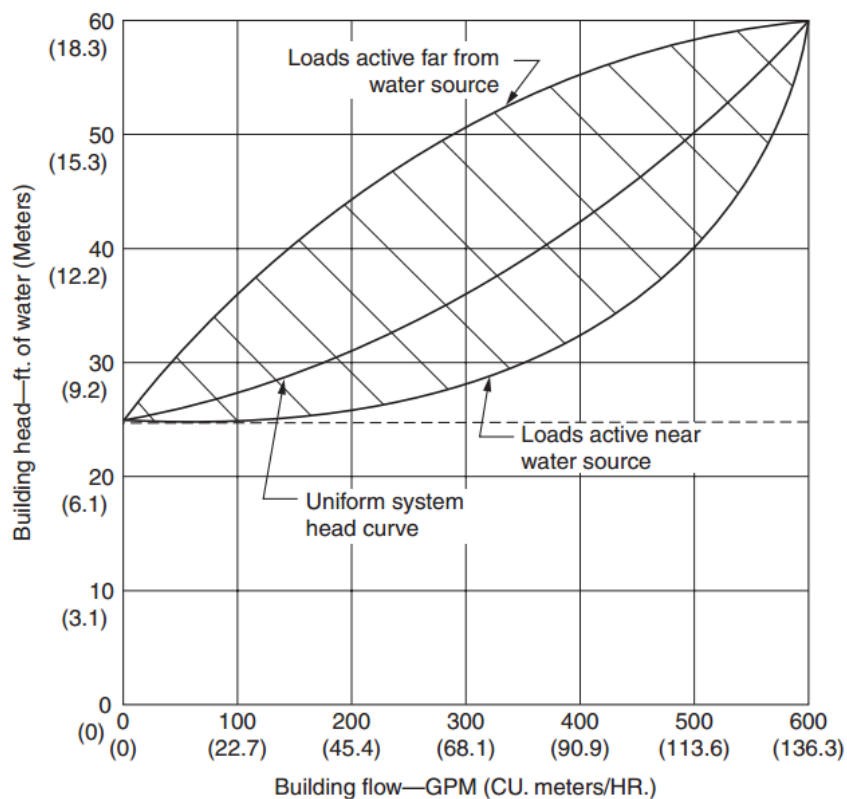
## 2.5 Anleggskarakteristikk

Et av hovedmomentene senere i oppgaven blir å simulere trykkforholdene i et varmeanlegg. Da blir det viktig å finne anleggskarakteristikken til anlegget og lage et anleggskart som viser systemets driftspunkter i løpet av et helt år.

En anleggskarakteristikk til et distribusjonssystem viser forholdet mellom total massestrøm og totalt trykktap i anlegget. Både formel (2.16) og (2.15) viser at kurven blir en parabel. Ut ifra ligningene for friksjonstap i avsnitt 2.2.1 ser man flere tall som er brukt for eksponenten  $x$  til vannstrømningen. Eksponenten  $x$  varierer mellom 1 ved laminær strømning, og 2 ved fullstendig turbulent strømning [4]. Kilgis [35] beskriver en algoritme for å beregne trykkfall og anleggskarakteristikk for et vannbårent anlegg. Denne formelen er den samme som (2.15), men konstanten  $k$  er den totale strømningsmotstanden for både støttap og friksjonstap, og blir således representativ for hele trykkfallet i anlegget og ikke bare rørfriksjonen. Ifølge Kilgis, er eksponenten  $x$  avhengig av friksjonsfaktoren  $f$ , som igjen er avhengig av Reynoldstallet fram til man har fullt utviklet turbulent strømning. Ved full turbulent strømning er  $x$  uavhengig av Reynoldstallet og er lik 2. Rishel [12] sier at anleggskarakteristikken varierer som en parabel med en eksponent mellom 1,85 til 2. Zheng og Liu [36] bruker en eksponent lik 2 for sin studie av anleggskarakteristikker. For beregninger på et fiktivt anlegg som blir analysert senere i oppgaven, blir dette en god tilnærming og eksponenten for anleggskarakteristikken vil der bli satt til 2. Anleggskarakteristikken kan deles inn i ulike mindre systemkurver, avhengig av hva slags trykkfall den representerer. Det kan for eksempel være friksjonstap i rør, trykkfall over strupeventil og trykkfall over trykkdifferanseregulator [10].

### 2.5.1 Anleggskart

Anleggskart, eller *system head area* på engelsk, viser hvorfor man ikke kan benytte en enkel anleggskarakteristikk for å beskrive anlegget ved ulike driftsituasjoner. En bygning har ofte ulikt varmebehov i ulike deler av bygningen. Ved et tilfelle er det kun de radiatorene nærmest pumpen som skal avgi varme og trenger vann. I et annet tilfelle er det kun de radiatorene lengst unna pumpen som trenger vann. Tapene i rør og rørdeler vil være forskjellig for disse to tilfellene og sammenhengen mellom trykktap og vannmengde vil variere. Ved å plote denne sammenhengen for ulike driftstilfeller vil man få et anleggskart. Anleggskartet viser hvor stort område anleggskarakteristikken teoretisk sett kan ligge innenfor, og hvor stor spredning man kan få i mellom de ulike driftspunktene. Dette er forskjellig fra prinsippet om kun en anleggskarakteristikk, og at en gitt vannmengde gir kun ett bestemt trykk. Anleggskartet viser hvordan en gitt vannmengde kan resultere i mange forskjellige trykkfall og hvordan en ventil påvirker vannmengden til alle andre kretser mellom seg selv og pumpen. Et eksempel på et slikt anleggskart er figur 2.19. En anleggskarakteristikk er altså en parabel som beskriver forholdet mellom trykk og vannmengde i anlegget ved en bestemt driftssituasjon, og et anleggskart viser hele området som en anleggskarakteristikk kan havne innenfor under drift [12] og [37].



FIGUR 2.19: Anleggskart [12].

## 2.6 Energiforbruk til pumper og regulering

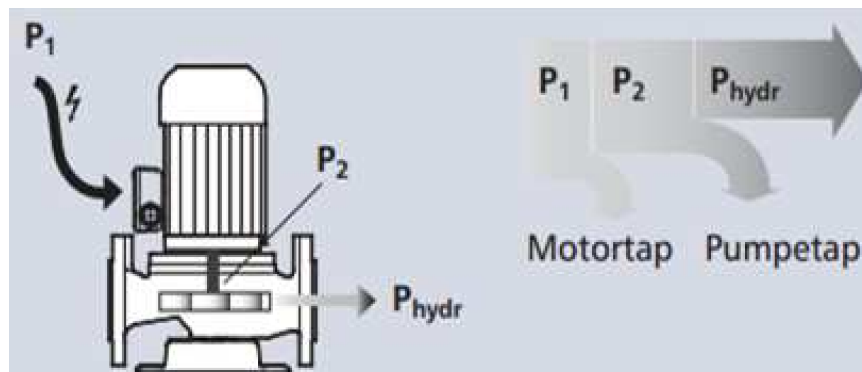
### 2.6.1 Pumpeeffekt

En pumpe har best effektivitet ved et gitt trykk og en gitt vannmengde. Pumpeeffektiviteten,  $\eta_p$ , er effekten overført til vannet dividert med pumpens akseffekt. Motoreffektiviteten,  $\eta_m$ , tar hensyn til tap i motor og eventuell frekvensomformer, og er akseffekt dividert på tilført effekt. Figur 2.20 illustrerer de ulike effektbehovene man bruker for å regne ut virkningsgraden til en pumpe.  $P_{hydr}$  er den effekten som blir overført til vannet.  $P_1$  og  $P_2$  er effektene som henholdsvis blir tilført pumpemotoren og pumpeakslingen som løpehjulet sitter på [32] og [1].

$$\eta_p = \frac{P_{hydr}}{P_2}. \quad (2.34)$$

$$\eta_m = \frac{P_2}{P_1}. \quad (2.35)$$

Ved å addere virkningsgradene for pumpe og motor vil man få den totale virkningsgraden, gjerne kalt "wire to water"virkningsgrad. Rishel [12] har studert den totale virkningsgraden



FIGUR 2.20: Virkningsgrader for pumper [1].

til sentrifugalpumper av ulik størrelse og funnet ut at virkningsgradene kan varieres mellom 19 og 84 %, og at det er de minste pumpene som har den dårligste virkningsgraden. Effektbehovet til en pumpe blir

$$P = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta_{tot}}, \quad (2.36)$$

hvor

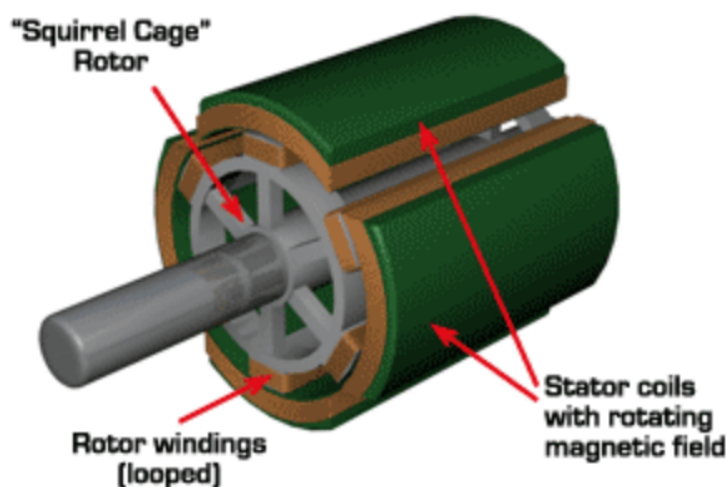
- $P$  – [W] Effekt.
- $\Delta p$  – [Pa] Trykkøkning.
- $\dot{V}$  – [ $\frac{m^3}{s}$ ] Volumstrøm.

## 2.6.2 Regulering av pumper

Den vanligste elektromotoren som brukes til sirkulasjonspumper er induksjonsmotorer. De seneste årene har en ny type motor blitt introdusert på VVS-markedet og disse kalles for EC-motorer. Denne oppgaven vil ikke gå i detalj på de ulike typene elektromotorer, men en viss bakgrunnskunnskap kan være nyttig for å forstå virkningsgrader og reguleringsprinsipper med de to typene.

## 2.6.3 Induksjonsmotorer

I en vekselstrøms induksjonsmotor har man en stillestående del, statoren, som består av et materiale som blir magnetisk når det tilføres vekselspanning. Dette magnetfeltet inducerer vekselspanninger i rotorviklinger som skaper et annet magnetfelt. Disse to magnetfeltene sammen gir et dreiemoment slik at rotoren roterer. Figur 2.21 viser en typisk induksjonsmotor [38] og [39].

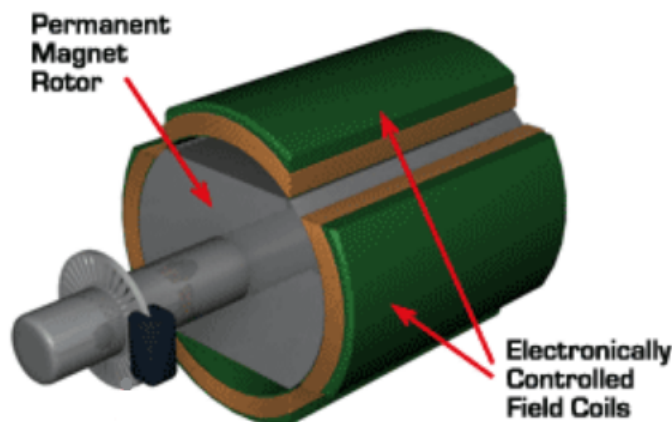


FIGUR 2.21: Induksjonsmotor [13]

## 2.6.4 EC-motorer

Betegnelsen EC står for *electronically commutated - elektroniskkommutert*. I en EC-motor har man en likeretter som omformer vekselstrøm til likestrøm. I stedet for at strømmen skal magnetisere rotoren slik som i induksjonsmotoren, er rotoren i EC-motoren allerede magnetisk. Motoren bruker en kommutator til å skru strømmen av og på slik at man får en pulserende bevegelse. Strømmen fordeles ut til ulike coilene i motoren som blir magnetiske og man for rotasjon med den magnetiske rotoren. De ulike coilene må lage et magnetfelt som skifter slik at rotoren roterer og ikke stopper ved den første coilen. Dette gjøres ved å koble inn coilene etter tur. Reguleringen av hastigheten til en EC-motor skjer ved å variere hvor fort magnetfeltet skifter. Jo hurtigere coilene endrer polaritet, jo hurtigere vil rotoren rotere. Fordi man slipper å bruke strøm til å magnetisere rotoren får man mindre tap og da spesielt varmetap. En EC-motor får bedre virkningsgrad ved delast, 65-75% virkningsgrad mot induksjonsmotorens 12-45% [40]. Dette skal være med på å gi et strømforbruk som er 20 til 30 % [41] lavere enn en vanlig induksjonsmotor. Figur 2.22 viser en typisk EC-motor [40], [42] og [41].

I moderne varmeanlegg brukes det i all hovedsak pumper som har mulighet til å variere turtallet. Grunnen til dette kan man se fra affinitetslovene, som viser at en reduksjon av turtallet vil gi den samme reduksjonen i tredje potens for effekten. Affinitetslovene blir behandlet i neste avsnitt. Pumpekarakteristikken er ikke lenger like viktig når man benytter turtallsregulerte pumper. Med turtallsregulerte pumper bryr man seg mindre om pumpekarakteristikken, men mer om effektiviteten til pumpen. Et typisk oppsett for å kontrollere turtallet til en pumpe består av en sensor ute i systemet, en kontroller og en frekvensomformer. Parametre som sensoren kan måle er temperatur, differansetemperatur, trykk, differansetrykk, vannmengde og effekt. Når man benytter trykk eller differansetrykkregulatorer



FIGUR 2.22: EC-motor [13]

på anlegg med direkte retur bør man plassere disse lengst ut i anlegget, slik at trykkfallet som skyldes friksjonstap i rør og rørdeler ikke blir med i målingen. Dette blir beskrevet videre i 2.6.5 [12].

#### 2.6.4.1 Affinitetslovene

Affinitetslovene beskriver hvordan en pumpe endrer sine egenskaper ved ulike driftstilstander. Ved bruk av frekvensstyrte pumper vil affinitetslovene være viktige for å beregne de ulike driftstilstandene. Affinitetsligningene kan også benyttes for å gjøre beregninger for ulik diameter,  $D$ , på løpehjulet. Da bytter man ut omdreiningstallet,  $n$ , med diameteren på løpehjulet,  $D$ . Det er viktig å huske på at affinitetslovene beskriver pumpen alene, og ikke når den er koblet til et system med både konstant og variabelt trykkfall [12].

Kontinuitetsligningen

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot D_2^2 \cdot c_{m2}, \quad (2.37)$$

hvor  $c_{m2}$  er meridianhastigheten (hastighetsvektoren som går rett ut fra senter av løpehjulet, se figur 2.2) viser at  $Q$  er proporsjonal med  $c_{m2}$ . Den tangensielle hastigheten

$$u_2 = \omega \cdot r_2 = \frac{\pi \cdot D_2}{60} \cdot n, \quad (2.38)$$

viser at  $u_2$  er proporsjonal med omdreiningstallet  $n$ . Fra figur 2.2 kan man skrive  $\frac{c_{m2}}{c_{m2,ny}} = \frac{u_2}{u_{2,ny}}$ . Siden  $Q \propto c_{m2}$  og  $u_2 \propto n$  blir den første affinitetsligningen, som er sammenhengen mellom vannmengde og omdreiningshastighet,

$$\frac{Q}{Q_{ny}} = \frac{n}{n_{ny}}. \quad (2.39)$$

Fra Bernoulli (2.1) får man at den høyeste hastigheten blir  $\sqrt{2 \cdot g \cdot H}$ . Dette gir at  $Q^2 \propto H$  og satt inn for Q i ligning (2.39) får man den andre affinitetsligningen som er sammenhengen mellom løftehøyde og omdreiningstall

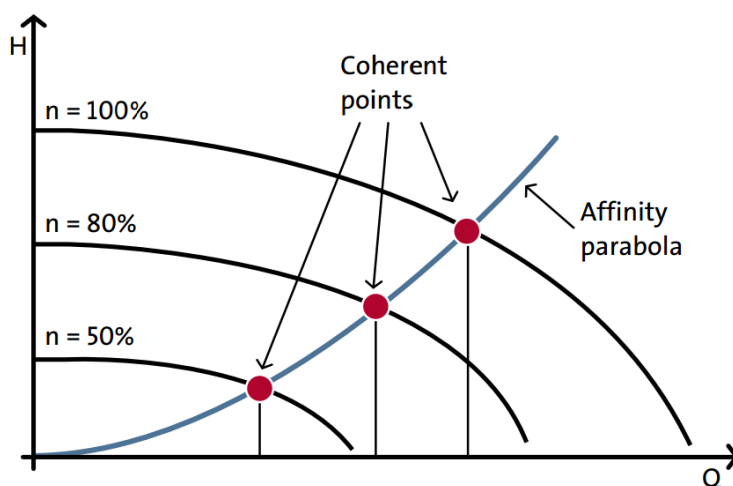
$$\frac{H}{H_{ny}} = \left(\frac{n}{n_{ny}}\right)^2. \quad (2.40)$$

Effektbehovet til pumpen er gitt ved  $P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$ . Ved å sette inn  $Q^2$  for H får man  $P \propto n^3$  Dette gir den tredje og siste affinitetsligningen

$$\frac{P}{P_{ny}} = \left(\frac{n}{n_{ny}}\right)^3. \quad (2.41)$$

Affinitetslovene sier at hvis man doubler turtallet på pumpen vil man doble vannmengden, firedoble løftehøyden og åttedoble effektbehovet. Men dette går også andre veien, slik at hvis man greier å halvere turtallet på pumpen vil man kun behøve  $\frac{1}{8}$  av effekten [43].

Affinitetslovene har noen begrensninger. For å bruke affinitetslovene direkte med utgangspunkt i trykk og vannmengde ved dimensjonerende forhold kan man ikke endre strømningsmotstanden i anlegget med for eksempel reguleringsventiler. Endret strømningsmotstand gir en annen systemkurve og derfor gjelder ikke affinitetslovene med utgangspunkt i dimensjonerende forhold lenger. Derfor kan ikke systemkurven ved dimensjonerende forhold sammen med affinitetslovene brukes til å beregne energibesparelser ved delast med frekvensregulerte pumper hvis man benytter reguleringsventiler. Figur 2.23 illustrerer hvordan affinitetsligningene skaper sammenhengende punkter i et trykk-vannmengde diagram. Denne affinitets-parabolen får mye av den samme fasongen som en systemkurve [44].



FIGUR 2.23: Affinitetes-parabol [2].



## 2.6.5 Turtallsregulering

Hastigheten til en elektrisk induksjonsmotor er avhengig av frekvens og antall polpar. Denne hastigheten kalles *synkron hastighet*. Den synkron hastigheten blir

$$n_{synk} = \frac{60 \cdot 2 \cdot \text{frekvens}}{\text{antallpolpar}}. \quad (2.42)$$

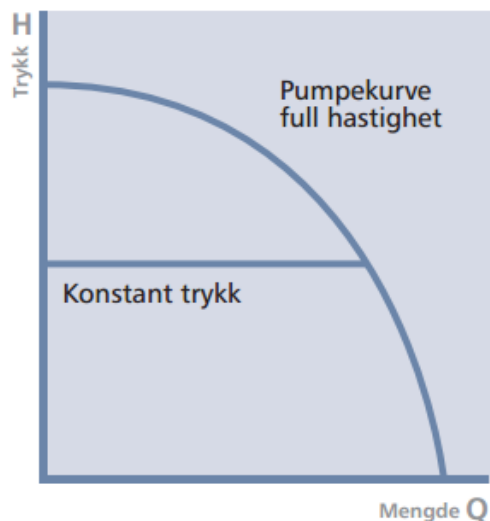
Av ligning (2.42) ser man at hastigheten er proporsjonal med frekvensen. Denne sammenhengen gjør at man kan få en nøyaktig regulering av hastigheten ved å endre frekvensen inn på induksjonsmotoren. Dette kalles frekvensstyring, og for å gjøre dette benytter man en frekvensomformer. Det finnes ulike måter å bruke frekvensstyringen på. Under følger ulike reguleringsprinsipper for frekvensstyring av pumper [12].

Regulering av EC-motorer krever ingen frekvensomformer. I stedet for regulerer man et 0-10V signal inn på motoren. Dette signalet er med på å variere hyppigheten og varigheten til pulsene som avgjør turtallet til motoren. Derfor skal EC-motorer gi en bedre og mer effektiv regulering enn det man får med induksjonsmotorer og dette er nærmere beskrevet i 2.6.4 [42] og [41].

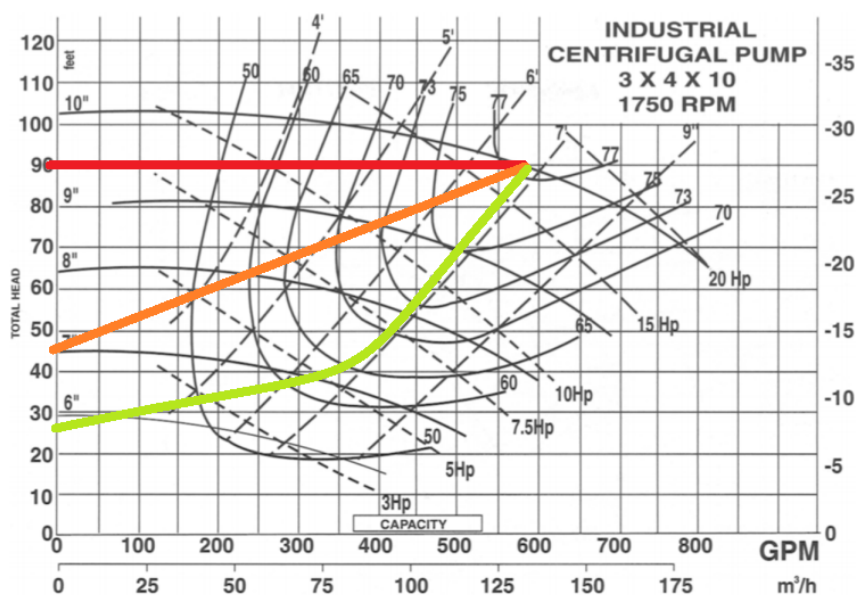
### 2.6.5.1 Turtallsregulering med konstant trykk

En måte å regulere pumper på er å stille pumpen inn på et konstant differansetrykk. Trykksensorer i anlegget overvåker differansetrykket og regulerer turtallet til pumpen slik at dette differansetrykket holdes konstant. Dette er en sikker type regulering og er godt egnet hvis motstanden i rørene er liten i forhold til motstanden i reguleringsventiler. Da unngår man store variasjoner i trykkfallet i anlegget på grunn av friksjon og støttap ved variable vannmengder. Figur 2.24 illustrerer hvordan pumperegulering med konstant differansetrykk fungerer. Driftspunktet for full pumpehastighet og største vannmengde blir utgangspunktet for reguleringen. Ved mindre vannmengder vil pumpetrykket holde seg konstant i stedet for å følge pumpekarakteristikken oppover til et høyere trykk [32] og [1].

Regulering med konstant differansetrykk er ikke den mest energieffektive reguleringsmetoden. Den leverer et høyere trykk enn det som er nødvendig ved drift utenfor dimensjonerende forhold og virkningsgraden til pumpen,  $\mu_p$ , vil bli dårligere når man reduserer vannmengden. Produsenter av pumper lager ofte et kapasitetsdiagram for en pumpe. Disse diagrammene viser sammenhengen mellom løftehøyde, virkningsgrad, effektbehov og vannmengde. Den røde linjen i figur 2.25 illustrerer hvorfor man får en synkende virkningsgrad ved avtagende vannmengde i et typisk kapasitetsdiagram [12].



FIGUR 2.24: Pumpekurve som viser regulering med konstant trykk [1].

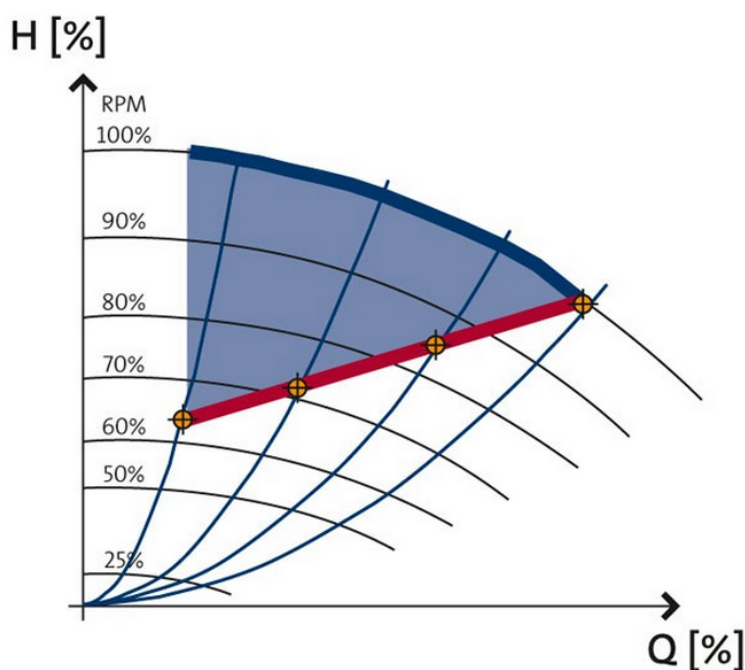


FIGUR 2.25: Kapasitetsdiagram til en sentrifugalpumpe som viser hvordan virkningsgraden avtar med avtagende vannmengde [12].

### 2.6.5.2 Turtallsregulering med kalkulert differansetrykk

Denne reguleringsmetoden går ut på å variere trykkøkningen til pumpa etter hvor stor vannmengde som skal sirkulere i systemet, og kalles også proporsjonaltrykk eller lineært variabelt trykk. Det skilles mellom kalkulert- og målt variabelt differansetrykk. Med kalkulert variabelt differansetrykk har man en lineær kurve som skal simulere systemkurven til anlegget. Når sirkulert vannmengde i systemet faller, vil behovet for trykkøkning også bli mindre. Den røde linjen i Figur 2.26 viser hvordan regulering med kalkulert variabelt differansetrykk vil se ut i et pumpediagram og den blå linjen viser en Pumpe med konstant

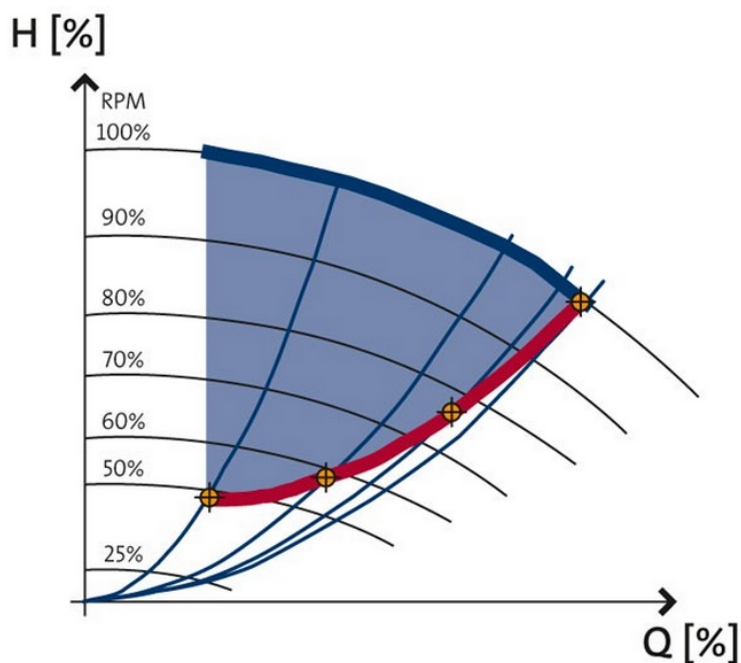
turtall. Denne figuren viser hvordan pumpetrykket avtar med avtagende vannmengde. Dette gir et lavere effekt- og energibehov til pumpen i forhold til regulering med konstant trykk. I tillegg vil pumpen ofte arbeide med et arbeidspunkt som har bedre virkningsgrad enn ved konstant trykkdifferanse. Dette kan man se på figur 2.25, der den oransje linjen illustrerer hvordan virkningsgraden kan endre seg ved turtallsregulering med konstant differansetrykk i et kapasitetsdiagram [14], [12] og [1].



FIGUR 2.26: Kalkulert differansetrykk [14].

### 2.6.5.3 Turtallsregulering med målt differansetrykk

Med målt variabelt differansetrykk bruker man differansetrykkmålere for å registrere endringer i anlegget. Ved mindre varmebehov i et rom vil en reguleringsventil øke differansetrykket over raditoren. Dette registeres av differansetrykkmåleren og pumpen senker turtallet. Den røde linjen i figur 2.27 viser hvordan regulering med målt variabelt differansetrykkfall vil se ut. Ved å sammenligne figur 2.26 og figur 2.27, kan man se at potensialet for energisparing er større med målt variabelt differansetrykk. Dette er fordi man kan arbeide med enda lavere trykkøkning over pumpen og arbeidspunktet har ofte en bedre virkningsgrad som vist i figur 2.25 med den grønne linjen [15], [12] og [1].



FIGUR 2.27: Målt variabelt differansetrykk [15].

### 2.6.6 Spesifikk pumpeeffekt

SPP, eller spesifikk pumpeeffekt, er en forkortelse av det engelske ordet *Specific Pump Power*. Det er et måltall på hvor energieffektivt det vannbårne varme- eller kjøleanlegget er med tanke på energien som går til drift av sirkulasjonspumper. Det finnes flere måter å uttrykke denne effektiviteten på, og andre navn enn SPP blir også benyttet. Den varianten som sannsynligvis er mest kjent i Norge, er ligning (2.43). Denne ser på forholdet mellom effektbehov og sirkulert vannmengde. Måltallet SPP blir brukt i NS 3031 som er en standard for beregning av bygningers energiytelse. Det finnes i dag ingen klar definisjon av hvordan man skal regne ut SPP for et system. Allikevel er det en bred enighet om at vannmengden  $\dot{V}$  er den totale sirkulerte vannmengden ved dimensjonerende forhold. Ved flere pumper blir dette summen av vannmengden som skal sirkuleres, slik at en vannmengde som går gjennom to pumper skal bare medregnes en gang. Pumpeeffekten,  $P_{pumpe}$ , er effektbehovet inn på pumpemotoren og lik  $P_1$ , som er vist i figur 2.20. Ved flere pumper blir  $P_1$  summen av effektbehovet til alle pumpene. SPP blir en videreføring av den mer kjente SFP-faktoren som omhandler vifter i ventilasjonsanlegg.

$$SPP = \frac{P_{pumpe}}{\dot{V}_{vann}} \left[ \frac{kW}{l/s} \right]. \quad (2.43)$$

Et annet uttrykk for SPP er *Water Transport Factor*, WTF. WTF er definert som forholdet mellom endringen i følbare varme i vannet og effekten til pumpene som sirkulerer vannet. Ligning (2.44) viser hvordan man regner ut WTF og formel (2.45) viser sammenhengen

mellom SPP og WTF [45] og [46].

$$WTF = \frac{\dot{Q}_{varme}}{P_{pumper}} \left[ \frac{kW}{kW} \right]. \quad (2.44)$$

$$SPP = \frac{\rho \cdot c_p \cdot (T_{tur} - T_{retur})}{WTF} \left[ \frac{kW}{l/s} \right]. \quad (2.45)$$

### 2.6.6.1 Typiske verdier for SPP

ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) har utarbeidet en standard som beskriver minimumskrav til energibruk i bygninger. I denne standarden finner man standardverdier for SPP som kan brukes når man skal beregne bygningers energibehov. Avhengig av type anlegg ligger SPP-verdiene på 0,349, og 0,301  $\frac{kW}{l/s}$ . For kjøleanlegg gjelder SPP = 0,349  $\frac{kW}{l/s}$  og dette tilsvarer en pumpe som sirkulerer 1000 L/s mot et trykk på 23m og en total virkningsgrad på 65 %. For tørrkjøleanlegg gjelder SPP = 0,301  $\frac{kW}{l/s}$ , og dette tilsvarer en pumpe som sirkulerer 1000 l/s mot et trykk på 18m og en total virkningsgrad på 60 % [47].

NS 3031 bruker SPP for å beregne energibehovet til bygninger. Her er SPP=0,6  $\frac{kW}{l/s}$ . Dette tallet beskriver nødvendigvis ikke hva som er den mest vanlige SPP-verdien i norske bygg. NS 3031 er en beregningmetode som først og fremst brukes for å sammenligne bygningers energibehov og ikke for å regne ut det virkelige energibehovet. Allikevel bør dette tallet gi en pekepinn på hvilken SPP-verdi man kan forvente seg i et anlegg.

Johnsen [48] har i sin hovedoppgave gjort beregninger og målinger på pumpeeffekt i forbindelse med et kjøleanlegg. Kjøleanlegget er delt inn i en sirkulasjonskrets, en tørrkjølerkrets, en baffelkrets og en frikjølingskrets. De beregnede verdiene til Johnsen er verifisert med målinger på anlegget og disse beregningene gir følgende SPP-verdier

- Sirkulasjonskrets: 0,204  $\frac{kW}{l/s}$ .
- Tørrkjølerkrets: 0,266  $\frac{kW}{l/s}$ .
- Baffelkrets: 0,236  $\frac{kW}{l/s}$ .
- Frikjøling: 0,262  $\frac{kW}{l/s}$ .

Disse målte SPP-verdiene stemmer relativt godt overens med ASHRAE-verdiene som er vist lenger opp. SPP-verdiene fra NS 3031 er derimot langt høyere, og i motsetning til tallene fra ASHRAE og Johnsen, er det ikke beskrevet hva disse tallene bygger på. Det kan derfor

være grunn til å tro at normale SPP-verdier ligger nærmere ASHRAE-tallene enn tallene fra NS 3031. Allikevel er SPP-tallet avhengig av hvordan varmeanlegget er konstruert, og dette kan variere mye fra anlegg til anlegg.

## 2.7 Shuntgrupper og koblingsprinsipper

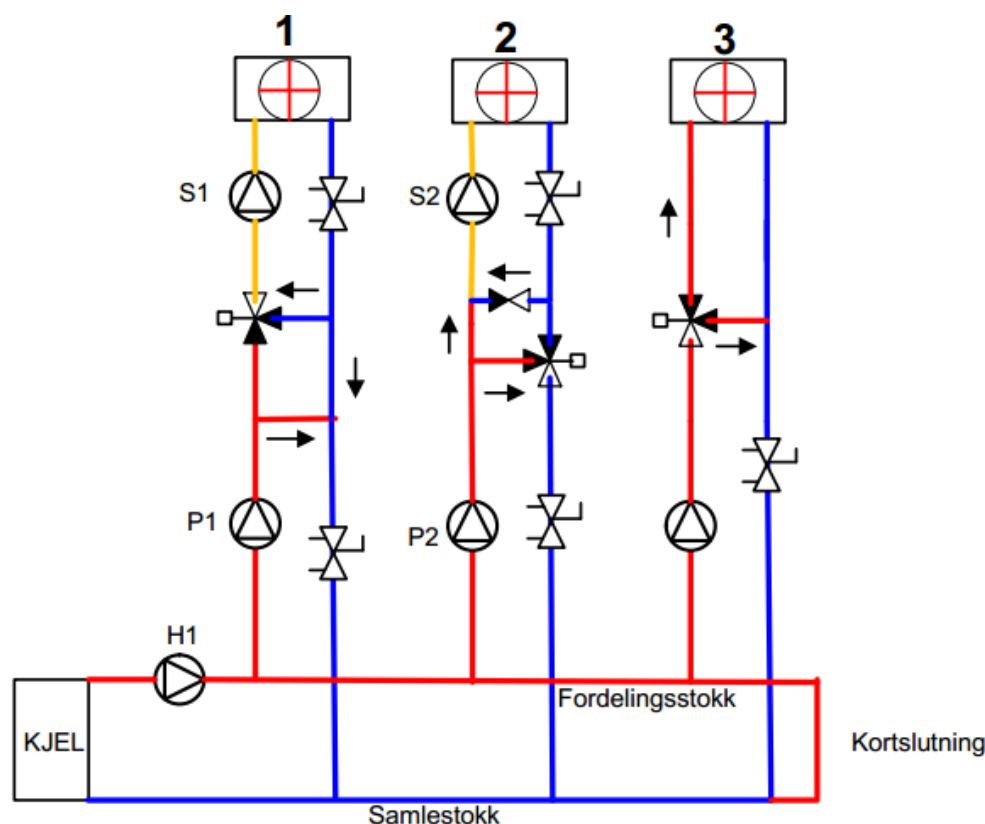
Det finnes flere koblingsprinsipper for røropplegget til varmeavgivere. Som beskrevet i avsnitt 2.4 er det to hovedprinsipper for regulering av varmeavgivere, temperatur- og mengde-regulering. Disse to reguleringsprinsippene krever ulike shuntgrupper og rørkoblinger for å fungere. I denne delen av oppgaven kommer det en innføring i de mest vanlige koblingsprinsippene, hvordan de fungerer, fordeler og ulemper. Det er viktig å ha kunnskap om de ulike koblingsprinsippene for å kunne sammenligne disse med prinsippet om desentraliserte pumper som blir beskrevet senere i oppgaven.

### 2.7.1 Koblinger med konstant vannmengde

I større varmeanlegg er det vanlig å dele inn anlegget i ulike varmekurser. Disse kursene deles for eksempel inn i en gulvvarmekurs, en radiatorkurs og en ventilasjonskurs. Figur 2.28 viser hvordan et slikt anlegg kan se ut med sirkulasjon av en konstant vannmengde på primærsiden. Primærsiden i et varmeanlegg er den kretsen som sirkulerer vannet gjennom varmekilden, mens sekundærsiden er den kretsen som sirkulerer vannmengden gjennom varmeavgiveren. Disse to kretsene skilles vanligvis med en shuntventil eller et omløpsrør.

Figur 2.28 har flere primærkurser som er koblet på en fordelerstokk og samlestock. Fordelerstocken og samlestocken inngår i hovedkretsen. Denne kretsen sirkulerer kjelevann ut til fordelerstokken, gjennom en kortslutning tilbake til samlestocken og tilbake til kjelen. Fra fordelerstokken sirkulerer en gitt vannmengde ut i en av primærkretsene, gjennom en shuntventil eller et omløpsrør og tilbake til samlestocken i hovedkretsen. Fordi man har en kortslutning på hovedkretsen vil de ulike primærkretsene og hovedkretsen være trykkmessig uavhengige. Dette er fordi den enkleste veien for vannet i hovedkretsen vil hele tiden være gjennom kortslutningskoblingen. Primærkretsene har derfor egne pumper som tar av en gitt vannmengde fra hovedkretsen. Hovedkretsen kan sees på som en forlengelse av kjelen som man henter varmt vann fra når det er behov.

Krets 1 kalles for norskekobling. Primærpumpen P1 sirkulerer vann fra fordelingsstocken og inn til en shuntventil. Her blandes turvann med returvann fra varmeavgiveren for å få ønsket temperatur og man har dermed temperaturregulering. Det av turvannet som ikke går gjennom shuntventilen går gjennom et omløpsrør og tilbake igjen til samlestocken



FIGUR 2.28: Ulike koblinger for konstant vannmengde på primærsiden.

sammen med returvannet fra varmeavgiveren. Sekundærpumpen S1 sirkulerer en konstant vannmengde gjennom shuntventil og varmeavgiver. I tillegg til pumpe og shuntventil trenger denne koblingen innreguleringsmuligheter, som for eksempel en strupeventil i hver krets som er tegnet inn på figur 2.28. En fordel med denne koblingen er at man sirkulerer den samme vannmengden gjennom varmeavgiveren til hele tiden, og det er med på å hindre frost i for eksempel et ventilasjonsbatteri. På samme måte som for hovedkretsen og primærkretsen, er også primærkretsen og sekundærkretsen for en norskekobling trykkmessige uavhengige av hverandre. Ulempen med denne koblingsmetoden er at man får en høy returtemperatur.

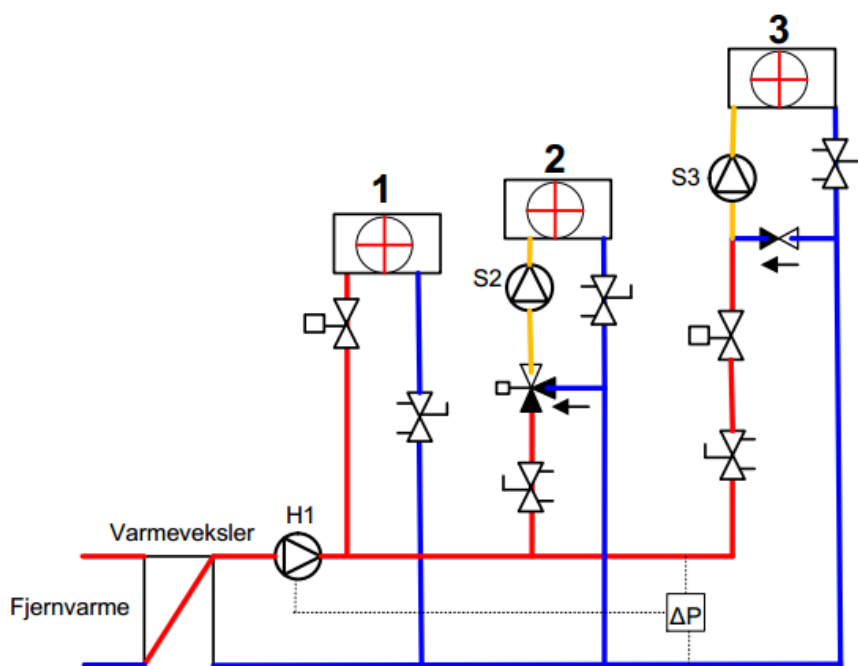
Krets 2 kalles for svenskekobling og ligner på en norskekobling. Forskjellen mellom de to koblingene er at svenskekoblingen har omløpsventilen på sekundærsiden. Her er det satt på en tilbakeslagsventil på omløpsrøret. En tilbakeslagsventil gjør at vannet kun kan sirkulere i en retning. Hvis sekundærpumpen stopper vil vannet fortsette å sirkulere gjennom varmeavgiveren og man får ikke en kortslutning gjennom omløpsrøret. Dette kan være en fordel for eksempel hvis man har et varmebatteri med frostoffare.

Krets 3 kalles for en fordelingskobling. Den regulerer vannmengden gjennom varmeavgiveren og er dermed mengderegulert. Turvannet som ikke går gjennom varmebatteriet går tilbake til returrøret gjennom en shuntkobling. Dette kan også føre til høye returtemperaturer. Lave

vannmengder gjennom varmebatteriet øker sjansen for frost og derfor er denne koblingen mest egnet for ettervarming av ventilasjonsluft i stedet for forvarming [48], [30], [49] og [10].

## 2.7.2 Koblinger med variabel vannmengde

Figur 2.29 viser ulike koblingsprinsipper for variabel vannmengde på primærsiden. Dette er en mye brukt løsning hvis man har et indirekte fjernvarmesystem med varmeveksler. Her har man også ulike kretser som går ut til for eksempel radiatorer, gulvvarme og ventilasjonsbatterier. I stedet for å ha en trykkløs hovedkrets og egne pumper i primærkretsen har man her en hovedpumpe som sirkulerer vannet ut til de ulike kretsene. De ulike kretsene er koblet i parallell og man har ingen kortslutning på hovedkretsen. Dette gjør at de ulike kretsene ikke er trykkmessige uavhengige lenger. Endringer i en krets påvirker de andre kretsene. Hovedpumpen H1 er frekvensstyrt som beskrevet i 2.6.5 og stilt inn på et konstant differansetrykk i den kretsen lengst ut i systemet.



FIGUR 2.29: Ulike koblinger for variabel vannmengde på primærsiden.

Krets 1 er en enkel standard varmekrets som ofte brukes for radiatorer med en reguleringsventil og en strupeventil. Reguleringsventilen regulerer vannmengden gjennom varmeavgiveren slik at man får en mengderegulert regulering.

Krets 2 kalles en SABO-kobling (SABO står for Sveriges Allmännyttiga Bostadsföretag, og er en interesseorganisasjon for svenske borettslag). Dette er den mest brukte blandede koblingen i dag for større anlegg med flere kurser. Koblingen gir en tilnærmet konstant



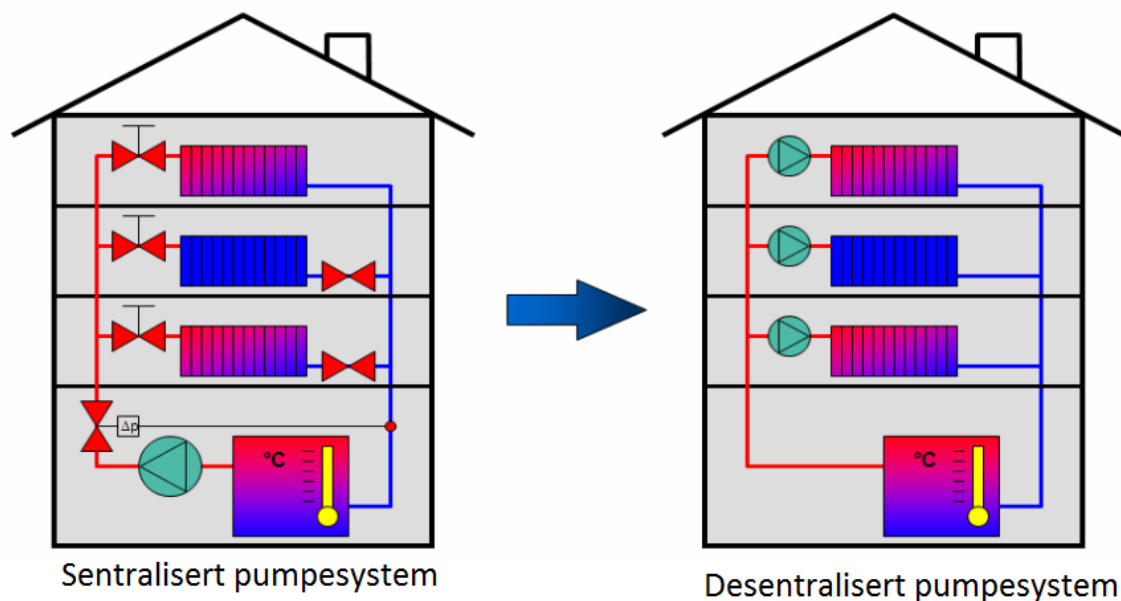
vannmengde gjennom varmeavgiveren og variabel vannmengde til primærkretsen. Pumpen S2 sirkulerer en konstant vannmengde, mens shuntkoblingen regulerer temperaturen på vannet. Reguleringsmetoden blir temperaturregulering og hver krets kan for eksempel ha sin egen utekompenseringskurve.

Krets 3 kalles for en fjernvarmekobling fordi denne koblingen blir mest brukt i forbindelse med fjernvarme som varmekilde. Denne koblingen har også en tilnærmet konstant vannmengde gjennom varmeavgiveren og variabel vannmengde i primærkretsen. Vannmengden turvann gjennom varmeavgiveren reguleres med en reguleringsventil som sitter før omløpsrøret. Tilbakeslagsventilen på omløpsrøret sørger for at vannet fortsatt vil sirkulere gjennom varmeavgiveren hvis pumpe S3 slutter å fungere [48], [4] og [30].

## 2.8 Desentraliserte pumper

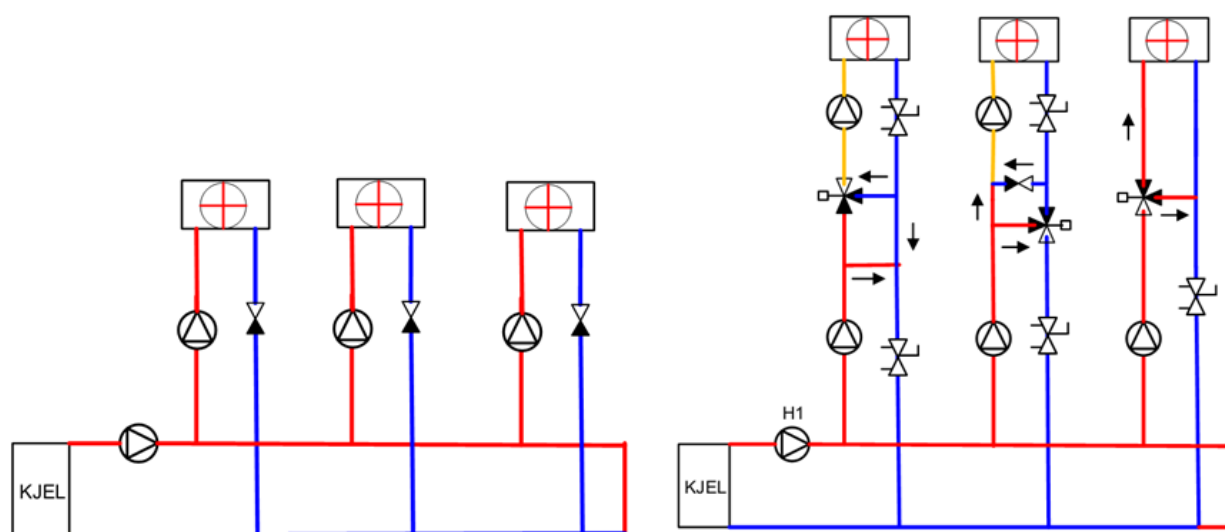
I de seneste årene har det kommet en annen måte å distribuere og regulere vannmengdene på i varme- og kjøleanlegg. I stedet for prinsippet med en sentral pumpe som er beskrevet i avsnitt 2.7.1 og 2.7.2, kan man bruke små desentraliserte pumper i hver varmeavgiver. Disse små pumpene kan regulere turtallet etter samme verdier som reguleringsventiler, for eksempel romtemperatur eller utetemperatur. En frekvensstyrt pumpe for hver varmeavgiver fjerner behovet for både reguleringsventiler og strupeventiler. Med konvensjonelle varmeanlegg med sentraliserte pumper blir reguleringen leverings-basert ved at pumpen leverer et trykk og reguleringsventilene må strupe dette trykket. Med desentraliserte pumper blir reguleringen behovs-basert hvor pumpen gir akkurat det trykket som er nødvendig for å få ønsket vannmengde ut til hver varmeavgiver. Mer nøyaktig regulering vil også være med på å gi mer besparelse hvis det for eksempel skal benyttes nattsenkning av romtemperaturen [19]. Figur 2.30 viser forskjellen på vanlige varmeanlegg med sentraliserte pumper og et varmeanlegg desentraliserte pumper.

Fordi man slipper trykktap som følge av reguleringsventiler og strupeventiler, kan dette være med på å gjøre et desentralisert pumpesystem til en mer energieffektiv løsning. Reguleringsventilene krever et gitt trykkfall allerede i helt åpen posisjon for å få en god ventilautoritet som beskrevet i 2.4.3.2. Ifølge Paarporn [50] tar man ofte ut reguleringsventiler til et trykkfall på 34 kPa ved helt åpen ventil. Ifølge Statsbygg sin veiledning [51] kan man vanligvis ta ut reguleringsventiler for et trykkfall på 5 kPa for å få god nok ventilautoritet. Det er stor forskjell på disse tallene, men begge kilder viser til et relativt stort trykkfall i reguleringsventilene. Store deler av driftstiden vil strømningsmotstanden i reguleringsventilen være mye høyere, fordi reguleringsventilen regulerer vannstrømmen ved å øke trykkfallet. Figur 2.31 viser prinsippet med desentraliserte pumper og hvor mange ventiler som skaper



FIGUR 2.30: Pumpesystemer [16].

trykkfall i anlegget man kan fjerne ved å benytte desentraliserte pumper sammenlignet med et konvensjonelt varmeanlegg.



FIGUR 2.31: Sammenligning mellom varmeanlegg med desentraliserte pumper og standard varmeanlegg.

Desentraliserte pumper vil følge affinitetslovene som er beskrevet i avsnitt 2.6.4.1 ved delast. Sentraliserte pumper vil ikke følge affinitetslovene direkte fordi reguleringsventilene endrer systemkurven til anlegget under drift. Dette er beskrevet i avsnitt 2.6.4.1. Virkningsgraden til sentrifugalpumper synker gjerne med størrelsen på pumpen, og den totale virkningsgraden til små pumper kan ifølge Rishel [52] være under 20 %. Sammen med større

anleggskostnader kan dette tale imot å velge en desentralisert pumpeløsning. I tillegg kan det være lite hensiktsmessig å installere desentraliserte pumper i eksisterende varmeanlegg. Dette er fordi det mest sannsynlig vil kreve endringer av røranlegget og de desentraliserte pumpene krever ekstra kabling til for eksempel temperaturfølere i rommet. Eksisterende reguleringsventiler krever sannsynligvis mye av den samme kablingen, så alt i alt er det ikke sikkert forskjellen blir stor. Desentraliserte pumper kan heller ikke kombineres med ettrørsanlegg av hydrauliske årsaker. Pumpene ville blitt koblet i serie og ikke fungert uavhengig av hverandre. Ifølge Siegenthaler [17] kommer desentraliserte pumper til å spille en viktig rolle i framtidens vannbårne varmeanlegg, og spesielt i boliger. Figur 2.32 viser størrelsen på en desentralisert pumpe fra WILO som yter 2,5 W ved full effekt [50], [16], [53], [44] og [17].



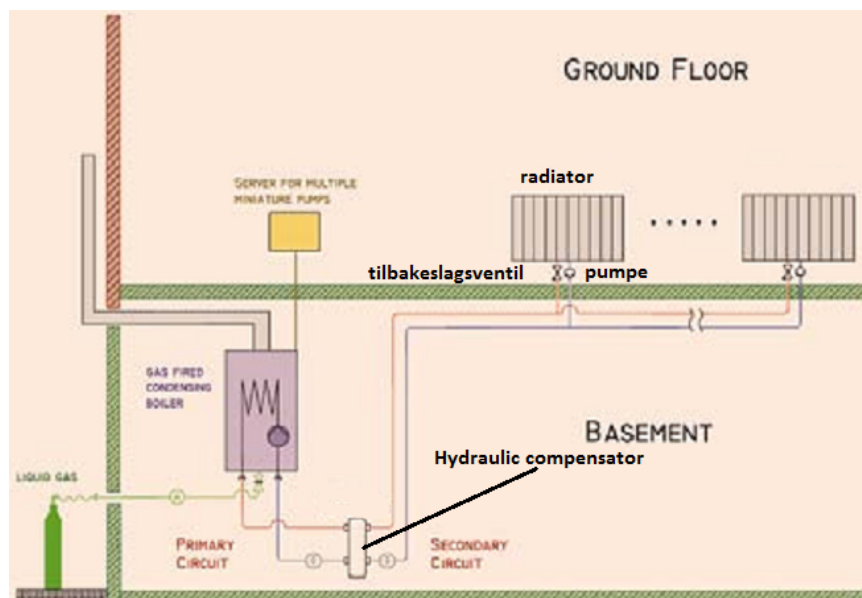
FIGUR 2.32: Desentralisert pumpe fra WILO [17].

### 2.8.1 Anleggsutførelse og trykkforhold ved desentraliserte pumper

Det finnes flere måter å designe varmeanlegg for desentraliserte pumper, og hovedprinsippene er de samme som for vanlige vannbårne varmeanlegg. Med desentraliserte pumper må man ta hensyn til de hydrauliske forholdene i varmeanlegget slik at pumpene kan arbeide uavhengig av hverandre. Under kommer det et par eksempler på anleggsutførelser som er beskrevet i bøker eller forskningsrapporter og en kort beskrivelse av disse.

#### 2.8.1.1 Varmeanlegg med desentraliserte pumper fra Tyskland

Anlegget i figur 2.33 ble brukt for å se på energibesparelsene ved desentraliserte pumper i Tyskland. Anlegget er utført med en pumpe og en tilbakeslagsventil i hver radiatorkrets.

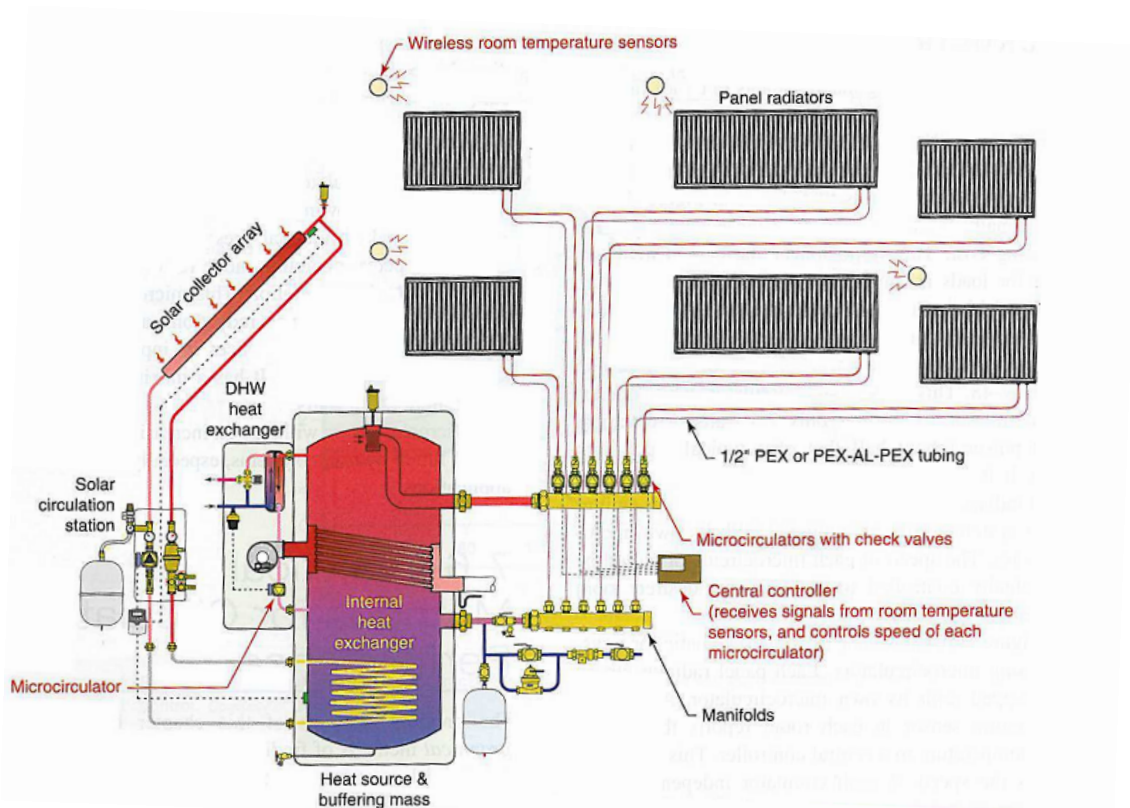


FIGUR 2.33: Anleggsutførelse fra Fraunhofer sin forskningsrapport om desentraliserte pumper [18].

Tilbakeslagsventilen sørger for at vannet kun strømmer en vei i radiatornetsene og ikke blir sugd motsatt vei av andre pumper. Mellom gasskjelen som varmer opp vannet og radiatornetsene er det installert en hydraulisk kompensator. Den hydrauliske kompensatoren sørger for at man får to hydraulisk uavhengig kretser, slik at sirkulasjonspumpen til gasskjelen ikke påvirker de desentraliserte pumpene i varmeanlegget. Dette kalles også for en hydraulisk shunt, og er i praksis en shuntkobling som lager en kortslutningskobling mellom tur- og returrøret. De desentraliserte pumpene regulerer hastigheten etter romtemperaturen som skal følge fastsatte verdier [18].

### 2.8.1.2 Eksempel på utførelse av varmeanlegg med desentraliserte pumper

I figur 2.34 har hver varmeavgiver egne rørføringer. Allikevel er alle radiatorene koblet i parallell fordi de går ut ifra samme fordelerstokk og kommer tilbake igjen i samme samlestokk. Fra fordeler- og samlestokken går det et rør tilbake igjen til en akkumulatortank som varmer opp vannet. Hver pumpe blir kontrollert gjennom en sentral kontroller som får signaler fra temperaturfølere i rommet. I denne modellen er det også installert tilbakeslagsventiler som hindrer vannet i å strømme feil vei i radiatornetsene. Her er det ikke brukt noen hydraulisk kompensator for å skille radiatornetsene fra akkumulatortanken. Akkumulatortanken har ingen pumpe som kan påvirke de desentraliserte pumpene og derfor er det ikke behov for å skille disse to kretsene [17].



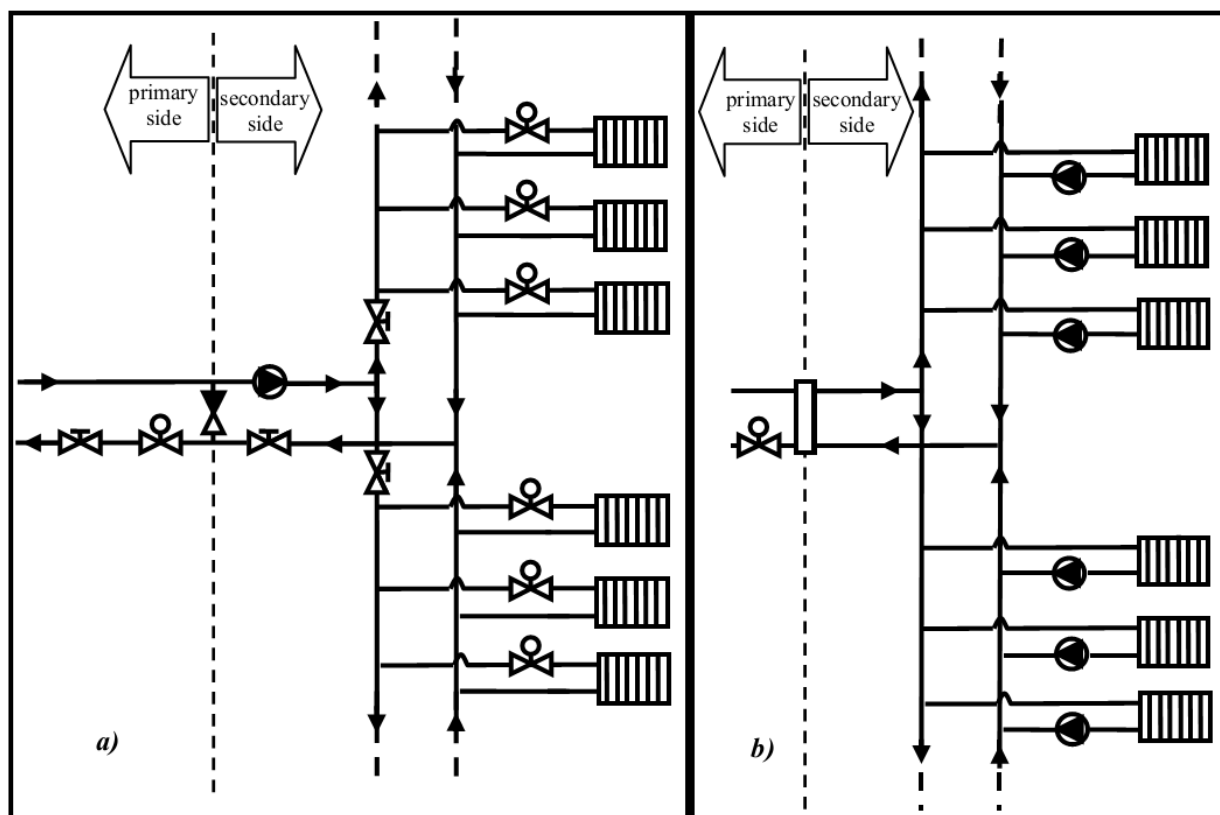
FIGUR 2.34: Komplette anlegg med desentraliserte pumper [17].

### 2.8.1.3 Eksempel på endring fra en sentral pumpe til desentraliserte pumper

Figur 2.35 viser oppbygningen av varmeanlegget og hvordan anlegget har blitt bygd om fra et konvensjonelt anlegg med en sentral pumpe til et anlegg med desentraliserte pumper. Her har den tradisjonelle shuntgruppen som skiller primær- og sekundærsiden blitt byttet ut med en hydraulisk kompensator på samme måte som forskningsmodellen fra Tyskland. Her er hver desentraliserte pumpe på 3 W og disse blir styrt ut ifra temperaturfølere i hvert rom. I tillegg er det installert en reguleringsventil på primærsiden som skal sørge for lav returtemperatur fordi varmekilden er fjernvarme. Det er ikke inntegnet noen tilbakeslagsventiler i denne modellen, og det er heller ikke nevnt i rapporten. Dette kan likevel ha blitt brukt, men utelatt fra rapporten. Siden de to andre anleggene har brukt dette av gode grunner, kan man ikke konkludere med at tilbakeslagsventiler ikke er nødvendig fordi denne modellen ikke har nevnt dette [19].

### 2.8.1.4 Praktiske erfaringer med desentraliserte pumper

Under kommer en beskrivelse av tre ulike tester som har blitt gjennomført med desentraliserte pumper.

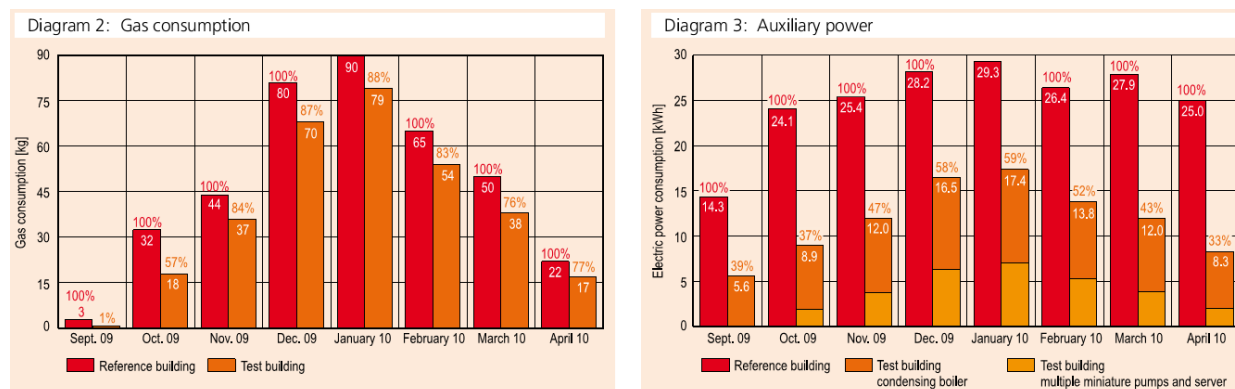


FIGUR 2.35: Skisse over varmeanlegget som Markusson brukte i doktorgradsavhandlingen[19].

*Energy Performance Evaluation - A novel decentralised pump concept for a supermarket refrigeration system.* Dette er en masteroppgave fra Kungliga Tekniska Högskolan i Sverige, 2009. Oppgaven bruker et eksisterende kjøleanlegg med indirekte system til å sammenligne energiforbruket til sentrale pumper mot desentrale pumper. I dette forsøket ble det brukt en av/på-regulering av de desentraliserte pumpene. Dette var samme reguleringsmetode som ble brukt på reguleringsventilene ved sentrale pumper. Forsøket med desentraliserte pumper viste at man fikk jevnere trykkforhold i anlegget enn med en sentral pumpe. Desentraliserte pumper reduserte det totale energiforbruket til kjøleanlegget med 8 % og energiforbruket til pumper med 34,1 % [54].

*IBP REPORT Decentralized Circulation Pumps.* Dette er en forskningsrapport fra Fraunhofer Institute for Building Physics IBP i Tyskland. Her har det blitt brukt to identiske hus med samme gasskjel, innetemperatur, internlast osv. Det ene huset er utstyrt med et varmeanlegg med en sentral pumpe og radiatorer med termostatiske reguleringsventiler. Det andre huset bruker desentraliserte pumper på hver radiator som blir kontrollert av en sentral server ut ifra romtemperaturen. Varmelegget med desentraliserte pumper brukte 53 % mindre elektrisitet enn referanseanlegget, dette er inkludert energi som går til regulering av pumpene og gasskjel. De desentraliserte pumpene var også mer nøyaktige når det

gjaldt regulering av romtemperatur og reduserte gassbehovet til oppvarming med 19 %. Figur 2.36 viser resultatene fra denne rapporten [18].



FIGUR 2.36: Resultater fra forskningsprosjektet til Fraunhofer Institute [18].

*Efficiency of building related pump and fan operation* er tittelen på en doktorgradsavhandling skrevet av Caroline Markussen ved Chalmers tekniske høgskole i Sverige. Denne oppgaven tar for seg energibruk og potensialet for energisparing når det gjelder vifter og pumper i VVS-anlegg. Markusson har blant annet foretatt feltmålinger på et varmeanlegg som har blitt ombygd med desentraliserte pumper. Før ombyggingen var det et vanlig radiatoranlegg med utekompensert turtemperatur og termostatiske radiatorventiler. Etter ombyggingen ble det satt inn desentraliserte pumper i stedet for termostatiske radiatorventiler og strupeventiler ble fjernet. Dette varmeanlegget vises i figur 2.35. Konklusjonen av dette forsøket ble at besparingspotensialet i gjennomsnittlig pumpeeffekt ble 71 % i den målte perioden [19].

# Kapittel 3

## Metoder

Dette kapitlet beskriver metodene som er brukt for lage en modell som kan simulere pumpedriften i et varmeanlegg. Modellen består av flere matematiske uttrykk som blant annet beskriver trykktap og vannmengde. Disse uttrykkene vil bli forklart i dette kapitlet. I tillegg er det antagelser og forenklinger som blir brukt for å kunne lage modellene og gjennomføre simuleringene.

### 3.1 Vannmengder under drift

Den sirkulerte vannmengden ut til hver radiator er avhengig av effektbehovet hvis man benytter mengderegulering som beskrevet i 2.4.2.1. For å beregne trykkfall og pumpeeffekt i et varmeanlegg, trenger man å vite den sirkulerte vannmengden til enhver tid. Hvis man kjenner type radiator, temperaturforskjeller ved dimensjonerende forhold og romtemperatur kan man benytte ligning (2.24) for å regne ut vannmengden. Listen under viser verdiene som brukes i modellen for å beregne nødvendig sirkulert vannmengde.

- Radiator med  $n = 1, 33$ .
- $\Delta T = 20 \text{ K}$  ved dimensjonerende forhold.
- Konstant turtemperatur =  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- Romtemperatur  $21 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Med disse verdiene kan formel (2.24) forenkles til formel (3.1). Ved å benytte denne formelen på hver radiator kan man enkelt finne den ønskede sirkulerte vannmengden for varierende



effektbehov. Summen av disse vannmengdene blir den totale vannmengden i anlegget ved et gitt tidspunkt.

$$\text{Relativ vannmengde i radiator } x.x = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} = \frac{10 \cdot \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_d}}{39 - 29 \cdot \left(\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_d}\right)^{0,752}}. \quad (3.1)$$

Ved lite varmebehov vil vannmengden gjennom hver radiator være veldig lav og vanskelig å kontrollere. Som beskrevet i avsnitt 2.4.3.3, har reguleringsventiler et gitt reguleringsområde hvor de kan regulere vannmengden nøyaktig. I denne oppgaven har reguleringsområdet til reguleringsventilene blitt satt til  $R=32$ . Det betyr at den minste regulerbare vannmengden blir  $\frac{1}{32} \cdot \frac{\dot{m}}{\dot{m}_d}$ . Nilsson [10] sier at et vanlig reguleringsområde ligger rundt  $R \approx 30$ . Ved behov for lavere vannmengder enn det som er den minste regulerbare vannmengden blir den minst regulerbare vannmengden gjeldene i simuleringen. Det betyr at den minste regulerbare totale vannmengden i anlegget blir 0,0069 kg/s.

### 3.1.1 Vannmengde til varmebatteri

Som beskrevet i avsnitt 2.4.1.2, er det mer komplisert å finne sammenhengen mellom temperatur, vannmengde og avgitt effekt for et varmebatteri enn en radiator. Varmebatterier prosjekteres stort sett med en konstant sirkulerende vannmengde hvor det er temperaturen som reguleres. Dette gjør at pumpedriften er tilnærmet konstant gjennom hele driftsperioden og ikke like interessant som mengderegulerte radiatoranlegg. I denne oppgaven blir derfor ikke desentraliserte pumper for varmebatterier behandlet, og i simuleringene antar man temperaturregulering som varierer lineært med varmebehovet og uavhengig av luftmengder.

## 3.2 Trykkfall i rørnett

For å lage en modell av et varmeanlegg, der man kan simulere pumpedrift ved ulike driftsforhold, har tilnærmingen til elektrisk kretslære vært sentral. Vannstrømning i lukkede rørkretser og elektriske kretser har flere likhetstrekk. Ohms lov (3.2) viser sammenhengen mellom spenning ( $U$ ), motstand ( $R$ ) og strøm ( $I$ ). Spenningen i en elektrisk krets kan sammenlignes med trykkdifferansen  $\Delta p$  i en hydraulisk krets. Motstanden i en elektrisk krets kan sammenlignes med strømningsmotstanden  $K$  i rør og rørdeler i en hydraulisk krets. Strømmen i en elektrisk krets kan sammenlignes med vannmengden  $\dot{m}$  i en hydraulisk krets. Derfor kan ligning (3.2) skrives om til ligning (3.3). Dette gjør at man kan regne ut trykkfallet i kretsen hvis man vet vannmengden og strømningsmotstanden i systemet [55].

Konstanten for strømningsmotstanden,  $K$ , finnes ved å beregne trykkfallet i hver radiator-krets ved dimensjonerende forhold og dividere på den dimensjonerende vannmengden som går gjennom den aktuelle radiator-kretsen.

$$U = R \cdot I. \quad (3.2)$$

$$\Delta p = K \cdot \dot{m}^2. \quad (3.3)$$

### 3.2.1 Trykkfall i rør og bend

Som vist i avsnitt 2.2.1 finnes det flere måter å beregne trykkfallet som skyldes friksjon i rørnett. Hazan Williams sin formel (2.13) for stålrør har blitt brukt for å finne friksjonstapet i hver radiator-krets. Rørlengder og antall bend har blitt funnet ved hjelp av tegninger i MagiCad og rørene er dimensjonert for et friksjonstap på 100-200 Pa/m. Ifølge Zeidemans [30] er dette et vanlig valg for dimensjonerende trykkfall. Rørene er av typen Mannesmann stålrør og standard rørdimensjoner fra Stensaas [11] har blitt brukt.

Støttapene i rørdeler og utstyr beregnes etter formel (2.17). Tabell 3.1 viser hvilke rørdeler som er tatt med i trykktapsberegningen og tilhørende støttapskoeffisient. Støttapskoeffisientene er hentet fra Zijdemans [30]. Disse støttapskoeffisientene kan variere mye og Zijdemans oppgir et variasjonsområde i størrelsesorden  $\pm 40\%$  for oppgitte verdier.

<i>Utstyr/rørdeel</i>	<i>Støttapskoeffisient, <math>\zeta</math></i>
Bend 90°	0,5
Bend 45°	0,32
T-stykke rett	0,5
T-stykke bend	1,8

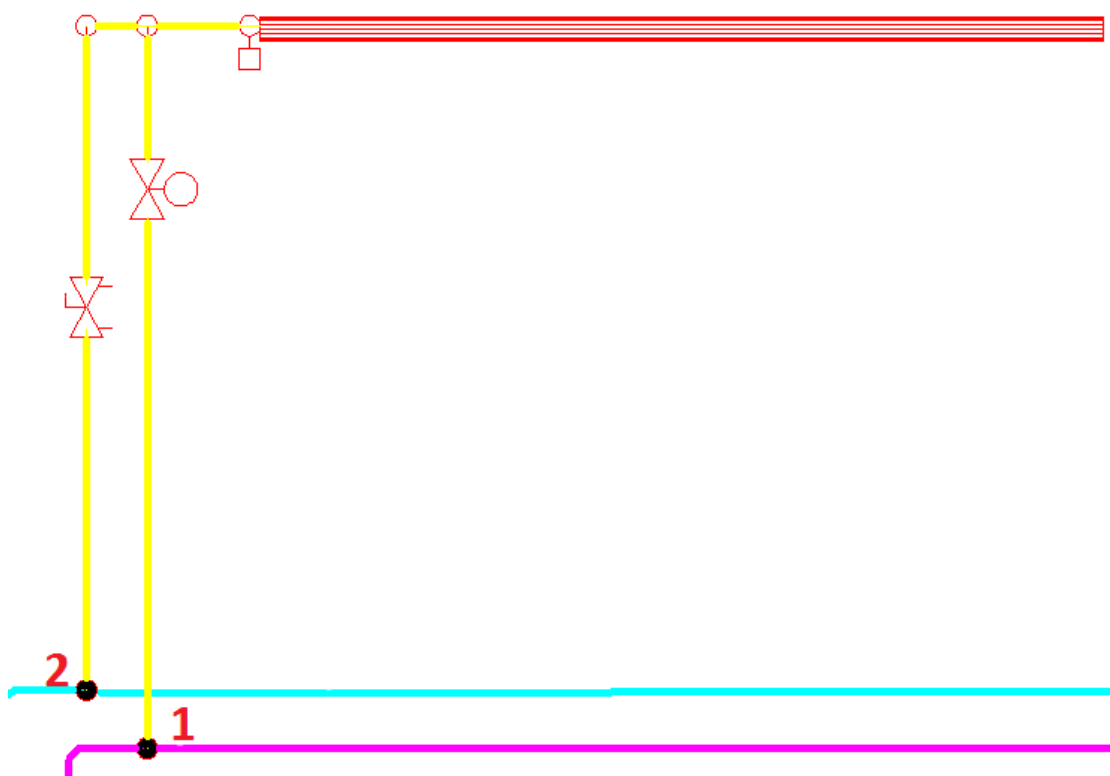
TABELL 3.1: Tabell over støttapskoeffisienter.

### 3.2.2 Trykkfall i radiator og ventiler

Trykkfallet over radiatorene er satt til 500 Pa per radiator ved dimensjonerende forhold og dette tallet er hentet fra ITT [1]. Ved dimensjonerende forhold er alle reguleringsventilene helt åpne. Trykkfallet over reguleringsventilen i helt åpen stilling bestemmes avhengig av ønsket ventilautoritet som beskrevet i avsnitt 2.4.3.2. Ønsket ventilautoritet settes til ca. 0,4 som anbefalt i Stensaas [11]. Trykkfallet i reguleringskretsen  $\Delta P_{reg.krets}$  blir beregnet for hver radiator inkludert trykkfall over strupeventil og reguleringsventil. Formel (3.4) brukes for å

beregne nødvendig trykkfall over de åpne reguleringsventilene i anlegget. Reguleringskretsen for hver radiator blir strømningskretsen fra hovedledningen, ut til radiatoren og tilbake igjen som beskrevet av Nilsson [10]. Figur 3.1 viser reguleringskretsen for radiator 10 med strupeventil og reguleringsventil. Reguleringskretsen for radiator 10 blir strømningskretsen fra punkt 1, gjennom radiatoren og tilbake til punkt 2.

$$N = \frac{\Delta P_{reg.vent}}{\Delta P_{rør} + \Delta P_{inn.reg.vent} + \Delta P_{reg.vent}}. \quad (3.4)$$



FIGUR 3.1: Eksempel på reguleringskrets for radiator 10.

Tabell 3.2 viser det totale trykkfallet i de ulike reguleringskretsene, trykkfallet over åpen reguleringsventil, nødvendig struping i strupeventiler og ventilautoriteten til reguleringsventilen.

Nødvendig trykkfall over de åpne reguleringsventilene varierer mellom 2 000-7 300 Pa, og det gjennomsnittlige trykkfallet over reguleringsventilene er på 4 606 Pa. Disse verdiene stemmer godt overens med tall fra Statsbygg sin veiledning for vannbåren varme som anbefaler  $\Delta p_{reg.vent} \approx 5000$  Pa[51] for å oppnå en god ventilautoritet.

<i>Reguleringskrets</i>	$\Delta p_{reg.krets}$ [Pa]	$\Delta p_{reg.vent}$ [Pa]	$\Delta p_{inn.reg.vent}$ [Pa]	<i>Ventilautoritet</i>
Radiator 2	16 019	6 500	8 837	0,406
Radiator 4	14 290	6 000	7 502	0,420
Radiator 6	11 573	4 700	5 903	0,406
Radiator 8	11 466	4 700	5 593	0,410
Radiator 10	9 857	4 000	4 396	0,406
Radiator 12	7 935	3 200	2 676	0,403
Radiator 14	7 777	3 200	2 537	0,411
Radiator 16	3 800	2 000	0	0,526
Radiator 18	3 800	2 000	181	0,526
Radiator 1	18 030	7 300	9 975	0,405
Radiator 3	15 216	6 300	8 257	0,414
Radiator 5	14 184	5 700	7 702	0,402
Radiator 7	12 744	5 200	6 454	0,408
Radiator 9	12 744	5 000	6 458	0,392
Radiator 11	10 406	4 500	4 762	0,432
Radiator 13	9 896	4 000	4 755	0,404
Radiator 15	9 896	4 000	4 755	0,404

TABELL 3.2: Trykkfall og ventilautoritet i reguleringskretsene.

### 3.2.2.1 Reguleringsventil

I forrige avsnitt ble trykkfallet over en helt åpen reguleringsventil ved dimensjonerende forhold funnet, men dette trykkfallet endres under drift av anlegget. Trykkfallet over en reguleringsventil blir et støttap og kan i utgangspunktet beregnes etter støttapsligningen som er forklart i avsnitt 2.2.2. Reguleringsventilen skal endre vannmengden som strømmer gjennom røret eller varmeavgiveren som den er koblet til. Dette gjør den ved å endre strømningsmotstanden slik at trykkfallet over reguleringsventilen endrer seg. Reguleringsventilen endrer strømningsmotstanden ved å endre den innvendige ventilgeometrien. Dette fører til at støttapskoeffisienten  $\zeta$  vil endre seg avhengig av ventilens spindelposisjon. Grunnlaget til formelen for å regne ut trykktapet over reguleringsventilen i ulike posisjoner er hentet fra Ma [56] og formel (3.5). Formelen baserer seg på formel (2.17), men den har med en faktor  $Z$  som beskriver ventilåpningen fra 0 til 1 og eksponenten  $\kappa$  som er avhengig av karakteristikken til ventilen. Konstanten  $\zeta_0$  må beregnes ut ifra ønsket ventilautoritet og trykkfall ved dimensjonerende forhold.

$$\Delta p = \zeta_0 \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{Z^\kappa \cdot 2} [Pa]. \quad (3.5)$$

Ved å løse ut  $Z$  fra ligning (2.31) kan man finne den relative ventilåpningen som en funksjon av den relative vannmengden  $\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}}$  og konstantene som beskriver reguleringsventilen. Disse

konstantene er reguleringsområdet,  $R$ , fra avsnitt 2.4.3.3 og ventilautoriteten,  $N$ , gjennom  $\gamma$  fra avsnitt 2.4.3.2. Basert på dette får man formelen for  $Z$

$$Z = \frac{\log\left(\frac{\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}}\right)^2}{\left(1+\gamma-\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}}\right)^2\right)}\right)}{2 \log R} + 1. \quad (3.6)$$

Eksponenten  $\kappa$  fjernes fra ligning (3.5) fordi ventilkarakteristikken allerede er tatt høyde for når man setter inn formel (3.6) for  $Z$ . Den endelige ligningen for trykkfallet over reguleringsventilen blir da som følger

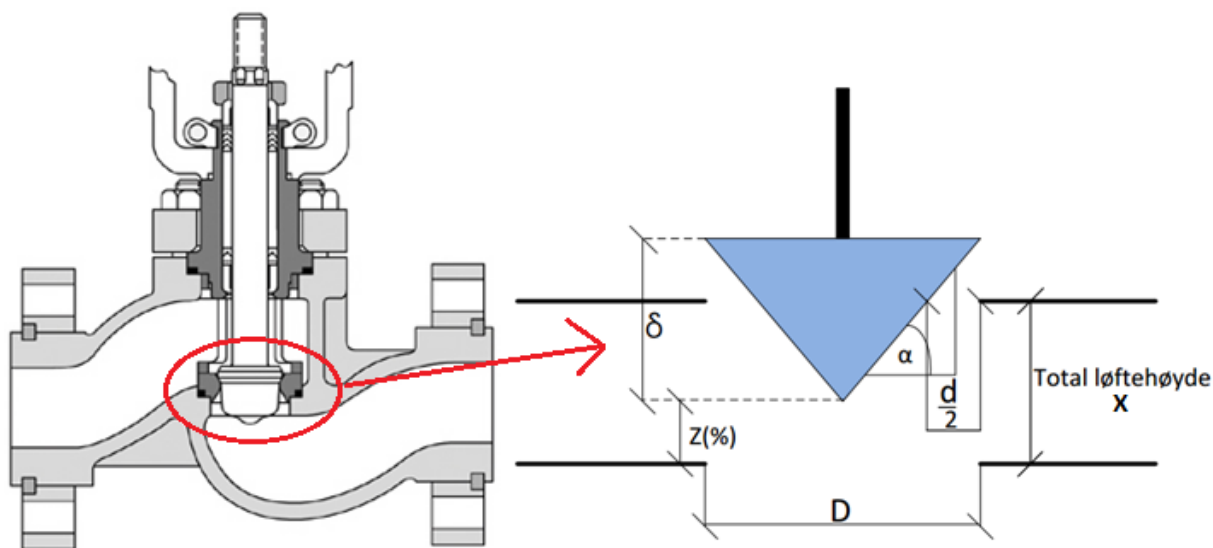
$$\Delta p = \zeta_0 \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{\left(\frac{\log\left(\frac{\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}}\right)^2}{\left(1+\gamma-\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{max}}\right)^2\right)}\right)}{2 \log R} + 1\right) \cdot 2}. \quad (3.7)$$

I denne ligningen er  $\zeta_0$  støttapskoeffisienten til helt åpen reguleringsventil.  $\gamma$  er trykkfallet i reguleringsventil dividert på trykkfallet i hele reguleringskretsen og  $R$  er reguleringsområdet til reguleringsventilen.  $\rho$ ,  $v$  og  $\dot{m}$  er henholdsvis tettheten, hastigheten og massestrømmen til vannet gjennom reguleringsventilen.

Hastigheten  $v$  bestemmes ved å ta volumstrømmen delt på åpningsarealet til reguleringsventilen,  $\frac{\dot{V}}{A}$ . Men arealet  $A$  er avhengig av ventilposisjonen  $Z$ . Derfor har man laget en matematisk modell som beskriver åpningsarealet som en funksjon av den relative ventilposisjonen  $Z$ . Figur 3.2 viser et snitt av en typisk reguleringsventil av typen seteventil og hvordan åpningsarealet  $A$  kobles mot ventilposisjonen  $Z$ . Seteventilen regulerer åpningsarealet og dermed trykkfallet over ventilen ved å heve eller senke ventilpluggen over ventilsetet. Listen under beskriver de ulike parameterne som man finner igjen i figur 3.2.

- $D$  - Diameteren til åpningen som ventilpluggen lukker. Denne åpningen utgjør ventilsetet og ved lukket ventil er ventilpluggen helt nedsenket i denne åpningen.
- $d$  - Diameteren til den faktiske ventilåpningen. Denne åpningen øker når ventilpluggen heves og den aktuelle diameteren til ventilpluggen blir mindre.
- $\delta$  - Ventilpluggens høyde. Dette er lengden fra spissen og opp til toppen av ventilpluggen.
- $\alpha$  - Ventilpluggens vinkel. Denne vinkelen illustreres i figur 3.2.
- $Z$  - Ventilens relative åpning. Dette er aktuell løftehøyde dividert på den maksimale løftehøyden som er ved helt åpen ventil.

- $X$  - Ventilens totale løftehøyde som er distansen som ventilen beveger seg mellom helt lukket ventil ( $Z=0$ ) og helt åpen ventil ( $Z=1$ ).



FIGUR 3.2: Varierende areal for reguleringsventil.

Åpningsdiameteren  $d$  kan beskrives som  $\frac{d}{2} = \frac{\delta - Z \cdot X}{\tan \alpha}$ . Ved å multiplisere  $Z$  med den totale løftehøyden  $X$ , får man den absolutte løftehøyden. Formelen for areal av en sirkel  $A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$  og åpningsarealet kan da beskrives som

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - (2 \cdot \frac{\delta - Z \cdot X}{\tan \alpha})^2). \quad (3.8)$$

Med formlene som er beskrevet over kan man simulere trykkfallet over hver reguleringsventil i varmeanlegget under drift. De samme verdiene for  $\delta$ ,  $\alpha$ ,  $X$  og  $\gamma$  brukes for alle reguleringsventilene. For å få en reguleringsventil som fungerer best mulig har det blitt gjort simuleringer med forskjellige verdier for de ulike parameterne til ønskede ventilegenskaper ble oppnådd. Disse egenskapene var hvor mye åpningsarealet skulle reduseres i forhold til helt åpen ventil, at den relative ventilposisjonen  $Z$  skulle variere omtrentlig mellom 0-1, men aldri være negativ og at strømningsmotstanden økte markant ved stenging av ventil. For å oppnå disse egenskapene måtte verdiene for de ulike parameterne avvike noe fra det som er brukt andre steder i oppgaven. Reguleringsområdet  $R$  som brukes for å regne ut den relative ventilposisjonen  $Z$  ble tilpasset hver ventil, slik at alle reguleringsventilene hadde omtrent det samme trykkfallet ved en gitt vannmengde. Disse  $R$ -verdiene må derfor ikke forveksles med  $R$ -verdien på 32 som er brukt for å finne minste regulerbare vannmengde. Det var nødvendig å tilpasse  $R$ -verdien til hver enkelt ventil fordi nødvendig trykkfall over reguleringsventilene i forbindelse med ventilautoriteten hadde store variasjoner. Som man kan se i tabell 3.3 varierer  $R$ -verdien mellom 50-180 for de ulike ventilene og dette er urealistisk høye verdier. På samme måte som  $R$  er blitt tilpasset hver ventil for å få realistiske

verdier har støttapskoeffisienten  $\zeta_0$  blitt valgt for å gi en ventilautoritet på 0,4 ved dimensjonerende forhold. Det samme gjelder ventilpluggens vinkel, høyde og  $\gamma$ , disse verdiene er ikke hentet fra en virkelig reguleringsventil, men valgt ut ifra hva som gir en god modell, og derfor må ikke disse verdiene tillegges for stor vekt. Tabell 3.3 viser hvilke verdier som har blitt valgt for  $\delta$ ,  $\alpha$ ,  $X$ ,  $\gamma$  og  $R$ . Støttapskoeffisienten  $\zeta_0$  må tilpasses hver reguleringsventil slik at man får riktig motstand over helt åpen reguleringsventil ut ifra ønsket ventilautoritet som beskrevet i avsnitt 3.2.2. Tabell 3.4 viser verdien til  $\zeta_0$  for hver reguleringsventil for å få ønsket trykkfall.

<i>Radiator</i>	$\delta$	$\alpha$	$X$	$\gamma$	$R$
1	0,02	32,77	0,02	1	180
2	0,02	32,77	0,02	1	200
3	0,02	32,77	0,02	1	150
4	0,02	32,77	0,02	1	160
5	0,02	32,77	0,02	1	130
6	0,02	32,77	0,02	1	145
7	0,02	32,77	0,02	1	120
8	0,02	32,77	0,02	1	130
9	0,02	32,77	0,02	1	115
10	0,02	32,77	0,02	1	105
11	0,02	32,77	0,02	1	90
12	0,02	32,77	0,02	1	80
13	0,02	32,77	0,02	1	82
14	0,02	32,77	0,02	1	80
15	0,02	32,77	0,02	1	80
16	0,02	32,77	0,02	1	48
18	0,02	32,77	0,02	1	50

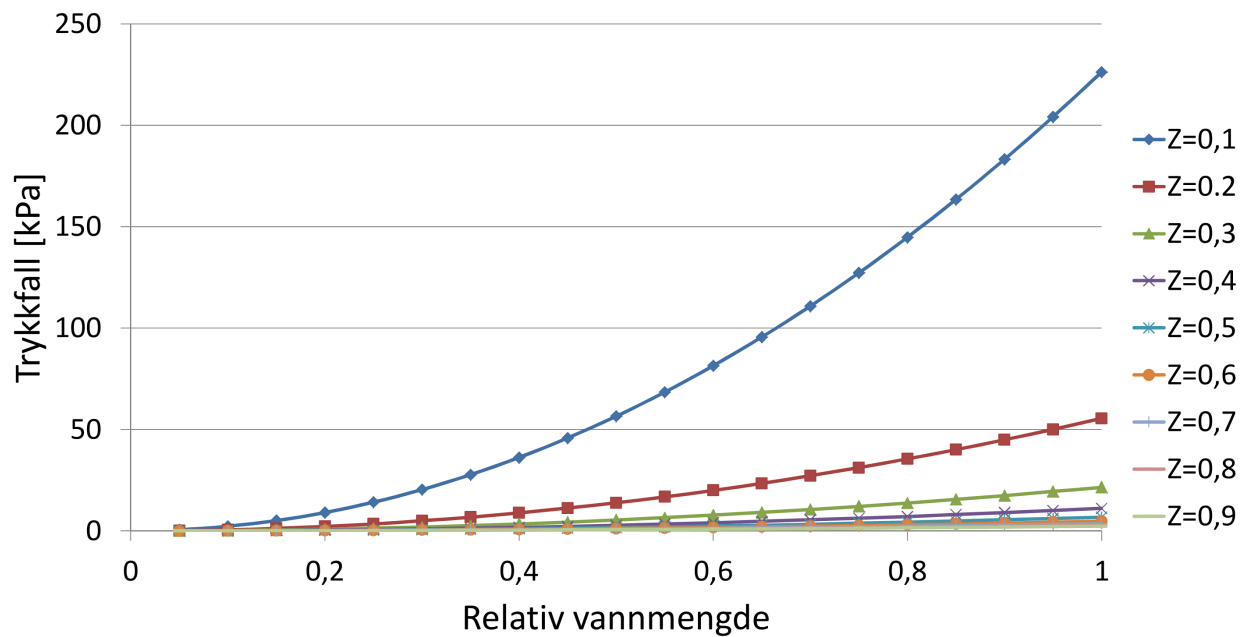
TABELL 3.3: Tabell over parametere for simulering av reguleringsventilene.

Figur 3.3 viser hvordan strømningsmotstanden i reguleringsventilen til radiator 16 er avhengig av ventilposisjonen. Radiatorkrets 16 ble valgt fordi dette er den kretsen med størst trykkfall og styrende for pumpetrykket. Denne figuren er laget ved å finne trykkfallet over reguleringsventilen ved en gitt ventilposisjon og vannmengde. Disse verdiene brukes for å finne strømningsmotstanden  $K$  som er beskrevet i ligning (3.3). Med strømningsmotstanden  $K$  kan man plote trykkfallet over reguleringsventilen ved ulike vannmengder. Figuren viser hvordan strømningsmotstanden er størst ved lav  $Z$ -verdi fordi da er ventilen mest stengt. Dette gir en brattere kurve i figuren. Ved høyere  $Z$ -verdi er ventilen mer åpen, strømningsmotstanden blir mindre og kurven blir slakere. Figur 3.3 viser derfor at modelleringen av strømningsmotstanden i reguleringsventilen oppfører seg som forventet.

I avsnitt 2.4.3.3 blir det beskrevet hvordan en eksponentiell ventilkarakteristikk sammen med en varmeavgiver kan gi en lineær sammenheng mellom varmeavgivelse og ventilens

<i>Radiator</i>	$\zeta_0$
Radiator 1	1469
Radiator 2	1615
Radiator 3	1268
Radiator 4	913
Radiator 5	1147
Radiator 6	458
Radiator 7	323
Radiator 8	539
Radiator 9	228
Radiator 10	183
Radiator 11	403
Radiator 12	72
Radiator 13	358
Radiator 14	72
Radiator 15	183
Radiator 16	45
Radiator 18	56

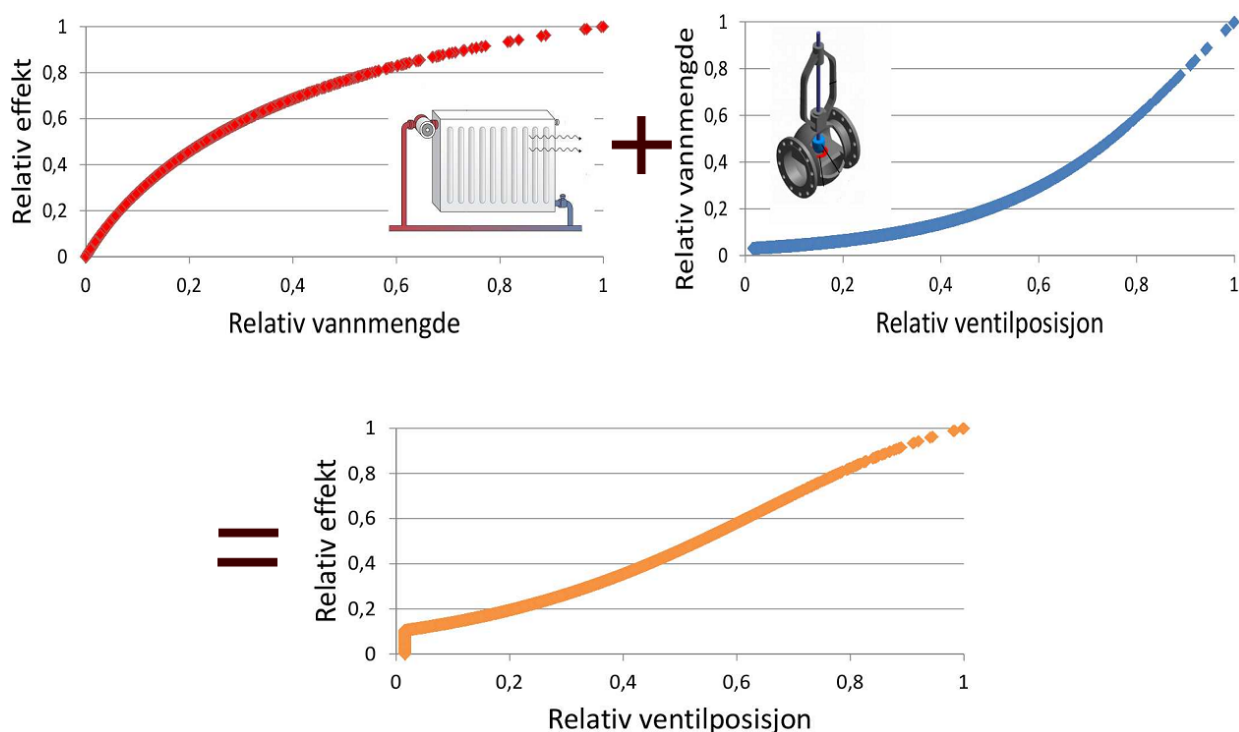
TABELL 3.4: Tabell over parametere for simulering av reguleringsventilene.



FIGUR 3.3: Strømningsmotstand i reguleringsventil.



posisjon. Figur 3.4 viser denne sammenhengen for radiator 16 med tilhørende reguleringsventil. Ut ifra figuren kan man se hvordan karakteristikken til radiatoren sammen med karakteristikken til reguleringsventilen skaper en tilnærmet lineær reguleringskurve som er ønskelig. Dette viser at modelleringen av reguleringen for radiatorene sammen med reguleringsventilen fungerer som ønsket.



FIGUR 3.4: S sammensatt karakteristik av radiator og reguleringsventil.

### 3.2.2.2 Strupeventiler

Denne oppgaven tar utgangspunkt i dynamiske strupeventiler når driften av et varmeanlegg skal simuleres. Disse ventilene er beskrevet i avsnitt 2.4.4.4. Det er valgt å ta utgangspunkt i Frese Alpha som er en dynamisk strengreguleringsventil, og figur 3.5 viser bilde av denne ventilen sammen med innsatsdelen til ventilen. Innsatsdelens oppgave er å holde trykket på ønsket nivå og kan skiftes ut for å passe ulike trykkforhold.

I simuleringsmodellene antar man at denne er plassert i reguleringskretsen til hver radiator, mens i praksis ville man sannsynligvis koblet denne ventilen på hver radiatorstreng, slik at en strupeventil betjener flere radiatorer. Disse ventilene trenger et visst disponibelt trykkfall for å kunne regulere trykkforholdene innenfor ønskede verdier. Ut ifra datablad for den dynamiske strengreguleringsventilen finner man at en DN15 ventil med 26 l/h må minimum ha et disponibelt trykkfall på 8 kPa i den kritiske strømningskretsen. Både ventilstørrelse og vannmengde stemmer bra med de verdiene som gjelder for varmeanlegget i denne oppgaven



FIGUR 3.5: Frese alpha ventil med innsatsdel [20].

ved dimensjonerende forhold. Dette disponible trykkfallet må pumpen produsere i tillegg til trykket som kreves for å sirkulere den ønskede vannmengde gjennom systemet. Det antas videre at med disse forutsetningene greier strupeventilen hele tiden å justere trykket slik at man oppnår ønsket vannmengde. Forskjellen mellom trykkfallet i rør, bend og reguleringsventil for den aktuelle radiatorkretsen og den radiatorkretsen med stort trykkfall må strupeventilen strupe. Formel (3.9) viser hvordan nødvendig trykkfall i strupeventilen blir beregnet

$$\Delta p_{(inn.reg)x.x} = \Delta p_{(rør+bend+reg.vent)max} - \Delta p_{(rør+bend+reg.vent)x.x}, \quad (3.9)$$

hvor

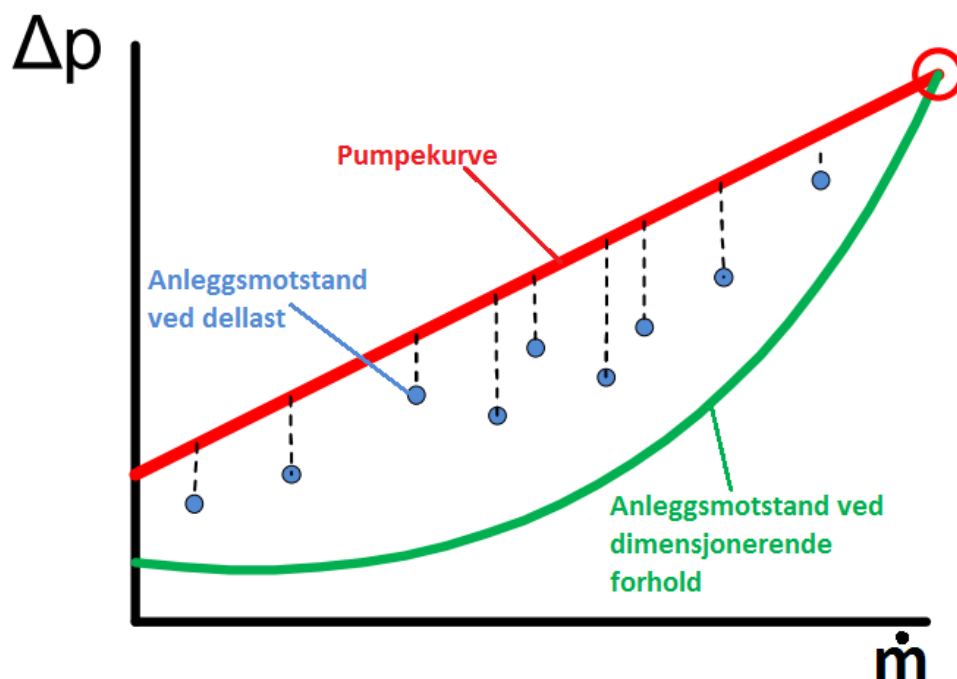
- $\Delta p_{(inn.reg)x.x}$  er nødvendig trykkfall i strupeventilen.
- $\Delta P_{(rør+bend+reg.vent)max}$  er trykkfall i rør, bend og utstyr for den kritiske (mest ugunstige) radiatorkretsen.
- $\Delta P_{(rør+bend+reg.vent)x.x}$  er trykkfall i rør, bend og utstyr for den aktuelle radiatorkretsen.

### 3.3 Simulering av sirkulasjonspumper

I dag brukes det i all hovedsak pumper som har muligheten til å regulere hastigheten i mengderegulerte anlegg. Denne reguleringsmetoden er beskrevet i avsnitt 2.6.5 og det finnes i hovedsak to metoder, kalkulert- og målt differansetrykk. For å simulere en pumpe med

hastighetsregulering, har det blitt tatt utgangspunkt i regulering med kalkulert differansetrykk. Ifølge Grundfos [14] anbefales denne metoden hvis man har et pumpesystem med relativt lavt trykkfall i rør og det benyttes reguleringsventiler for å regulere vannmengden med et trykkfall som er lavere enn 50 % av det totale trykkfallet. Dette stemmer bra med anlegget som blir studert senere i oppgaven og beskrevet i avsnitt 4.1.2. Denne reguleringsmetoden er enklere å simulere enn den med målt differansetrykk fordi den ikke er avhengig av et målt differansetrykk ute i anlegget og pumpeprodusenten Grundfos har flere typer pumper som baserer seg på denne reguleringsmetoden.

Figur 3.6 viser hvilken metode som blir brukt for å finne pumpens arbeidspunkt med kalkulert differansetrykk. Den grønne linjen representerer anleggsmotstanden ved dimensjonerende forhold når alle reguleringsventiler er åpne. Den røde sirkelen viser arbeidspunktet til pumpen ved dimensjonerende vannmengde. Dette er den største vannmengden som pumpen skal sirkulere og derfor skal dette også være det punktet hvor pumpen gir størst trykkøkning. Fra dette punktet trekkes det en rett linje som representerer det kalkulerte differansetrykket. Pumpen vil følge denne røde linjen når vannmengden varierer gjennom driften. De blå punktene representerer trykktapet i anlegget ved en gitt vannmengde under drift. De stiplede linjene fra disse punktene illustrerer hvordan arbeidspunktet til pumpen flytter seg litt opp i forhold til det idelle arbeidspunktet når man benytter kalkulert differansetrykk. En helt ideell frekvensstyrt pumpe ville ha arbeidet på disse blå punktene til enhver tid, fordi dette er det aller minste trykket som er nødvendig for å sirkulere den ønskede vannmengden.



FIGUR 3.6: Kalkulert differansetrykk og pumpens arbeidspunkt.

Den røde linjen kan beskrives på formen  $\Delta p = A \cdot \dot{m} + B$  hvor  $A$  og  $B$  er konstanter som gjør at det kalkulerede differansetrykket passer til anlegget. De blå punktene i figur 3.6 representerer trykktapet i anlegget ved en gitt vannmengde. Den røde linjen bør ligge så nærme disse punktene som mulig, men alltid over punktene slik at pumpen til enhver tid kan levere nok trykkøkning for å oppnå ønsket vannmengde.

### 3.3.1 Virkningsgrader

Virkningsgraden til en pumpe endrer seg ved ulike driftspunkter. En typisk kurve for virkningsgraden avhengig av vannmengden vises med den blå linjen i figur 3.7. Vanligvis tas pumpen ut til å ha høyest virkningsgrad ved dimensjonerende forhold. I samme figur er det laget en rett linje som skal illustrere en virkningsgrad som varierer lineært med vannmengden. Senere i oppgaven vil det bli vist at varmeanlegget som denne oppgaven baserer seg stort sett arbeider langt unna dimensjonerende forhold, med en gjennomsnittlig vannmengde på 9,2 % av dimensjonerende vannmengde. Som man kan se av figur 3.7 er den lineære- og reelle pumpekurven relativt like med unntak av området rundt dimensjonerende forhold. Fordi pumpen i det aktuelle varmeanlegget sjelden befinner seg i dette området blir virkningsgraden forenklet til å variere lineært med vannmengden, med den høyeste virkningsgraden ved dimensjonerende forhold [17]. Størrelsen på pumpen har stor betydning for virkningsgraden og det er vanligvis de minste pumpene som har dårligst virkningsgrad [12]. Største og minste virkningsgrad blir valgt på bakgrunn av pumpedata fra virkelige pumper.



FIGUR 3.7: Forskjellen mellom virkelig og lineær virkningsgrad.

Virkningsgraden til en pumpe er avhengig av ved hvilken dellast pumpen arbeider. I denne oppgaven antar man at virkningsgraden varierer lineært med vannmengden. Den laveste virkningsgraden oppstår ved den minste vannmengden og den høyeste virkningsgraden oppstår ved den største vannmengden. Dette er en forenkling av hvordan virkningsgraden til en pumpe varierer. Det er ikke gitt at man har høyest virkningsgrad ved største vannmengde for virkelige anlegg, men ifølge Rishel [12] virker dette stort sett å stemme [57]. Den høyeste virkningsgraden kan som beskrevet i avsnitt 2.6.1 variere stort avhengig av størrelsen (effekten) til pumpen. Den høyeste virkningsgraden til pumpene som blir beregnet i denne oppgaven vil derfor bli satt på bakgrunn av pumpens størrelse, og hvis mulig på bakgrunn av datablader fra produsenter. Den generelle formelen for å beregne virkningsgraden  $\eta$  ved en gitt vannmengde  $\dot{m}$  blir

$$\text{Virkningsgrad, } \eta = \eta_{min} + \left( \frac{\eta_{max} - \eta_{min}}{\dot{m}_{max} - \dot{m}_{min}} \right) \cdot \dot{m}. \quad (3.10)$$

# Kapittel 4

## Simuleringsmodeller

### 4.1 Innledning

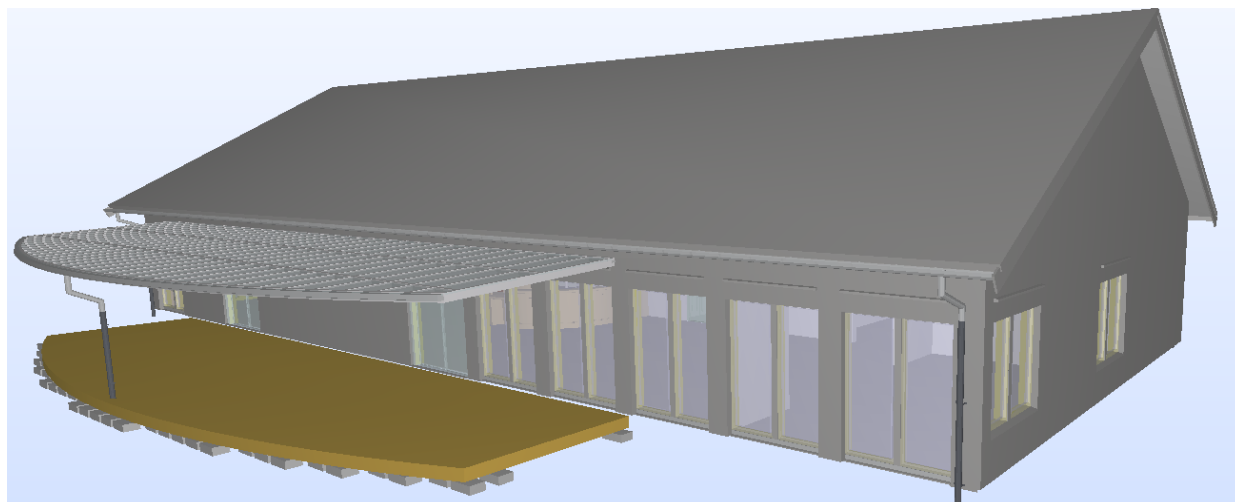
For å få en bedre forståelse for hva som påvirker pumpedriften i et varmeanlegg har det blitt laget en enkel modell av et vannbårent varmeanlegg som opererer under ulike driftsforhold gjennom ett år. Ut ifra denne modellen kan man beregne pumpetrykk og vannmengder slik at den nødvendige pumpeeffekten og pumpeenergien kan beregnes.

#### 4.1.1 Bygningens beskrivelse

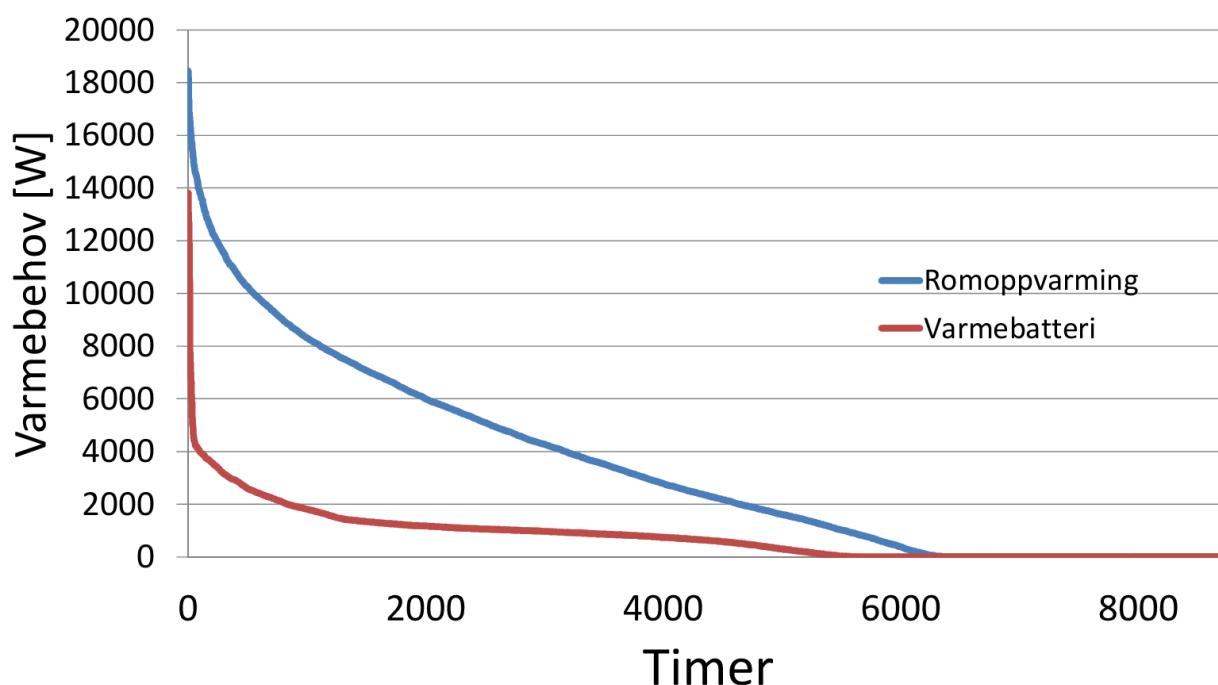
Bygningen som er utgangspunktet for simuleringene er en fritidsmesse ved Jørstadmoen militærleir. Fritidsmessa ble bygd i 2012 og er på  $430 \text{ m}^2$ . Figur 4.1 viser en 3D-modell av bygningen. Energikilden til oppvarming er fjernvarme, og totalt netto energibehov er  $147,9 \text{ kWh/m}^2$ . Energimerket til bygningen er en grønn B med  $148 \text{ kWh/m}^2$  levert energi. Det totale leverte energibehovet for bygningen er  $69\,366 \text{ kWh}$ , hvor  $48\,574 \text{ kWh}$  kommer fra fjernvarme og dekker hele behovet til romoppvarming, ventilasjonsvarme og tappevann. I appendix B er det plantegninger og fasadetegninger av bygningen. Figur 4.2 viser en effekt-varighetskrurve for radiatorkursen og varmebatteriet i fritidsmessa og figur 4.3 viser varmebehovet fordelt på måneder. Alle data for varmebehov er hentet fra simuleringer i SIMIEN. Tillegg B viser plantegning av fritidsmessen.

#### 4.1.2 Varmeanlegget

Fritidsmessen har to varmekurser, en til varmebatteriet i ventilasjonsanlegget og en til romoppvarming med radiatorer. Disse to kursene går ut ifra en hovedkrets som sirkulerer



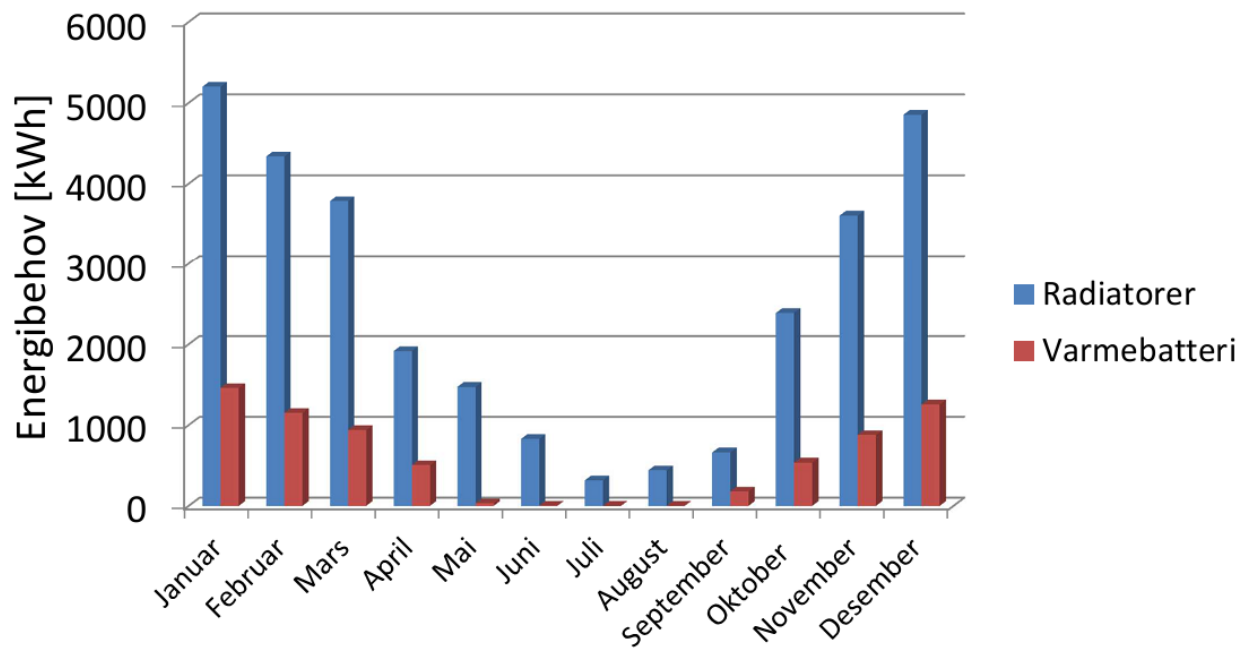
FIGUR 4.1: 3D-modell av den nye fritidsmessen på Jørstadmoen.



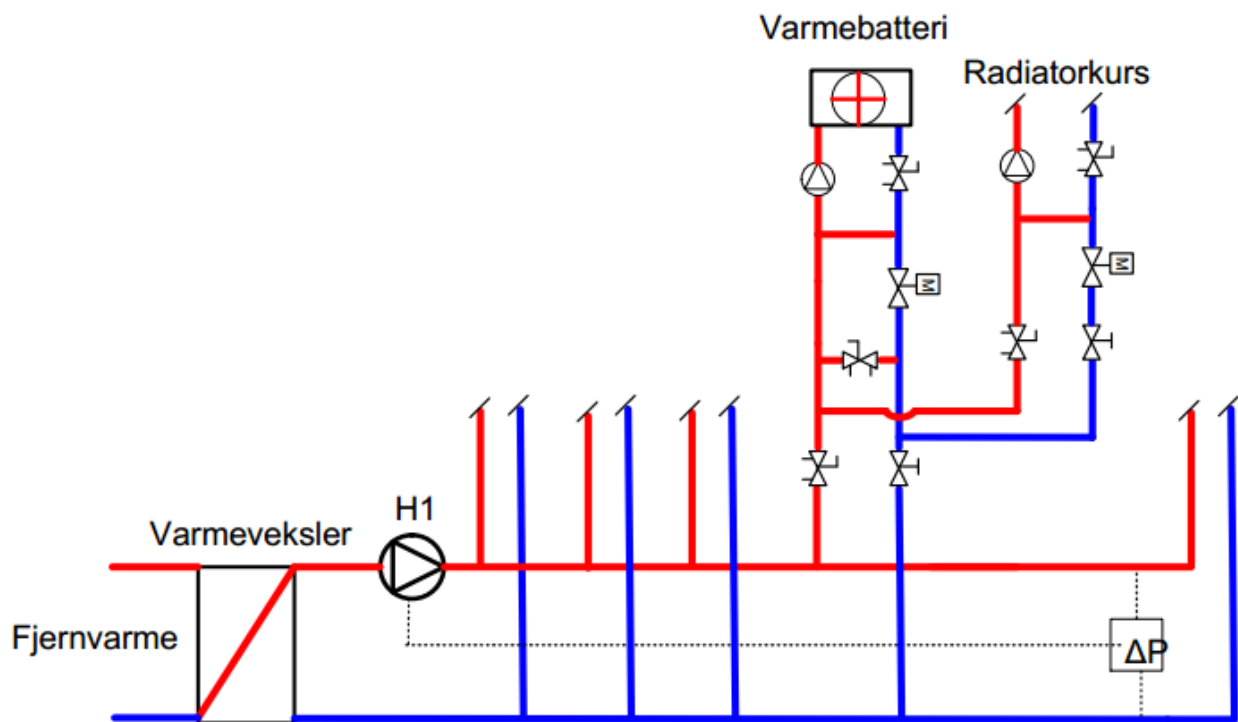
FIGUR 4.2: Effekt-varighetskurve for fritidsmessen.

varmtvann gjennom varmeveksleren til fjernvarmenettet. Det er totalt 5 bygninger som betjenes av hovedkretsen. I tillegg er det en egen varmeveksler for varmt tappevann, men oppvarming av tappevann blir ikke studert nærmere i denne oppgaven. Figur 4.4 viser oppbygningen til varmeanlegget med hovedkursen som er koblet til varmeveksleren og de 5 kursene som går ut til ulike bygninger. Denne oppgaven skal se nærmere på fritidsmessen som har et varmebatteri og en radiatorkurs. Disse to kursene er tegnet inn, mens de andre kursene kun er vist med avbrutte rørføringer.

Varmebatteriet er temperaturregulert og pumpen i sekundærkretsen går med konstant turtall. Det sitter en motorventil i returrøret etter kortslutningskoblingen som regulerer



FIGUR 4.3: Energibehov til oppvarming av fritidsmessen.

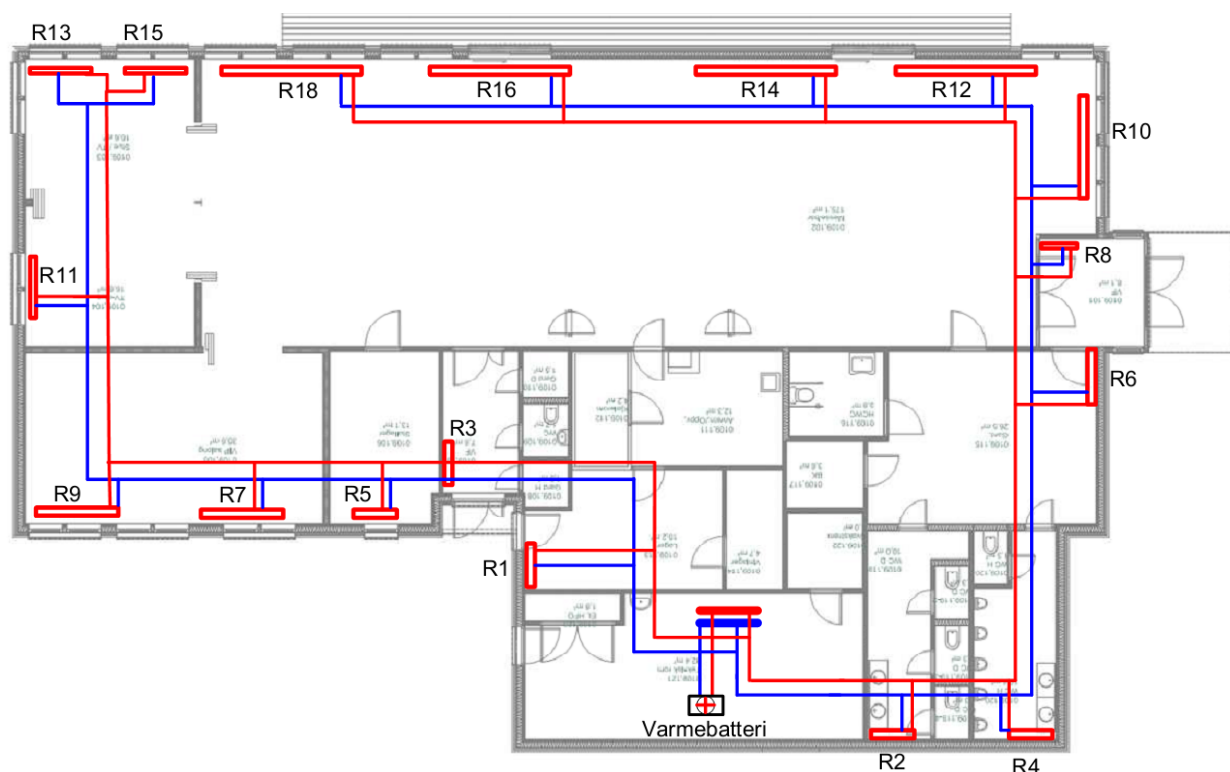


FIGUR 4.4: Systemskisse av varmeanlegget.



temperaturen på vannet. Dette er samme reguleringsprinsipp som for krets 3 i avsnitt 2.7.2 og kalles for fjernvarmekobling. Ventilen som sitter i den ene kortslutningskoblingen er en bløderventil. Hvis motorventilen stenger helt fordi det ikke er noe varmebehov vil bløderventilen slippe gjennom en liten vannmengde. Når det blir behov for varmt vann i varmebatteriet igjen vil dette skje raskere fordi det varme vannet allerede sirkulerer ut til bløderventilen.

Radiatorkursen er prosjektert til å være mengderegulert med varierende turtemperatur. Motorventilen som sitter etter kortslutningskoblingen i retur-røret, varierer temperaturen på turvannet ut på radiatorkursen gjennom å øke eller minke tilførselen av varmt vann fra hovedkretsen. Denne motorventilen styres gjerne ut ifra en utekompenseringskurve slik at turtemperaturen avtar med økende utetemperatur. I simuleringsmodellene har man sett bort ifra utekompensering av turtemperaturen, og bruker kun mengderegulering i radiatorkretsene. Figur 4.5 viser rørføringer og radiatorplasseringer i bygningen. Radiatorkursen deler seg i to like etter fordelerstokken, for å betjene ulike deler av bygningen. I den ene kursen merkes radiatorene med oddetall, og i den andre kursen nummereres de med partall.



FIGUR 4.5: Radiatornett

Det er totalt installert 17 radiatorer med en samlet dimensjonerende effekt på 12 185 W. Fra avsnitt 4.1.1 kan man se at dette er mindre enn det beregnede maksimale effektbehovet på 18 450 W. Effekt-varighetskurven er veldig bratt ved de høyeste effektene og viser at det kun er

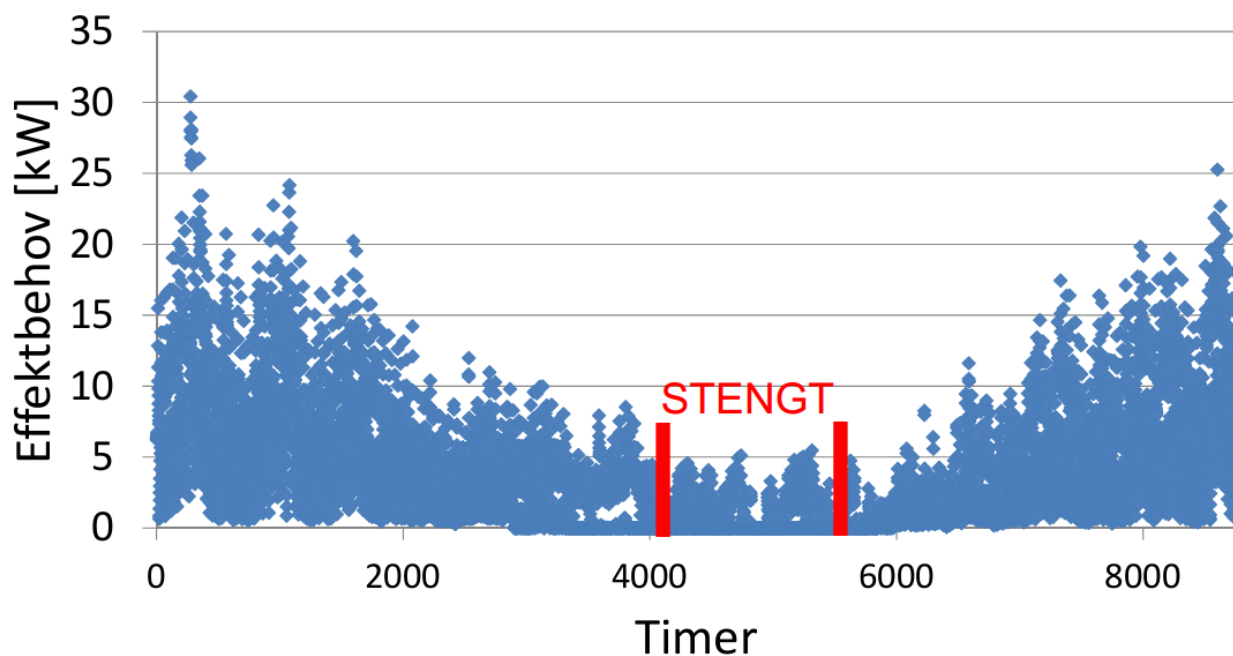
et par timer i løpet av året det er behov for tilnærmet maksimal effekt. Derfor er radiatorene dimensjonert for en lavere total effekt enn det som ble funnet i energiberegningene. I denne oppgaven vil man derimot ta utgangspunkt i de beregnede effektbehovene. Effektbehovet til hver radiator finnes ved å vekte hver radiator med hensyn på andelen av dimensjonert effekt. Eksempel: Radiator 1 er dimensjonert til å ha en effekt på 400 W. Dette er 3,27 % av det totale dimensjonerende effektbehovet. Den maksimale effekten til radiator 1 med beregnede verdier blir da  $3,27\% \cdot 18450 \text{ W} = 602,7 \text{ W}$ . Tabell 4.1 viser oversikten over det beregnede effektbehovet til hver radiator. Den største effekten til varmebatteriet er på 13,8 kW.

<i>Radiator</i>	<i>Effekt [W]</i>
Radiator 1	602,7
Radiator 3	602,7
Radiator 5	602,7
Radiator 9	1 265,7
Radiator 11	904,0
Radiator 13	904,0
Radiator 15	1 265,7
Radiator 2	542,4
Radiator 4	693,1
Radiator 6	866,4
Radiator 8	798,6
Radiator 10	1 265,7
Radiator 12	1 808,1
Radiator 14	1 808,1
Radiator 16	1 808,1
Radiator 18	1 627,3

TABELL 4.1: Tabell over dimensjonerende effekt til radiatorer

Fordi varmebehovet er lavt under sommeren, vil i praksis mange varmeanlegg stenges helt av en viss periode. Hvor lang denne perioden er kan variere fra sted til sted og anlegg til anlegg. For dette bygget antar man en avstengning mellom 20 juni til 20 august. Figur 4.6 viser effektbehovet gjennom året og den perioden som varmeanlegget er avstengt. Som man kan se av figur 4.6, er effektbehovet lavt i den perioden som varmeanlegget er avstengt. I tillegg kan man se av figur 4.3 at energibehovet til oppvarming også er veldig lavt i denne perioden. Derfor er det naturlig å anta at varmeanlegget er avstengt.

For de ulike modellene er det en del utstyr som man kan forvente å finne i et vannbårent varmeanlegg som ikke er tatt med i simuleringene. Eksempler på slikt utstyr er filter, vannmåler, temperaturføler, stengeventil og lignende. En av grunnene til at disse komponentene ikke er tatt med, er fordi det hadde komplisert trykkfallsberegningene og det er heller ikke funnet noen gode tall for omtrentlig størrelse på disse trykktapene. En annen



FIGUR 4.6: Effektbehov gjennom året.

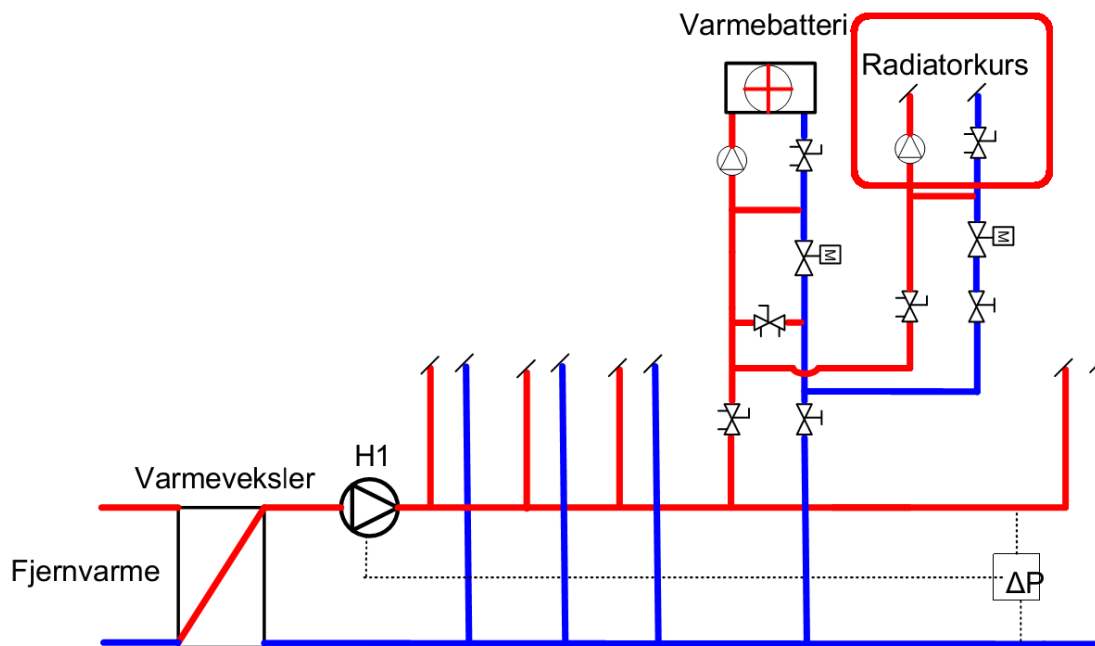
grunn til at disse komponentene ikke er tatt med, er at de samme komponentene mest sannsynlig vil være å finne på anleggene i alle simuleringene og vil skape det samme trykkfallet i alle tilfellene. Derfor er det valgt å utelate disse komponentene i stedet for å bruke verdier i beregningene som ikke er verifisert. Det vil allikevel bli gjort alternative simuleringer hvor pumpetrykket blir satt høyere for å se hvilken innvirkning dette har på pumpeenergien. De fire første modellene tar bare for seg den delen av varmeanlegget som bruker radiatorene til å avgi varme. Varmebatteriet for ventilasjonsanlegget blir sett nærmere på i en egen modell til slutt.

## 4.2 Sentral pumpe med standard reguleringsventiler

### 4.2.1 Beskrivelse av modellen

Denne modellen tar utgangspunkt i det opprinnelige varmeanlegget for fritidsmessen på Jørstadmoen som er vist i figur 4.4. Det er den sekundære pumpekretsen til radiatorene som er med i denne modellen, pumpen til varmbatteriet blir studert i en egen del til slutt i dette kapittelet. Hovedpumpen H1 er ikke med i noen av modellene. Grunnen til dette er at denne pumpen betjener flere bygg og systemet hadde blitt for omfattende hvis alle byggene skulle blitt simulert. Figur 4.7 viser hvilken del av anlegget som er med i modellen. Varme anlegget på fritidsmessen benytter seg av både temperaturregulering og mengderegulering for radiatorsystemet. I denne modellen bruker man bare mengderegulering

slik som beskrevet i avsnitt 3.1. Videre i oppgaven vil denne modellen også bli omtalt som modell 1, for å gjøre det enklere å skille de ulike modellene fra hverandre.



FIGUR 4.7: Delen av varmeanlegget som er med i modellen.

Utsyret som er tatt med i denne modellen er:

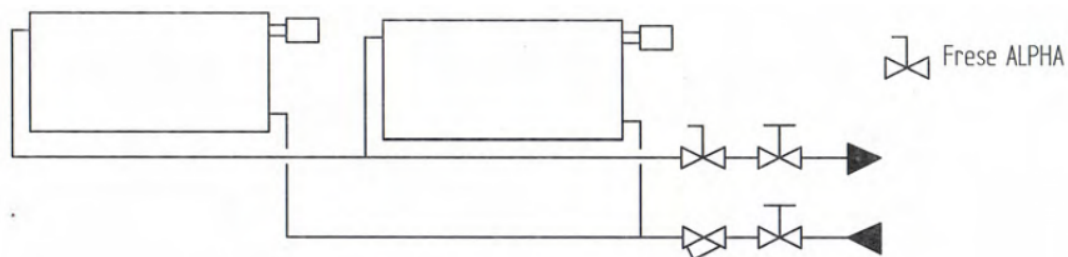
- Sentral sirkulasjonspumpe av typen Grundfos Alpha 2 15-40 130.
- 17 radiatorer med ulikt effektbehov plassert som vist i figur 4.5.
- Reguleringsventiler til hver av radiatorene som er modellert etter egne modeller.
- Frese Alpha dynamiske strupeventiler til hver radiatorkrets som vist i figur 4.8.

### 4.2.2 Fremgangsmåte

Under kommer det en beskrivelse av fremgangsmåten for å simulere pumpedriften til anlegget gjennom ett år. De fleste av metodene er beskrevet i kapittel 3 og vil ikke bli gjennomgått i detalj. Det som ikke er beskrevet i kapittel 3 vil få en grundigere beskrivelse. Til slutt kommer det flytskjemaer som skal illustrere framgangsmåten som er forklart.

# Radiatorer

## Radiatorer med termostater



FIGUR 4.8: Radiatorkrets med Frese Alpha dynamisk strupeventil [20].

### 4.2.2.1 Vannmengde

Nødvendig vannmengde for å levere ønsket effekt fra hver radiator blir beregnet som beskrevet i avsnitt 3.1 med timesverdier. Den totale vannmengden som pumpen skal sirkulere blir summen av vannmengdene til hver radiator. Den minste regulerbare vannmengden er satt til 3,1 % av dimensjonerende vannmengde, noe som tilsvarer et reguleringsområde for reguleringsventilene på  $R=32$ . Ved et varmebehov som gir en lavere vannmengde enn dette, vil fortsatt den minste regulerbare vannmengde sirkulere. Dette er fordi reguleringsventiler kun kan ha nøyaktig regulering innenfor et gitt reguleringsområde. I perioden 20. juni til 20. august antar man at varmeanlegget er stengt av fordi varmebehovet er minimalt.

### 4.2.2.2 Trykkfall

Trykkfallet gjennom ett år med unntak av perioden mellom 20 juni til 20 august har blitt beregnet for rør, bend og radiator, reguleringsventil og strupeventil som beskrevet i kapittel 3. Det er den kretsen med størst trykkfall, den kritiske kretsen, som bestemmer hvor stor trykkøkning pumpen må produsere. Greier pumpen å sirkulere vannet ut til denne kretsen, vil den også samtidig kunne sirkulere vannet ut til de kretsene med lavere strømningsmotstand. Trykkfallsberegninger viser at det er strømningskretsen ut til radiator 16 som er den kritiske kretsen i dette tilfellet. Det virker sannsynlig at dette er den strømningskretsen med størst trykkfall, fordi radiator 16 er en av de radiatorene som ligger lengst ut i systemet. Trykkfallet i radiatorkrets 16 varierer mellom 19,68 kPa ved største vannmengde og 0,26 kPa ved minste vannmengde. I tillegg til dette behøver strupeventilene ifølge produsenten et disponibelt trykkfall på 8kPa i den kritiske kretsen ved dimensjonerende forhold for å fungere. Dette gir et totalt trykktap på 27,68 kPa ved dimensjonerende forhold.

### 4.2.2.3 Pumpetrykk og virkningsgrader

Pumpen som betjener radiatorkretsen er turtallsregulert og blir beregnet slik som beskrevet i avsnitt 3.3. Det kalkulerede differansetrykket er avhengig av anleggskartet til anlegget, hvor man kan se anleggsmotstanden ved de ulike vannmengdene. Pumpekurven må hele tiden ligge over anleggskarakteristikken, slik at pumpen leverer nok trykk til å sirkulere den ønskede vannmengden. Formelen for det kalkulerede pumpetrykket blir i denne modellen

$$Pumpetrykk = \left( \frac{\Delta p_{max} - 13000}{\dot{m}_{max} - \dot{m}_{min}} \right) \cdot \dot{m} + 13000, \quad (4.1)$$

hvor  $\Delta p_{max}$  er det høyeste trykkfallet i anlegget gjennom året og  $\dot{m}_{max}$  og  $\dot{m}_{min}$  er henholdsvis største og minste totale vannmengde gjennom året. For å justere pumpekurven til å ligge rett ovenfor anleggskarakteristikken, har man brukt tallet 13 000 to steder i formelen.

Pumpens virkningsgrad varierer avhengig av vannmengden og blir beregnet som beskrevet i avsnitt 3.3.1. Den totale virkningsgraden eller *wire to water efficiency* er i dette tilfellet satt til å variere lineært mellom 40 % ved største vannmengde og 10 % ved minste vannmengde. Disse virkningsgradene er hentet fra databladet til pumpen Grundfos Alpha 2 15-40 130. Dette er en moderne og energieffektiv pumpe med EC-motor. EEI-tallet sier noe om hvor energieffektiv en pumpe er, og dette er beskrevet i tillegg A. For denne pumpen er  $EEI = 0,15$ . Figur 4.9 viser pumpediagrammet med virkningsgrader og driftspunktene som er brukt i denne simuleringen. Pumpen arbeider mye ved små vannmengder og den gjennomsnittlige virkningsgraden med disse verdiene blir 13,1 %. Formel (4.2) blir brukt for å regne ut virkningsgraden til pumpen avhengig av sirkulert vannmengde.

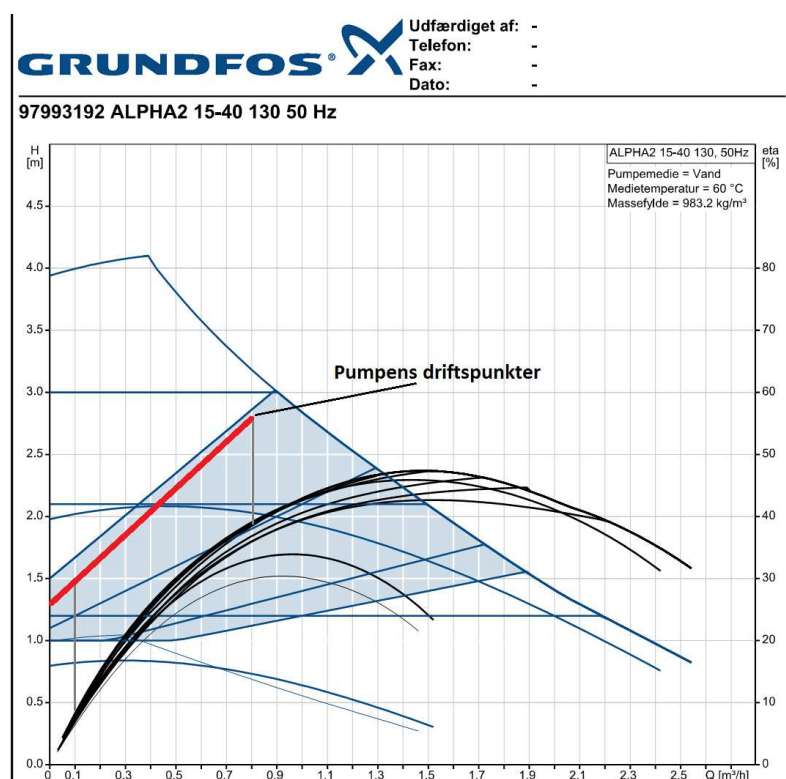
$$Virkningsgrad, \eta = \eta_{min} + \left( \frac{\eta_{max} - \eta_{min}}{\dot{m}_{max} - \dot{m}_{min}} \right) \cdot \dot{m}. \quad (4.2)$$

Med pumpens trykkøkning  $\Delta p$ , vannmengde  $\dot{V}$  og den totale virkningsgraden  $\eta$  kan man beregne nødvendig pumpeeffekt etter formelen

$$P = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{\eta}. \quad (4.3)$$

### 4.2.2.4 Flytskjema

Nedenfor kommer det en kort forklaring på flytskjemaet i figur 4.10. Flytskjemaet forklarer hvordan trykkfallet i varmeanlegget blir beregnet for hver radiatorkrets. Med effektbehovet til hver radiator beregnes nødvendig vannmengde. Vannmengden kan minimum være 3,1 % av dimensjonerende vannmengde. Denne vannmengden gir en ventilposisjon  $Z$  som tilsvarer



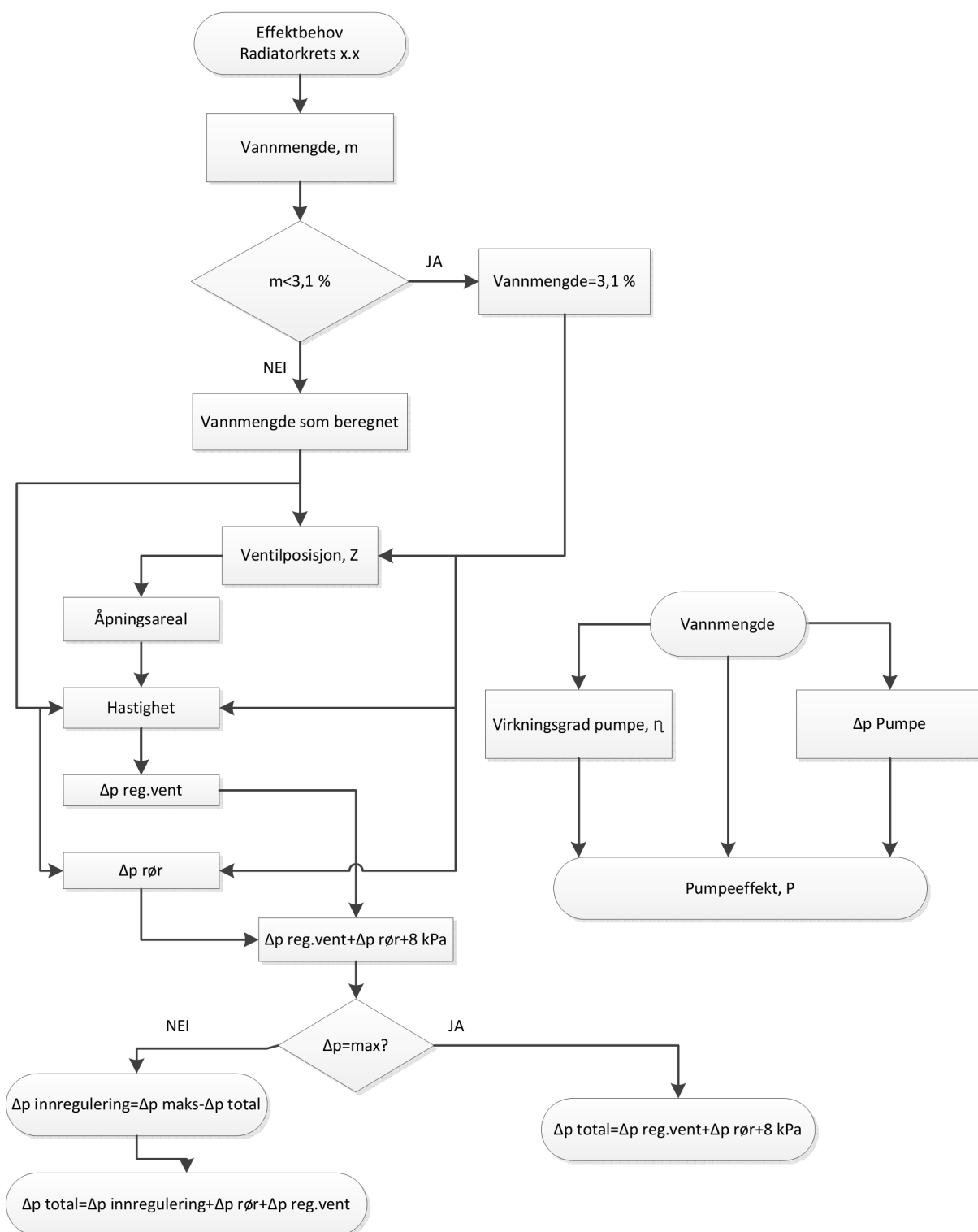
FIGUR 4.9: Pumpediagram for Grundfos Alpha2 15-40 130.

et gitt åpningsareal. Med åpningsarealet til ventilen kan man beregne hastigheten gjennom reguleringsventilen og regne ut trykkfallet over reguleringsventilen. De matematiske modellene som brukes for å beregne trykkfallet i reguleringsventilen er beskrevet i avsnitt 3.2.2.1. Den samme vannmengden brukes til å beregne trykkfallet i anlegget som skyldes friksjonstap og støttap i bend og utstyr. Den radiatorkretsen med det største trykkfallet angir referansetrykket for hvor mye de andre kretsene skal strupe slik at alle radiatorkretsene får det samme trykkfallet. Det totale trykkfallet som skyldes friksjon- og støttap i rør og utstyr kalles  $\Delta p_{total}$ .

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{rør} + \Delta p_{bend} + \Delta p_{radiator} + \Delta p_{reg.vent}. \quad (4.4)$$

Det trykkfallet som nå har blitt beregnet, tilsvarer den aller minste trykkøkningen man behøver for å kunne sirkulere den ønskede vannmengden gjennom varmeanlegget. I tillegg til denne trykkøkningen behøver den typen strupeventiler som er benyttet et disponibelt trykkfall på 8 kPa for å fungere. Nødvendig minste pumpetrykk blir derfor  $\Delta p_{total} + 8 \text{ kPa}$ . Pumpen er turtallsregulerte og arbeider etter et kalkulert differansetrykk. Dette pumpetrykket må hele tiden være større eller lik  $\Delta p_{total} + 8 \text{ kPa}$ . Pumpen følger en rett linje som beskrives etter formel (4.1). Dette betyr at pumpetrykket er avhengig av  $\Delta p_{total}$  og

nødvendig disponibelt trykk til de dynamiske strupeventilene fordi disse trykkene er med på å bestemme hvor i anleggskartet den rette linjen til pumpetrykket skal ligge. Ønsket vannmengde gir virkningsgraden til pumpen og nødvendig trykkøkning. Disse tre parametrene brukes for å beregne nødvendig pumpeeffekt.



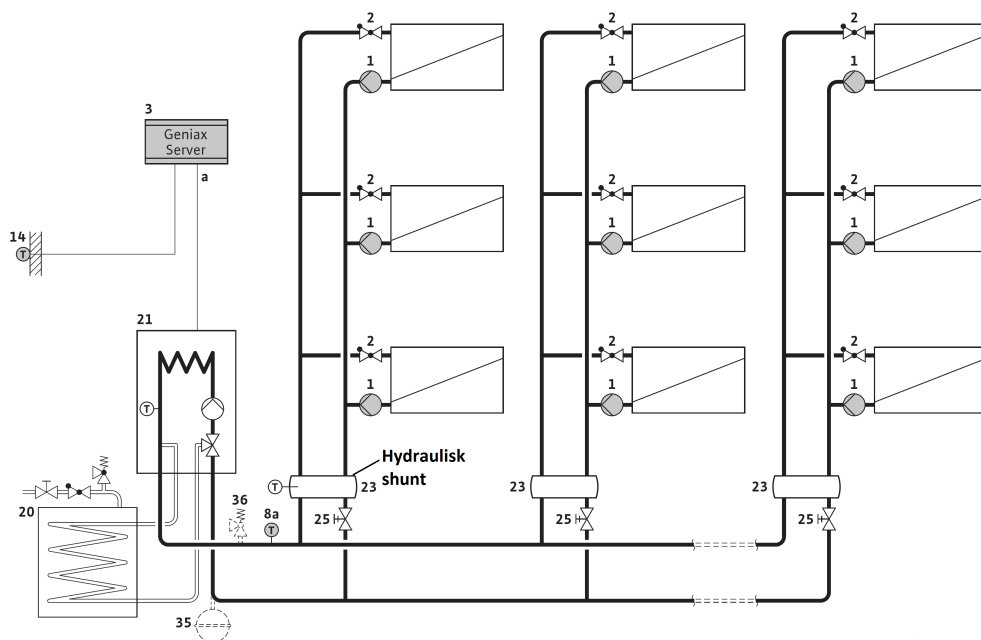
FIGUR 4.10: Flytskjema for modellen med en sentral pumpe og reguleringsventiler.



## 4.3 Desentraliserte pumper

### 4.3.1 Beskrivelse av modellen

I denne modellen er den sentrale pumpen som betjener alle radiatorene fjernet. Det samme er reguleringsventiler og strupeventiler. I stedet for er det satt inn en liten pumpe i hver radiator krets. Disse pumpene skal både regulere varmeavgivelsen fra hver radiator og sirkulere vannet i radiator kretsen. Dette kalles for desentraliserte pumper og er beskrevet i avsnitt 2.8. Det er den sekundære pumpekretsen til radiatorene som er med i denne modellen, pumpen til varmebatteriet blir studert i en egen del til slutt i dette kapittelet. Det er tenkt at hovedpumpen H1 i figur 4.4 sirkulerer vannet fram til en trykkløs fordelerstokk. Fra denne fordelerstokken har man en pumpe til hver radiator krets som sirkulerer vannet videre ut til radiatorene. På samme måte som for modellen med en sentral pumpe blir ikke hovedpumpen H1 tatt med i beregningen. Figur 4.11 er hentet fra pumpeprodusenten WILO sitt datablad [21] og viser et eksempel på anleggsutforming for desentraliserte pumper. Videre i oppgaven vil denne modellen også bli omtalt som modell 2, for å gjøre det enklere å skille de ulike modellene fra hverandre.

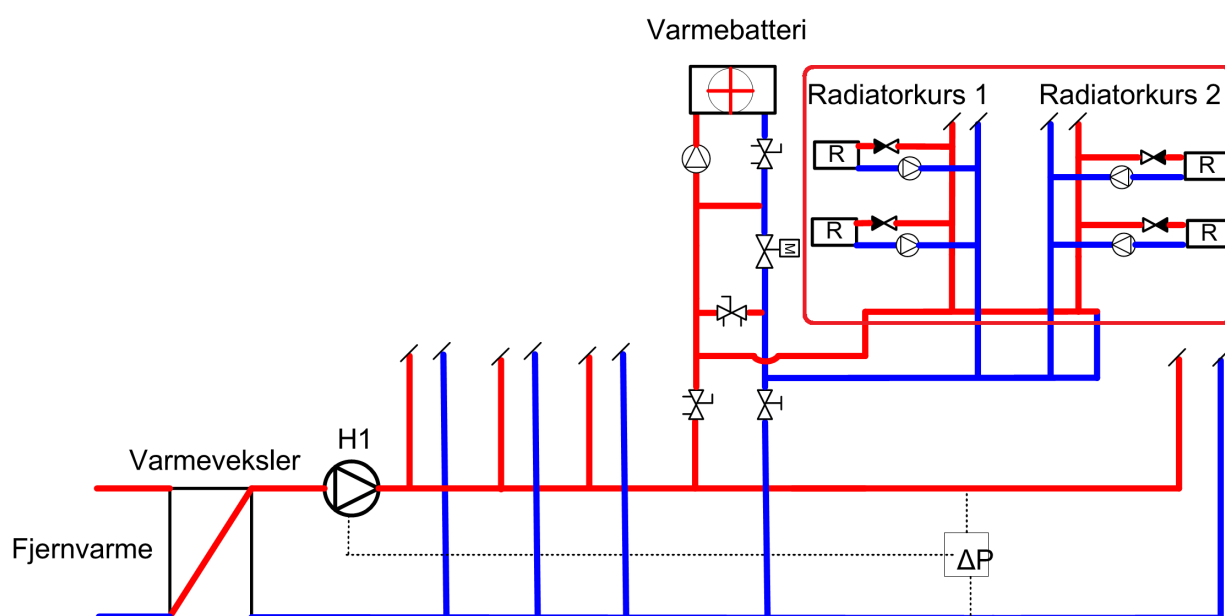


FIGUR 4.11: Eksempel på anleggsutforming med desentraliserte pumper fra WILO [21].

Denne modellen bygger på anleggsutforming vist i figur 4.11. Varmeanlegget deles inn i to radiator kurser fra samlestokken, en for radiatorer merket med oddetall i figur 4.5 og en for radiatorer merket med partall. En trykkløs samle- og fordelerstokk utfører de samme oppgavene som de hydrauliske shuntene i figur 4.11. Selve varmeanlegget med rørføringer og radiator plassering er det samme som for modell 1 med en sentral pumpe, med unntak av

at radiatorene er delt inn i to kurser allerede fra fordelerstokken. Fordi disse to anleggene er tilnærmet like kan resultatene fra simuleringene sammenlignes. Figur 4.12 viser hvordan anlegget med desentraliserte pumper er bygd opp og den avmerkede delen som er med i modellen. Utstyret som er tatt med i denne modellen er

- Desentraliserte pumper av typen WILO GeniAx.
- 9 radiatoreer i kurs 1.
- 8 radiatoreer i kurs 2.
- Tilbakeslagsventiler i hver radiatorrets.



FIGUR 4.12: Simuleringsmodell med desentraliserte pumper.

De små pumpene som sirkulerer vann i hver radiatorrets har en EC-motor med turtallsregulering. I motsetning til pumpen i modell 1, regulerer de små pumpene turtallet og trykkøkingen direkte etter varmebehovet, og ikke gjennom et kalkulert differansetrykk. Det er de samme parameterne som styrer reguleringsventilene i modell 1 med en sentral pumpe som styrer turtallet til de desentraliserte pumpene. Dette kan for eksempel være romtemperaturen.

### 4.3.2 Fremgangsmåte

Under kommer det en beskrivelse av fremgangsmåten for å simulere pumpe drift til anlegget gjennom ett år. De fleste av metodene er beskrevet i kapittel 3 og vil ikke bli gjennomgått

i detalj. Det som ikke er beskrevet i kapittel 3 vil få en grundigere beskrivelse. Til slutt kommer det flytskjemaer som skal illustrere framgangsmåten som er forklart.

#### 4.3.2.1 Vannmengde

Vannmengdene blir beregnet på samme måte som for modell 1. Det er usikkerhet rundt reguleringsområdet til de desentraliserte pumpene, men det blir antatt samme reguleringsområde som for reguleringsventilene i modellen med en sentral pumpe. Dette gir nøyaktig samme sirkulerte vannmengder for modell 1 og denne modellen. I perioden 20. juni til 20. august antar man at varmeanlegget er stengt av fordi varmebehovet er minimalt.

#### 4.3.2.2 Trykkfall

Trykkfallet gjennom ett år med unntak av perioden mellom 20 juni til 20 august har blitt beregnet for rør, bend og radiator som beskrevet i kapittel 3 og er samme metode som blir brukt i modell 1. Trykkfallet over tilbakeslagsventilen settes til 1 kPa ved dimensjonerende forhold i alle radiatorkretsene. Det har ikke blitt funnet noen gode data på trykkfallet over en tilbakeslagsventil, og det har derfor blitt antatt et trykkfall på 1 kPa ved dimensjonerende forhold. Deretter beregnes en strømningsmotstand  $K$  og trykkfallet over tilbakeslagsventilen følger formelen  $\Delta p = K \cdot \dot{m}^2$ . Det totale trykkfallet i anlegget,  $\Delta p_{total}$  blir da

$$\Delta p_{total} = \Delta p_{rør} + \Delta p_{bend} + \Delta p_{radiator} + \Delta p_{tilbakeslagsventil}. \quad (4.5)$$

Paarporn [50] beskriver hvordan hver enkelt pumpe kun behøver å produsere stort nok trykk for å overvinne trykkfallet i den aktuelle strømningskretsen. Han sier også at hastighet, trykkøkning og effekt vil følge affinitetslovene for de desentraliserte pumpene. Slik som han beskriver systemet er det parallellkoblede radiatorkretser uten noen trykkløse fordelerstokk. Markusson [19] sier at siden desentraliserte pumper opererer med sine egne skal-verdier når det gjelder ønsket romtemperatur, kan hver sone/varmeavgiver kontrolleres uten at det påvirker de andre pumpene i systemet. Med bakgrunn i dette vil de desentraliserte pumpene i denne oppgaven bli behandlet uavhengig av hverandre. Det betyr at hver enkelt pumpe kun påvirker strømningsmønsteret i den kretsen den er satt til å regulere. En strømningskrets for en desentralisert pumpe vil i dette tilfellet være fra fordelerstokken, ut til radiatoren og tilbake igjen til samlestokken.

Fordi det er en pumpe per radiatorkrets, vil det ikke være noen kritisk krets som bestemmer pumpetrykket. I stedet for er det trykkfallet i den tilhørende radiatorkretsen til hver sirkulasjonspumpe som avgjør nødvendig trykkøkning. Dette betyr at trykkfallet må beregnes

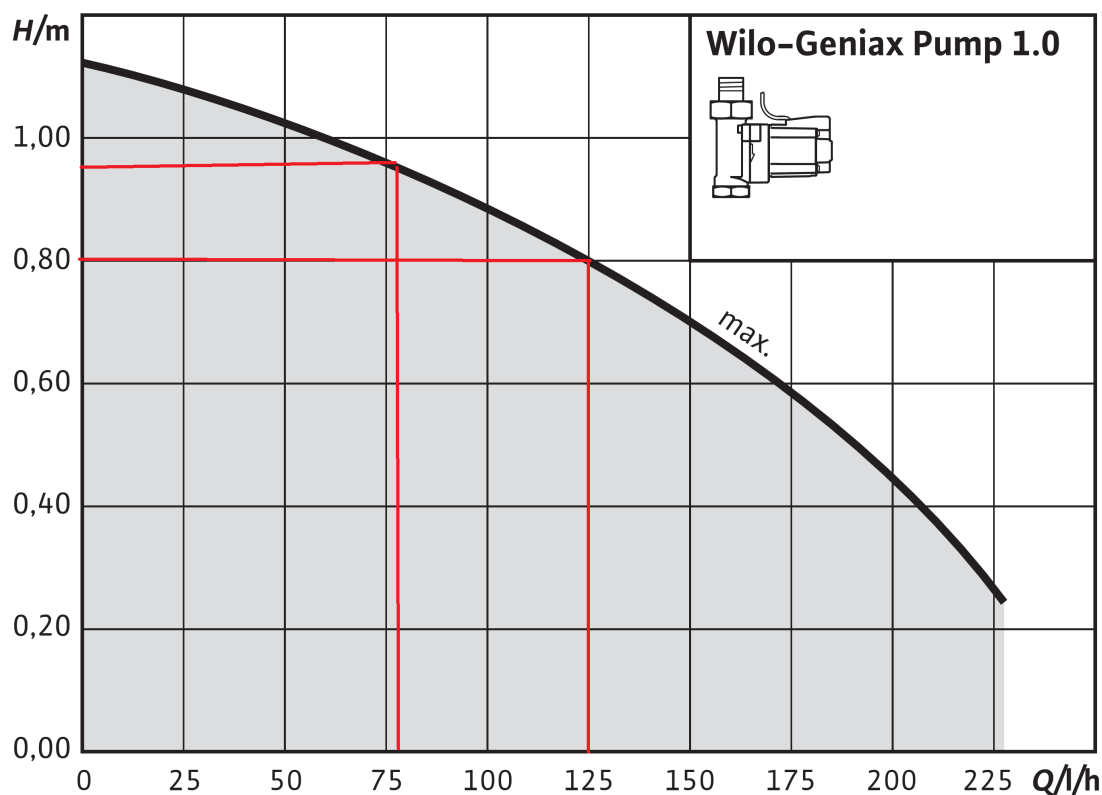
for hver radiatorkrets. Det beregnede trykkfallet varierer stort ut ifra hvilken radiatorkrets det gjelder. Radiatorkrets 16 varierer mellom 18,7 kPa ved største vannmengde og 0,02 kPa ved minste vannmengde. Radiatorkrets 1 varierer derimot mellom 3,4 kPa ved største vannmengde og 0,003 kPa ved minste vannmengde. Dette skyldes at radiatorkrets 16 har mye lengre rørføringer og flere bender enn radiator 1.

### 4.3.2.3 Pumpetrykk og virkningsgrader

$\Delta p_{total}$  er den trykkøkningen hver desentraliserte pumpe må yte i hver radiatorkrets for å sirkulere ønsket vannmengde. Det ikke behov for noen ventiler som kan strupe ned trykket i anlegget, de desentraliserte pumpene vil aldri levere høyere trykkøkning enn det som er nødvendig for å sirkulere den ønskede vannmengden. Figur 5.8 viser arbeidspunktene til den desentraliserte pumpen i radiatorkrets 16.

Figur 4.13 viser pumpediagrammet for en av WILO sine desentraliserte pumper, WILO Geniax Pump 1.0. Den dimensjonerende vannmengden til radiator 16 er 78 l/h og det dimensjonerende trykkfallet er 18,7 kPa eller 1,87 m. Som man kan se av pumpediagrammet gir denne pumpen bare 0,95 m løftehøyde ved 78 l/h. Det har ikke blitt funnet noen andre pumper som er blitt laget til desentraliserte systemer. I et virkelig scenario kunne man løst dette ved å bygge om anlegget slik at primærsiden med hovedpumpen H1 sirkulerte vannet lenger ut i anlegget før man går over til sekundærsiden og de desentraliserte pumpene. Dette ville ført til kortere rørføringer i radiatorkrets 16 og mindre trykktap. I denne simuleringsmodellen er det derimot valgt å beholde de eksisterende rørføringene og heller anta at man bruker en desentralisert pumpe som kan levere en løftehøyde på 1,87 m ved 78 l/h. Begrunnelsen for dette er at hovedpumpen H1 ikke er med i simuleringene og det kan derfor bli vanskelig å sammenligne resultatene hvis man endrer mye på anlegget.

Virkningsgraden til de desentraliserte pumpene blir beregnet etter samme metode som virkningsgraden til pumpen i modell 1 med en sentral pumpe. Det betyr at virkningsgraden varierer lineært mellom beste virkningsgrad ved største vannmengde og dårligste virkningsgrad ved minste vannmengde. Med utgangspunkt i pumpediagrammet i figur 4.13 antar man at høyeste effekt på pumpen er ved 125 l/h og 0,8 m løftehøyde. Den minste effekten som må bli overført til vannet for å få til dette er  $P = \Delta p \cdot \dot{V} = 8000 \text{ Pa} \cdot 2,17 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 0,17 \text{ W}$ . I databladet fra WILO [21] står det at den maksimale effekten for pumpen er 4 W. Bruker formel (2.36) og får  $\eta_{tot} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{P} = \frac{0,17 \text{ W}}{4 \text{ W}} = 0,043$ . Altså en virkningsgrad på 4,3 % i dette punktet. Dette er en lav virkningsgrad, men pumpen er også veldig liten og virkningsgraden avtar som nevnt vanligvis med størrelsen på pumpen. Det er usikkert om dette punktet er det punktet hvor pumpen har best virkningsgrad. I tillegg vil man måtte benytte større pumper på noen av radiatorene for å få sirkulert dimensjonerende vannmengde. Derfor brukes en maksimal virkningsgrad ved største vannmengde på 10 % og lavest virkningsgrad ved



FIGUR 4.13: Pumpediagram for WILO Geniax Pump 1.0 [21].

minste vannmengde på 2 %. Formel (4.6) viser formelen som benyttes til å beregne virkningsgraden til hver av de desentraliserte pumpene. Det er antatt at alle pumpene har den samme høyeste og laveste virkningsgraden og at denne varierer avhengig av vannmengden.

$$\text{Virkningsgrad, } \eta = \eta_{\min} + \left( \frac{\eta_{\max} - \eta_{\min}}{\dot{m}_{\max} - \dot{m}_{\min}} \right) \cdot \dot{m}. \quad (4.6)$$

Med nødvendig trykkøkning, vannmengde og den totale virkningsgraden for hver desentralisert pumpe kan man finne effektbehovet til hver pumpe med formelen

$$P_{\text{pumpe } x.x} = \frac{\Delta P_{x.x} \cdot \dot{V}_{x.x}}{\eta_{x.x}}, \quad (4.7)$$

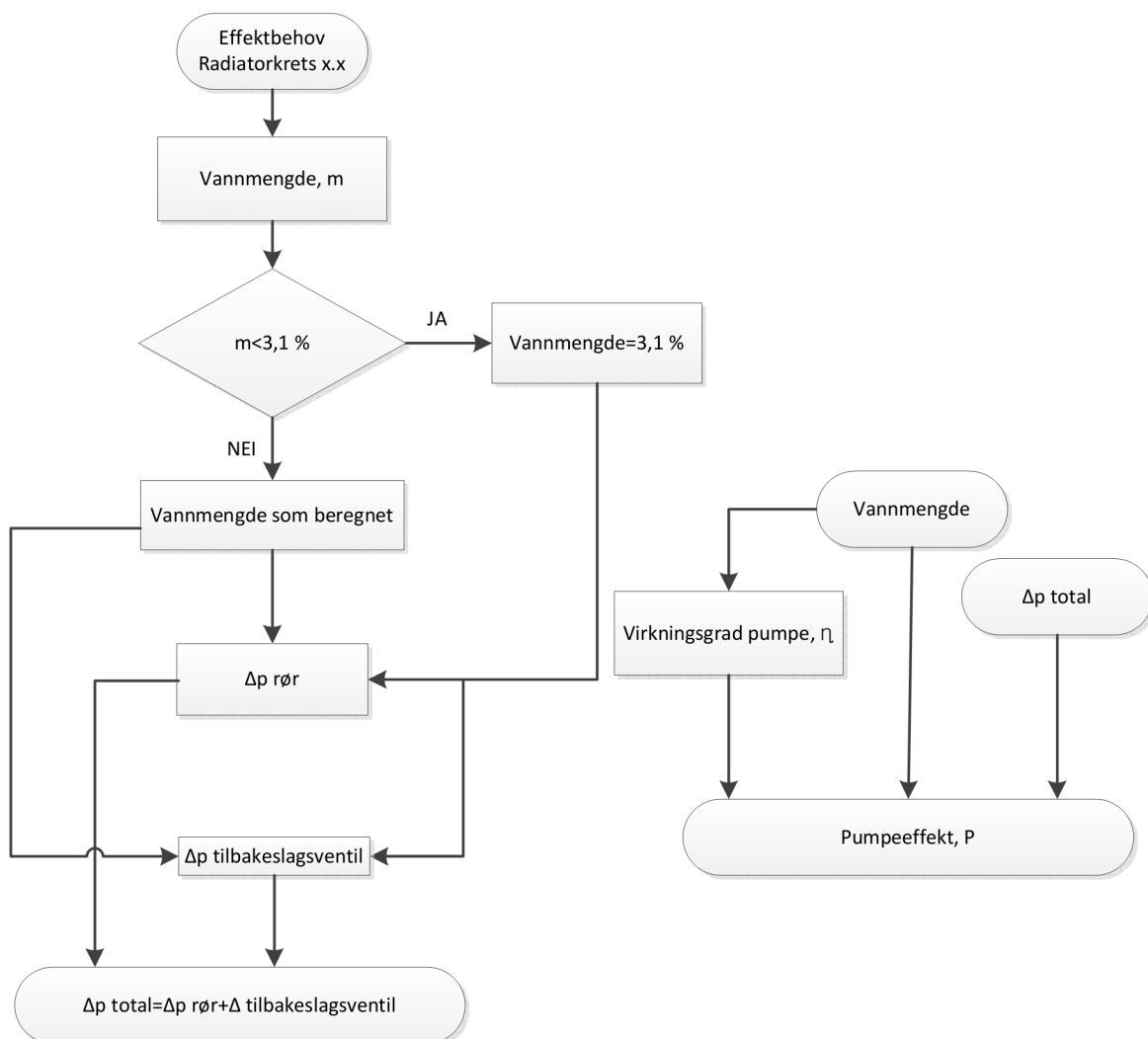
og det totale effektbehovet blir summen av effektbehovet til alle pumpene

$$P_{\text{total}} = \sum P_{\text{pumpe } x.x}. \quad (4.8)$$

#### 4.3.2.4 Flytskjema

Figur 4.14 viser et flytskjema som beskriver hvordan trykkfallet i varmeanlegget blir beregnet for hver radiatorkrets. Effektbehov og vannmengde blir beregnet på samme måte

som for modell 1. Det blir også her tatt utgangspunkt i en minste regulerbar vannmengde, slik at minimum vannmengde er 3,1 % av dimensjonerende vannmengde. Trykkfallet som skyldes friksjonsttap i rør og støttap i bend og radiator blir beregnet for hver radiator-krets. Dette blir gjort på samme måte som for modell 1. I tillegg er det lagt til et trykkfall som skyldes støttap i en tilbakeslagsventil som sørger for at vannet aldri strømmer feil vei i noen av radiator-kretsene. Ønsket vannmengde gir virkningsgraden til pumpen og nødvendig trykkøkning finner man fra trykkfallsberegningene. Med vannmengde, nødvendig trykkøkning og pumpens virkningsgrad blir pumpeeffekten beregnet.



FIGUR 4.14: Flytskjema for trykkfallsberegning for modellen med desentraliserte pumper.

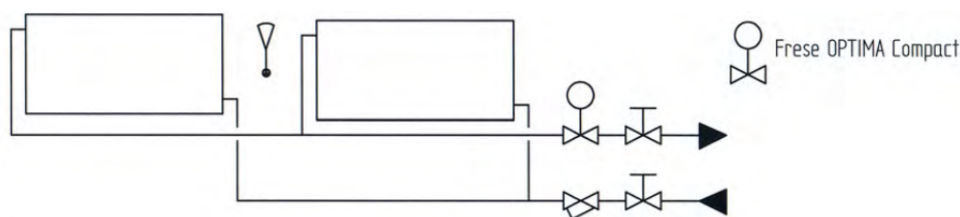
## 4.4 Sentral pumpe og trykkuavhengig motorventil

### 4.4.1 Beskrivelse av modellen

Denne modellen ligner på modell 1 med en sentral pumpe. Forskjellen er at reguleringsventilene som regulerer vannmengden gjennom hver radiator er byttet ut med dynamiske reguleringsventiler av typen Frese Optima Compact. Med disse ventilene skal man ifølge leverandøren [20] få en optimal regulering under alle vannmengder og trykkforhold. Figur 4.15 viser Frese Optima Compact i en radiatorkrets uten termostater. I tillegg har man ikke lenger behov for strupeventiler. Selv om denne modellen ligner mye på modell 1, blir denne simuleringen gjennomført fordi modellen med vanlig reguleringsventil kan ha store avvik fra virkelige verdier når det gjelder trykkfallet over reguleringsventilen. Denne usikkerheten skyldes i stor grad den matematiske modelleringen av reguleringsventilen, hvor det er vanskelig å vite hvor godt denne modelleringen representerer en virkelige reguleringsventil. Det er den sekundære pumpekretsen til radiatorene som er med i denne modellen, pumpen til varmebatteriet blir studert i en egen del til slutt i dette kapitlet. Resultatene fra denne simuleringen kan sammenlignes med modell 1 for å se om de modellerte reguleringsventilene er realistiske. Videre i oppgaven vil denne modellen også bli omtalt som modell 3. Pumpestyring og virkningsgrader er de samme som for modell 1. Utstyret som er tatt med i denne modellen er:

- Sentral sirkulasjonspumpe av typen Grundfos Alpha 2 25-50 180.
- 17 Radiatorer med varierende effekt.
- Frese Optima Compact dynamiske reguleringsventiler til hver radiatorkrets.

**Radiatorer uten termostater**



FIGUR 4.15: Radiatorkrets med Frese Optima Compact dynamisk reguleringsventil [20].

### 4.4.2 Fremgangsmåte

Under kommer det en beskrivelse av fremgangsmåten for å simulere pumpe drift til anlegget gjennom et år. De fleste av metodene er beskrevet i kapittel 3 og vil ikke bli gjennomgått

i detalj. Fremgangsmåten vil stort sett være den samme som for modell 1 med en sentral pumpe og reguleringsventiler. Det som ikke er beskrevet i kapittel 3 vil få en grundigere beskrivelse. Til slutt kommer det flytskjemaer som skal illustrere fremgangsmåten som er forklart.

### 4.4.2.1 Vannmengde

Nødvendig vannmengde for å levere ønsket effekt fra hver radiator blir beregnet som beskrevet i avsnitt 3.1 med timesverdier. Den totale vannmengden som pumpen skal sirkulere blir summen av vannmengdene til hver radiator. Den minste regulerbare vannmengden er satt til 3,1 % av dimensjonerende vannmengde, noe som tilsvarer et reguleringsområde for reguleringsventilene på  $R=32$ . Reguleringsområdet er satt til samme verdi som reguleringsventilene i modell 1 for å sammenligne de to simuleringene. Ved et varmebehov som gir en lavere vannmengde enn dette vil fortsatt den minste regulerbare vannmengde sirkulere. Dette er fordi reguleringsventiler kun kan ha nøyaktig regulering innenfor et gitt reguleringsområde. I perioden 20 juni til 20 august antar man at varmeanlegget er stengt av fordi varmebehoever er minimalt.

### 4.4.2.2 Trykkfall

Trykkfall i rør, bend og radiator beregnes på samme måte som i modell 1. Frese Optima Comfort passer for dimensjonerende vannmengder ned til 30 l/h. De dimensjonerende vannmengdene for dette varmeanlegget varierer mellom 23,8 l/h til 79,2 l/h i de ulike radiatorkretsene, den gjennomsnittlige dimensjonerende vannmengden per radiator krets blir 47,5 l/h og det er 4 radiatorkretser med dimensjonerende vannmengde under 30 l/h. På bakgrunn av disse tallene blir Frese Optima Comfort benyttet i beregningene, fordi det bare er 4 av 17 radiatorer som ikke oppfyller minstekravet til dimensjonerende vannmengde. Denne ventilen krever et minimum disponibelt trykkfall på 14,3 kPa ved dimensjonerende forhold for å fungere. Det antas at dette disponible trykkfallet over ventilen må pumpen levere ekstra i tillegg til resten av trykkfallet i anlegget gjennom hele driftsperioden. Det betyr at minste trykkøkning for å sirkulere ønsket vannmengde blir

$$\Delta p_{\text{minimum}} = \Delta p_{\text{rør}} + \Delta p_{\text{bend}} + \Delta p_{\text{radiator}} + 14,3 \text{ kPa}. \quad (4.9)$$

### 4.4.2.3 Pumpetrykk og virkningsgrader

Pumpetrykket følger en rett linje på samme måte som for modell 1 med en sentral pumpe og reguleringsventiler. Figur 5.14 viser denne rette linjen sammen med anleggskartet. For

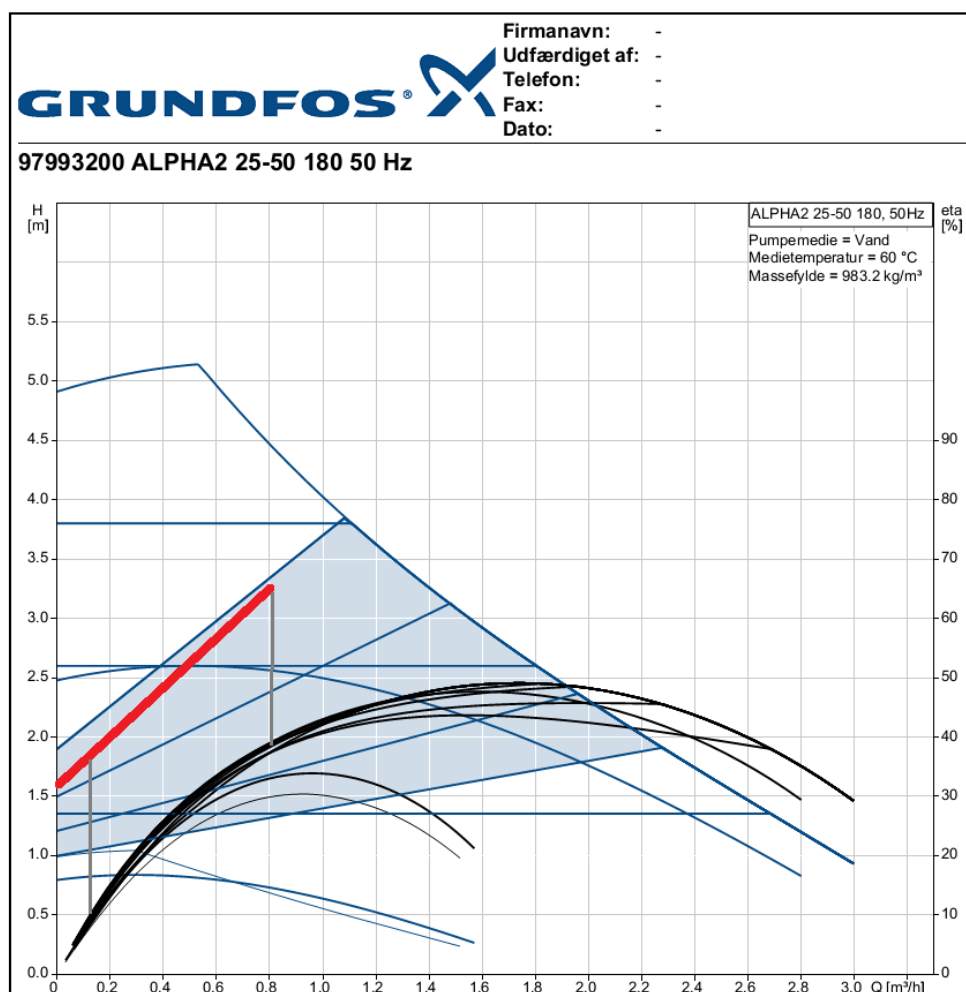


å justere pumpekurven til å ligge over anleggskarakteristikken, blir tallet 15 000 brukt formelen for pumpetrykket som blir

$$Pumpetrykk = \left( \frac{\Delta p_{max} - 15000}{\dot{m}_{max} - \dot{m}_{min}} \right) \cdot \dot{m} + 15000. \quad (4.10)$$

Det er valgt samme pumpe-modell som i modell 1, Grundfos Alpha 2, men en større størrelse fordi denne modellen krever noe høyere trykkøkning. Virkningsgraden er satt til å variere lineært mellom 10 og 40 %, og tallene er hentet fra pumpediagrammet til Grundfos Alpha2 25-50 180. For denne pumpen er  $EEI = 0,15$ . Figur 4.16 viser pumpediagrammet og den røde linjen er pumpens arbeidspunkter. Formelen for pumpens virkningsgrad blir

$$Virkningsgrad, \eta = \eta_{min} + \left( \frac{\eta_{max} - \eta_{min}}{\dot{m}_{max} - \dot{m}_{min}} \right) \cdot \dot{m}. \quad (4.11)$$



FIGUR 4.16: Pumpediagram med pumpens arbeidspunkter for Grundfos Alpha2 25-50 180.

Med pumpens trykkøkning, vannmengde og den totale virkningsgraden kan man beregne nødvendig pumpeeffekt etter formelen

$$P = \frac{\Delta P \cdot \dot{V}}{\eta}. \quad (4.12)$$

#### 4.4.2.4 Flytskjema

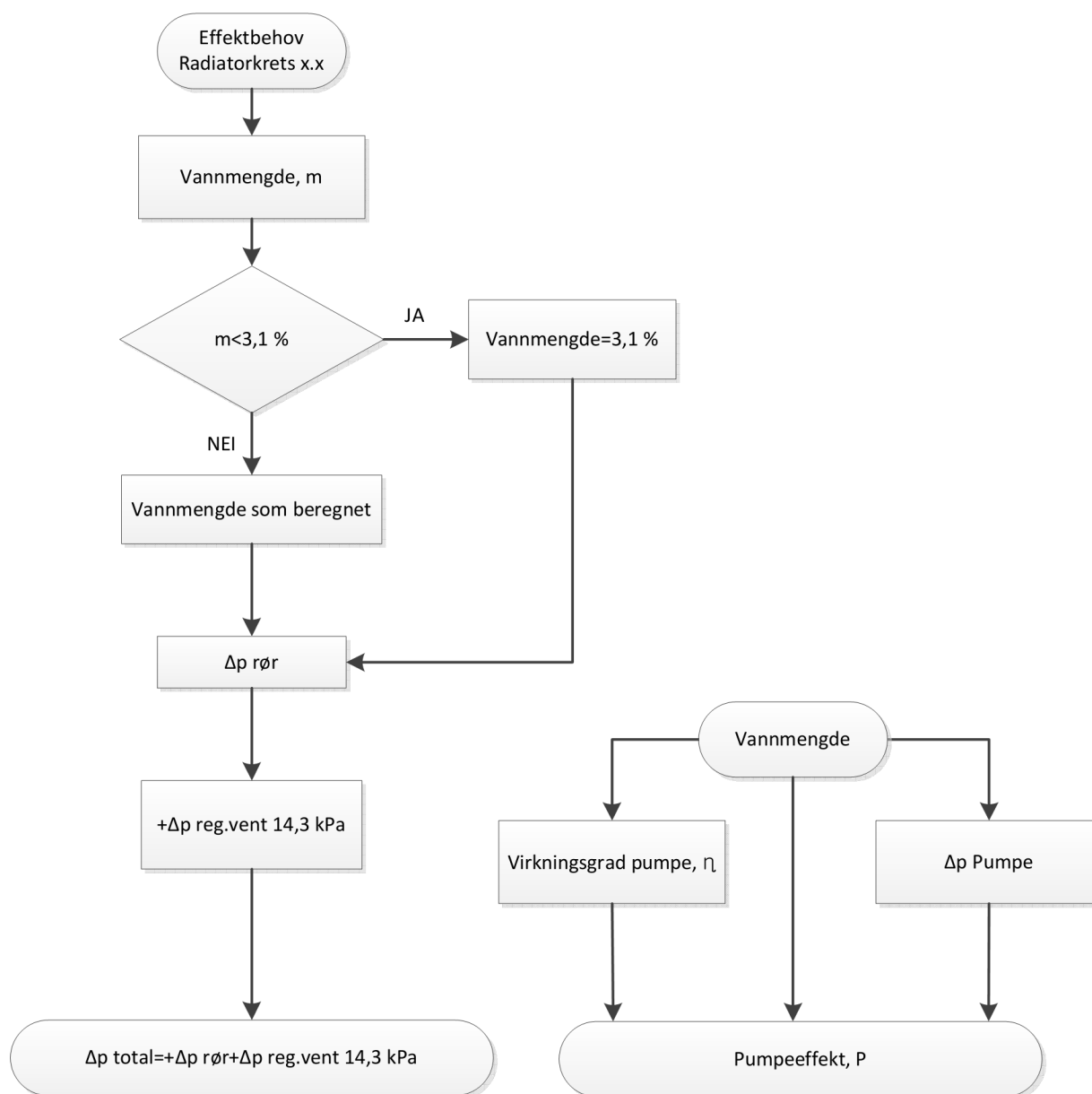
Nedenfor kommer det en kort forklaring på flytskjemaet i figur 4.17. Flytskjemaet forklarer hvordan trykkfallet i varmeanlegget blir beregnet for hver radiatorkrets. Med effektbehovet til hver radiator beregnes nødvendig vannmengde. Vannmengden kan minimum være 3,1 % av dimensjonerende vannmengde. Denne vannmengden brukes til å beregne trykkfallet i anlegget som skyldes friksjonstap og støttap i bend og utstyr. Den radiatorkretsen med det største trykkfallet angir referansetrykket for hvor mye de kombinerte regulering- og strupeventilene i de andre kretsene skal strupe, slik at alle radiatorkretsene får det samme trykkfallet.

Det trykkfallet som nå har blitt beregnet tilsvarer den aller minste trykkøkningen man behøver for å kunne sirkulere den ønskede vannmengden gjennom varmeanlegget. I tillegg til denne trykkøkningen, behøver denne typen reguleringsventiler som er benyttet et disponibelt trykkfall på 14,3 kPa for å fungere. Nødvendig minste pumpetrykk blir derfor  $\Delta p_{rør} + 14,3 \text{ kPa}$ . Pumpen er turtallsregulert og arbeider etter et kalkulert differansetrykk. Dette pumpetrykket må hele tiden være større eller lik  $\Delta p_{rør} + 14,3 \text{ kPa}$ .

## 4.5 Økt trykkfall i anlegget

Det beregnede trykkfallet er som nevnt tidligere ikke inkludert alle komponenter som ofte er å finne i et varmeanlegg. I tillegg kan trykkfall i et varmeanlegg variere stort mellom ulike varmeanlegg på grunn av rør-dimensjoner, rørføringer, komponenter osv. Dette kan ha stor påvirkning på de ulike modellene. Derfor blir de introduserte modellene simulert på nytt, men denne gangen med høyere trykkfall.

Det blir tatt utgangspunkt i et økt trykkfall på 15 kPa ved dimensjonerende forhold i radiatorkrets 16, som er den kritiske kretsen. Størrelsen på det ekstra trykkfallet er valgt for å få en tydelig økning, uten at det blir usannsynlig stort. Dette er den kritiske kretsen fordi det er den strømningskretsen med størst trykkfall. Av dette trykkfallet antas det at 5 kPa skyldes trykkfall i utstyr rundt fordelerstokken. Dette gjør at alle radiatorkretsene får et økt trykkfall på 5 kPa ved dimensjonerende forhold. Her er det gjort en liten forenkling fordi de ulike radiatorkretsene har forskjellig vannmengde, og derfor vil ikke trykktapet



FIGUR 4.17: Flytskjema for simulering med sentral pumpe og Frese Optima Compact reguleringsventiler.

være det samme. Det resterende ekstra trykkfallet på 10 kPa antas å komme av ekstra rørfriksjon, bend og lignende. Dette trykkfallet vil variere for de ulike radiatorkretsene fordi de har ulike rørføringer. For å simulere dette har man tatt utgangspunkt i de opprinnelige trykkfallsberegningene ved dimensjonerende forhold for rør, bend og radiator. Disse verdiene blir vektet opp mot det dimensjonerende trykkfallet i radiatorkrets 16. Formel 4.13 viser hvordan dette blir beregnet og tabell 4.2 viser vektingsfaktoren, samt de nye og gamle trykkfallene for de ulike radiatorkretsene.

$$\Delta p_{rør,ny} = 10kPa \cdot \frac{\Delta p_{rør,gammel}}{\Delta p_{R.16,gammel}} \quad (4.13)$$

<i>Radiatorkrets</i>	<i>Opprinnelig trykkfall [Pa]</i>	<i>Vektingsfaktor</i>	<i>Nytt trykkfall [Pa]</i>
Radiator 1	2 397,4	0,136	8 754,0
Radiator 2	4 335,3	0,245	11 788,5
Radiator 3	5 114,6	0,289	13 008,7
Radiator 4	6 169,4	0,349	14 660,5
Radiator 5	6 269,7	0,355	14 817,5
Radiator 6	9 069,2	0,513	19 201,2
Radiator 7	8 017,6	0,454	17 554,5
Radiator 8	9 378,7	0,531	19 685,8
Radiator 9	8 454,1	0,478	18 238,1
Radiator 10	11 275,5	0,638	22 655,9
Radiator 11	10 410,3	0,589	21 301,1
Radiator 12	13 795,8	0,781	26 602,5
Radiator 13	10 916,7	0,618	22 094,2
Radiator 14	13 934,7	0,789	26 819,9
Radiator 15	11 383,1	0,644	22 824,5
Radiator 16	17 671,9	1	32 671,9
Radiator 18	17 490,7	0,990	32 388,1

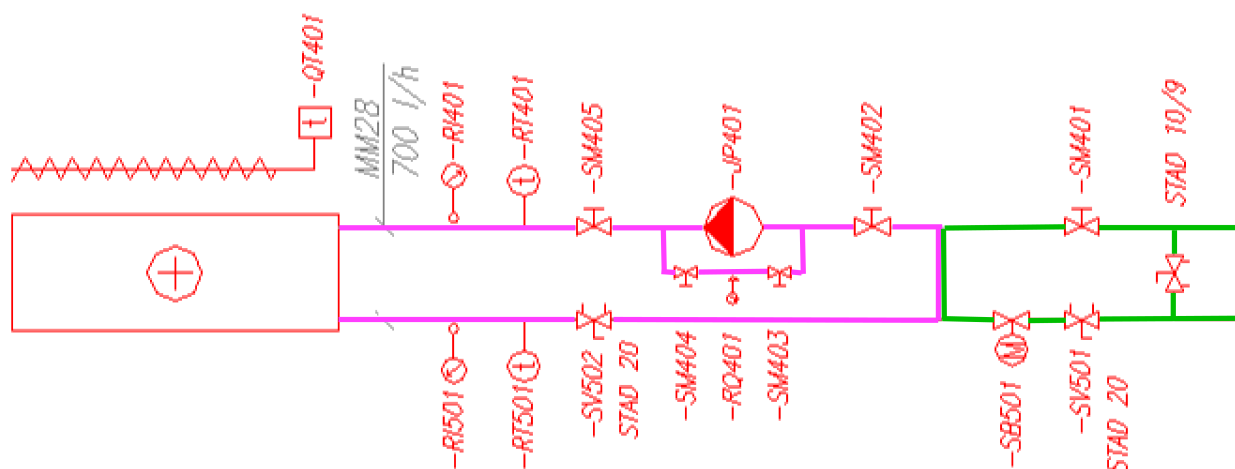
TABELL 4.2: Tabell over dimensjonerende effekt til radiatorer

Det antas at reguleringskretsene til hver radiator ikke endrer seg. Da vil ventilautoriteten og ventilene fra modell 1 kunne benyttes. Kravene til tilgjengelig differansetrykk for strupeventilene i modell 1 og reguleringsventilene i modell 3 blir de samme. Virkningsgrader og pumperegulering blir satt til å være det samme som for de opprinnelige modellene.

#### 4.5.0.5 Pumpe til varmebatteriet

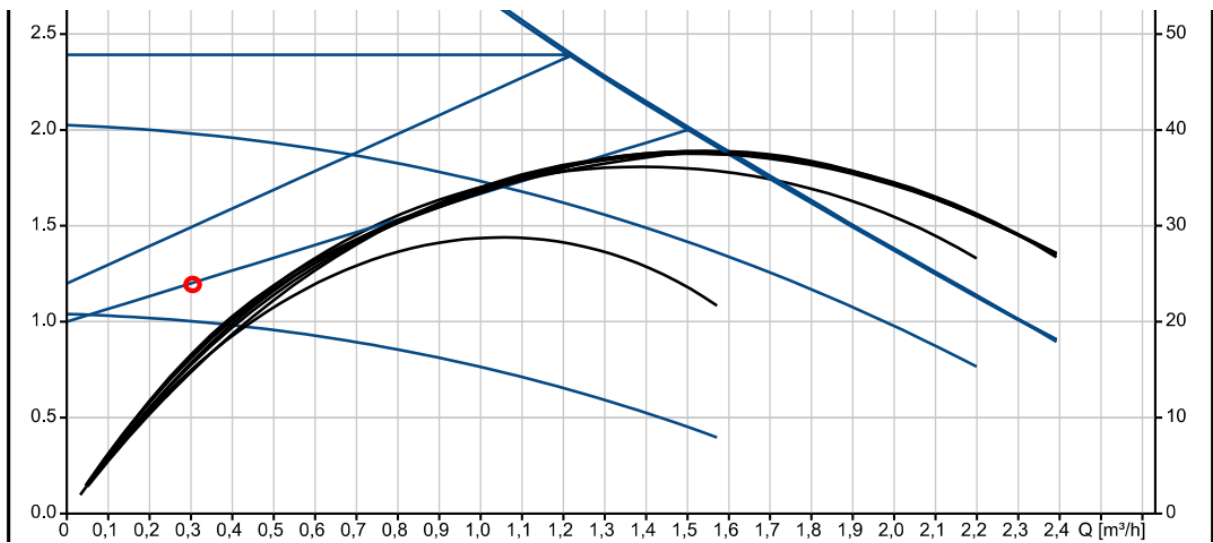
Det er tatt utgangspunkt i data for et Novema aggregat med vannbårent varmebatteri i denne modellen som skal simulere pumpeenergien til varmebatteriet. Tekniske data for aggregatet oppgir et varmebatteri på 13,9 kW og det maksimale effektbehovet til varmebatteriet i fritidsmessen er på 13,8 kW. Novema oppgir en temperaturdifferanse på 40 K ved dimensjonerende forhold. Dette gir en sirkulert vannmengde på 0,082 kg/s. Siden varmebatteriet er temperaturregulert, vil den samme vannmengden sirkulere hele tiden, mens det er temperaturen på vannet som endrer seg. Som beskrevet i avsnitt 2.4.1.2 kan det være komplisert å regulere varmebatteriet på grunn av tvungen konveksjon hvor varmeavgivelsen varierer avhengig av luftmengden. Varmebatteriet reguleres gjerne med en temperaturføler som måler temperaturen på tilluften etter varmebatteriet. For pumpeenergien har derimot dette ingen betydning, da den sirkulerte vannmengden er konstant gjennom hele året og man ser bort fra den endrede massetettheten til vannet ved ulike temperaturer. Hovedpumpen H1 sirkulerer vannet gjennom reguleringsventilen og tilbake igjen gjennom kortslutningen. Shuntpumpen som sirkulerer vannet gjennom varmebatteriet sirkulerer vannmengde fra denne kortslutning, gjennom varmebatteriet og tilbake igjen til kortslutningen. Derfor tas

ikke trykkfallet gjennom reguleringsventilen med i denne modellen. Figur 4.18 viser viser flytskjema for varmebatteriet hvor pumpekretsen til hovedpumpen H1 er tegnet inn med grønt og pumpekretsen til shuntpumpen er tegnet inn med rosa. Videre i oppgaven vil denne modellen også bli omtalt som modell 4.



FIGUR 4.18: Systemskjema for varmebatteriet.

Trykkfallet over selve varmebatteriet er oppgitt til 8 kPa fra Novema. I tillegg kommer trykkfall i rørnett og en strupeventil. Strupeventilen brukes for å justere motstanden i anlegget slik at man får ønsket sirkulert vannmengde og som måleuttak for å måle vannmengden. Trykkfallet over strupeventilen er vanskelig å si noe om, da det avhenger av hvor nøyaktig pumpen kan stilles inn for å regulere vannmengden og hvilket pumpetrykk man velger. Det antas at man velger en Grundfos Alpha 2L 15-40 130 som tas ut til en trykkøkning på 12 kPa. Denne pumpen har  $E EI = 0,23$ , noe som er høyere enn pumpene som er brukt i modell 1 og modell 3. Det betyr at denne pumpen i utgangspunktet er litt mindre energieffektiv enn pumpene som er brukt i modell 1 og modell 2. Virkningsgraden til denne pumpen er 17 % og pumpediagrammet er vist i figur 4.19. Det røde merket representerer driftspunktet til pumpen.



FIGUR 4.19: Pumpediagram for shuntpumpen Grundfos Alpha2 L 15-40 130.

# Kapittel 5

## Resultater

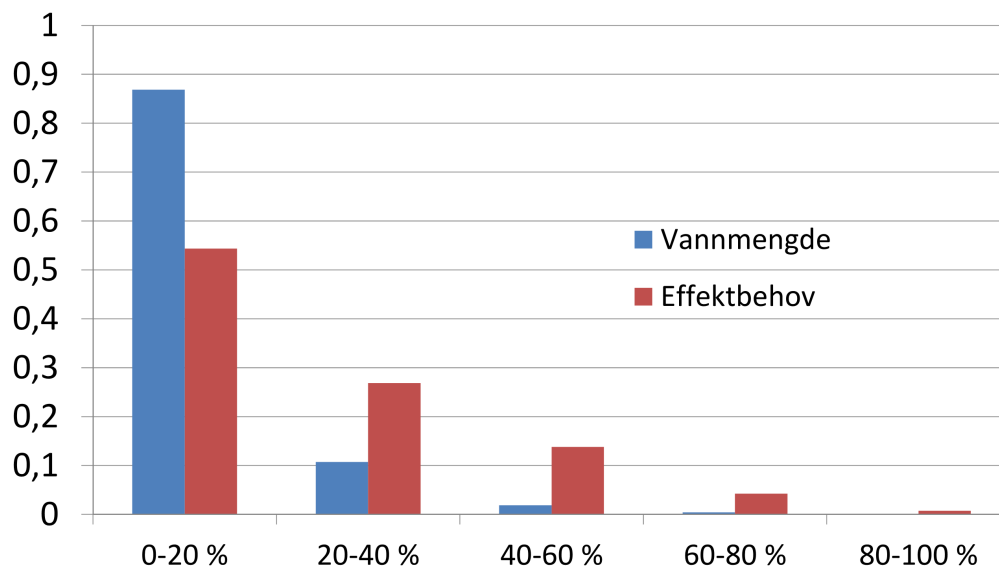
I dette kapittelet vises resultatene fra simuleringene med de ulike modellene. Resultatene av simuleringene brukes til å vurdere hver modell, og sammenligne modellene med hverandre. Resultatene vil bli diskutert og vurdert i kapittel 6.

For radiatorene er vannmengden avhengig av effektbehovet, og vannmengden er derfor den samme for alle modellene som ser på pumpene til varmeanlegget med radiatorer. Figur 5.1 viser denne fordelingen mellom vannmengde og effektbehov. Denne figuren er et frekvensdiagram og viser hvor stor andel av driftsperioden vannmengden eller effektbehovet ligger innenfor oppgitte intervaller i forhold til maksimale verdier. Dette frekvensdiagrammet illustrerer hvordan effektbehovet har en mer jevn fordeling enn vannmengden. Dette viser at modellene stemmer bra med teorien om mengderegulering fra avsnitt 2.4.2.1 og et ikke-lineært forhold mellom vannmengde og effektbehov.

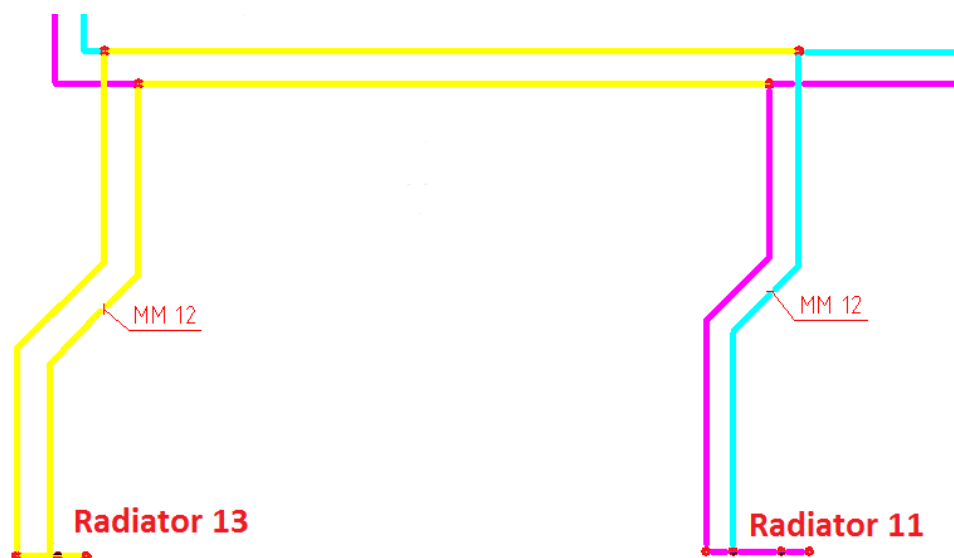
### 5.1 Verifisering av trykkfallsberegninger

For å verifisere de beregnede trykktapene i rør og bend, har disse verdiene blitt sammenlignet med trykkfallsberegninger gjennomført i MagiCad. Trykkfallene mellom hver krets har blitt beregnet i MagiCad. Det betyr at trykkfallet fra hovedstrekket hvor for eksempel radiator 11 er koblet på, ut til radiator 13 og tilbake igjen blir beregnet. Dette er illustrert med figur 5.2, hvor den gule linjen viser strømningskretsen hvor trykkfallet er beregnet. Radiatorene er byttet ut med trykkløse noder og alle ventiler er fjernet. Dette er blitt gjort for å kun se på trykkfallet i rør og bend. Tabell 5.1 viser trykkfallene som er beregnet både med formler og MagiCad.

Tabell 5.1 viser at det er størst avvik mellom trykktapene for krets *Radiator 16-Radiator 18* og krets *Radiator 3-Radiator 5*. Disse strømningskretsene har veldig korte rørføringer, slik



FIGUR 5.1: Frekvensdiagram for vannmengde og effektbehov gjennom simuleringsperioden.



FIGUR 5.2: Trykkfallsberegning i MagiCad mellom radiatorkrets 11 og 13.

at mye av trykkfallet ligger i bend. Dette tyder på at formelen for friksjonstap gir omtrent samme resultat som datasimuleringer i MagiCad, mens støttapene i bend avviker noe. Med tanke på at Zijdemans [30] oppgir støttapskoeffisientene med et avvik på  $\pm 40\%$  virker det sannsynlig med et avvik i støttapene mellom de to beregningsmetodene. Allikevel kan man se at de fleste avvikene ligger innenfor et par prosent og det gjennomsnittlige avviket er på 6,20 %. Dette må kunne sies å være et akseptabelt avvik og trykkfallsberegningene for rør og bend bør derfor kunne benyttes med godt resultat.



<i>Strømningskrets</i>	<i>Trykktap modell [Pa]</i>	<i>Trykktap MagiCad [Pa]</i>	<i>Differanse [%]</i>
Samlestokk-Radiator 2	2 892,1	2 900	0,27
Radiator 2-Radiator 4	2 016,48	2 000	0,82
Radiator 4-Radiator 6	3 187,57	3 200	0,39
Radiator 6-Radiator 8	779,86	900	13,35
Radiator 8-Radiator 10	2 569,67	2 600	1,16
Radiator 10-Radiator 12	3 481,35	3 600	3,30
Radiator 12-Radiator 14	1 698,39	1 900	10,61
Radiator 14-Radiator 16	5 277,43	5 409	2,23
Radiator 16-Radiator 18	1 118,3	1 300	13,98
Samlestokk-Radiator 1	1 454,2	1 500	0,27
Radiator 1-Radiator 3	2 472,87	2 400	2,95
Radiator 3-Radiator 5	1 313,41	1 600	17,91
Radiator 5-Radiator 7	731,66	800	8,54
Radiator 7-Radiator 9	785,97	900	12,67
Radiator 9-Radiator 11	3 124,34	3 200	2,36
Radiator 11-Radiator 13	1 151,22	1 200	4,06
Radiator 13-Radiator 15	1 107,31	1 200	7,72

TABELL 5.1: Sammenligning av trykkfallberegninger fra formel og MagiCad.

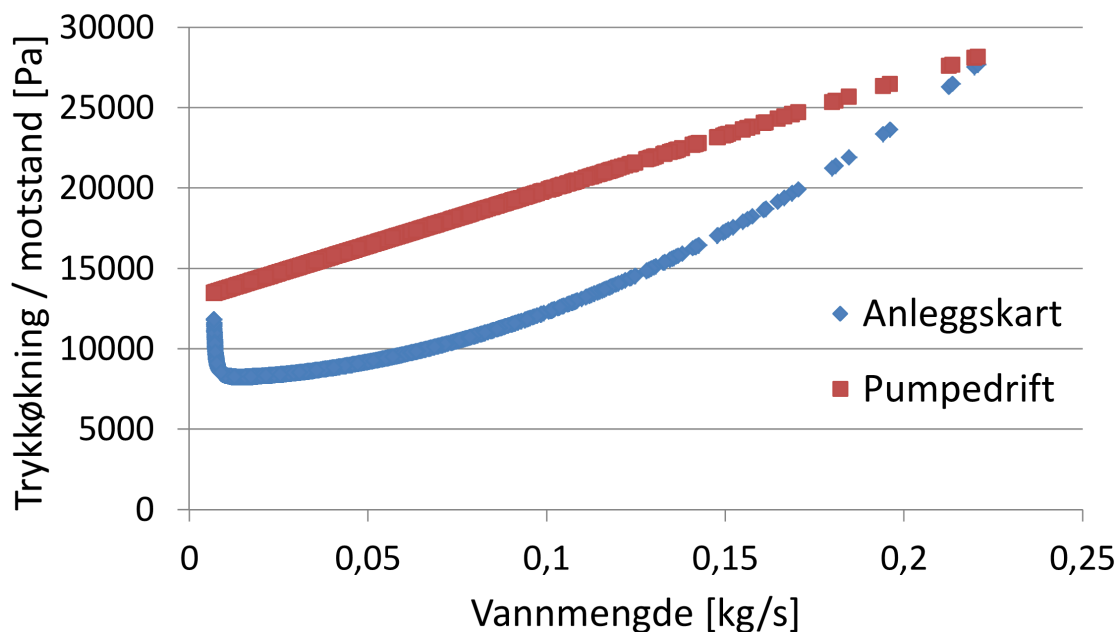
## 5.2 En sentral pumpe med reguleringsventiler

I denne simuleringsmodellen blir det brukt en sentral pumpe med standard reguleringsventiler og Frese Alpha strupeventiler. Figur 5.3 viser med den røde linjen hvordan pumpetrykket varierer med vannmengden for denne modellen. Den blå linjen viser trykkfallet i den kritiske strømningskretsen ved ulike vannmengder og blir derfor den minste trykkøkningen som gir ønsket vannmengde.

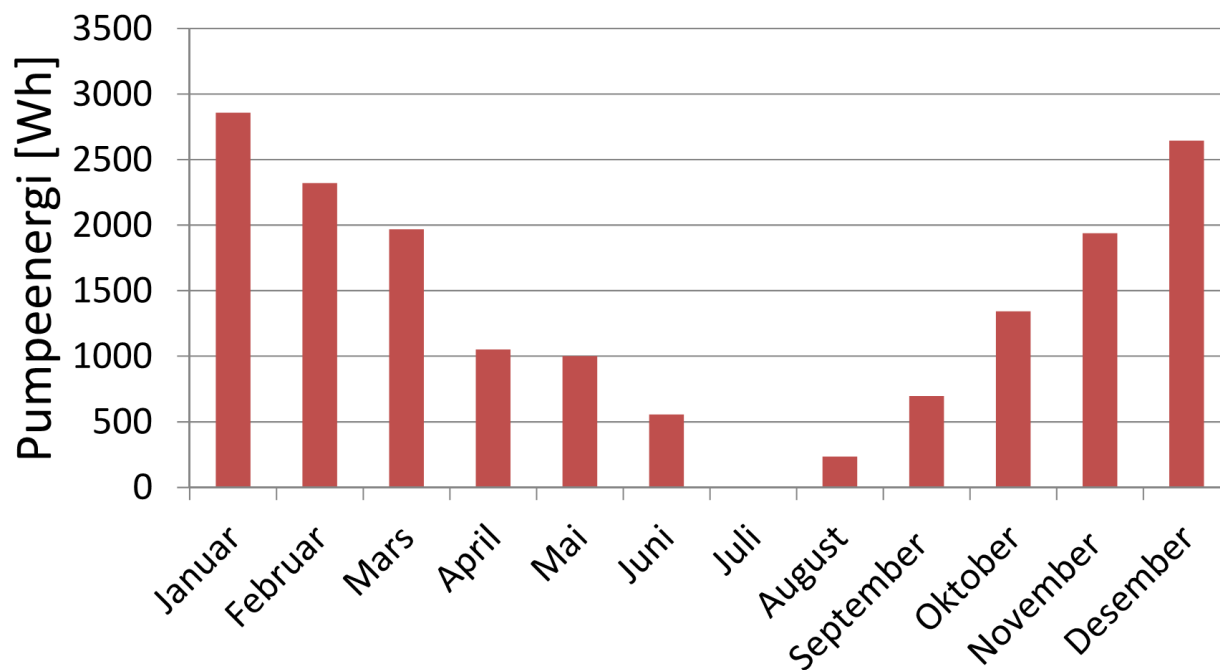
Det totale energibehovet til sirkulasjonspumpen i dette tilfellet blir 16 613 Wh. Forholdet mellom det totale energibehovet til sirkulasjonspumpen og det totale varmebehovet til varmeanlegget blir  $5,73 \times 10^{-4} \frac{Wh_{pumpe}}{Wh_{varme}}$ . Dette energibehovet er fordelt utover hele simuleringsperioden, og figur 5.4 viser det totale energiforbruket til sirkulasjonspumpen gjennom året.

Pumpens høyeste effektbehov blir 15,2 W. Dette effektbehovet finner sted ved dimensjonerende forhold når man har største vannmengde og høyeste trykkfall. Ifølge energibehovet fra SIMIEN inntreffer dette 15 januar. Forholdet mellom største effektbehov til sirkulasjonspumpen og dimensjonerende varmebehov, er  $8,23 \times 10^{-4} \frac{W_{pumpe}}{W_{varme}}$ . Figur 5.5 viser en effekt-varighetskurve for sirkulasjonspumpen gjennom året.

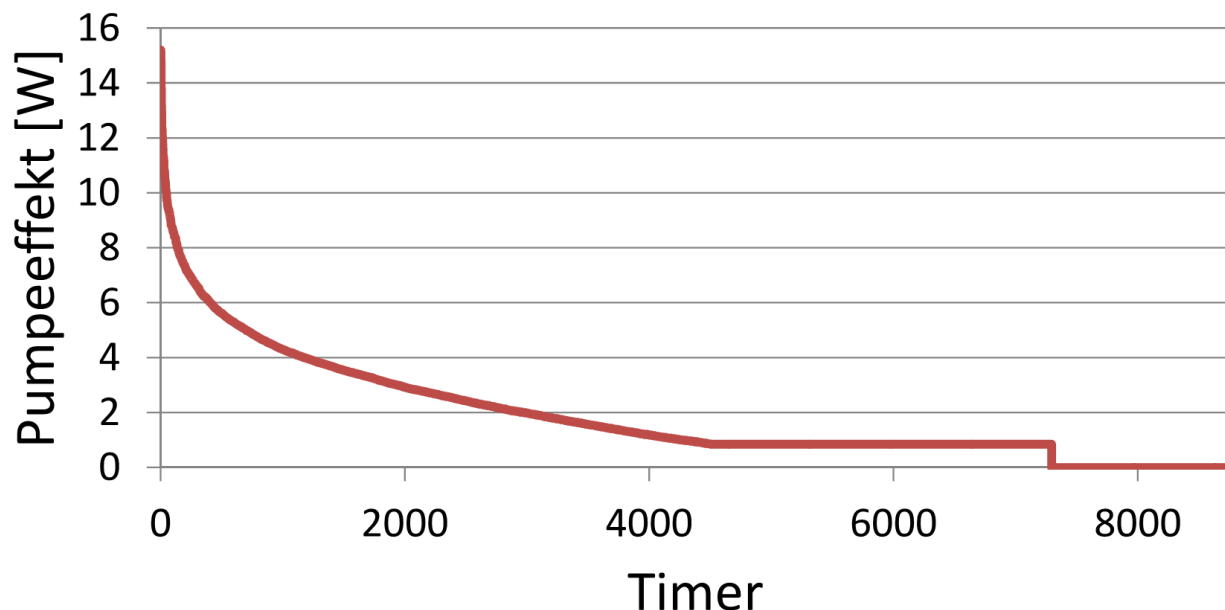
Pumpen som er valgt for denne simuleringsmodellen er en Grundfos Alpha 2 15-40 130. Denne har en oppgitt effekt på mellom 3 til 18 W. Derfor virker pumpevalget sannsynlig når høyeste beregnede effekt er på 15,2 W. I modellen er det derimot ikke tatt hensyn til at



FIGUR 5.3: Pumpetrykk og anleggskart for modell 1.



FIGUR 5.4: Pumpeenergi gjennom året for en sentral pumpe med reguleringsventiler.



FIGUR 5.5: Effekt-varighetskurve for sirkulasjonspumpen i modell 1.

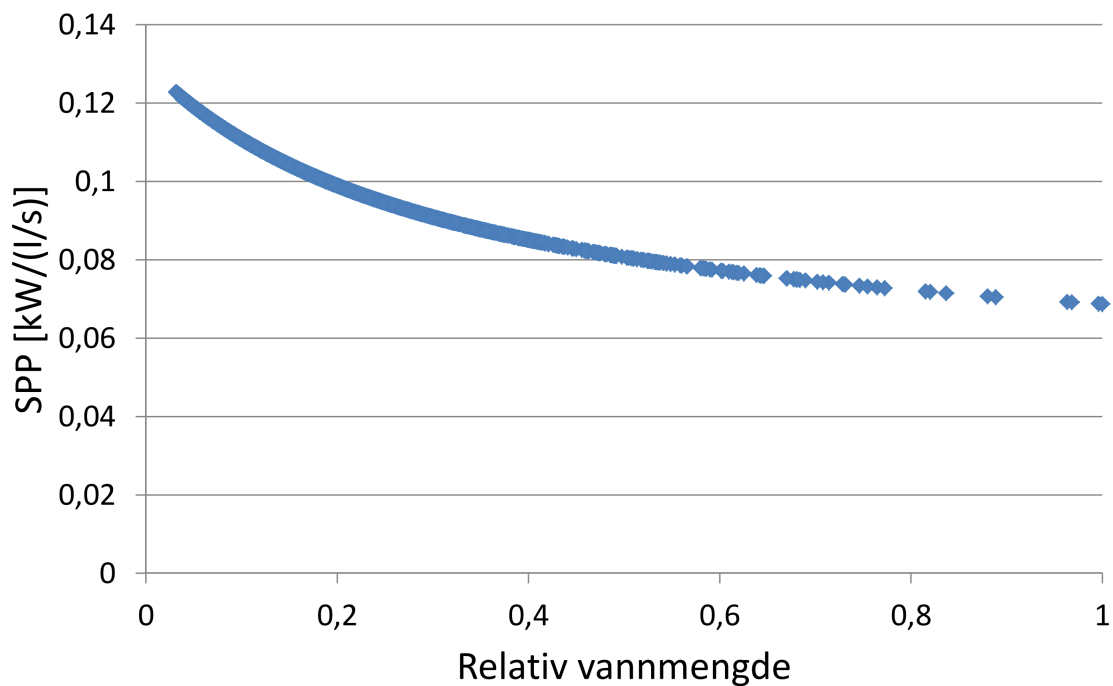
pumpen ikke kan levere lavere effekt enn 3 W, mens det laveste simulerte effektbehovet er 0,9 W. I simuleringen har pumpen et effektbehov på 3 W ved et varmebehov på 6 200 W, eller 33,6 % av det dimensjonerende effektbehovet til oppvarming. Hvis pumpeeffekten kun kan variere mellom 3-18 W, slik som databladet til pumpen antyder, vil det totale energiforbruket til pumpen bli 25 621 Wh. Dette er fordi i 73,8 % av driftstiden er varmebehovet mindre enn 33,6 % av dimensjonerende varmebehov.

SPP-verdien beregnes vanligvis ved dimensjonerende forhold. For modell 1 er SPP-verdien  $0,0687 \frac{kW}{l/s}$  ved dimensjonerende forhold. SPP-verdien stiger ved minkende vannmengde og den gjennomsnittlige SPP-verdien gjennom simulingsperioden blir  $0,1134 \frac{kW}{l/s}$ . Figur 5.6 viser hvordan SPP-verdien varierer med vannmengden.

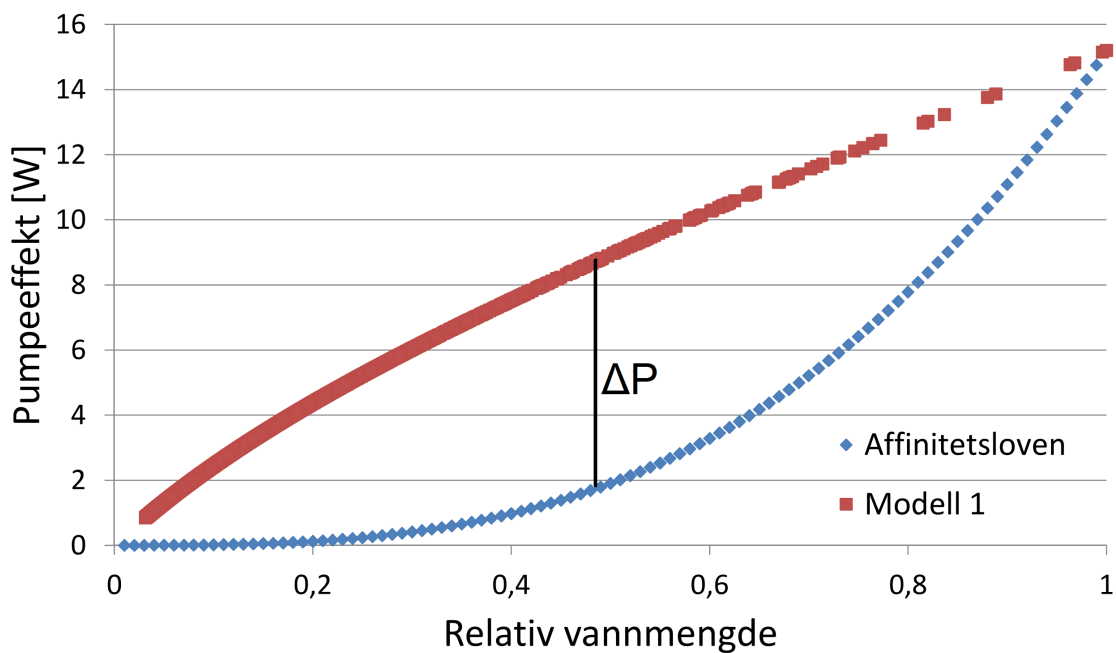
Affinitetslovene som er beskrevet i avsnitt 2.6.4.1 viser det ideelle forholdet mellom turtall, vannmengde, trykkøkning og effektbehov for en pumpe. Formel (2.41) viser hvordan endringen i effektbehov er proporsjonal med endringen av turtallet i tredje potens. Turtallet er direkte proporsjonalt med den sirkulerte vannmengden for en ideell pumpe. Figur 5.7 sammenligner effektbehov og vannmengde for en pumpe som følger affinitetslovene og effektbehovet til pumpen i modell 1. Linjen som beskriver den ideelle pumpen er laget med utgangspunkt i formel (2.41).

$$P = \left(\frac{\dot{m}}{m_{dim}}\right)^3 \cdot P_{dim}. \quad (5.1)$$

Forskjellen mellom det simulerte effektbehovet og effektbehovet til pumpen som følger affinitetslovene, er illustrert i figur 5.7 som  $\Delta P$ . Fordi det benyttes ventiler som endrer



FIGUR 5.6: SPP-verdien avhengig av vannmengden for modell 1.

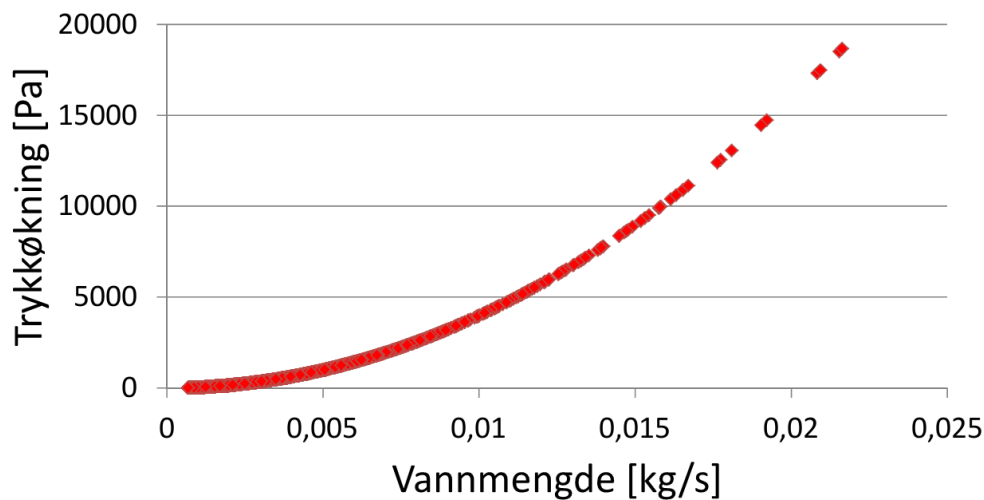


FIGUR 5.7: Pumpeeffekt for modell 1 sammenlignet med en pumpe som følger affinitetslovene.

strømningsmotstanden i anlegget, vil pumpen i denne modellen aldri helt kunne følge affinitetslovene. Allikevel ser man hvordan det ved delast er store forskjeller mellom affinitetslinjen og den simulerte pumpen.

### 5.3 Desentraliserte pumper

I denne simuleringsmodellen ble det brukt en liten pumpe for hver radiator i stedet for en sentral pumpe. Figur 5.8 viser pumpeeffekten til radiatorkrets 16 ved ulike vannmengder. Denne kretsen har den største desentraliserte pumpen fordi den har størst trykkfall.

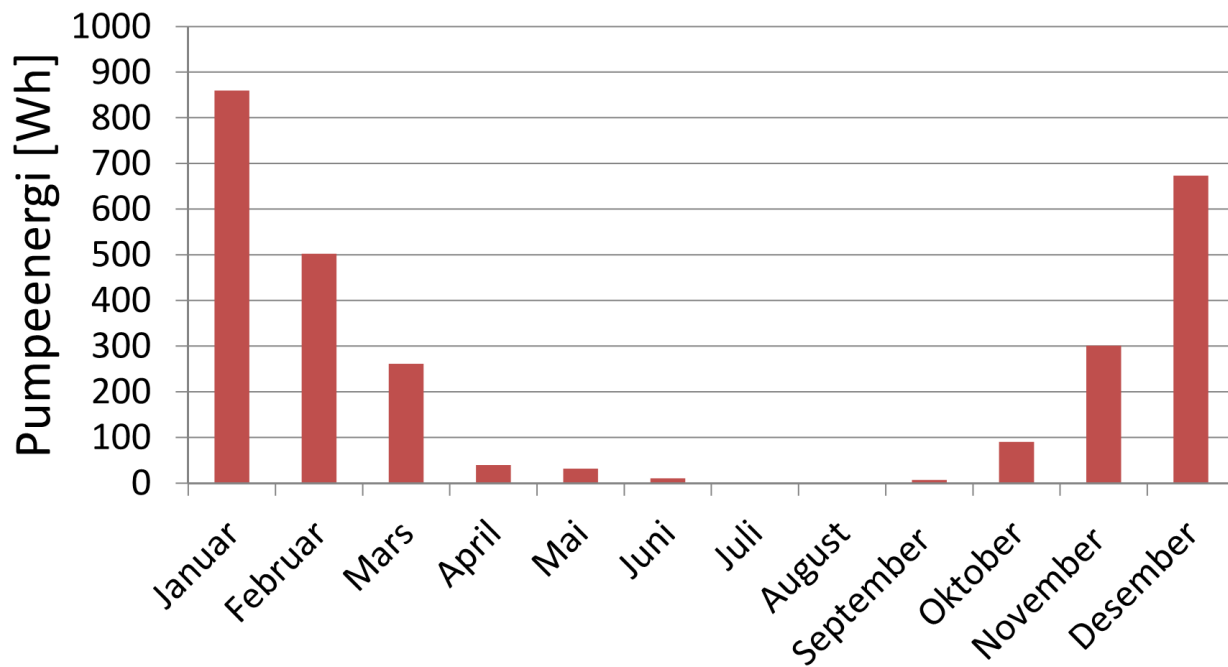


FIGUR 5.8: Trykkøkning for desentralisert pumpe i radiatorkrets 16.

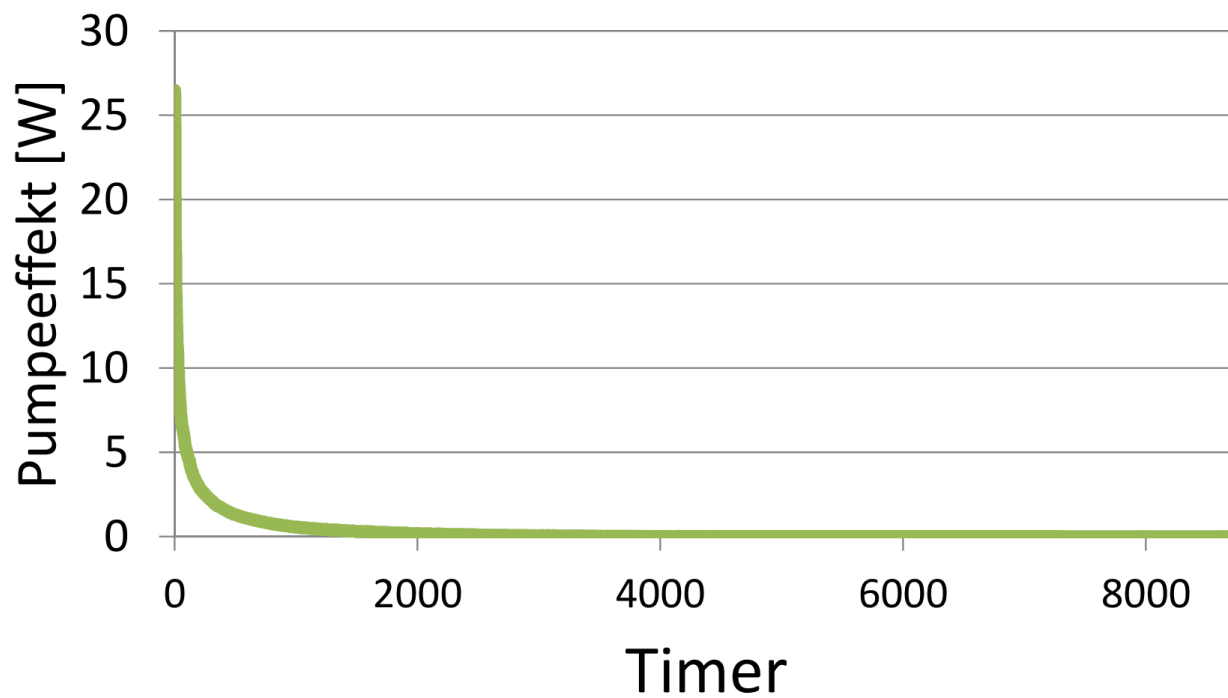
Det totale energibehovet for alle pumpene gjennom simuleringsperioden blir 2 778 Wh. Forholdet mellom det totale energibehovet til de desentraliserte pumpene og det totale varmebehovet til pumpene, blir  $9,59 \times 10^{-5} \frac{Wh_{pumpe}}{Wh_{varme}}$ . Figur 5.9 viser hvordan energibehovet til de desentraliserte pumpene endrer seg gjennom året.

Det største samlede effektbehovet for de desentraliserte pumpene blir 26,5 W og finner sted ved dimensjonerende forhold. Forholdet mellom det største effektbehovet til pumpene og det dimensjonerende varmebehovet er  $1,44 \times 10^{-3} \frac{W_{pumpe}}{W_{varme}}$ . Figur 5.10 viser en effektvarighetskurve for det totale effektbehovet til de desentraliserte pumpene. Denne kurven er mye brattere og har en annen fordeling enn figur 5.5 til modell 1.

Det største effektbehovet til hver enkelt pumpe varierer mellom 3,9 W for pumpen til radiatorkrets 16 og ned til 0,2 W for radiatorkrets 1. Figur 5.11 viser effekt-intervallet til de 17 forskjellige pumpene i varmeanlegget. Alle pumpene har en minste effekt helt ned mot 0 W, men det høyeste effektbehovet varierer mellom de ulike pumpene. Det er ikke oppgitt noen laveste effekt på disse pumpene, og det blir derfor antatt at pumpene kan reguleres

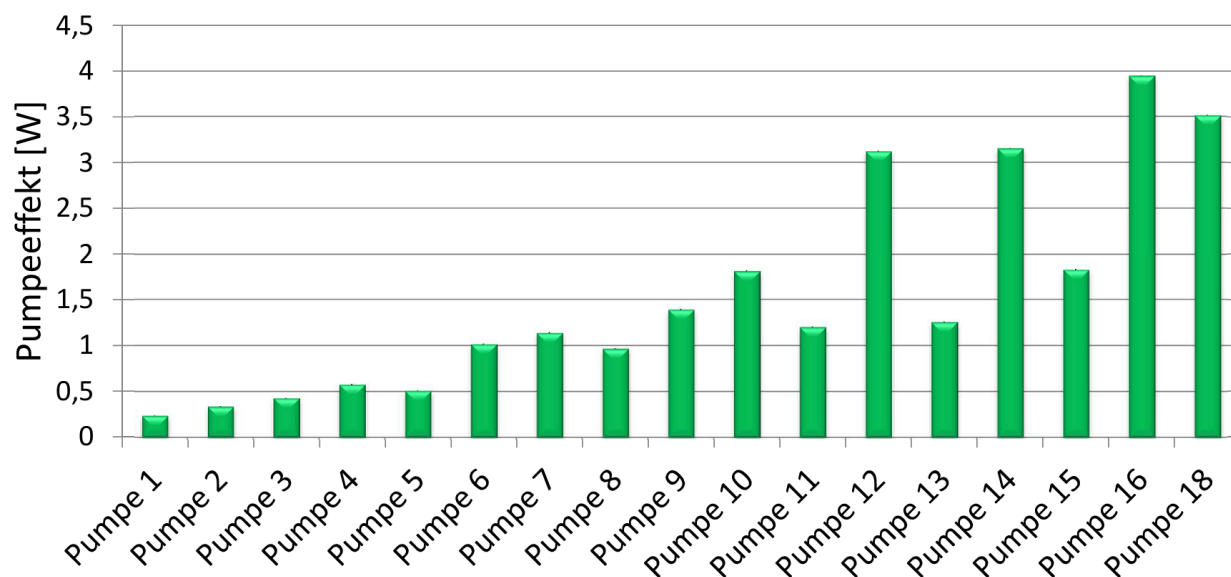


FIGUR 5.9: Pumpeenergi gjennom året for desentraliserte pumper.



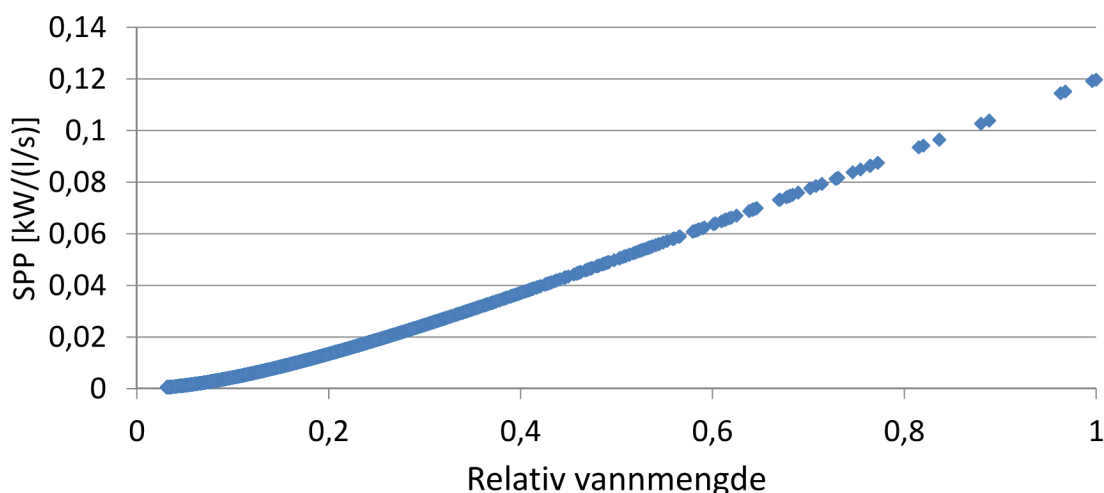
FIGUR 5.10: Effekt-varighetskurve for de desentraliserte pumpene i modell 2.

trinnløst helt ned mot 0 W. Den høyeste pumpeeffekten har som beskrevet i avsnitt 4.3 blitt satt høyere enn det pumpeprodusenten har oppgitt i sine datablad.



FIGUR 5.11: Største og minste effektbehov for de ulike pumpene.

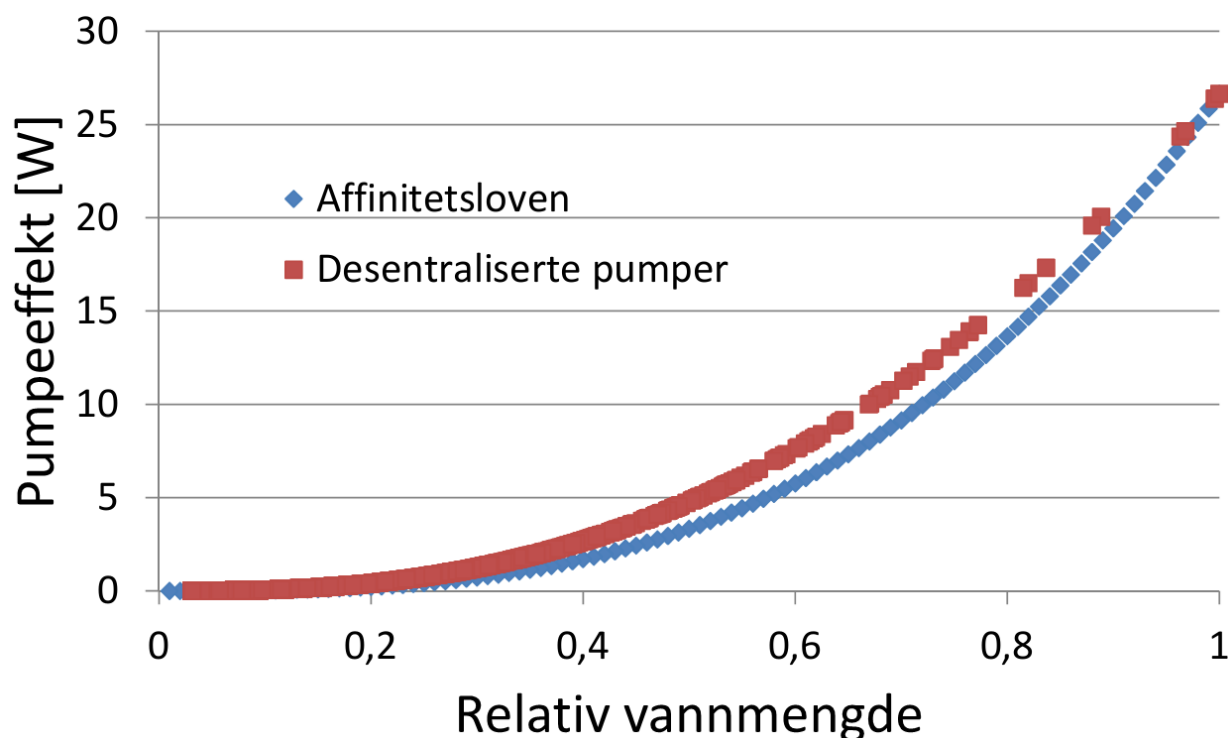
For å finne SPP-verdien for systemet med desentraliserte pumper, summeres den nødvendige effekten til alle pumpene og deles på den totale vannmengden som blir sirkulert. For de desentraliserte pumpene er SPP-verdien ved dimensjonerende forhold  $0,1200 \frac{kW}{l/s}$  og den gjennomsnittlige SPP-verdien blir  $0,0061 \frac{kW}{l/s}$ . Figur 5.6 viser hvordan SPP-verdien til de desentraliserte pumpene øker med økende vannmengde. Dette er motsatt av den sentrale pumpen i modell 1 som er vist i figur 5.6.



FIGUR 5.12: SPP-verdien avhengig av vannmengden for desentraliserte pumper.

Forskjellen mellom det simulerte totale effektbehovet for alle pumpene og effektbehovet til en pumpe som følger affinitetslinjen, er beregnet på samme måte som for modell 1 og er

illustrert i figur 5.13. Fra denne figuren kan man se hvordan det beregnede effektbehovet ligger relativt nærme affinitetslinjen.



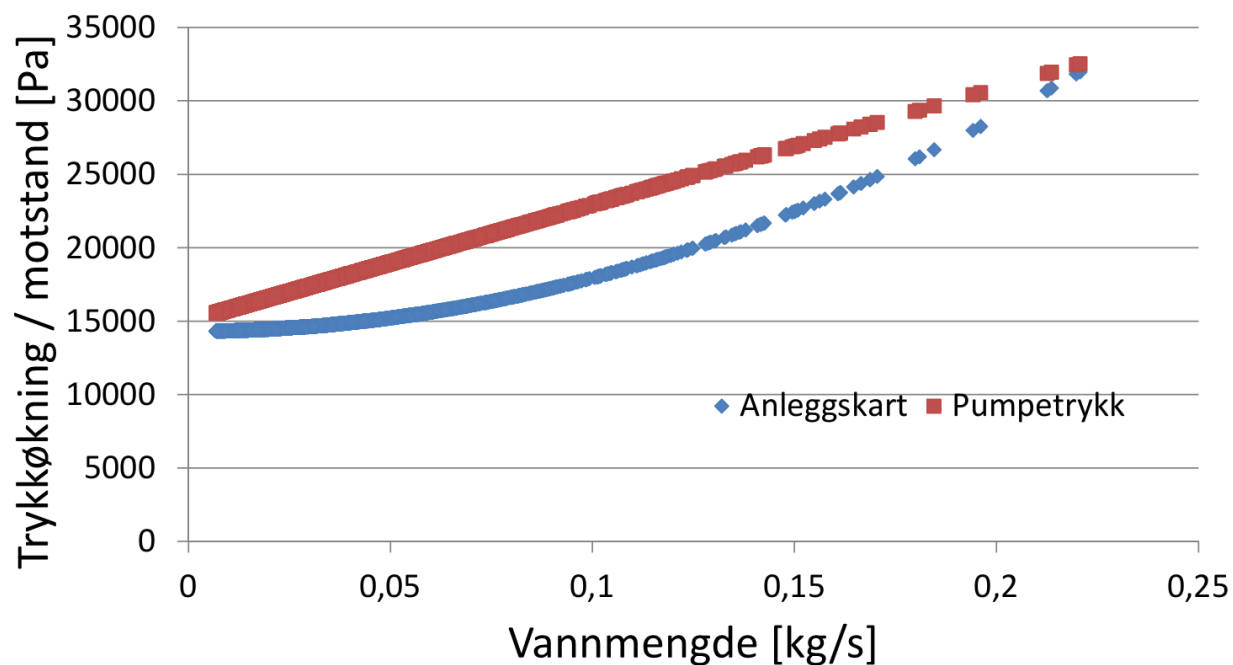
FIGUR 5.13: Den totale pumpeeffekten for de desentraliserte pumpene sammenlignet med en pumpe som følger affinitetslovene.

## 5.4 Sentral pumpe og Frese Optima Compact trykk-uavhengig motorventil

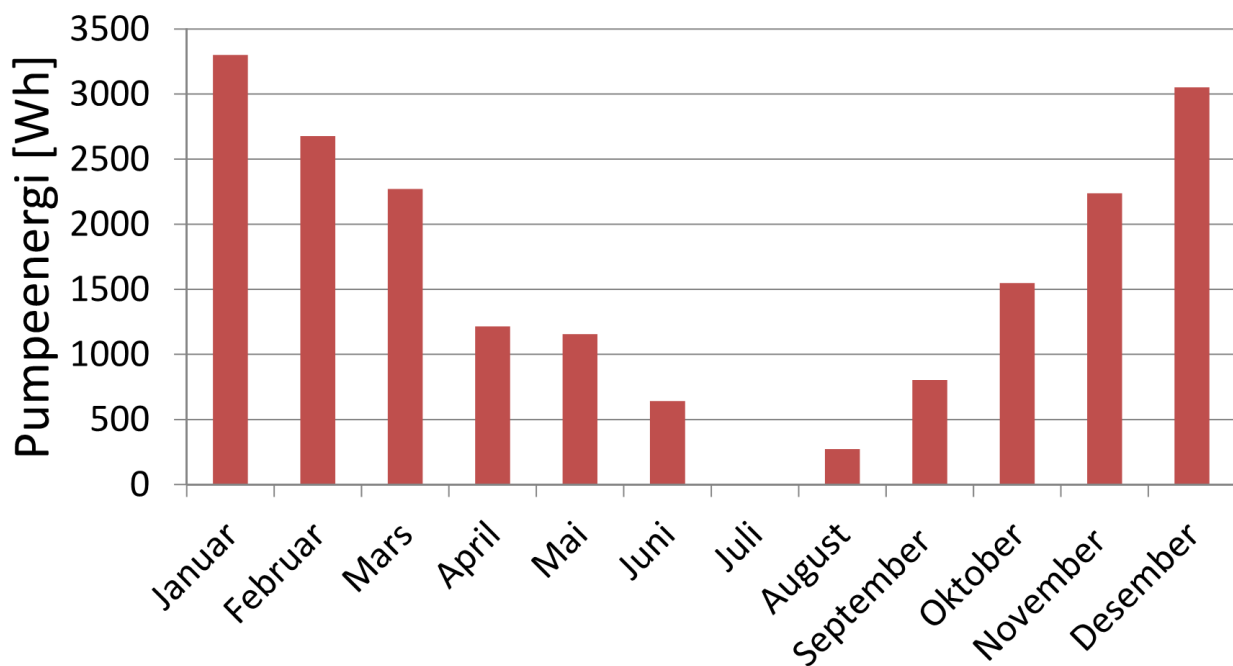
I denne simuleringsmodellen ble det brukt en sentral pumpe med Frese Optima Compact ventiler. Disse ventilene fungerer både som reguleringsventiler og strupeventiler. Figur 5.14 viser med den røde linjen hvordan pumpetrykket varierer med vannmengden for denne modellen. Den blå linjen viser trykkfallet i den kritiske strømningskretsen ved ulike vannmengder og blir derfor den minste trykkøkningen som gir ønsket vannmengde.

Det totale energibehovet til sirkulasjonspumpen i denne modellen blir 19 174 Wh. Forholdet mellom det totale energibehovet til sirkulasjonspumpen og det totale varmebehovet til varmeanlegget blir  $6,62 \times 10^{-4} \frac{Wh_{pume}}{Wh_{varme}}$ . Dette energibehovet er fordelt utover året og figur 5.15 viser det totale energiforbruket til sirkulasjonspumpen gjennom året.



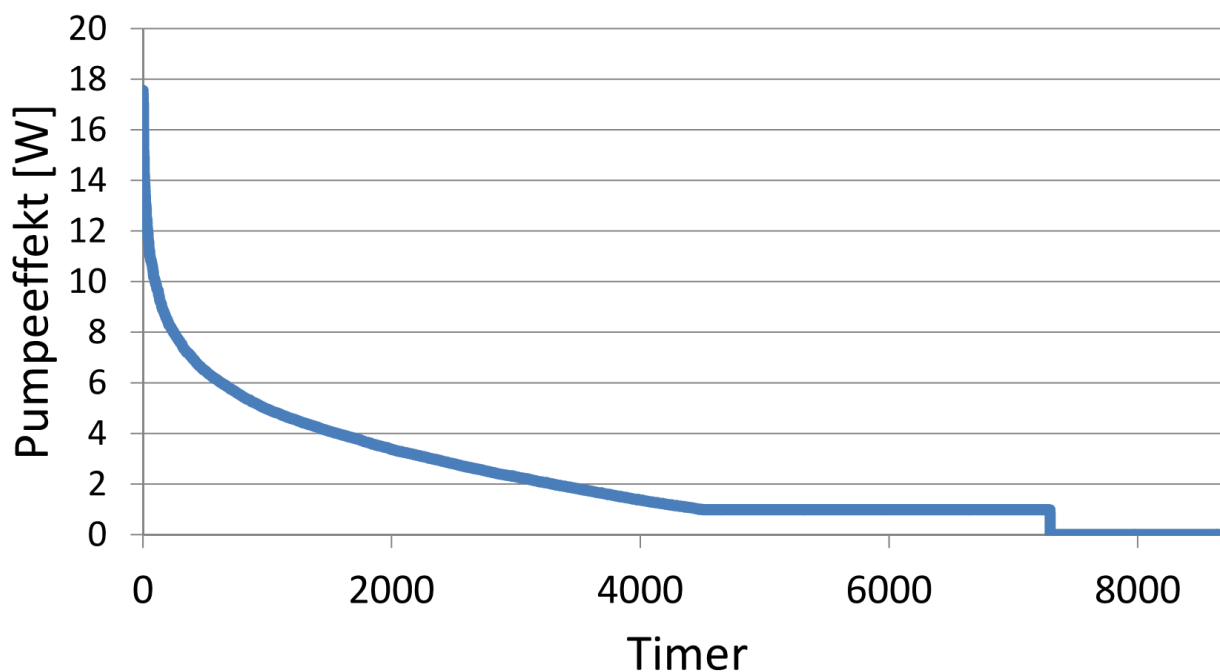


FIGUR 5.14: Pumpetrykk og anleggskart for modell med en sentral pumpe og Frese Optima Compact.



FIGUR 5.15: Pumpeenergi gjennom året for en sentral pumpe med dynamiske reguleringsventiler.

Den største pumpeeffekten blir 17,6 W, og som for modell 1 og 2, blir høyeste effektbehov ved dimensjonerende forhold når man har største vannmengde og høyeste trykkfall. Forholdet mellom største effektbehov til sirkulasjonspumpen og dimensjonerende varmebehov er  $9,51 \times 10^{-4} \frac{W_{pumpe}}{W_{varme}}$ . Figur 5.16 viser effekt-varighetskurven for sirkulasjonspumpen gjennom året.

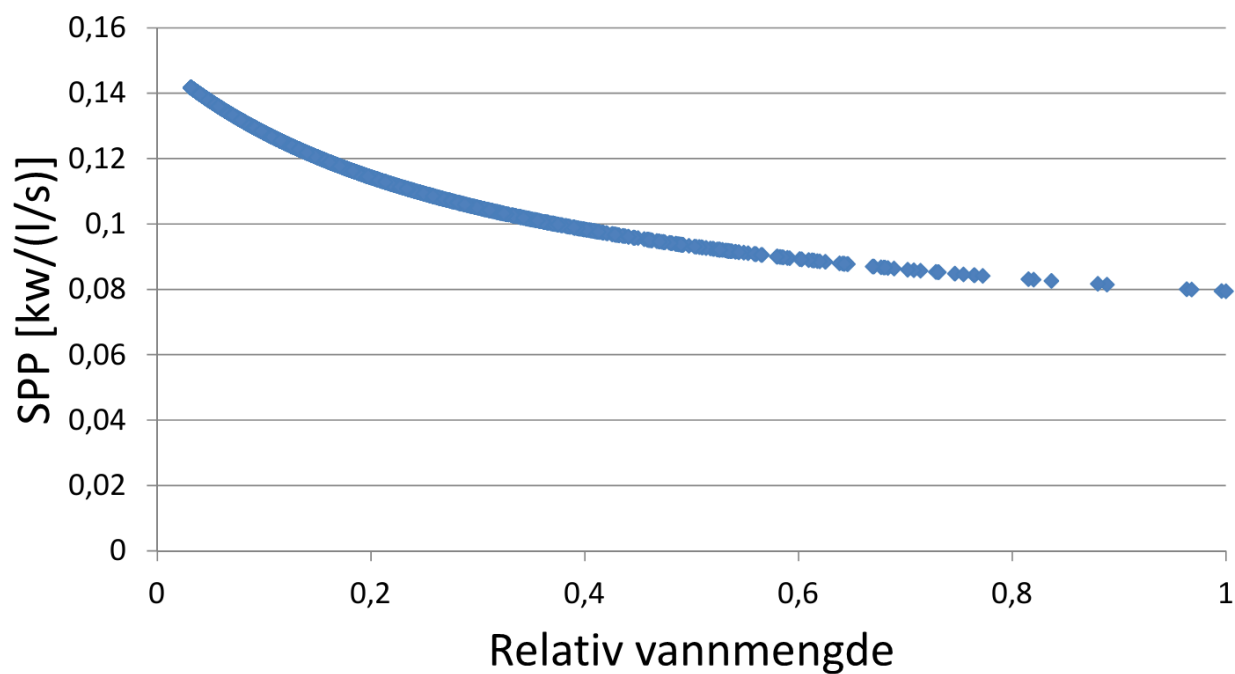


FIGUR 5.16: Effekt-varighetskurve for sirkulasjonspumpen i modell 3.

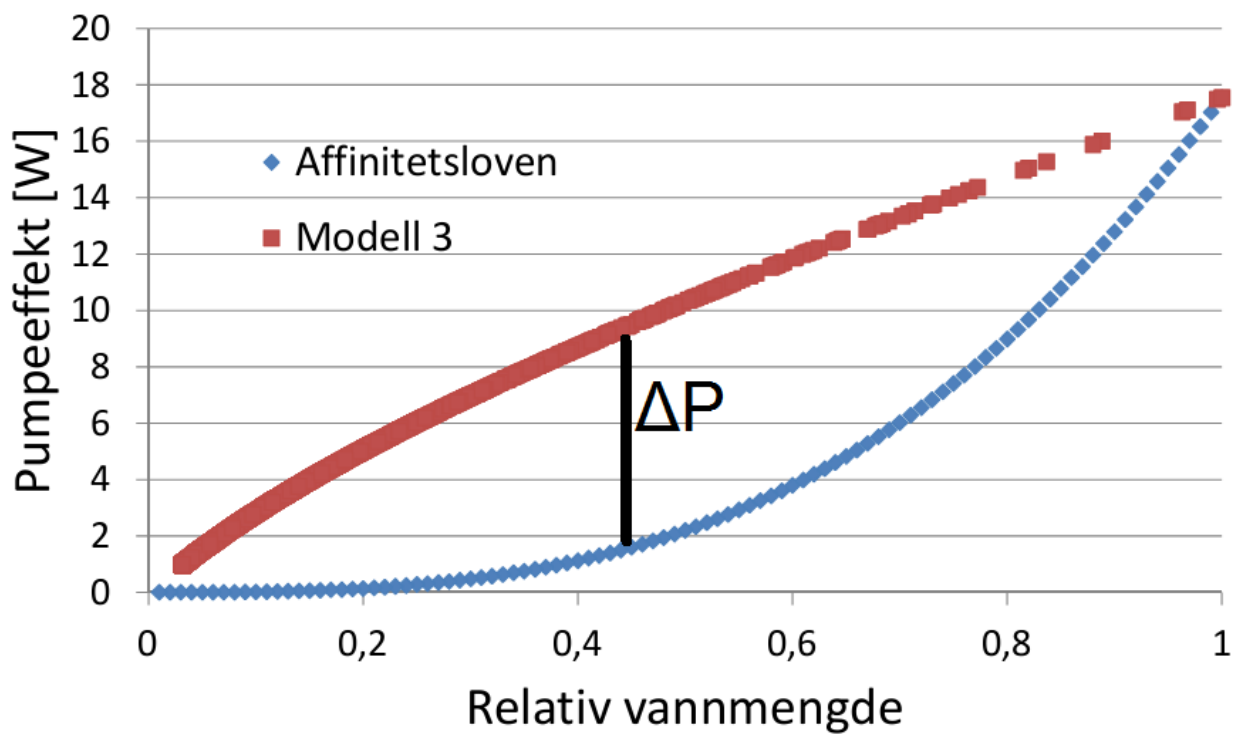
Pumpen som er valgt for denne modellen er en Grundfos Alpha 2 25-50 180. Effekten til denne pumpen er oppgitt til å variere mellom 3 og 26 W. Den høyeste simulerte effekten er på 17,6 W og passer bra med den valgte pumpen. Det har ikke blitt tatt hensyn til at den laveste effekten til den valgte pumpen er 3 W, mens den laveste simulerte effekten er på 1,0 W. I denne modellen tilsvarer et effektbehov på 3 W et varmebehov på 5450 W eller 29,5 % det dimensjonerende varmebehovet. Hvis man følger pumpens datablad og antar at den minste pumpeeffekten er 3 W, blir det totale energiforbruket til pumpen gjennom simuleringsperioden 27 179 Wh.

SPP-verdien beregnes vanligvis ved dimensjonerende forhold. For modell 3 er SPP-verdien  $0,0794 \frac{kW}{l/s}$  ved dimensjonerende forhold. SPP-verdien stiger ved minkende vannmengde, høyeste SPP-verdi blir  $0,1418 \frac{kW}{l/s}$  og den gjennomsnittlige SPP-verdien gjennom simuleringsperioden blir  $0,1309 \frac{kW}{l/s}$ . Figur 5.17 viser hvordan SPP-verdien varierer med vannmengden.

Figur 5.18 sammenligner effektbehovet til den simulerte pumpen med affinitetslinjen på samme måte som for modell 1 og 2.



FIGUR 5.17: SPP-verdien avhengig av vannmengden for modell 3.



FIGUR 5.18: Pumpeeffekt for modell 3 sammenlignet med en ideell pumpe som følger affinitetslovene.

## 5.5 Pumpe til varmebatteri

Modellen for pumpen til varmebatteriet er enklere enn de andre modellene, fordi denne pumpen jobber med konstant trykk og vannmengde gjennom hele driftsperioden. Denne modellen har blitt tatt med for å sammenligne pumpeenergien mellom radiatorsystemet og varmebatteriet. Det totale energibehovet blir 42 310 Wh og forholdet mellom total pumpeenergi og total varmeenergi blir  $6,11 \times 10^{-3} \frac{Wh_{pumpe}}{Wh_{varme}}$ . Nødvendig pumpeeffekt blir 5,8 W og forholdet mellom pumpeeffekten og dimensjonerende effekt til varmebatteriet blir  $4,20 \times 10^{-4} \frac{W_{pumpe}}{W_{v.batteri}}$ . SPP-verdien for varmebatteriet med pumpe blir  $0,0706 \frac{kW}{l/s}$ . SPP-verdien blir konstant gjennom hele simuleringsperioden fordi sirkulert vannmengde og pumpeeffekt er konstant.

## 5.6 Økt trykkfall i anlegget

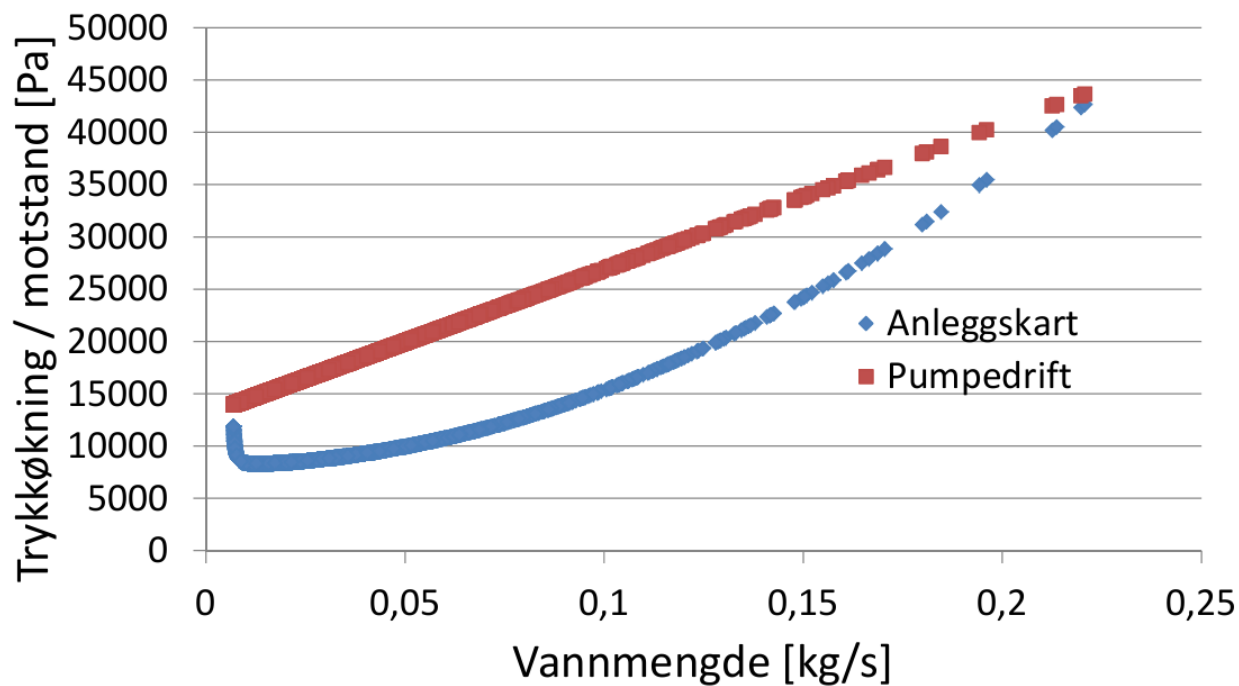
Simuleringene for radiatoranlegget ble gjennomført på nytt med høyere trykkfall for å se hvordan dette kan påvirke pumpeenergien og pumpeeffekten. Et høyere trykkfall kan blant annet skyldes mer utstyr i varmeanlegget og lengre rørføringer.

### 5.6.1 En sentral pumpe med reguleringsventiler og økt trykkfall

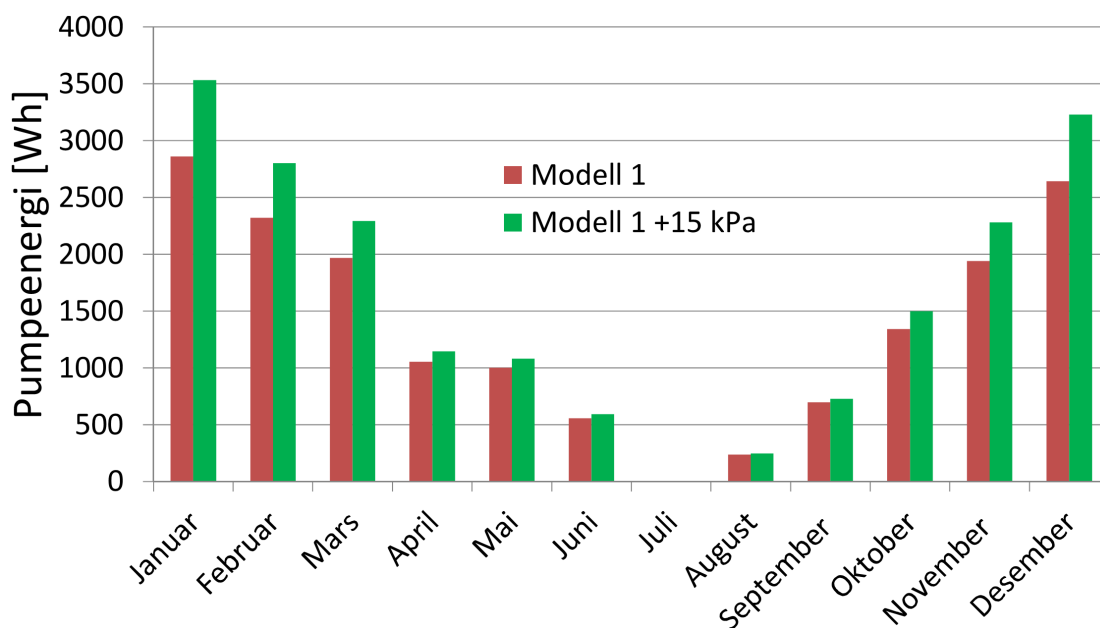
Figur 5.19 viser hvordan pumpetrykket og trykkfallet i anlegget varierer med vannmengden for modell 1.

Det totale energibehovet til sirkulasjonspumpen i dette tilfellet blir 19 423 Wh. Figur 5.20 viser hvordan energibehovet til sirkulasjonspumpen øker for modell 1 med større trykkfall. Som man kan se av denne figuren, øker energibehovet med økende trykkfall, men denne økningen er ikke veldig markant.

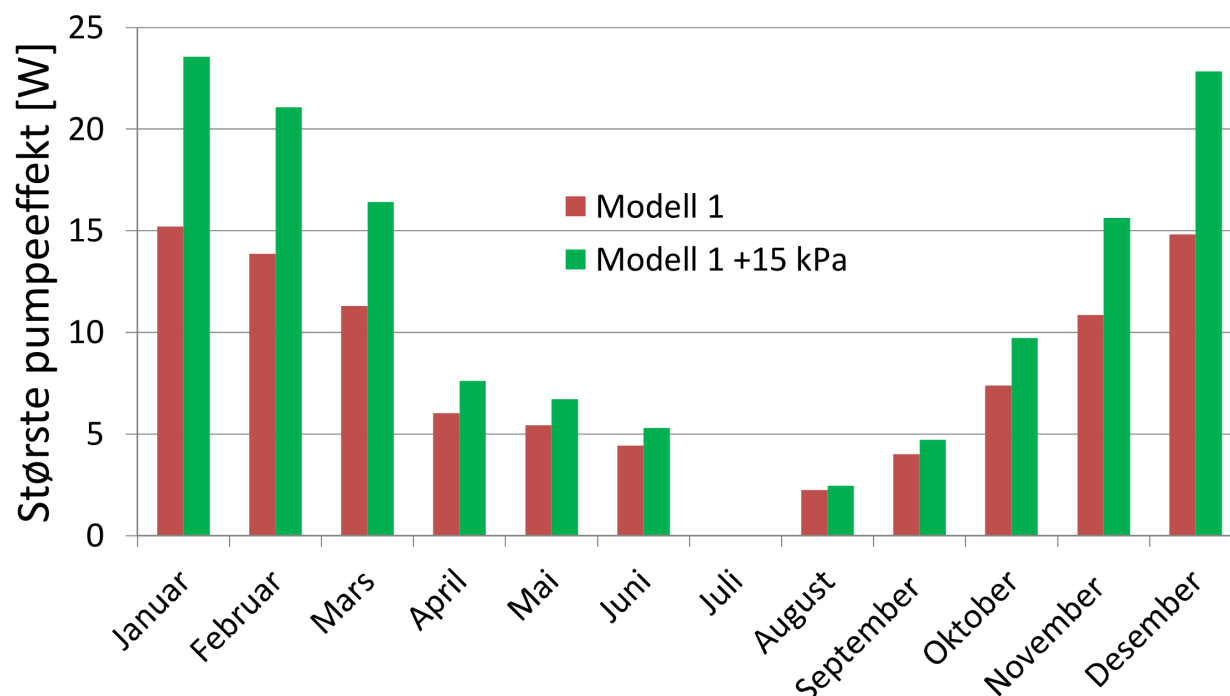
Det høyeste effektbehovet til pumpen blir 23,6 W. Gjennomsnittlig pumpeeffekt for hele simuleringsperioden blir 2,7 W. SPP-verdien ved dimensjonerende forhold blir  $0,1065 \frac{kW}{l/s}$  og den gjennomsnittlige SPP-verdien blir  $0,1236 \frac{kW}{l/s}$ . Figur 5.21 viser det høyeste effektbehovet til pumpen for modell 1 med opprinnelig og økt trykkfall. Figuren viser hvordan det største effektbehovet for hver måned øker mer markant enn energibehovet med større trykkfall.



FIGUR 5.19: Anleggskart og pumpetrykk for modell 1 med økt trykkfall.



FIGUR 5.20: Økning i energibehov med økt trykkfall for modell 1.



FIGUR 5.21: Økning i effektbehov for modell 1 med økt trykkfall.

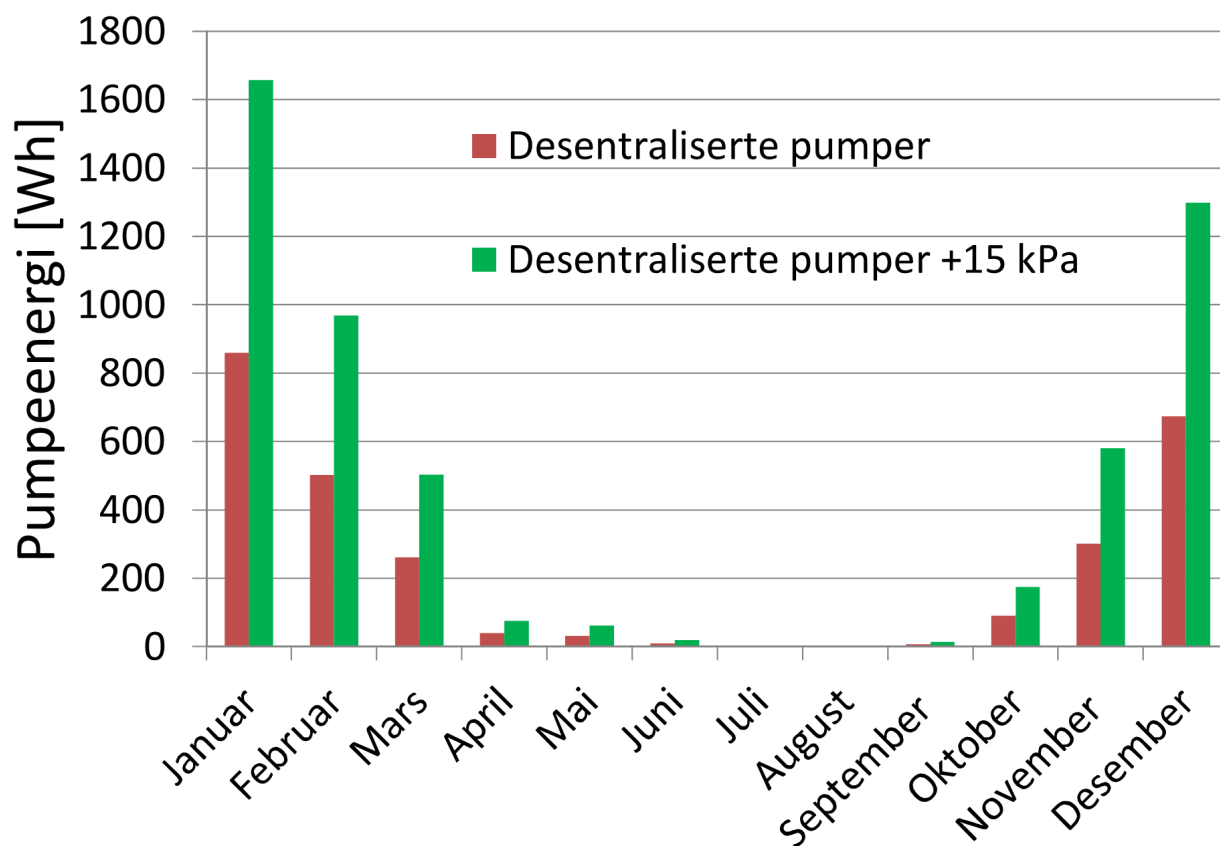
### 5.6.2 Desentraliserte pumper og økt trykkfall

Det totale energibehovet for alle de desentraliserte pumpene med økt trykkfall blir 5 353 Wh i simuleringsperioden. Figur 5.22 sammenligner energibehovet gjennom året med de opprinnelige verdiene. Figuren viser hvordan energibehovet øker markant for de desentraliserte pumpene med økt trykkfall.

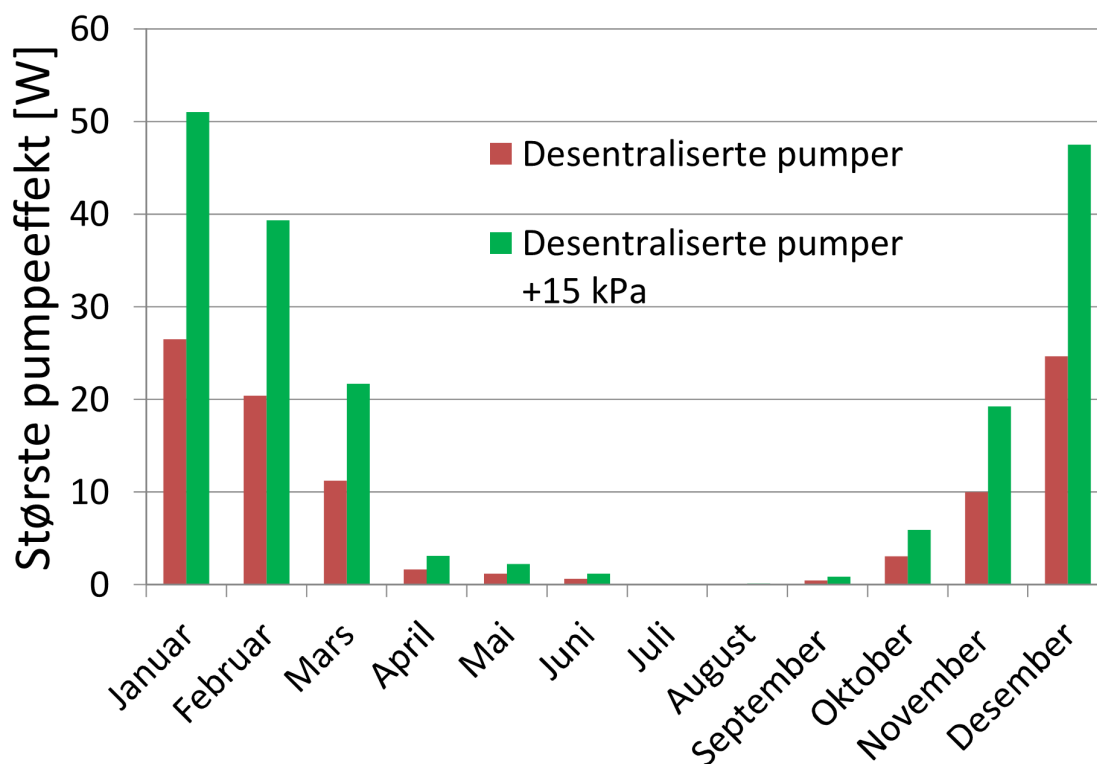
Det høyeste totale effektbehovet blir 51,0 W. Figur 5.23 viser hvordan det høyeste totale effektbehovet til de desentraliserte pumpene øker med større trykkfall. Den gjennomsnittlige pumpeeffekten for hele perioden blir 0,73 W. Figur 5.24 viser hvilket effektområde de ulike desentraliserte pumpene arbeider mellom med økt trykkfall. SPP-verdien ved dimensjonerende forhold blir  $0,2307 \frac{kW}{l/s}$  og den gjennomsnittlige SPP-verdien blir  $0,0117 \frac{kW}{l/s}$ .

### 5.6.3 Sentral pumpe, Frese Optima Compact trykkuavhengig motorventil og økt trykkfall

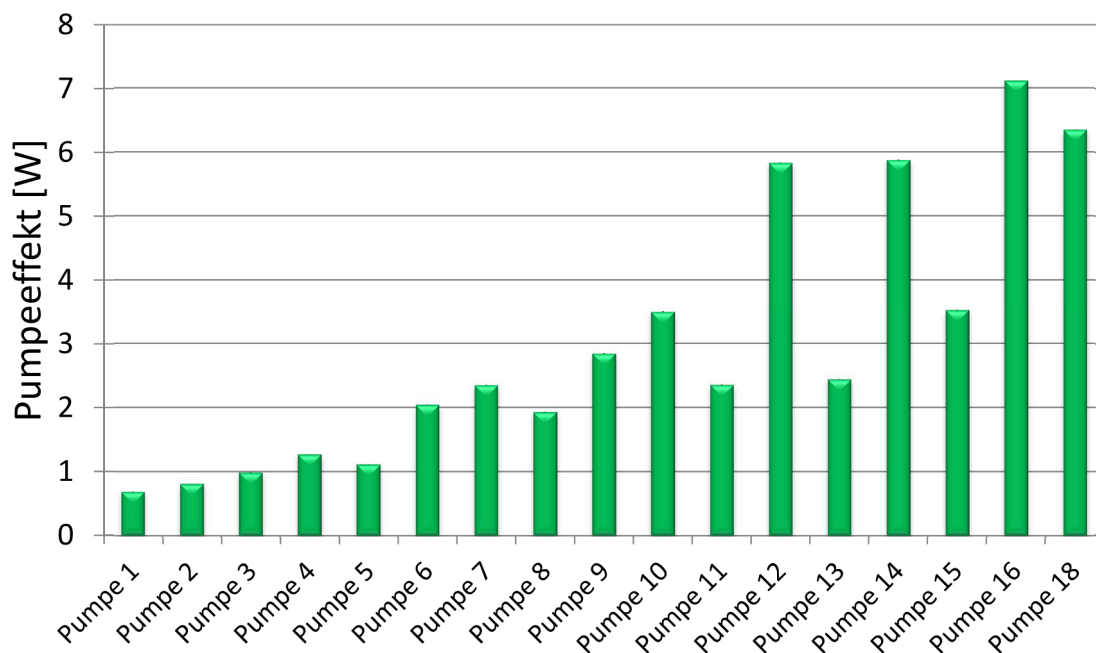
Figur 5.25 viser hvordan pumpetrykket og trykkfallet i anlegget varierer med vannmengden for denne modellen.



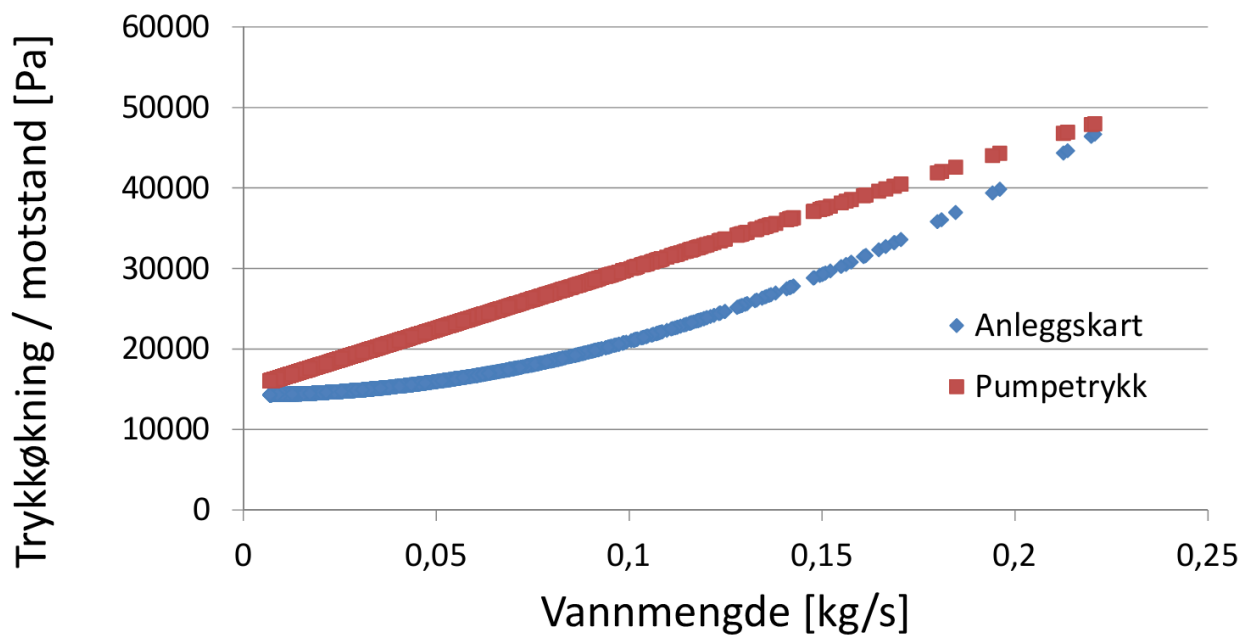
FIGUR 5.22: Økning i energibehovet for desentraliserte pumper med økt trykkfall.



FIGUR 5.23: Økning i effektbehov for desentraliserte pumper med økt trykkfall.



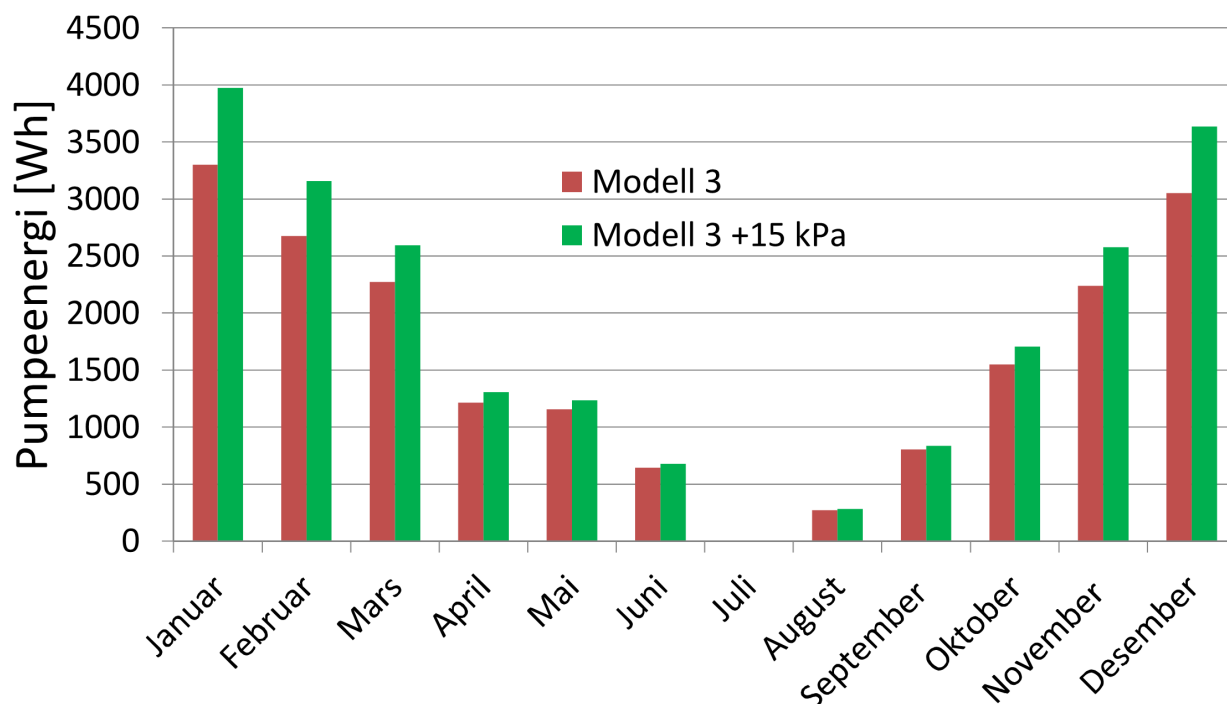
FIGUR 5.24: Største og minste effektbehov for de desentraliserte pumpene med økt trykkfall.



FIGUR 5.25: Anleggskart og pumpetrykk for modell 3 med økt trykkfall.



Det totale energibehovet til sirkulasjonspumpen i dette tilfellet blir 21 984 Wh. Figur 5.26 viser økningen i energibehovet til sirkulasjonspumpen for modell 3 med økt trykkfall. På samme måte som for modell 1 øker energibehovet, men det er ingen markant økning.

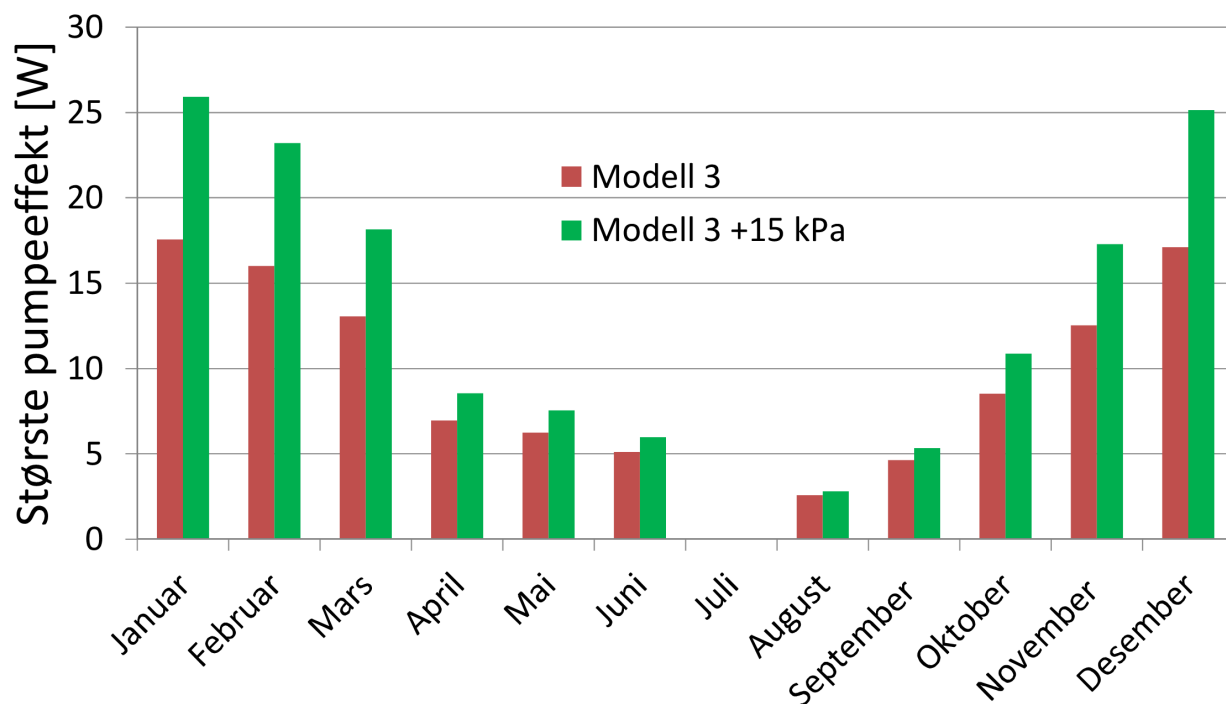


FIGUR 5.26: Økning i energibehovet for modell 3 med økt trykkfall.

Det høyeste effektbehovet til pumpen blir 25,9 W. Gjennomsnittlig pumpeeffekt for hele simuleringsperioden blir 3,0 W. SPP-verdien ved dimensjonerende forhold blir  $0,1172 \frac{kW}{l/s}$  og den gjennomsnittlige SPP-verdien blir  $0,1411 \frac{kW}{l/s}$ . Figur 5.27 viser det høyeste effektbehovet til pumpen for modell 3 med opprinnelig og økt trykkfall. Figuren viser hvordan det største effektbehovet for hver måned øker mer markant enn energibehovet med større trykkfall.

## 5.7 Oppsummering av resultatene

I dette avsnittet blir resultatene fra de ulike simuleringsmodellene oppsummert og sammenlignet i en tabell. Ut ifra resultatene over kan det virke som om de desentraliserte pumpene bruker mindre pumpeenergi enn et anlegg med en sentral pumpe. De desentraliserte pumpene ser også ut til å være mer følsomme for større trykkfall i anlegget og de har en høyere maksimal effekt. Diskusjon og kommentarer rundt resultatene kommer i kapittel 6. Det vil bli lagt mest vekt på de ulike modellene for varmeanlegget med radiatorer, fordi disse baserer seg på samme varmeanlegg og kan derfor sammenlignes. For varmebatteriet jobber shuntpumpen med konstant turtall og det er mindre interessant med tanke på pumpeenergi. Tabell 5.2 viser de viktigste verdiene for de ulike modellene.



FIGUR 5.27: Økning i effektbehov for modell 3 med økt trykkfall.

-	<i>Modell 1</i>	<i>Modell 2</i>	<i>Modell 3</i>	<i>Modell 4</i>
Energibruk [Wh]	16 613	2778	19 174	42 310
Max effekt [W]	15,2	26,5	17,6	5,8
Gjen.snitt effekt [W]	2,3	0,4	2,6	5,8
SPP dim. [ $\frac{kW}{l/s}$ ]	0,0687	0,1200	0,0794	0,0706
SPP gjen.snitt [ $\frac{kW}{l/s}$ ]	0,1134	0,0061	0,1309	0,0706
Energibruk + 15 kPa [Wh]	19423	5353	21984	-
Max effekt + 15 kPa [W]	23,7	51,0	25,9	-
Gjen.snitt effekt + 15 kPa [W]	0,7	0,38	3,0	-
SPP dim. + 15 kPa [ $\frac{kW}{l/s}$ ]	0,1065	0,2307	0,1172	-
SPP gjen.snitt + 15 kPa [ $\frac{kW}{l/s}$ ]	0,1236	0,0117	0,1411	-

TABELL 5.2: Tabell over de viktigste resultatene fra simuleringene.

# Kapittel 6

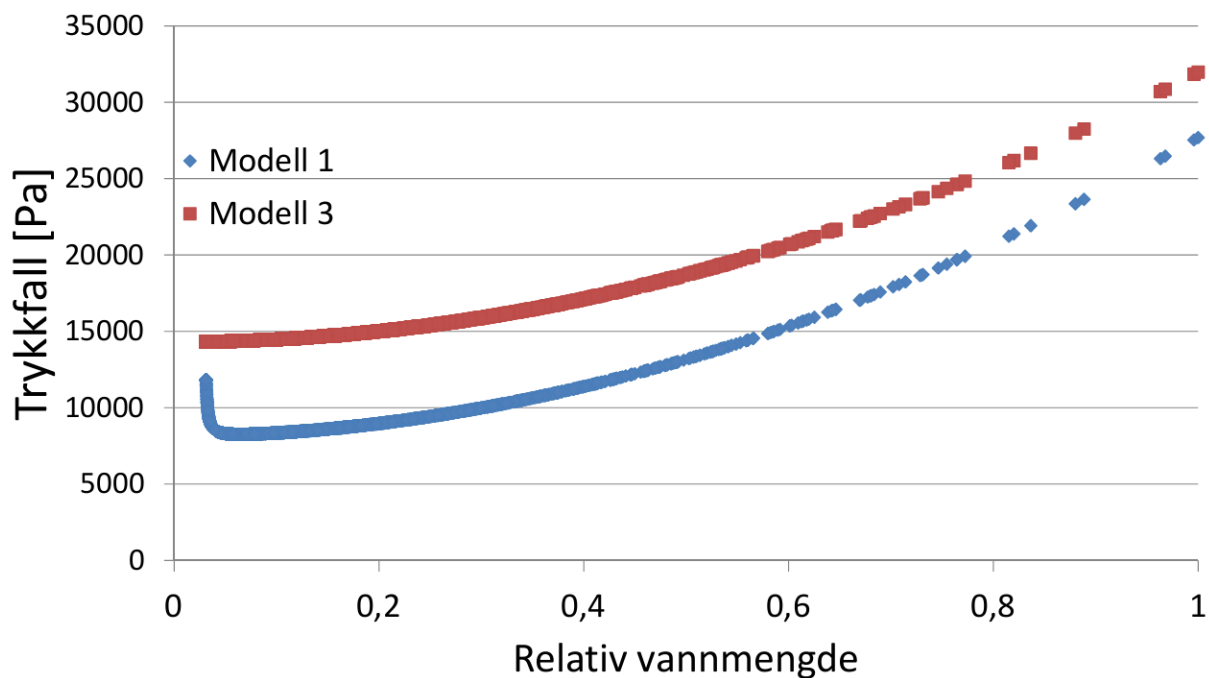
## Diskusjon

### 6.1 Verifisering av reguleringsventilene i modell 1

I modell 1 ble det brukt egne matematiske modeller som skulle simulere egenskapene til reguleringsventilene. I modell 3 ble det brukt data fra en dynamisk reguleringsventil som finnes på markedet. Modell 1 sammenlignes med resultatene fra modell 3 for å se om reguleringsventilene i modell 1 kan virke realistiske. Man antar at hvis disse to modellene gir relativt like resultater, kan modelleringen av reguleringsventilene i modell 1 verifiseres og brukes videre i oppgaven. Det totale energibehovet til pumpen i modell 1 var 16 613 Wh, med et maksimalt effektbehov på 15,2 W. Modell 3 hadde et totalt energibehov på 19 174 Wh, og et maksimalt effektbehov på 17,6 W. Figur 6.1 viser trykkfallet avhengig av vannmengden for modell 1 og modell 3. Som man kan se av denne figuren følger trykkfallet for de to modellene omtrent samme linje, men modell 3 har et noe høyere trykkfall. Energi-behovet øker med 15,4 % fra modell 1 til modell 3. Det maksimale effektbehovet øker med 15,8 % fra modell 1 til modell 3. Dette avviket er ikke større enn at modelleringen av reguleringsventilene i modell 1 kan verifiseres. I resten av oppgaven vil modell 1 med standard reguleringsventiler bli brukt som referansemodell for et anlegg med en sentral pumpe når resultater skal sammenlignes med desentraliserte pumper fra modell 2.

### 6.2 Besparelse med desentraliserte pumper

Tabell 6.1 sammenligner resultatene fra modell 1 med en sentral pumpe og modell 2 med desentraliserte pumper. Er endringen oppgitt med negativt fortegn, minker resultatene fra modell 1 med den oppgitte prosentandelen for å få resultatene fra modell 2. Er endringen oppgitt med positivt fortegn, øker resultatene fra modell 1 med den oppgitte prosentandelen



FIGUR 6.1: Sammenligning av trykkfall for modell 1 og modell 3.

for å få resultatene fra modell 2. I avsnittene under vil disse resultatene bli diskutert. Først diskuteres forskjellene mellom en sentral pumpe og desentraliserte pumper basert på modellene med standard trykkfall. Til slutt diskuteres verdiene fra modellene med økt trykkfall.

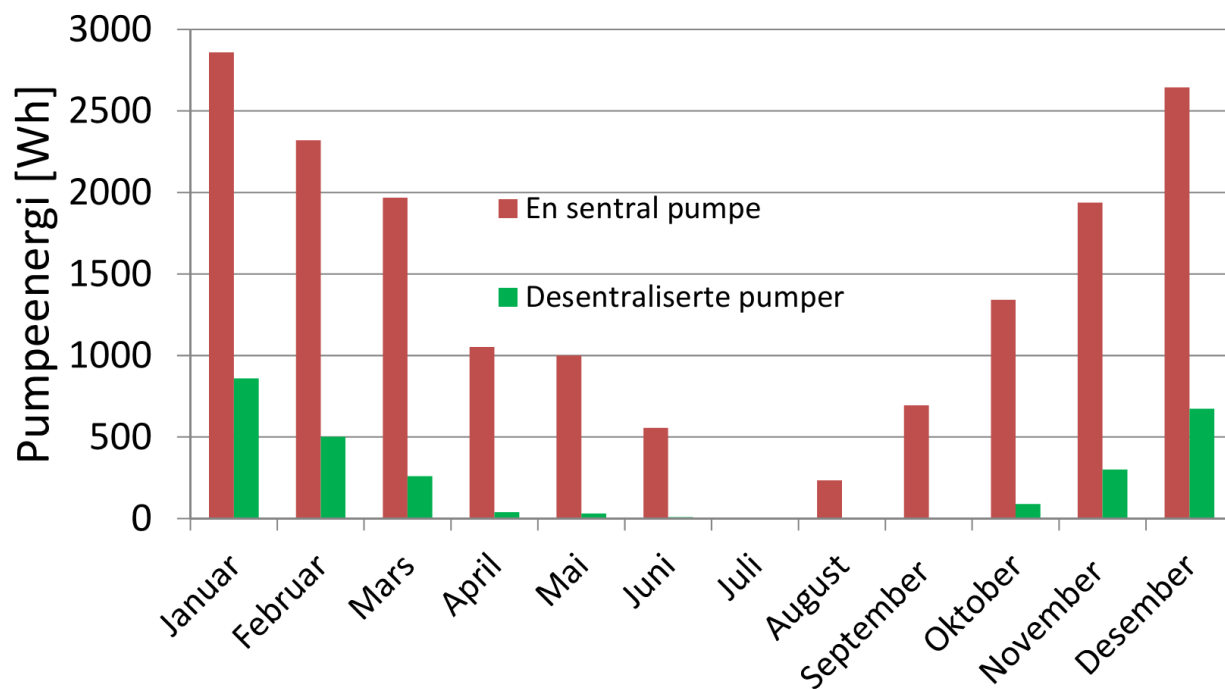
-	<i>Sentral pumpe</i>	<i>Desentraliserte pumper</i>	<i>Endring</i>
Energibruk [Wh]	16 613	2778	-83,3 %
Max effekt [W]	15,2	26,5	+74,3 %
Snitt effekt [W]	2,3	0,4	-82,6 %
SPP dim. [ $\frac{kW}{l/s}$ ]	0,0687	0,1200	+74,7 %
SPP gjen.snitt [ $\frac{kW}{l/s}$ ]	0,1134	0,0061	-94,6 %
Energibruk + 15 kPa [Wh]	19423	5353	-72,4 %
Max effekt + 15 kPa [W]	23,7	51,0	+115,2 %
Snitt effekt + 15 kPa [W]	2,7	0,7	-74,1 %
SPP dim. + 15 kPa [ $\frac{kW}{l/s}$ ]	0,1065	0,2307	+116,6 %
Snitt SPP + 15 kPa [ $\frac{kW}{l/s}$ ]	0,1236	0,0117	-90,5 %

TABELL 6.1: Sammenligning mellom modell 1 og modell 2.

### 6.2.1 Energibehov

Den viktigste parameteren for disse simuleringene er sannsynligvis det totale energibehovet. Her ser man at det totale energibehovet minker, fra 16 613 Wh for den sentrale pumpen til

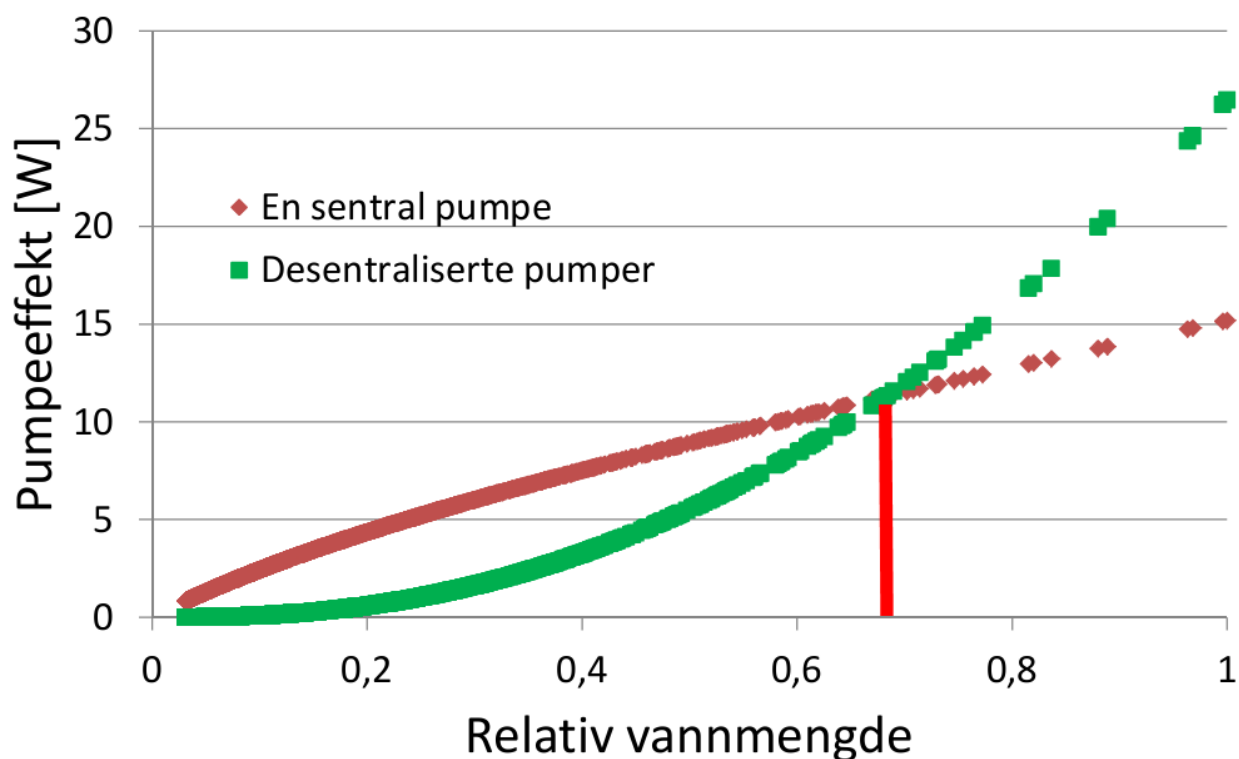
2 778 Wh for de desentraliserte pumpene med standard trykkfall. Dette er en reduksjon på 83,3 % og figur 6.2 viser denne reduksjonen gjennom ett år.



FIGUR 6.2: Energibehovet til en sentral pumpe og desentraliserte pumper gjennom året.

Som man kan se av figur 6.2 er det store forskjeller i energibehovet til de to pumpeløsningene og dette skyldes flere forhold. Figur 6.3 viser hvordan effektbehovet varierer med vannmengden for modell 1 med en sentral pumpe og modell 2 med desentraliserte pumper. Kurven for modell 1 er rettere enn den for modell 2. Dette er fordi trykkøkningen i denne pumpen reguleres lineært med vannmengden. Den varierende virkningsgraden gjør at denne linjen ikke blir helt rett. For modell 2 er kurven mer buet og følger i større grad affinitetslinjen. Dette er fordi de desentraliserte pumpene regulerer trykkøkningen direkte etter ønsket vannmengde. Dette gjør at energibehovet blir betydelig lavere for de desentraliserte pumpene. Figuren viser også hvordan den sentrale pumpen er mer energieffektiv ned til ca. 68 % dimensjonerende vannmengde for modellene i denne oppgaven. Etter dette er det de desentraliserte pumpene som er mest effektive. Frekvensdiagrammet 5.1 illustrerer hvordan varmeanlegget store deler av driftstiden har behov for en vannmengde langt under dimensjonerende verdi. Varmenlegget opererer bare med vannmengder større enn 68 % av dimensjonerende vannmengde 0,32 % av simuleringsperioden og den gjennomsnittlige vannmengden for varmeanlegget i simuleringsperioden blir bare 9,2 % av dimensjonerende vannmengde. Derfor får det ikke noen stor betydning for det totale energibehovet at modell 1 med en sentral pumpe er mer energieffektiv ved store vannmengder.

En annen grunn til den store forskjellen i energibruk mellom de to modellene er det ekstra trykkfallet som skapes på grunn av reguleringsventiler og strupeventiler i modellen med en



FIGUR 6.3: Sammenhengen mellom effekt og vannmengde for modell 1 og modell 2.

sentral pumpe. Strupeventilen er modellert til å kreve en ekstra trykkøkning i pumpen på 8 kPa til enhver tid. I tillegg får man et trykkfall over reguleringsventilene når de regulerer vannmengden. For å få en god regulering må man ha et tilstrekkelig trykkfall over reguleringsventilen. Totalt utgjør energitapet som skyldes ekstra pumpetrykk for strupeventilen 8 530 Wh. Energitapet som skyldes trykkfall i reguleringsventiler utgjør 968 Wh. I kapittel 5 ble pumpens energiforbruk hvis den kun kan arbeide innenfor de effektgrenser som står oppgitt i databladet oppgitt. Disse verdiene vil ikke bli brukt videre i sammenligningen med desentraliserte pumper. Dette er fordi slike data ikke har blitt funnet for desentraliserte pumper. Derfor velger man heller å sammenligne de to pumpeløsningene på samme grunnlag, og anta at alle pumpene kan reguleres fritt mellom største og minste beregnede effektbehov.

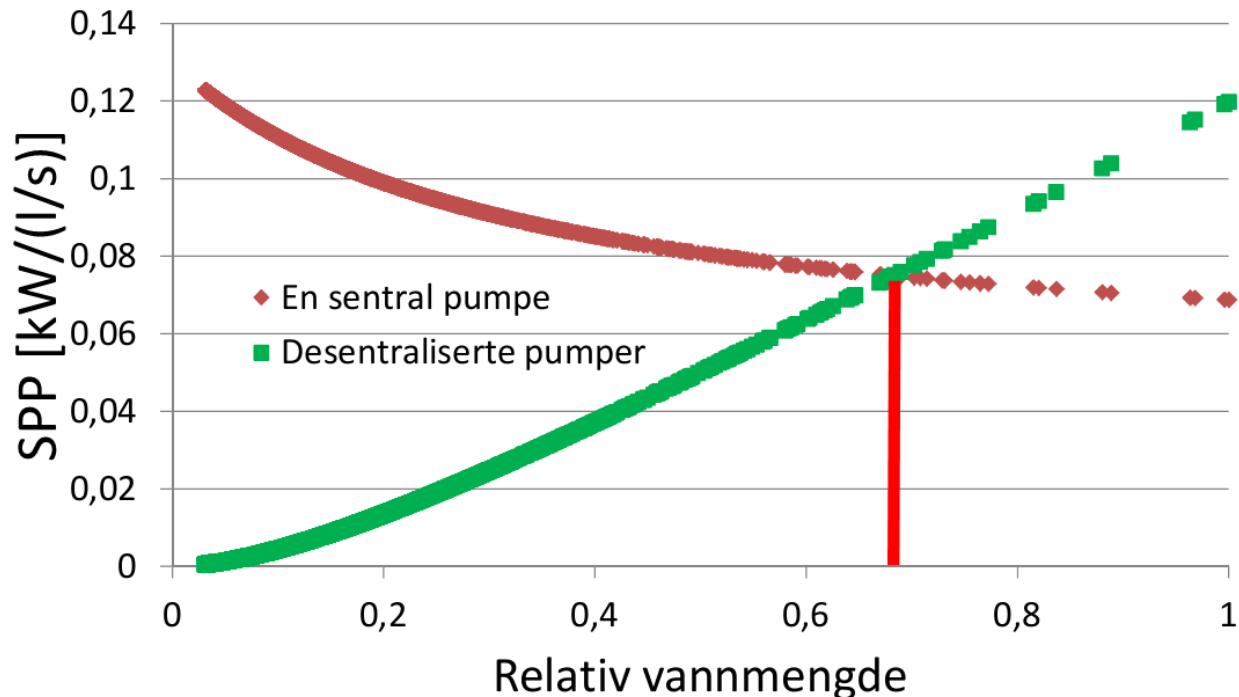
## 6.2.2 Effektbehov

Det høyeste effektbehovet øker fra 15,2 W for modell 1, til 26,5 W for modell 2. Dette er en økning på 74,3 %. Hovedgrunnen til den store økningen er at de desentraliserte pumpene har blitt simulert med en dårligere virkningsgrad enn den ene sentrale pumpen. Det høyeste effektbehovet inntreffer for begge modellene ved dimensjonerende forhold. Dette virker sannsynlig fordi da er både trykkfallet og vannmengden størst. Den totale virkningsgraden til

den sentrale pumpen i modell 1 er 41 % ved dimensjonerende vannmengde. Samme virkningsgrad hos de desentraliserte pumpene er 10,3 %. Hvis de desentraliserte pumpene hadde hatt samme virkningsgrad som den sentrale pumpen ved dimensjonerende forhold, ville den høyeste samlede effekten blitt 6,6 W for de desentraliserte pumpene.

### 6.2.3 Spesifikk pumpeeffekt

Den dimensjonerende SPP-verdien øker fra  $0,0687 \frac{kW}{l/s}$  for modell 1 med en sentral pumpe til  $0,1200 \frac{kW}{l/s}$  for modell 2 med desentraliserte pumper. Spesifikk pumpeeffekt beskriver forholdet mellom tilført effekt til pumpen og sirkulert vannmengde. For modell 1 og 2 er vannmengden den samme, og SPP-verdien øker i modell 2 fordi effektbehovet øker ved dimensjonerende forhold. Dette er beskrevet over i avsnitt 6.2.2. Figur 6.4 viser SPP-verdien avhengig av vannmengde for modell 1 og 2. Som man kan se av denne figuren er skjæringspunktet mellom de to linjene ca. ved en vannmengde på 68 % av dimensjonerende verdier. Dette er i samme punkt som effektkurvene krysser hverandre i figur 6.3, og det er naturlig fordi vannmengden er den samme for begge modellene. SPP-verdien vil derfor krysse hverandre i samme punkt som effektbehovet. Den gjennomsnittlige SPP-verdien for modell 1 er  $0,1134 \frac{kW}{l/s}$  og den gjennomsnittlige SPP-verdien for modell 2 er  $0,0061 \frac{kW}{l/s}$ .



FIGUR 6.4: SPP-verdiene for modell 1 og modell 2 avhengig av vannmengde.

I avsnitt 2.6.6.1 blir det nevnt noen typiske verdier for SPP. Disse verdiene varierer i litteraturen mellom  $0,301$ - $0,6 \frac{kW}{l/s}$  og Johnsen [48] har gjort beregninger på et virkelig kjøleanlegg

som gir SPP-verdier på 0,204-0,266  $\frac{kW}{l/s}$ . Det går ikke klart fram fra noen standard eller veiledning hvordan SPP-verdien skal beregnes, men gjeldende praksis er ved dimensjonerende forhold. SPP-verdien beregnes ved å summere effektbehov og vannmengde for alle pumpene i varmeanlegget. SPP-verdiene for både modell 1 og modell 2 er betydelig lavere enn disse verdiene. Dette kan skyldes flere forhold. I modell 1 og 2 er det i utgangspunktet ikke tatt hensyn til alle trykktap i varmeanlegget, og dette er med på å gi en unaturlig lav SPP-verdi. Det har vært en stor utvikling med energieffektive pumper den siste tiden, og disse typiske SPP-verdiene er sannsynligvis flere år gamle. Mer energieffektive pumper vil gi lavere SPP-verdier. I tillegg er SPP-verdien avhengig av trykkfallet i anlegget. Trykkfallet er igjen avhengig av anleggsutformingen. Ulike anleggsutforminger kan derfor få svært ulike SPP-verdier. Resultatene i denne oppgaven og tallene fra ASHRAE tyder på at SPP-verdien fra NS 3031 som er satt til å være 0,6  $\frac{kW}{l/s}$  er for lav.

#### 6.2.4 Økt trykkfall i anlegget

For å se hvordan resultatene for en sentral pumpe og desentraliserte pumper blir med et høyere trykkfall, har det blitt simulert med et 15 kPa høyere trykk ved dimensjonerende forhold.

Det totale energibehovet for en sentral pumpe øker med 16,9 % til 19 423 Wh og det største effektbehovet øker med 55,3 % til 23,6 W. For de desentraliserte pumpene øker energibehovet med 92,7 % til 5 353 Wh og det største effektbehovet øker med 92,5 % til 51 W. Som man kan se, øker både energi- og effektbehovet til de desentraliserte pumpene med en mye større prosentandel enn simuleringen med en sentral pumpe. Dette er illustrert i figur 5.20 for en sentral pumpe og figur 5.22 for desentraliserte pumper. Allikevel er fortsatt det totale energibehovet 72,4 % lavere for de desentraliserte pumpene sammenlignet med en sentral pumpe. Det høyeste effektbehovet for de desentraliserte pumpene blir 115,2 % høyere enn for en sentral pumpe. Den dimensjonerende SPP-verdien for en sentral pumpe med økt trykkfall blir 0,1065  $\frac{kW}{l/s}$  og den dimensjonerende SPP-verdien for de desentraliserte pumpene blir 0,2307  $\frac{kW}{l/s}$ . Disse SPP-verdiene ligger nærmere de vanlige SPP-verdiene som er diskutert over i avsnitt 6.2.3. Dette viser igjen at det beregnede opprinnelige trykkfallet sannsynligvis er for lavt.

Resultatene over tyder på at de desentraliserte pumpene er mer følsomme for høyere trykkfall i anlegget enn en sentral pumpe. Dette kan blant annet skyldes at virkningsgraden er satt til å være dårligere for de desentraliserte pumpene. Dette fører direkte til en økning i energi- og effektbehov når pumpetrykket øker. Denne egenskapen vil føre til at den faktiske besparelsen med desentraliserte pumper vil være noe lavere enn det som er beskrevet i 6.2.1, fordi i et virkelig varmeanlegg vil det sannsynligvis være flere komponenter som øker det



totale trykkfallet. I praksis vil det sannsynligvis være en viss grense for hvor høyt trykk man vil la en desentralisert pumpe arbeide med. Dette er fordi det ved høye trykkfall i en radiatorkrets vil være mer hensiktsmessig å lage et lenger fordelingsrør med egen pumpe slik at rørføringene og trykktapet til radiatorkretsene blir mindre.

### 6.2.5 Sammenligning med andre rapporter

Resultatene fra simuleringene i denne oppgaven skal sammenlignes med tall fra andre kilder. Da kan man vurdere hvor realistiske resultatene er, både sammenlignet med andre simuleringer og reelle forsøk.

#### 6.2.5.1 Doktorgradsavhandling fra Sverige

Dette er en doktorgradsavhandling skrevet av Caroline Markusson og er også beskrevet i avsnitt 2.8.1.4. I arbeidet med denne doktorgraden har hun både simulert effekt- og energibesparelser med desentraliserte pumper sammenlignet med en sentral pumpe, og gjort målinger på et varmeanlegg med desentraliserte pumper. Simuleringene ser på pumpedriften gjennom en periode på 4 uker. Resultatene fra disse simuleringene viser at med konstant romtemperatur minker pumpeenergien med 97,6 % og det høyeste effektbehovet minker med 76,5 % for modellen med desentraliserte pumper. I forsøket med virkelige desentraliserte pumper uten nattsenkning av temperaturen, minket det gjennomsnittlige effektbehovet med 71 % for de desentraliserte pumpene. Målingene viser også at varmeenergien som går til oppvarming av vannet i varmeanlegget reduseres med 50 % [19].

Desentraliserte pumper i denne oppgaven har en besparelse i pumpeenergi på 83,3 % for standard trykkfall og 72,4 % for modellene med økt trykkfall. Dette er 14,3 og 25,2 prosentpoeng mindre enn Markusson sin simulering. Reduksjonen i gjennomsnittlig effektbehov med modell 2 og standard trykkfall er 82,6 % og 74,1 % med økt trykkfall. Dette er 11,6 og 3,1 prosentpoeng høyere enn Markusson sine målinger. I Markusson sine målingene inngår også effektbehovet til romfølere og regulatorer. Besparelsen i Markusson sitt tilfelle ville derfor også vært høyere hvis dette utstyret ikke var regnet med. Det høyeste effektbehovet øker med 73,4 % for modell 2 med standard trykkfall og 115,2 % med økt trykkfall. I Markussons simuleringer derimot, minker det høyeste effektbehovet med 76,5 %. Dette store avviket er vanskelig å forklare. Virkningsgradene som Markusson har bruk i sine simuleringer er ikke oppgitt, og veldig forskjellige virkningsgrader ved dimensjonerende forhold kan være en årsak til det store avviket i pumpeeffekt ved dimensjonerende forhold. De viktigste resultatene er kanskje det totale energibehovet og det gjennomsnittlige effektbehovet. Resultatene fra modell 1 og modell 2 i denne oppgaven virker her å stemme relativt godt med resultatene fra Markusson sitt arbeid.

### 6.2.5.2 Målinger fra Tyskland

Dette forsøket med målinger av to identiske varmeanlegg med og uten desentraliserte pumper er beskrevet i avsnitt 2.8.1.4. Det ser ikke kun på pumpeenergi, men på besparelsen i gass og elektrisitet. Gassen brukes til å varme opp vannet til varmeanlegget i en gasskjel. Energibehovet som dekkes av elektrisitet minker med 53 % når det benyttes desentraliserte pumper. Dette er en besparelse som er 30,3 prosentpoeng lavere enn de desentraliserte pumpene med standard trykkfall, og 19,4 prosentpoeng lavere enn de desentraliserte pumpene med økt trykkfall i denne oppgaven. I besparelsen på 53 % inngår også elektrisitet som går til temperaturfølere og regulering av pumper og gasskjel. Dette er som nevnt ikke tatt med i simuleringen av desentraliserte pumper i modell 2, og avviket ville blitt mindre dersom dette elektrisitetsbehovet ble trukket fra. I tillegg konkluderer dette forsøket med en besparelse i gass som går til oppvarming på 19 %. Tabell 6.2 viser et sammendrag av resultatene som er diskutert over.

<i>Modell / måling</i>	<i>Pumpeenergi</i>	<i>Snitt. pumpeeffekt</i>	<i>Max. pumpeeffekt</i>
<b>Modell 2</b>	<b>-83,3 %</b>	<b>-82,6 %</b>	<b>+73,4 %</b>
<b>Modell 2 +15 kPa</b>	<b>-72,4 %</b>	<b>-74,1 %</b>	<b>+115,2 %</b>
Markusson simulering	-97,6 %	-	-76,5 %
Markusson måling	-	-71 %	-
IBP REPORT	-53 %	-	-

TABELL 6.2: Sammenligning mellom modell 2 og andre forsøk / målinger.

Resultatene for energibruk og gjennomsnittlig pumpeeffekt stemmer relativt godt med tallene fra forsøk som er gjort på virkelige anlegg. Det er simuleringmodellen med økt trykkfall som har minst avvik, og det kan tyde på at det opprinnelige trykkfallet var noe lavt. Dette var også ventet, da ikke alle komponenter var tatt med i trykkfallsberegningene. Det mest riktige resultatet for besparelsen i pumpeenergi vil derfor sannsynligvis ligge et sted mellom 83,3 %, som er besparelsen med standard trykkfall, og 72,4 %, som var besparelsen med økt trykkfall. Disse to tallene gir en gjennomsnittlig besparelse på 77,9 %. Resultatene for største pumpeeffekt stemmer ikke med virkelige målinger. En grunn til dette kan være usikkerhet rundt valg av virkningsgrad ved dimensjonerende forhold.

## 6.3 Pumpe til varmebatteri

I denne oppgaven fokuseres det ikke på temperaturregulerte varmebatterier hvor pumpen går med konstant turtall. Allikevel er det interessant å sammenligne energibehovet med disse pumpene med den turtallsregulerte pumpen i modell 1. Energibehovet til varmebatteriet

er 42 310 Wh med et konstant effektbehov på 5,8 W. SPP-verdien for denne pumpen blir  $0,0706 \frac{kW}{l/s}$ . Den totale pumpeenergien til varmebatteriet er 154,7 % høyere enn pumpeenergien i modell 1 med det minste trykkfallet. Det totale oppvarmingsbehovet for varmebatteriet er derimot 76,8 % lavere enn oppvarmingsbehovet til radiatoranlegget. Man skal være forsiktig med å sammenligne radiatoranlegget og varmebatteriet, siden det er to helt forskjellige anlegg med ulik varmeavgiver. Disse resultatene viser allikevel hvordan nødvendig pumpeenergi øker markant ved å benytte temperaturregulering med konstant pumpedrift sammenlignet med variabel vannmengde og turtallsregulering.

## 6.4 Økonomisk analyse

Denne delen av oppgaven ser på de økonomiske forutsetningene for besparelse av både pumpeenergi og varmeenergi. Med varmeenergi menes energi som går til oppvarming av vannet i varmeanlegget. Dette kan for eksempel være gass i en gasskjel.

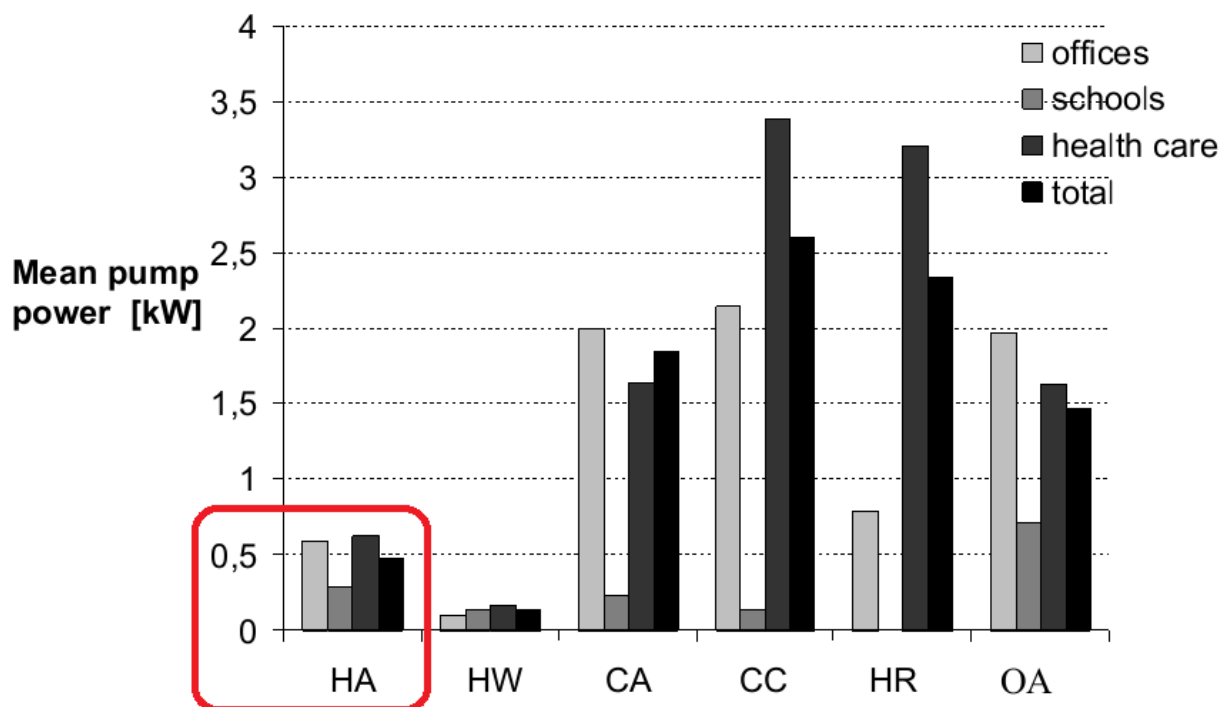
### 6.4.1 Pumpeenergi

Denne oppgaven har kommet fram til at en besparelse i pumpeenergi for desentraliserte pumper ligger på mellom 72,4 og 83,3 %. Ser man på prosentandelen pumpeenergi man kan spare ved å benytte desentraliserte pumper, virker dette veldig lønnsomt. Det man derimot må ta hensyn til, er hvor mye pumpeenergi som brukes opprinnelig. I modell 1 med økt trykkfall kommer man fram til et energibehov på 19 423 Wh, eller 19,4 kWh, for den sentrale pumpen. Regner man en energipris på  $1 \frac{NOK}{kWh}$ , gir dette en kostnad til pumpeenergi på like over 19 NOK. Det er ikke økonomisk forsvarlig å investere i desentraliserte pumper for å minke dette energibehovet med mellom 72,4 og 83,3 %. Dette er et lite varmeanlegg og det kan være mer lønnsomt for varmeanlegg med større pumper og mer pumpeenergi.

Markusson [19] har sortert data for pumper og pumpebruk i Sverige. Figur 6.5 viser gjennomsnittlig pumpestørrelse for ulike pumpeystemer og bygningskategorier. For denne oppgaven er det den pumpekategorien som kalles *HA* som er mest interessant. Denne kategorien er sammensatt av pumper som brukes i varmeanlegg. Som man kan se av denne figuren ligger gjennomsnittlig pumpestørrelse på rundt 0,5 kW. I tillegg har hun funnet ut at pumpene i et varmeanlegg i gjennomsnitt er i drift 80 % av året. Det antas en besparelse i pumpeenergi på 77,9 % som er snittet av besparelsen med standard og økt trykkfall. Ved å bruke disse tallene, kan man anslå en årlig besparelse i pumpeenergi for større anlegg ved å benytte

desentraliserte pumper

$$\underbrace{(0,5kW \cdot 8760h) \cdot 80\%}_{\text{Pumpeenergi}} \cdot \underbrace{77,9\%}_{\text{Besparelse}} \cdot 1 \underbrace{\frac{NOK}{kWh}}_{\text{Energipris}} = 2730 \text{ NOK}. \quad (6.1)$$



FIGUR 6.5: Gjennomsnittlig effekt på pumper i Sverige [19].

Nåverdimetoden er en metode for lønnsomhetsvurdering av investeringer. Denne metoden tilbakefører alle inn- og utbetalinger til et gitt tidspunkt og tar dermed hensyn til fremtidige kapitalverdier. Formel (6.2) viser hvordan man kan regne ut nåverdien til en investering. Er nåverdien positiv vil investeringen i utgangspunktet være lønnsom [58]. Eksempel 1 bruker formel (6.2) til å regne ut største investering med positiv nåverdi for besparelsen på 2 730 NOK per år.

$$NV = B \frac{1 - (1 + r)^{-n}}{r} + S(1 + r)^{-n} - I \quad (6.2)$$

- B=Besparelse
- r=Kalkulasjonsrente
- n=Økonomisk levetid (25 år for varmeanlegg [58])
- S=Salgsverdi
- I=Investering

**Eksempel 1**

- $B=2\,730$  NOK
- $r=0,05$
- $n=25$  år
- $S=0$  NOK
- Største investering= $38\,471$  NOK

Som man kan se av eksempel 1, vil det den største investeringen med positiv nåverdi bli  $38\,471$  NOK hvis man kun ser på besparelsen i pumpeenergi. Ved å benytte desentraliserte pumper på nye varmeanlegg, vil besparelsene være større fordi man slipper kostnader til reguleringsventiler og strupeventiler. En radiatortermostat med termostatratt koster omtrent  $900$  NOK per stykk og strupeventiler koster omtrent  $1\,400$  NOK per stykk [59]. Med en pumpe på  $0,5$  kW kan man forvente et relativt stort antall radiatorer.  $80$  radiatorer med hver sin radiatorventil og termostatratt koster  $72\,000$  NOK og  $80$  strupeventiler koster  $112\,000$  NOK. I tillegg sparer man utgiftene til den ene sentrale pumpen. I dette eksempelet er pumpen på  $0,5$  kW satt til å koste  $8\,000$  NOK. Dette gir en total investeringsramme på  $230\,471$  NOK og med  $80$  radiatorer blir det  $2\,881$  NOK per radiator. Av dette utgjør besparelsen i pumpeenergi kun  $481$  NOK per radiator, resten av besparelsen skyldes mindre utstyr.

**6.4.2 Varmeenergi**

Denne oppgaven har ikke sett på mulige besparelser av varmeenergi, energi som går til oppvarming med desentraliserte pumper. Dette har derimot IBP REPORT Decentralized Circulation Pumps [18] og Markusson [19] gjort. IBP REPORT beskriver hvordan varmeanlegget med de desentraliserte pumpene sparer  $19\%$  av gassmengden som går til oppvarming i varmeanlegget. Markusson sine målinger viser at man kan få en besparelse av varmeenergi på  $50\%$  ved å bytte til desentraliserte pumper. I begge disse rapportene skyldes besparelsen i varmeenergi en mer nøyaktig regulering av romtemperatur og bedre muligheter for å senke temperaturen utenfor driftstid.

Fritidsmessen som er brukt som utgangspunkt for simuleringene i denne oppgaven er beskrevet i 4.1.1. Det beregnede leverte energibehovet for ett år er  $69\,366$  kWh. Av dette går  $29\,793$  kWh til romoppvarming. Eksempel 2 viser største investering for å få en positiv nåverdi med en besparelse i varmeenergi på  $19\%$  for fritidsmessen.

**Eksempel 2**

- $B=29\,793\text{ kWh} \cdot 0,19 \cdot 1 \frac{\text{NOK}}{\text{kWh}} = 5661\text{ NOK}$
- $r=0,05$
- $n=25\text{ år}$
- $S=0\text{ NOK}$
- Største investering= $79\,781\text{ NOK}$

Dette betyr at ved kun å se på varmeenergien kan en merinvestering på 79 781 NOK forsvares ved fritidsmessen. I dette tilfellet er det snakk om et nybygg, og man vil få en ytterligere besparelse fordi det er ikke behov for reguleringsventiler strupeventiler og den sentrale pumpen. I fritidsmessen er det 17 radiatorer. Ved å fjerne radiatorventiler med termostatratt sparer man 900 NOK i utstyr per radiator og tilsammen blir dette 15 300 NOK. I tillegg kommer besparelsen med fjerning av strupeventiler og den sentrale pumpen. Med 17 strupeventiler til 1 400 NOK per stykk blir dette en besparelse på 23 800 NOK. En Grundfos Alpha2 15-40 130 koster 2 400 NOK [60]. Totalt vil besparelsen i varmeenergi, reguleringsventiler, strupeventiler og pumpe kunne forsvare en investering på 121 281 NOK, eller 7 134 NOK per radiator. Her utgjør besparelsen i varmeenergi 4 693 NOK per radiator.

De desentraliserte pumpene fra WILO er ikke introdusert for det norske markedet, og det har derfor ikke vært mulig å få tak i noen priser. En Grundfos Alpha2 15-40 130 har ifølge Grundfos [60] en veiledende utsalgspris eksk. MVA på 2 400 NOK. Siden de desentraliserte pumpene er betydelig mindre enn denne pumpen burde dette gi en pris per desentraliserte pumpe på under 2 000 NOK. I tillegg kommer temperaturfølere og regulatorer. Det er vanskelig å si hva den totale investeringskostnaden for desentraliserte pumper vil være. I eksempel 1 ble den største mulige investeringen med positiv nåverdi 2 881 NOK per radiator. Da er det tatt hensyn til besparelsen i pumpeenergi og utstyr. Det er noe tvilsomt at man vil kunne installere desentraliserte pumper til denne summen. Eksempel 2 ser på besparelsen i energi som går til oppvarming. Medregnet reguleringsventiler, innreguleringsventiler og den sentrale pumpen blir investeringsrammen 7 134 NOK per radiator. Det kan være økonomisk mulig å installere desentraliserte pumper til denne summen.

Eksempel 1 viser potensialet for besparelse av pumpeenergi for større varmeanlegg og eksempel 2 viser potensialet for besparelse i varmeenergi for et mindre, men virkelig varmeanlegg. Ved å kombinere resultatene fra de to eksemplene kan man få et inntrykk av den totale besparelsen for både varmeenergi, pumpeenergi og utstyr med desentraliserte pumper for et større varmeanlegg. Dette gjøres ved å legge 4 693 NOK per radiator i mulig ekstra investeringskostnad i eksempel 1. Da blir den totale investeringskostnaden som fortsatt gir positiv nåverdi 605 912 NOK eller 7 574 NOK per radiator for varmeanlegget beskrevet i

eksempel 1. Dette er en relativt stor sum som bør kunne forsvare en investering i desentraliserte pumper. På grunn av flere antakelser i eksempel 1 angående størrelse på pumpe og antall radiatorer, er resultatene av disse økonomiske beregningene ikke veldig nøyaktige. Resultatene viser allikevel hvilken størrelsesorden man kan forvente av de ulike besparelsene.

# Kapittel 7

## Konklusjon

I dette kapitlet blir de viktigste resultatene fra kapittel 5 og diskusjonen fra kapittel 6 oppsummert til en konklusjon. Anbefalt videre arbeid for denne oppgaven vil også bli lagt fram.

### 7.1 Konklusjon fra litteraturstudie og simuleringer

Ifølge simuleringene gjort i denne oppgaven, kan man redusere det totale energibehovet til sirkulasjonspumper med mellom 72,4 og 83,3 % ved å bytte til desentraliserte pumper. Det er ved lavest trykkfall i anlegget man får den største besparelsen. For modellene med lavest trykkfall reduseres pumpeenergien fra 16 613 Wh med en sentral pumpe til 2 778 Wh for desentraliserte pumper. Dette gir en reduksjon på 83,3 %. I modellene hvor trykkfallet ved dimensjonerende forhold har blitt økt med 15 kPa, reduseres pumpeenergien fra 19 423 Wh for en sentral pumpe til 5 353 Wh for desentraliserte pumper. Dette gir en reduksjon på 72,4 % og viser at de desentraliserte pumpene er mer følsomme for trykkøkninger i anlegget. Disse resultatene stemmer bra med tall fra andre målinger hvor besparelsen i pumpeenergi har blitt oppgitt til å være mellom 53 og 71 % [19] og [18]. Besparelsen skyldes at de desentraliserte pumpene følger affinitetslinjen bedre ved regulering enn den sentrale pumpen og at man slipper trykkfallet i reguleringsventiler og strupeventiler.

Det dimensjonerende effektbehovet til pumpene øker med 74,3 % ved å benytte desentraliserte pumper for modellen med det minste trykkfallet. Ved å øke trykkfallet med 15 kPa blir pumpeeffekten hele 115,2 % høyere for desentraliserte pumper, sammenlignet med en sentral pumpe. Det totale energibehovet blir allikevel mye lavere for desentraliserte pumper i begge tilfellene, fordi de er mer energieffektive ved dellast. Desentraliserte pumper er



derfor mest egnet for varmeanlegg hvor det er store forskjeller i varmebehovet. For fritidsmessen på Jørstadmoen som ble studert i denne oppgaven, var de desentraliserte pumpene mer energieffektive ved vannmengder under 68% av dimensjonerende vannmengde. Dette varmeanlegget hadde en gjennomsnittlig vannmengde på bare 9,2 % av dimensjonerende vannmengde i driftsperioden.

De dimensjonerende SPP-verdiene blir høyere for de desentraliserte pumpene enn for en sentral pumpe. Dette er fordi vannmengden er den samme, men effektbehovet ved dimensjonerende forhold er høyere for desentraliserte pumper. Den dimensjonerende SPP-verdien for en sentral pumpe og det minste trykkfallet blir  $0,0687 \frac{kW}{l/s}$ . De desentraliserte pumpene med det minste trykkfallet får en SPP-verdi på  $0,1200 \frac{kW}{l/s}$ . For modellene med høyest trykkfall blir den dimensjonerende SPP-verdien for en sentral pumpe  $0,1065 \frac{kW}{l/s}$  og  $0,2307 \frac{kW}{l/s}$  for de desentraliserte pumpene. Alle disse verdiene er betydelig lavere enn SPP-verdiene fra NS 3031 som er  $0,6 \frac{kW}{l/s}$ . Dette kan bety at modellene i denne oppgaven bruker for lite pumpeenergi eller at SPP-verdien i NS 3031 er satt for høyt. Sannsynligvis er det en kombinasjon av begge tilfellene.

For små pumper vil det ikke være økonomisk forsvarlig å oppgradere varmeanlegget med desentraliserte pumper hvis det kun er pumpeenergien som legges til grunn. Dette er fordi små pumper bruker veldig lite energi i utgangspunktet. Den sentrale pumpen som er simulert i denne oppgaven med størst trykkfall bruker kun 19,4 kWh i året og dette tilsvarer en energikostnad på rundt 19 NOK. Tall fra Sverige viser at en gjennomsnittlig pumpe til varmeanlegg er på 0,5 kW og i drift 80 % av året. Med desentraliserte pumper kan man forvente en årlig besparelse i kostnader til pumpeenergi på rundt 2 730 NOK for en slik pumpe. Med 80 radiatorer, termostater og strupeventiler tilkoblet denne pumpen, gir dette en investeringsramme på 230 471 NOK hvis man ser på besparelsen i pumpeenergi og fjerning av sentral pumpe, ventiler og termostater for desentraliserte pumper. Dette er 2 881 NOK per radiator og det er derfor tvilsomt at desentraliserte pumper kan være en lønnsom investering hvis man kun ser på besparelsen i utstyr og pumpeenergi.

Ifølge andre rapporter kan desentraliserte pumper redusere energibehovet som går til oppvarming med 19 til 50 % [19] og [18]. Fordi man ikke behøver reguleringsventiler, sentral pumpe og strupeventiler, vil man i nybygg i tillegg få en kostnadsbesparelse på dette. Fritidsmessen som er studert i denne oppgaven har et totalt oppvarmingsbehov på 29 793 kWh. En reduksjon i varmeenergi på 19 % og besparelser i utstyr med desentraliserte pumper vil i dette tilfellet vil kunne forsvare en investering på 121 281 NOK eller 7 134 NOK per radiator. På grunnlag av tallene over vil det i de fleste tilfellene være vanskelig å forsvare en investering i desentraliserte pumper hvis man kun ser på besparelse i pumpeenergi og utstyr. Ser man derimot på redusert energibehov til oppvarming blir den største mulige investeringskostnaden høyere og det kan være økonomisk mulig å installere desentraliserte

pumper. For varmeanlegg som er større enn fritidsmessen i denne oppgaven vil man sannsynligvis få en betydelig økonomisk besparelse både i pumpe- og oppvarmingsenergi. Ved å overføre besparelsen per radiator i varmeenergi fra fritidsmessen til det gjennomsnittlige anlegget med 80 radiators, vil man kunne investere 7 574 NOK per radiator og fortsatt ha en positiv nåverdi. Med en så stor sum per radiator bør det være mulig å oppgradere til en desentralisert pumpesystem.

## 7.2 Videre arbeid

Resultatene i denne oppgaven bygger på matematiske beregninger og ikke målinger på virkelige anlegg. Derfor vil det naturlige ved videre arbeid med oppgaven være å gjøre målinger på varmeanlegg og sammenligne de målte verdiene med resultatene fra denne oppgaven. Det mest interessante ville vært å først måle energi- og effektbehov til den ene sentrale pumpe på fritidsmessen og sammenligne dataene med resultatene fra modell 1. Videre kunne man bygd om anlegget med desentraliserte pumper, gjort nye målinger og sammenlignet dette med resultatene fra modell 2. I tillegg kunne man målt energibehovet som går til oppvarming ved de to tilfellene og sett om det var et like stort besparingspotensial som er beskrevet i andre rapporter.

Det ville også vært interessant å gjøre trykkfallmålinger over reguleringsventilene i et varmeanlegg og sammenlignet dette med de matematiske modellene av reguleringsventiler som er utarbeidet i arbeidet med denne oppgaven. Målinger kan brukes til å kalibrere og eventuelt verifisere at modellene har et akseptabelt avvik fra virkelige verdier.

# Tillegg A

## Nye energikrav til pumper

Siden 2005 har det vært en frivillig merkeordning for sirkulasjonspumper som var utviklet av EUROPUMP(The European Association of Pumping Manufactures). Fra 1 januar 2013 trer et nytt EU-direktiv som omhandler sirkulasjonspumper i kraft. EU-direktiv no.641/2009 setter krav til energiytelsen til både separate sirkulasjonspumper og innebygde sirkulasjonspumper i utstyr. Dette er en ordning som fram til 2013 har vært frivillig for pumpeleverandørene.

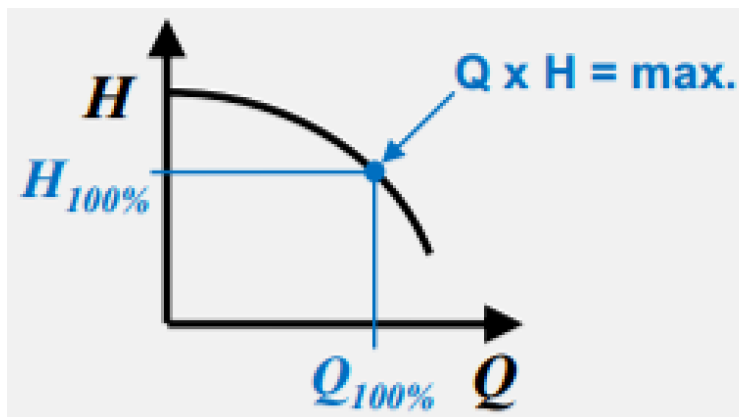
Energiytelsen måles gjennom en Energy Efficiency Index (EEI) og er en indikator på hvor energieffektiv sirkulasjonspumpen er. EEI-tallet er et forholdstall som sier noe om energiytelsen til den aktuelle pumpen sammenlignet med en referansepumpe. EEI-tallet erstatter energimerkingen som går pumper en bokstavkarakter fra A-G, hvor A var de mest energieffektive pumpene.

$$EEI = \frac{P_{L,avg}}{P_{ref}} \cdot C_{20\%} \quad (\text{A.1})$$

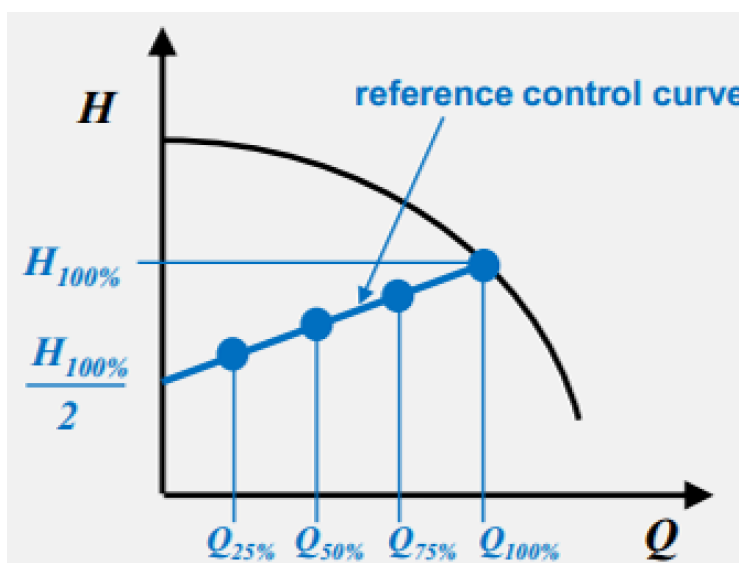
$P_{L,avg}$  i ligningen over er en vektet gjennomsnittlig verdi for effektbehovet til sirkulasjonspumpen som skal merkes. Denne beregnes ved først å finne pumpekurven til pumpen ved største vannmengde og løftehøyde. Langs denne kurven finner man det punktet hvor  $\text{løftehøyde} \cdot \text{vannmengde} = \text{max}$ .

Løftehøyden og vannmengden i dette punktet kalles  $H_{100\%}[m]$  og  $Q_{100\%}[m^3/h]$ . Man foretar målinger av løftehøyde og effektbehov ved 4 ulike driftspunkter med vannmengder på 100%, 75%, 50% og 25% av  $Q_{100\%}$ . Den målte løftehøyden sammenlignes med en referanseløftehøyde.

Hvis den målte løftehøyden er større enn referanseløftehøyden bruker man effektbehovet som er målt i det aktuelle punktet. Er den målte løftehøyden lavere enn referanseløftehøyden



FIGUR A.1: Punktet på pumpekurven hvor løftehøyde · vannmengde = max



FIGUR A.2: Referansepunkter for den målte løftehøyden.

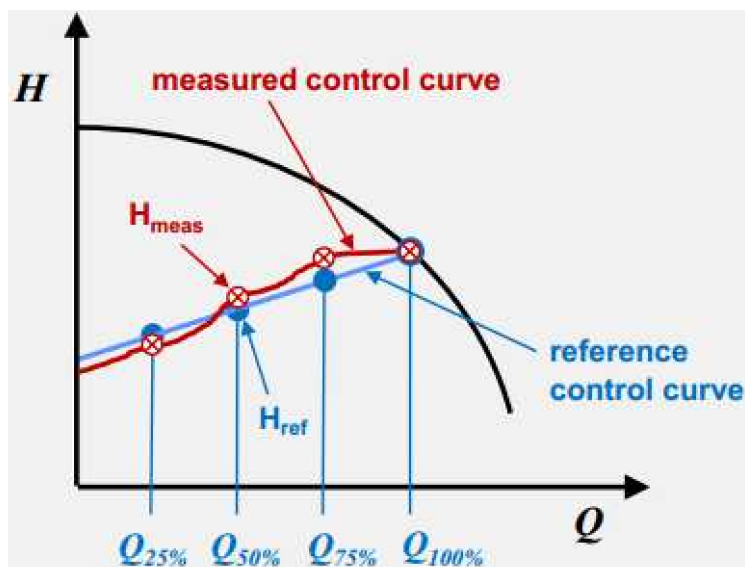
braker man følgende formel

$$P = \frac{H_{referanse}}{H} \cdot P. \quad (\text{A.2})$$

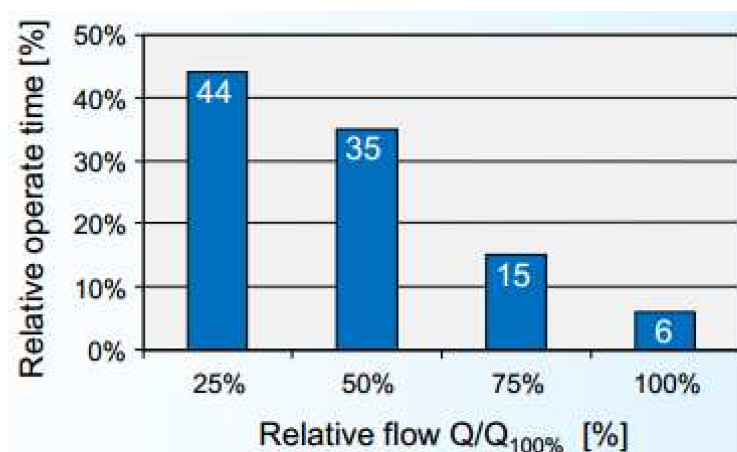
Man bruker en standard brukstid for driften ved de ulike driftspunktene og  $P_{L,avg}$  blir vektet etter denne brukstiden. Figur A.4 viser hvordan denne brukstiden er definert og formel A.3 viser hvordan  $P_{L,avg}$  blir beregnet.

$$P_{L,avg} = 0,06 \cdot P_{L,100\%} + 0,15 \cdot P_{L,75\%} + 0,35 \cdot P_{L,50\%} + 0,44 \cdot P_{L,25\%} \quad (\text{A.3})$$

$P_{ref}$  i ligning A.1 beregnes ved å ta utgangspunkt i punktet hvor man har  $H_{100\%}$  og  $Q_{100\%}$ . Først finner man den maximale hydrauliske effekten  $P_{hyd}$  som er definert som  $P_{hyd} = Q_{100\%} \cdot H_{100\%} \cdot 2,72$ . Deretter bruker man  $P_{hyd}$  for å finne  $P_{ref}$  etter en empirisk formel som har tatt



FIGUR A.3: Kontroll av målt løftehøyde opp mot referanseløftehøyden.



FIGUR A.4: Standard brukstid for pumper.

utgangspunkt i gjennomsnittlig effektbehov for virkelige energieffektive sirkulasjonspumper

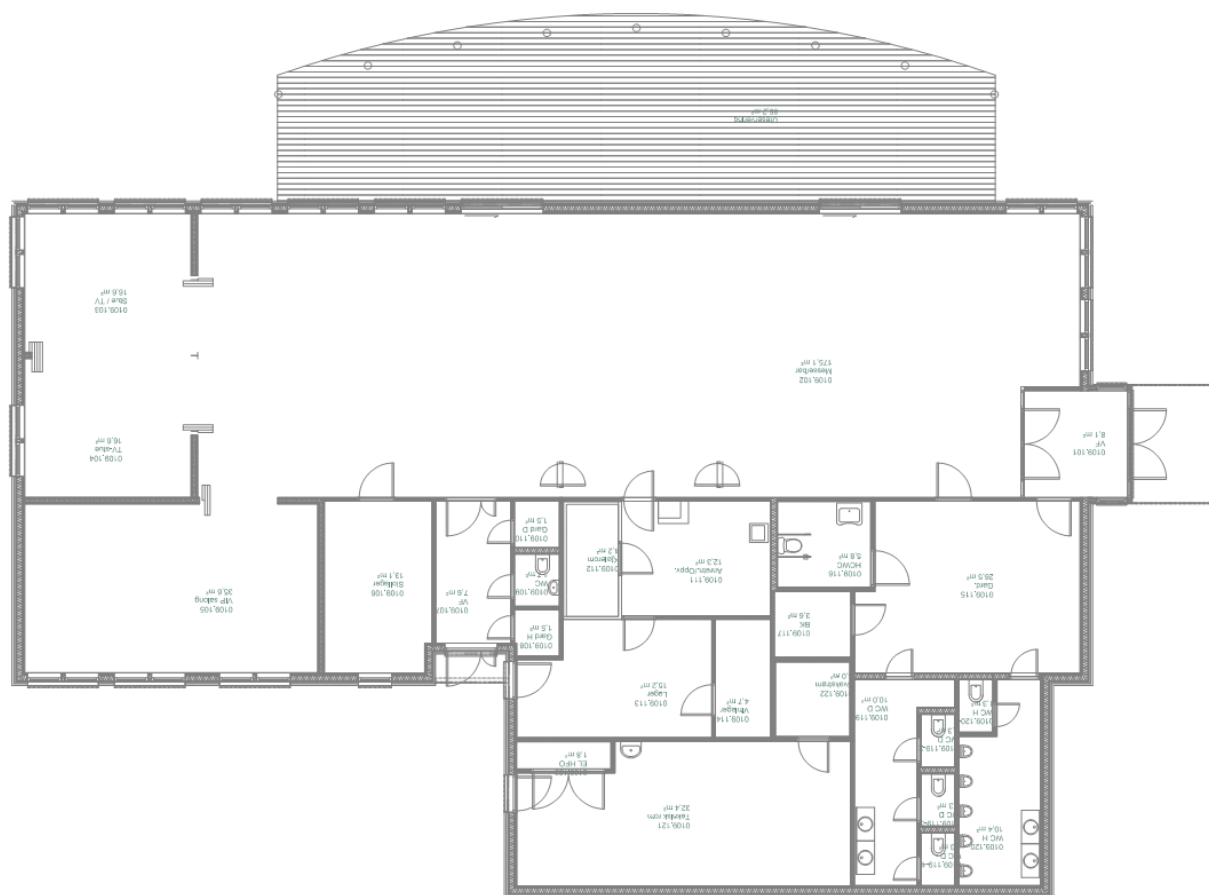
$$P_{ref} = 1,7 \cdot P_{hyd} + 17 \cdot (1 - e^{-0,3 \cdot P_{hyd}}). \quad (\text{A.4})$$

Den siste faktoren i formelen for EEI er  $C_{20\%}$ .  $C_{20\%}$  er en kalibreringsfaktor og settes lik 0,49. Denne faktoren skal sørge for at bare 20% av en bestemt type sirkulasjonspumper har et EEI-tall bedre enn 0,20.

Alle pumper skal merkes med sitt EEI-tall og fra 2013 er største tillatte EEI-tall for sirkulasjonspumper 0,27. Fra 2015 blir kravet enda strengere da høyeste tillatte EEI-tall blir 0,23 [26] og [25].

# Tillegg B

## Plantegning av fritidsmesse



FIGUR B.1: Plantegning av fritidsmessen.

# Bibliografi

- [1] ITT. Pumper og rør i teori og praksis. URL <http://www.lowara.com/lowdata/doc/N0/eng-low-slutlig-ed-no.pdf>.
- [2] Grundfos. The centrifugal pump, . URL [http://dk.grundfos.com/content/dam/Global%20Site/Industries%20%26%20solutions/Industry/pdf/The\\_Centrifugal\\_Pump.pdf](http://dk.grundfos.com/content/dam/Global%20Site/Industries%20%26%20solutions/Industry/pdf/The_Centrifugal_Pump.pdf).
- [3] ASHRAE. *ASHRAE Handbook Fundamentals 2009*. ASHRAE, 2009.
- [4] Anders Trüschel. *Hydronic Heating Systems The Effect of Design on System Sensitivity*. Chalmers University of Technology, 2002.
- [5] Bell & Gossett. The importance of pressure differential in a hydronic system. *CounterPoint*, 2002.
- [6] URL [http://cbs.grundfos.com/CBS\\_Master/lexica/images/image\\_files/Radiator\\_final.jpg](http://cbs.grundfos.com/CBS_Master/lexica/images/image_files/Radiator_final.jpg).
- [7] URL [http://www.armstronginternational.com/files/en\\_US/product\\_solutions/heat\\_transfer\\_equipment/heating\\_and\\_cooling\\_coils/images/Grp\\_HeatCoolCoils\\_Full2.jpg](http://www.armstronginternational.com/files/en_US/product_solutions/heat_transfer_equipment/heating_and_cooling_coils/images/Grp_HeatCoolCoils_Full2.jpg).
- [8] bitbok.no. Introduksjon til kjemisk prosessindustri. URL <http://www.bitbok.no/kjemiprosess/boka/3-reguleringsteknikk/oppgaver/>.
- [9] Lars Jacob Maurtvedt. Lysbilder foredrag lars jacob maurtvedt, ta hydronics.
- [10] Per Erik Nilsson. *Achieving the desired indoor climate*. Studentlitteratur AB, 2003.
- [11] Leif I. Stensaas. *Vannbaserte oppvarmings- og kjølesystemer*. Skarland Press AS, 2007.
- [12] James B. Rishel. *HVAC Pump Handbook, Second Edition*. McGra, 2006.
- [13] EV Works. URL <http://www.evworks.com.au/tech/?section=motors>.

- [14] Grundfos. Grundfos hjemmeside, . URL <http://www.grundfos.com/service-support/encyclopedia-search/proportional-pressurecalculated-controlmode.htm>.
- [15] Grundfos. Grundfos hjemmeside, . URL <http://www.grundfos.com/service-support/encyclopedia-search/proportional-pressuremeasured-controlmode.html>.
- [16] L. Nagy Wurm. H. M., Lohasz. Les of the transistional flow in a miniature centrifugal pump. 2009.
- [17] John Siegenthaler. *Modern Hydronic Heating, 3rd Edition*. DELAMR CENGAGE Learning, 2012.
- [18] Michael Eberl. Ibp report decentralized circulation pumps.
- [19] Caroline Markusson. *Efficiency of building related pump and fan operation*. PhD thesis, Chalmers University of Technology, 2011.
- [20] Frese. Frese ventiler. URL <http://frese.eu/Home/billedbank>.
- [21] *Wilo-Geniax The Decentralised Pump System*.
- [22] Per Bjørn Lotherington. Forbereder nye krav til tek 15. URL <http://byggmesteren.as/2012/09/17/forbereder-nye-energikrav-til-tek-15/>.
- [23] Kim Robert Lisø og Inger Andersen Tor Helge Dokka. Passivhus, nullenergibygge og kunnskapsbehov. URL [http://www.sintef.no/uploadpages/31328/Mestern\\_6-10\\_sintef\\_oppslag.pdf](http://www.sintef.no/uploadpages/31328/Mestern_6-10_sintef_oppslag.pdf).
- [24] AEA Energy & Environment Hugh Falkner. Appendix 7: Lot 11 - circulators in buildings.
- [25] Grundfos. New sstandard for the world circulator market. *World Pumps*, April, 2012.
- [26] Europump. Presentation european regulation for circulators. URL [http://europump.net/uploads/20111208\\_EuP\\_Lot\\_11\\_circulators\\_-\\_general\\_explanations\\_EEI\\_-\\_modified\\_versionV3\\_1\\_\\_for\\_website.pdf](http://europump.net/uploads/20111208_EuP_Lot_11_circulators_-_general_explanations_EEI_-_modified_versionV3_1__for_website.pdf).
- [27] John Olsen. *Pumpe Ståbi 3 utgave*. Nyt Teknisk Forlag, 2007.
- [28] Kjell Johannessen. *Teknisk termodynamikk med strømningslære*. Eureka Forlag, 2006.
- [29] Hermod Brekke. *Pumper og turbiner*. Tapir akademiske forlag, 2003.
- [30] David Zijdemans. *Oppvarmingssystemer*. Skarland Press, 2012.



- [31] Frank M. White. *Fluid Mechanics (6th International Edition)*. McGraw-Hill, 2007.
- [32] Paul Tengedal. *Vannbårne energianlegg, Distribusjonssystemer*. COVA AS, 2012.
- [33] Steven T. Taylor. Balancing variable flow hydronic systems. *ASHRAE Journal*, 2002.
- [34] Dr.Ing. *Prenok 5,1*. Skarland Press, 1995.
- [35] Birol I. Kilkis. An analytical algorithm for hydronic circuit analysis and assessment of equipment performance. *ASHRAE Transactions*, 105, 1999.
- [36] M. Liu B. Zheng. Impacts of balancing valves on pump energy and control performance in variable water flow systems.
- [37] AS. *ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment*. AS, 2008.
- [38] Store Norske Leksikon. Asynkronmaskin. URL <http://snl.no/asynkronmaskin>.
- [39] Anibal T. de Almeida. Eup lot 11 motors. 2008.
- [40] ThomasNet.com. Using ecm motors in hvac systems. URL <http://www.thomasnet.com/articles/machinery-tools-supplies/ECM-Motors-HVAC-Systems>.
- [41] Stig Grindahl. Ec motorer - teknologi som sparer miljøet. URL <http://www.vvsforum.no/artikkel/538>.
- [42] Energyexperts.org. URL <http://energyexperts.org/energysolutionsdatabase/resourcedetail.aspx?id=3196>.
- [43] Tore Selbo Storli. Forelesning om pumper og turbiner. 2011.
- [44] Harris Bynum. Variable flow- a control engineer's perspective. *ASHRAE Journal*, 1999.
- [45] Norsk Standard. Ns3031:2007+a1:2011 beregning av bygningers energiytelse.
- [46] Lennart Jagemar. *Design of Energy Efficient Buildings. Applied on HVAC Systems in Commercial Buildings*. PhD thesis, Chalmers University of Technology, 1996.
- [47] ASHRAE. Ashrae standard 90.1 2007. 2007.
- [48] Morten Berthelsen Johnsen. Eletrisitetsforbruk ved drift av vvs-anlegg. 2001.
- [49] Industrial Controls. Learn about primary/secondary pump systems. URL <http://www.industrialcontrolsonline.com/training/online/learn-about-primarysecondary-pump-systems>.
- [50] Somchai Paarporn. Local pumpump system. *ASHRAE Journal*, 2000.

- [51] Statsbygg. VannbÅren energi vannfordeling - regulering. URL <http://www.statsbygg.no/FilSystem/files/miljo/miljopublikasjoner/VannbaarenEnergi.pdf>.
- [52] James B. Rishel. Wire-to-water efficiency of pumping systems. *ASHRAE*, 2001.
- [53] WILO. High-efficiency, decentralised heating pumps instead of thermostatic valves. 2009.
- [54] ZHENGQIAN CAI. Energy performance evaluation- a novel decentralised pump concept for a supermarket refrigeration system. Master's thesis, Kungliga Tekniska Högskolan Stockholm, 2009.
- [55] M. Gassman A. Akers and R. Smith. *Hydraulic Power System Analysis*. Taylor & Fancis, 2006.
- [56] Zhenjun Ma, Shengwei Wang, Xinhua Xu, and Fu Xiao. A supervisory control strategy for building cooling water systems for practical and real time applications. *Energy Conversion and Management*, 2008.
- [57] Åge Hofstad. Fordrag tekna offshore pumps. 2007.
- [58] NTNU SINTEF. *ENØK i bygninger*. Number ISBN 978-82-05-37496-6. Gyldendal undervisning, 2007.
- [59] Rørleggerservice AS. Prisforespørsel på rørdeler.
- [60] Grundfos ved John Shaw Berry. Prisforespørsel om grundfos pumper.

---

# Desentraliserte pumper

**Jonas Skoog Hansen** NTNU, Norges Tekniske-Naturvitenskapelige Universitet

---

07.06.2013

Vannbårne varmeanlegg er det vanlig å ha en pumpe som sørger for sirkulasjon av vannet ut til de ulike varmeavgiverne. Ved mengderegulering vil man regulere varmeavgivelsen ved å endre strømningsmotstanden gjennom hver varmeavgiver med reguleringsventiler. I tillegg behøver man strupeventiler for å innregulere anlegget. Her leverer sirkulasjonspumpen et trykk som ventilene må strupe ned og man får energitap. En annen form for regulering av vannbårne varmeanlegg kan være å plassere en liten sirkulasjonspumpe sammen med hver varmeavgiver. Denne pumpen regulerer turtallet etter varmebehovet og fjerner behovet for reguleringsventiler og strupeventiler.

[4]. Isolasjonstykkelse og oppvarmingsbehov blir gjerne nevnt i sammenheng med energieffektive bygninger. Det er allikevel viktig å huske på at det kan være store besparelser ved forbedre de tekniske installasjonene i bygningene. Det har blant annet blitt krav til energieffektive ventilasjonsanlegg gjennom SFP-faktoren. Sirkulasjonspumper til varme- og kjøleanlegg er et annet eksempel på viktige tekniske installasjoner i bygninger. EU-landene har et samlet energibehov til sirkulasjonspumper på 53,2 TWh per år [5], og denne energien er fordelt til å drifte over 140 millioner [5] sirkulasjonspumper. Dette tilsvarer den årlige energiproduksjonen til 5 kjernekraftverk. Det er ikke funnet noen tall for energibruken til pumper i Norge, men i Sverige er det totale energibehovet til pumper i ikke-industrialiserte bygninger 2,15 TWh [1].

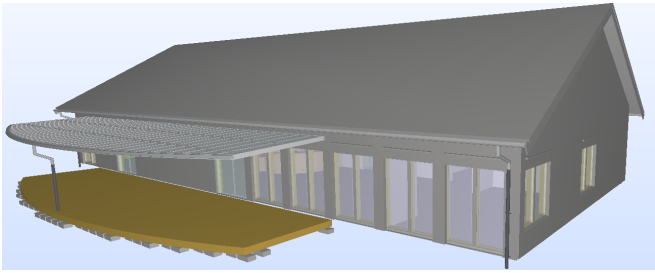
## Energibruk til sirkulasjonspumper

Energibruk i bygninger har i de seneste årene blitt et veldig aktuelt tema i Norge. Byggeforskriftene har blitt betydelig skjerpet med TEK07 og TEK10. Snart kommer TEK15 hvor det er ventet enda strengere krav når det gjelder bygningers energibehov. I 2010 var det totale energibehovet som går til drift av bygninger i Norge på 80 TWh

## Simuleringer

For å beregne mulighetene for besparelse i pumpeenergi med desentraliserte pumper er det blitt tatt utgangspunkt i en ny fritidsmesse ved Jørstadmoen militærleir. Bygningen er på 430 m<sup>2</sup> og varmeanlegget har en dimensjonerende effekt på 18,5 kW fordelt på 17 radiatorer. Totalt har bygningen et netto energibehov på 147,9  $\frac{kWh}{m^2}$ . Varmebehovet er beregnet i SIMIEN.

Energibehovet til sirkulasjonspumpe(r) beregnes



Figur 1: Fritidsmesse.

for et helt år, men unntak av perioden mellom 20 juni til 20 august. I denne perioden er varmebeholdet lavt og det antas at varmeanlegget er avslått. Det antas at varmeanlegget er mengderegulert uten utetemperaturkompensering med  $\Delta T$  på 20 K. Forholdet mellom vannmengde og avgitt effekt fra radiatoren følger formel 1.

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} = \frac{10 \cdot \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_d}}{39 - 29 \cdot \left(\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_d}\right)^{0,752}} \quad (1)$$

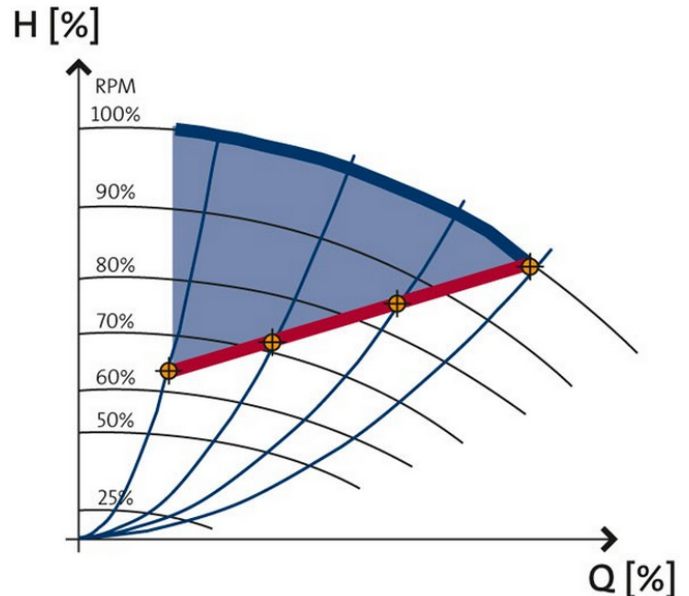
## Sentral pumpe

Først ble det laget en modell for å finne pumpeenergien til en sentral pumpe. Trykkfallet i rør og bend ble beregnet for dimensjonerende forhold og sammenlignet med trykkfallsberegninger i MagiCad. For å forenkle trykkfallsberegningene ble ikke trykkfallet over filtre, sikkerhetsventiler, temperaturfølere osv. medregnet. For å finne trykkfallet i rør og bend ved reduserte vannmengder brukes formel 2, der K er trykkfall dividert på vannmengde opphøyd i annen potens ved dimensjonerende vannmengde og  $\dot{m}$  er den aktuelle vannmengden.

$$\Delta p = K \cdot \dot{m}^2 \quad (2)$$

Radiatortermostatene endrer strømningsmotstanden for å regulere vannmengden. Det er derfor vanskelig å beregne det nøyaktige trykkfallet over radiatortermostatene. Det ble laget matematiske modeller for å beregne dette trykkfallet ved ulike vannmengder. Disse modellene varierer strømningsmotstanden i ventilen avhengig av ventilposisjonen og vannmengden. Det benyttes dynamiske strupeventiler som krever et disponibelt trykkfall på 8 kPa i den kritiske strømningskretsen.

Pumpen ble beregnet til å være turtallsregulert med kalkulert differansetrykk. Det betyr at pumpen reduserer løftehøyden avhengig av vannmengden langs en rett linje, som vist på figur 2. Det er den strømningskretsen med høyest trykkfall som bestemmer det dimensjonerende pumpetrykket. Den totale virkningsgraden til pumpen er satt til å variere mellom 40 % ved dimensjonerende forhold og 10 % ved minste regulerbare vannmengde.

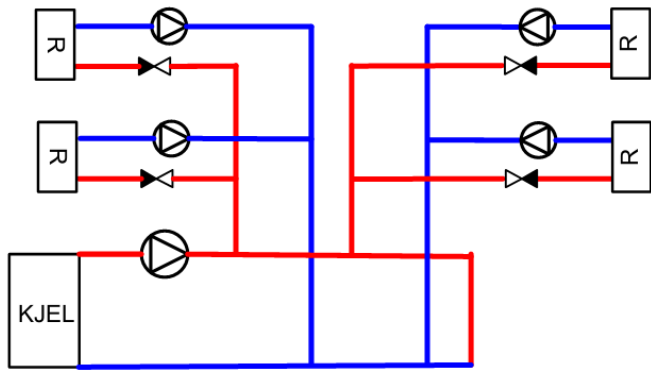


Figur 2: Kalkulert differansetrykk [6].

## Desentraliserte pumper

I modellen med de desentraliserte pumpene blir radiatortermostatene og strupeventilene byttet ut med en liten sirkulasjonspumpe og en tilbakeslagsventil [3]. Figur 3 viser prinsippet med de desentraliserte pumpene.

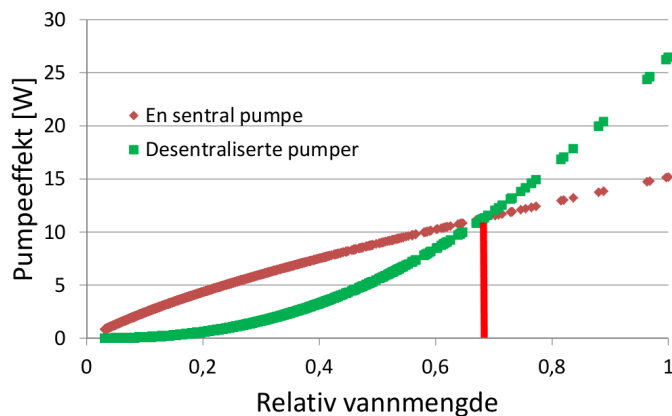
Pumpene arbeider uavhengig av hverandre og trykkfallet i strømningskretsen til hver radiator beregnes på samme måte som for eksempelet med en sentral pumpe. Hver radiator har en pumpe som regulerer turtallet direkte etter varmebeholdet i rommet. Derfor er det ikke behov for reguleringsventiler eller strupeventiler. Virkningsgraden til disse små pumpene er satt en del lavere enn den sentrale pumpen, fordi virkningsgraden avtar stort sett med størrelsen på pumpen. Ved dimensjonerende vannmengde er virkningsgraden satt til 10 % og ved minste regulerbare vannmengde er virkningsgraden 4 %.



Figur 3: Skisse av desentraliserte pumper.

## Resultater

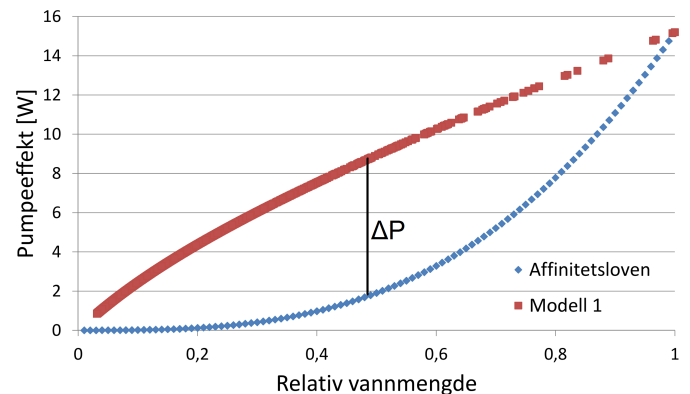
Simuleringene viser en besparelse i pumpeenergi på 83,3 % med de desentraliserte pumpene. Den høyeste effekten til de desentraliserte pumpene blir derimot 74,3 % høyere enn for den sentrale pumpen. Ned til 68 % av dimensjonerende vannmengde er effektbehovet til de desentraliserte pumpene høyere enn effektbehovet til en sentral pumpe. Varmeanlegget opererer stort sett med varmebehov langt unna dimensjonerende forhold, og den gjennomsnittlige vannmengden er bare 9,2 % av dimensjonerende vannmengde. Figur 4 viser effektbehovet til pumpe(n) avhengig av vannmengden for en sentral pumpe og desentraliserte pumper. En av årsakene til det



Figur 4: Effektbehov avhengig av vannmengde.

høye effektforbruket for de desentraliserte pumpene ved dimensjonerende forhold er den lave virkningsgraden for pumpene. Ved mindre varmebehov vil derimot de desentraliserte pumpene følge affinitetslinjen i mye større grad enn den sentrale pumpen. Affinitetslovene sier blant annet at endring i pumpeeffekten er proporsjonal med

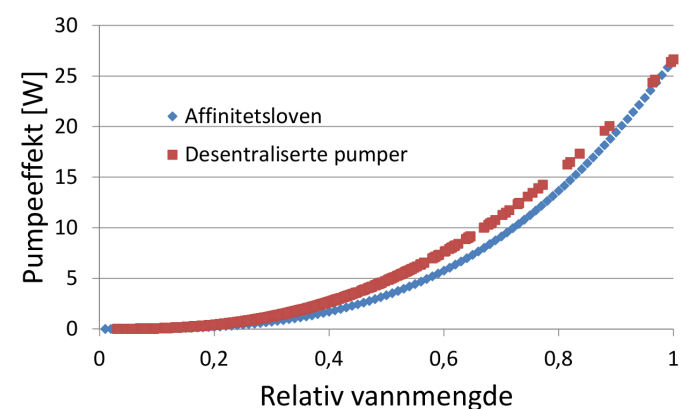
endringen i vannmengden i tredje potens. Affinitetslinjen finnes ved å plote  $P = \left(\frac{\dot{m}}{m_{dim}}\right)^3 \cdot P_{dim}$  med varierende vannmengde. Figur 5 viser effektbehovet til den sentrale pumpen sammenlignet med affinitetslinjen. Som man kan se av figur 5,



Figur 5: En sentral pumpe sammenlignet med affinitetslinjen.

ligger den sentrale pumpen som er regulert etter et kalkulert differansetrykk et stykke unna affinitetslinjen, og spesielt ved mindre vannmengder er det stor forskjell.

Figur 6 viser effektbehovet til de desentraliserte pumpene sammenlignet med affinitetslinjen. Som man kan se av disse to figurene, ligger de desentraliserte pumpene mye nærmere affinitetslinjen. I praksis er det bare den varierende virkningsgraden som gjør at de desentraliserte pumpene ikke blir lik affinitetslinjen. Dette viser hvorfor de desentraliserte pumpene er mye mer effektive ved delast.



Figur 6: Desentraliserte pumper sammenlignet med affinitetslinjen.

De samme simuleringene ble gjort på nytt, men denne gangen ble trykkfallet i anlegget økt med 15 kPa ved dimensjonerende forhold. Dette ble gjort

for å se hvordan de ulike pumpeløsningene reagerer på et større trykkfall. I dette tilfellet reduseres pumpeenergien med 72,4 % med desentraliserte pumper sammenlignet med en sentral pumpe. Det høyeste effektbehovet øker med 115,3 % for de desentraliserte pumpene sammenlignet med en sentral pumpe. Dette viser at de desentraliserte pumpene kan være mer følsomme for trykkendringer i anlegget, men besparelsen i pumpeenergi er fortsatt stor.

## Økonomisk analyse

Beregningene ovenfor bygger på et lite varmeanlegg med kun 17 radiatorer og den totale pumpeenergien for en sentral pumpe i simuleringsperioden er bare 19,4 kWh. Dette energiforbruket er for lite til at det skal være noen økonomisk gevinst i å redusere pumpeenergien. Ifølge Markusson [1], er den gjennomsnittlige effekten for sirkulasjonspumper i Sverige på 0,5 kW og er i drift 80 % av året. En reduksjon i pumpeenergi på 77,9 % for et slikt anlegg gir en energibesparelse på 2730 kWh per år.

Andre kilder viser til mulighetene for en besparelse også i varmeenergi for desentraliserte pumper. Årsaken til besparelsen i varmeenergi skyldes mer nøyaktig regulering og bedre utnyttelse av for eksempel nattsinking av romtemperaturen. Besparelsen i varmeenergi er oppgitt til å være mellom 19-50 % [1], [2]. Fritidsmessen på Jørstadmoen har et energibehov til romoppvarming på 29 793 kWh. En besparelse på 19 % tilsvarer 5661 NOK per år med en energipris på  $1 \frac{\text{NOK}}{\text{kWh}}$ . Er det et nybygd varmeanlegg, kan man i tillegg ta men besparelsen å fjerne radiatortermostater, strupeventiler og sentral sirkulasjonspumpe.

- Årlig besparelse = 5661 NOK.
- Økonomisk levetid = 25 år.
- Kalkulasjonsrente = 5 år.
- Besparelse strupeventil,  $1400 \frac{\text{NOK}}{\text{stk}} = 23\ 800$ .
- Besparelse radiatortermostat,  $900 \frac{\text{NOK}}{\text{stk}} = 15\ 300$ .
- Besparelse sentral pumpe = 2400 NOK.

Tallene over gir en positiv nåverdi på investeringer opp til 121 281 NOK eller 7134 NOK per radiator. Desentraliserte pumper er ikke introdusert for det norske markedet, og det er usikkert hvor mye det hadde kostet å installere desentraliserte pumper med tilbehør for fritidsmessen. Med en ekstra investering på over 7000 NOK per radiator, kan likevel desentraliserte pumper være et alternativ.

## Referanser

- [1] Caroline Markusson (2009). Efficiency of building related pump and fan operation.
- [2] Eberl, M., Schade, A. og Sinnesbichler, H. (2011). IBP report: Decentralized circulation pumps.
- [3] Somchai Paarporn (2009). Local Pumping System.
- [4] Dokka, T.H., Andersen, I. og Lisø, K.R. (2009). Passivhus, nullenergibygg og kunnskapsbehov.
- [5] AEA Energy & Environment (2009). Appendix 7: Lot 11 - Circulators in buildings.
- [6] Grundfos hjemmeside. <http://www.grundfos.com/service-support/encyclopedia-search/proportional-pressurecalculated-controlmode.html>